Biblioteka Główna i OINT
Politechniki Wrocławskiej
100100364132

Fr. Schmidt
Buchbinder u. Galanteriearbeiter
Oels i. Schl.

L 282 m

HANDBUCH

für

SPECIELLE EISENBAHN-TECHNIK

unter Mitwirkung von Fachgenossen

herausgegeben von

Edmund Heusinger von Waldegg,

Oberingenieur in Hannover und Redacteur des technischen Organs des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen.

Dritter Band.

Der Locomotivbau.

Bearbeitet von

Obermaschinenmeister **W. Basson** in St. Petersburg, Centralinspector **Ludw. Becker** in Wien, Prof. **O. Grove** in Hannover, Oberingenieur **Heusinger von Waldegg**, Prof. **L. Kargl** in Zürich, Maschinendirector **H. Kirchweger** in Hannover, Obermaschinenmeister **H. Klinge** in Berlin, Maschinenmeister **J. Klövekorn** in Schneidemühl, Prof. **C. Linde** in München, Obermaschinenmeister **M. Lochner** in Erfurt, Maschinenmeister **Georg Meyer** in Ratibor, Civilingenieur **Alphons Petzholdt** in Hannover und Maschinen-Oberinspector **Ch. Strick** in Dresden.

BIBLIOTHEK d. TECHNISCHEN HOCHSCHULE BRESLAU ABT. d. ST. u. UNIV.-BIBL.

Mit 496 Holzschnittfiguren und 58 Zeichnungstafeln.

LEIPZIG,

Verlag von Wilhelm Engelmann.

1875.

Das Recht der Uebersetzung behält sich der Verleger vor.

POLITECHNIKA WROCŁAWSKA
Biblioteka Główna
(3)

358853 L/1

Inw. 21112.

1945 G 516
Ersatz

Vorrede.

Von dem endlich vollendeten 3. Band unsers Handbuchs wurden die ersten Bogen bereits im December 1871 gedruckt. Leider konnte der Druck nur langsam vorschreiten, da einzelne Mitarbeiter die Manuscripte nicht zur bestimmten Zeit und regelmässig liefern konnten, andere (die Herren Obermaschinenmeister Prüssmann und Welkner) in der Zwischenzeit mit Tod abgegangen und noch andere ihre anfänglichen Zusagen der Mitwirkung, wegen überhäufter Dienstgeschäfte, nicht halten konnten.

Um alle diese Störungen zu beseitigen und neue Kräfte zu gewinnen, hatte der Herausgeber, welcher ebenfalls durch anderweitige literarische Arbeiten und Unternehmungen sehr in Anspruch genommen war, die grössten Anstrengungen gemacht, aber längere Zeit sich vergeblich bemüht, bis es ihm im vorigen Jahre gelungen, Herrn Civilingenieur Alphons Petzholdt, bis dahin in Lüttich, für die Bearbeitung der noch fehlenden Capitel (IX, X, XI, XIII, XVII, XVIII und XIX), zu welchen zum Theil vorgearbeitetes Material vorlag, zu gewinnen.

Wenngleich Herr Petzholdt nie praktisch im Eisenbahnwesen thätig war, so hat er sich doch Jahre lang mit Prüfung und Uebernahme von Eisenbahnmaterial in Belgien und England beschäftigt, namentlich hat er in den dortigen Locomotivfabriken die Fabrikation der Maschinen überwacht und sehr eingehend studirt. Leider trug Herr Petzholdt, als er im Juni vorigen Jahres nach Hannover übersiedelte, bereits den Keim des Todes in sich, dennoch hat er mit aussergewöhnlichem Fleiss und grosser Energie die übernommene Arbeit zu Ende geführt, obwohl es ihm bei dem stets zunehmenden körperlichen Leiden eine grosse Anstrengung gekostet haben mag.

Herr Petzholdt starb am 21. April d. J. in der Blüthe seiner Jahre, von Allen, die ihn näher kannten, tief betrauert, sowie wegen seines edlen Charakters, seiner Uneigennützigkeit und gediegenen Kenntnisse allgemein sehr geschätzt; leider hat er den Druck der von ihm bearbeiteten drei letzten Capitel nicht mehr erlebt. Mit zunehmender Kränklichkeit hat Herr Petzholdt allen seinen literarischen Arbeiten mehr und mehr ausfallende und pikante Anmerkungen beizufügen sich erlaubt, die eigentlich nicht in ein wissenschaftliches Werk gehören und die von der Redaction nicht alle bei der Correctur beseitigt werden konnten, da der Druck zuletzt sehr beschleunigt werden musste. Hoffentlich wird man diese feuilletonartigen Bemerkungen bei dem leidenden Zustande des Verfassers gern entschuldigen; bei einer neuen Bearbeitung für die folgenden Auflagen werden sie verschwinden.

Da verschiedene andere Capitel bereits vor vier und fünf Jahren geschrieben wurden, so sind einzelne derselben nicht mehr ganz zeitgemäss; die neuesten Constructionen wurden zwar während des Druckes von der Redaction möglichst nachgetragen, theilweise waren aber die zugehörenden Zeichnungen schon längere Zeit fertig und waren Aenderungen nicht mehr möglich.

Hannover, Anfangs Mai 1875.

Edm. Heusinger von Waldegg.

Inhalts-Verzeichniss.

I. Capitel.

Von den mechanischen Wirkungen der Wärme mit besonderer Anwendung auf die permanenten Gase und den Wasserdampf. Disponible Arbeit der Wärmekraftmaschinen. Calorischer Wirkungsgrad der Locomotiv-Dampfmaschinen.

Bearbeitet von C. Linde, Prof. der theoret. Maschinenlehre a. d. polytechn. Schule in München.

Hierzu die graph. Tafel 1 u. 7 Holzschnitte.

Seite

A. Von den mechanischen Wirkungen der Wärme.

§ 1. Gleichwerthigkeit von Wärme und Arbeit 1
§ 2. Wesen und Wirkungen der Wärme. Wärmezustand. 2
§ 3. Absolute Temperatur 3
§ 4. Aeussere und innere Arbeit . . . . . —
§ 5. Allgemeines über die wichtigsten umkehrbaren Wärmezustands-Aenderungen 4

B. Die permanenten Gase.

§ 6. Wesen der permanenten Gase 6
§ 7. Zusammenhang zwischen Temperatur, Druck und Volumen 7
§ 8. Specifische Wärme der permanenten Gase 8
§ 9. Verhalten der permanenten Gase bei den wichtigsten Zustandsänderungen 9

C. Der Wasserdampf.

§ 10.
§ 11. Temperatur, Spannung und Dichtigkeit der gesättigten Dämpfe. 12
§ 12. Freie und latente Wärme des Wasserdampfes 13
§ 13. Specialisirung des Aequivalentsatzes für die gesättigten Dämpfe 15
§ 14. Verhalten von Wasser und Dampf bei Wärmezuführung unter constantem Volumen. Anheizen der Dampfkessel 16
§ 15. Dampfbildung bei constantem Drucke 17
§ 16. Expansion bei constantem Mischungsverhältniss und Expansion nach der isodynamischen Curve 19
§ 17. Expansion ohne Zuführung oder Entziehung der Wärme 20

D. Die überhitzten Wasserdämpfe.

§ 18. 23

E. Ausströmen der Gase und Dämpfe aus Gefässmündungen 25

§ 19. 25

F. Disponible Arbeit der Wärmekraftmaschinen.

§ 20. 30

G. Calorischer Wirkungsgrad der Locomotivdampfmaschinen.

§ 21. 33

1. Die principielle Abweichung vom vollkommenen Kreisprocess 34
2. Unvollkommenheiten der »Expansion« 35
3. Reduction des Admissionsdruckes 37
4. Erhöhung des Gegendruckes . . . . . —
5. Die »schädlichen Räume« . . . . . —
6. Haupttabelle für gesättigte Wasserdämpfe. 38

II. Capitel.

Die widerstehenden und bewegenden Arbeiten bei Fortschaffung von Eisenbahnzügen.

Bearbeitet von Georg Meyer, Kön. Maschinenmeister der Oberschles. Eisenbahn in Ratibor.

Hierzu Tafel II u. 11 Holzschnitte.

Seite

§ 1. Allgemeines . . . 40
§ 2. Allgemeines über die widerstehenden Arbeiten bei der Bewegung eines Eisenbahnzuges 41
§ 3. *A.* Widerstand der Wagen und der Tender.
a. Widerstand für gerade horizontale Strecke . . . 42
1. Achsschenkelreibung . . . 42
§ 4. 2. Rollende oder wälzende Reibung . . . 44
§ 5. 3. Der durch die Unebenheit der Bahn u. s. w. entstehende Widerstand . . . 45
§ 6. 4. Ueber den Luftwiderstand . . . 47
§ 7. *b.* Widerstand der Curven . . . 49
§ 8. Formeln für den Curvenwiderstand . . . 51
§ 9. *c.* Widerstand auf Steigungen . . . 54
§ 10. Verschiedene Methoden zur Ermittelung des Widerstandes für einzelne Fuhrwerke auf gerader horizontaler Strecke . . . 54
§ 11. Versuche mit einzelnen Fuhrwerken zur Ermittelung des Widerstandes auf gerader horizontaler Strecke . . . 55
§ 12. Ermittelung des Widerstandes in Curven . . . 59
§ 13. Widerstand der Locomotiven . . . 60
§ 14. Versuche um den Eigenwiderstand der Locomotive zu bestimmen . . . 62
§ 15. Versuche zur Ermittelung des Widerstandes eines Zuges . . . 65
§ 16. Zusammenstellung der verschiedenen Formeln und Resultate für den Gesammtwiderstand eines Zuges auf gerader horizontaler Bahn . . . 70
§ 17. Ueber die Mittel, um die Widerstände der Wagen zu vermindern . . . 73
§ 18. Mittel, um die Widerstände der Locomotiven zu vermindern . . . 75
§ 19. Adhäsion der Locomotiven . . . 76
§ 20. Mittel, um die Adhäsion zu vermehren . . . 78
§ 21. Ueber das Güteverhältniss der Locomotiven in Bezug auf Adhäsion . . . 80
§ 22. Bewegende Arbeit der Locomotiven . . . 85
§ 23. Theoretische Formeln zur Berechnung der Wirkung des Dampfes in den Locomotivcylindern . . . 86
§ 24. Ermittelung der Arbeit durch Diagramme. Verschiedene Arten von Indicatoren, deren Anwendung und Prüfung . . . 88
§ 25. Beschreibung eines mit dem Welkner'schen Indicator erhaltenen Diagrammes . . . 89
§ 26. Allgemeines über Diagramme . . . 93
§ 27. 1. Dampf als bewegende Kraft im Cylinder.
a. Admission . . . 95
§ 28. *b.* Expansion . . . 96
§ 29. 2. Dampf als widerstehende Kraft im Cylinder. Ausströmung und Compression . . . 97
§ 30. Ueber Geschwindigkeitsänderungen der Locomotiven bei Beförderung von Eisenbahnzügen . . . 100
Literatur . . . 104

III. Capitel.

Die Locomotive im Allgemeinen und die Entwickelung ihrer Grundverhältnisse.

Bearbeitet von O. Grove, Prof. a. d. polytechn. Schule zu Hannover.

Mit 18 Holzschnitten.

A. Aufgabe, Einrichtung und Eintheilung der Locomotive.

§ 1. Aufgabe der Locomotive . . . 107
§ 2. Einrichtung der Locomotive . . . —
§ 3. Eintheilung der Locomotiven . . . 113

Seite

B. Die Erzeugung des Dampfes im Kessel.

§ 4. Aufgabe des Kessels . . . 120
§ 5. Die Verbrennung auf dem Roste. Grösse der Rostfläche . . . 121
§ 6. Die Verdampfung des Kesselwassers. Grösse der Heizfläche und Dimensionen des Kessels . . . 127
§ 7. Die Zugwirkung des Blasrohres. Bestimmung der Dimensionen des Blasrohres und des Schornsteines . . . 138

C. Die Arbeit des Dampfes im Cylinder und ihre Verwendung zum Treiben der Locomotive.

§ 8. Arbeit des Dampfes im Cylinder. Mittlere Kolbenkraft . . . 154
§ 9. Stündlicher Dampf- und Brennmaterialaufwand für eine Pferdekraft. Vortheile der Expansion . . . 159
§ 10. Einfluss der Massen des Kolbens, Kreuzkopfes, der Kolbenstange und Schubstange auf den Triebdruck . . . 163
§ 11. Bewegung, Zugkraft und Effect der Locomotive . . . 166
§ 12. Verhinderung des Gleitens der Triebräder. Kupplung der Achsen . . . 175
§ 13. Vertheilung der Last auf die Achsen . . . 178

D. Die Störungen der Locomotivbewegung.

§ 14. Arten der Störungen . . . 181
§ 15. Einfluss der Construction der Locomotiven auf die Störungen . . . 182
§ 16. Einfluss der Zugkraft auf die störenden Bewegungen . . . 185
§ 17. Einfluss der relativen Bewegung der Massen auf die Störungen und seine Beseitigung durch Gegengewichte . . . 186

E. Constructionsverhältnisse für den Locomotivbau.

§ 18. Bestimmung des Effectes für die Berechnung der Locomotive . . . 194
§ 19. Durchmesser der Räder und Dimensionen des Cylinders . . . 196
§ 20. Verbrauch an Dampf- und Brennmaterial. Heiz- und Rostfläche . . . 197
§ 21. Anzahl der Achsen . . . 198
§ 22. Beispiele zur Berechnung der Locomotiven . . . 200
Literatur . . . 205

IV. Capitel.

Die Construction der Locomotivkessel.

Bearbeitet von W. Basson, Ingenieur in St. Petersburg (früher Obermaschinenmeister der Warschau-Wiener und Warschau-Bromberger Eisenbahnen) und Heusinger von Waldegg, Oberingenieur in Hannover.

Hierzu Tafel III—X und 115 Holzschnitte.

§ 1. Einleitung. — Geschichtliches . . . 206

I. Abtheilung. Feuerkasten.

§ 2. Allgemeines. Form und Dimensionen . . . 210
§ 3. Hohe oder domartige Feuerkasten . . . 211
§ 4. Erhöhte Feuerkisten . . . 212
§ 5. Glatte Feuerkisten . . . 215
§ 6. Abweichungen von den Grundformen der erhöhten und glatten Feuerkisten . . . 216
§ 7. Feuerbüchsen. Form, Dimensionen und Material . . . 218
Feuerbüchsen mit Querscheidewänden . . . 221
Feuerbüchsen mit Längsscheidewand . . . —
§ 8. Deckenanker oder Ankerbarren und sonstige Verankerungen zwischen den Decken . . . 223
§ 9. Stehbolzen . . . 233
§ 10. Verbindungen der unteren Ränder von Feuerbüchse und Feuerkasten und deren Verbindung an der Feuerthür . . . 237
§ 11. Feuerthüren . . . 239
§ 12. Rost- und Rostträger . . . 240
§ 13. Reinigungsluken und Auswaschlöcher . . . 249
§ 14. Bleipfropfen . . . 250
§ 15. Verbindung zwischen Feuerkasten und Langkessel . . . 252

Seite

II. Abtheilung. Langkessel.

§ 16. Form, Lage, Dimensionen und Material 254
§ 17. Construction der Kessel mit cylindrischen Schüssen und deren Verbindung untereinander durch einfachen Uebergriff 256
§ 18. Construction mit cylindrischen Schüssen und deren Verbindung durch stumpfen Stoss mit Laschenring, desgleichen mit conischen Schüssen und Längsnähten 257
§ 19. Vernietungen 258
§ 20. Material. Stahlkessel 261
§ 21. Die Dome 262
§ 22. Verankerungen der Langkessel. Längenanker, Queranker . . . . . —
§ 23. Siederöhren und deren Material 264
§ 24. Befestigen und Dichten der Siederöhren 267
Verschiedene Methoden des Einziehens, das Befestigen und Dichten der Siederöhren 268
§ 25. Verbindung des Langkessels mit der Rauchkammer 275

III. Abtheilung. Rauchkammer.

§ 26. Form, Construction und innere Einrichtungen 276
§ 27. Thüren und Verschlüsse für die Rauchkammern 279

IV. Abtheilung. Armatur der Kessel.

§ 28. Sicherheitsventile. Allgemeines 283
§ 29. Specielle Constructionen 285
§ 30. Belastung der Ventile 287
§ 31. Manometer 292
§ 32. Quecksilber-Manometer für Locomotiven 294
§ 33. Maximum- und Controlmanometer 295
§ 34. Wasserstandszeiger, Wasserstandsgläser und Wasserstandshähne 297
§ 35. Dampfpfeife 303
§ 36. Signalglocken 305
§ 37. Kesselspeisevorrichtungen 306
§ 38. Ablasshähne . . . . . —
Literatur 307

V. Capitel.

Ueber Brennmaterial und Heizung der Locomotiven, Construction der Rauchverbrennungsapparate, Blasrohrvorrrichtungen und Locomotivschornsteine.

Bearbeitet von Georg Meyer, Kön. Maschinenmeister der Oberschles. Eisenbahn in Ratibor.

Hierzu Tafel XII und XIII und 25 Holzschnitte.

§ 1. Allgemeines über Heizung 314
§ 2. Vorgänge bei der Verbrennung von Brennmaterialien in Locomotiven 315
§ 3. Allgemeines über Brennmaterialien zur Heizung von Locomotiven 318
§ 4. Wahl des Brennmaterials 322
§ 5. Ueber Kohlenheizung bei Locomotiven 323
§ 6. Allgemeines über Rauchverbrennungs-Apparate 325
§ 7. I. Rauchverbrennung vermittelst Zuführung von frischer Luft 326
§ 8. II. Rauchverbrennung vermittelst besonderer Anordnungen des Rostes. — III. Anordnungen, um eine Mischung der Gase und dadurch eine Rauchverbrennung zu veranlassen 329
§ 9. IV. Combination der unter I, II und III genannten Anordnungen 331
§ 10. Das Hülfsblasrohr als Rauchverbrennungsapparat 333
§ 11. Referat der Dresdener Techniker-Conferenz 334
§ 12. Heizung der Locomotiven mit Coke, Briquets, Braunkohle und Anthrazit . . . . . —
§ 13. Heizung der Locomotiven mit Torf und Holz 335
§ 14. Heizversuche bei Locomotiven mit Steinkohlentheeröl 338
§ 15. Das Blasrohr und dessen Wirkung. Allgemeines 341
§ 16. Regulirung der Wirkung des Blasrohrs durch den Locomotivführer während der Fahrt 343

Seite

§ 17. Ueber den Blasrohrdruck und die Luftverdünnung in der Rauchkammer 347
§ 18. Construction des Blasrohrs. Verschiedene Anordnungen 348
§ 19. Construction des Locomotiv-Schornsteins nach Prüsmann, Zeuner und Grove 351
§ 20. Versuche über die Anlage von Locomotiv-Schornsteinen auf der französ. Nordbahn und der Schweizer Centralbahn 353
§ 21. Funkenfänger-Vorrichtungen. Allgemeines 355
§ 22. Funkenfänger, bei denen der Dampfstrahl vor seinem Austritte aus dem Schornstein gestört wird 356
§ 23. Funkenfänger, bei denen der Dampfstrahl ungehindert austritt 358
§ 24. Gutachten der Münchener Conferenz deutscher Eisenbahntechniker über Funkenfänger. 359
§ 25. Vorrichtungen zur Verhütung des Spuckens 360
§ 26. Die in den technischen Vereinbarungen des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen enthaltenen hierher gehörigen Bestimmungen . . . . . —
Literatur 361

VI. Capitel.

Ueber Wasserspeiseapparate.

A. Gewöhnliche Pumpen, Condensations-Vorrichtungen etc.

Bearbeitet von Georg Meyer, Kön. Maschinenmeister der Oberschles. Eisenbahn in Ratibor.

B. Ueber Injectoren.

Bearbeitet von Ludwig Becker, Central-Inspector der Kaiser-Ferdinands-Nordbahn in Wien.

Hierzu Tafel XIV—XVI und 10 Holzschnitte.

§ 1. Allgemeines über Speisung des Kessels mit Wasser. (Menge des zu pumpenden Wassers) . 366
§ 2. Allgemeines über Construction der Pumpen 367
§ 3. Beschreibung einiger Speisepumpen nebst Details 369
§ 4. Dampfpumpe von Borsig 370
§ 5. Ueber die Leistung der Speisepumpen, Vorrichtungen zum Abstellen derselben. Probirhähne 371
§ 6. Ueber die Verbindung des Druckrohres mit dem Kessel . . . . . —
§ 7. Ueber Erwärmen des Speisewassers. Condensation 373
§ 8. Ueber die durch Condensationsvorrichtungen zu erlangenden Vortheile 375
§ 9. Zahlenwerthe über Ersparnisse bei Condensations-Apparaten 376
§ 10. Ueber die in den technischen Vereinbarungen der Deutschen Eisenbahn-Verwaltungen in Bezug auf Pumpen enthaltenen Bestimmungen 377
Literatur . . . . . —

B. Dampfstrahlpumpen.

§ 11. Allgemeines 379
§ 12. Geschichtliches 381
§ 13. Giffard'scher Injector 384
§ 14. Giffard'scher Injector, ausgeführt von Sharp, Steward u. Co. 385
§ 15. Verbesserter Giffard'scher Injector von Th. Hunt 386
§ 16. Verbesserter Giffard'scher Injector von G. T. Bousfield . . . . . —
§ 17. Verbesserter Giffard'scher Injector von Schäffer und Budenberg . . . . . —
§ 18. Verbesserte Giffard'sche Injectoren von Andrew Barclay 387
§ 19. Verbesserter Giffard'scher Injector von Turk . . . . . —
§ 20. Injector von Sellers 388

Nichtsaugende Injectoren.

§ 21. Injector von Fletcher und Bower . . . . . —
§ 22. Injector von Krauss 389
§ 23. Injector von Schau . . . . . —
§ 24. Injector von Friedmann 390
§ 25. Injector von Haswell 391
§ 26. Injector von F. W. Webb . . . . . —
§ 27. Injector von Körting 392

Seite
§ 28. Dampfzulass-Ventile 392
§ 29. Versuchsresultate 394
Literatur 400

VII. Capitel.

Ueber Dampfaufnahme, Dampfdome, Regulator-Vorrichtungen.

Bearbeitet von Ch. Strick, Maschinen-Oberinspector der K. Sächs. Staatsbahnen in Dresden.

Hierzu die Tafeln XVII—XIX und 9 Holzschnitte.

§ 1. Einleitung 402
§ 2. Die Dampfaufnahme . . . . . —
§ 3. Der Ort und die Art der Dampfentnahme 403
§ 4. Dampfdome 407
§ 5. Der Regulator 409
§ 6. Die Lage des Regulators 410
§ 7. Construction des Regulators 412
a. Die Ventil-Regulatoren . . . . . —
b. Die Schieber-Regulatoren 413
§ 8. Entlastete Regulatoren oder Gleichgewichtsschieber 419
§ 9. Der Bewegungsmechanismus des Regulators 421
§ 10. Die Dampfrohrleitung 423
Literatur 425

VIII. Capitel.

Die Steuerungen der Locomotiven.

Bearbeitet von L. Kargl, Professor für Mechanik und Maschinenbau am Polytechnicum in Zürich und E. Heusinger von Waldegg, Oberingenieur in Hannover.

Hierzu die Tafeln XX—XXIV und 44 Holzschnitte.

A. Theoretischer Theil von L. Kargl.
§ 1. Einleitung 426
§ 2. Einfache Steuerung 427
§ 3. Construction neuerer Steuerungen 431
§ 4. Canalschieber 432
§ 5. Umsteuerungen mit variabler Füllung 434
§ 6. Steuerungen von Stephenson 439
§ 7. Steuerung von Gooch 445
§ 8. Steuerung von Allan 448
§ 9. Steuerung von Heusinger v. Waldegg 453
§ 10. Steuerung von Pius Fink 456
§ 11. Ueber Contredampfwirkung 460
§ 12. Doppelschiebersteuerungen 461
B. Constructiver Theil von Heusinger von Waldegg.
§ 13. *a.* Steuerung von Gooch, *b.* Steuerung von Heusinger v. W. 462
§ 14. Construction der Steuerungscoulisse 464
Coulisse nach Correns . . . . . —
Coulissen mit regulirbarem Gleitstück 465
Coulisse nach Heusinger von Waldegg . . . . . —
Amerikanische Coulissen 466
§ 15. Excenter, deren Ringe und Stangen . . . . . —
1. Steuerhebel mit gezahntem Sector 467
Excenterstangen 469
§ 16. Schieber und Schieberführungen 470
Quadratische Schieberstangen . . . . . —
Schieberführung nach Correns 471

Seite
Mayers Schieberführung 472
Geschlossene Führungen. — Schieberreibung . . . . . —
Schieber mit Weissmetalleinlage 474
Schlussbetrachtung 475
§ 17. Umsteuerungs-Vorrichtungen 476
2. Schraubensteuerungsapparat 477
3. Umsteuerungsvorrichtungen mittelst Händel und Schraube 478
System Volkmar. — System Belpaire . . . . . —
System Stephenson 479
System Alexander 480
Umsteuerungs-Vorrichtungen d. Sächs. Staatsbahn . . . . . —
Schlussbetrachtung 481
Literatur 483

IX. Capitel.

Construction der Cylinder, Stopfbüchsen, Kolben, Dichtungsringe, Kolbenstangenführungen und Kreuzköpfe. Selbstthätige Schmierapparate

Bearbeitet von Alphons Petzholdt, Civilingenieur in Hannover.

Hierzu die Tafeln XXV—XXVIII und 49 Holzschnitte.

§ 1. Dampfcylinder 486
§ 2. Cylinderanordnung 487
a. Innere Cylinder . . . . . —
b. Aeussere Cylinder 489
§ 3. Neigung der Cylinder 490
§ 4. Entfernung der Cylindermittel . . . . . —
§ 5. Construction der Cylinder 493
§ 6. Fabrikation der Locomotivcylinder 496
A. Die Formereiarbeit . . . . . —
B. Giessereiarbeit 499
§ 7. Die Ajustirungsarbeiten 500
§ 8. Weitere Cylinderbestandtheile . . . . . —
§ 9. Dichtung der Cylinderdeckel 501
§ 10. Stopfbüchsen 502
§ 11. Von den Stopfbüchsenpackungen im Allgemeinen 503
§ 12. Hanfpackung 504
§ 13. Asbestpackungen 505
§ 14. Holzpackung 506
§ 15. Metalldichtungen . . . . . —
I. Selbstthätige Metalldichtung für Hochdruck speciell für Cylinder und Schieberkasten der Locomotiven 507
II. Metalldichtung für Stopfbüchsen von Maschinen aller Art 508
§ 16. Fairlie's Metallliderungen 509
§ 17. Anderweite Systeme der Metallpackungen 510
§ 18. Stopfbüchsen mit Weissmetalleinlage 511
§ 19. Cylinderhähne . . . . . —
§ 20. Cylinderverkleidung 512
§ 21. Construction der Planflächen und der Dampfcanäle 513
§ 22. Admissionsverhältnisse 514
§ 23. Höhe der Dampfcanäle . . . . . —
§ 24. Admissionsverhältnisse bei Canalschiebern 515
§ 25. Querschnitt der Exhaustion im Schieberplan . . . . . —
§ 26. Referat der Münchener Technikerversammlung, die Dimensionen der Dampfwege betreffend 516

Seite

§ 27. Praktische Untersuchungen der Dampfwirkung 517
§ 28. Schlussfolgerungen 521
C. Ueber Kolben und deren Dichtungsringe . . . . . —
§ 29. Kolben . . . . . —
§ 30. Kolbendurchmesser 522
§ 31. Absolute Grössen des Kolbenweges 523
§ 32. Verhältniss zwischen Kolbenhub und Kolbendurchmesser 524
§ 33. Verhältniss zwischen der Capacität der Cylinder und der Capacität des Dampferzeugers 525
§ 34. Construction der Locomotivkolben 527
§ 35. Kolbenringe . . . . . —
§ 36. Kolbenstangen 528
§ 37. Doppelte Kolbenführung 529
§ 38. Construction der Kolbenstangen 530
§ 39. Anordnung und Construction der Kolben und Kolbenarmaturen . . . . . —
§ 40. Gusseiserne Kolben 534
§ 41. Beschluss der Münchener Techniker-Versammlung hinsichtlich der Construction der Kolben und des Materials der Dichtungsringe 535
§ 42. Fabrikation der schmiedeeisernen Locomotivkolben 536
§ 43. Fabrikation und Bearbeitung der schwedischen Kolbenringe 539
§ 44. Montirung des armirten Kolbens 542
D. Ueber Kreuzköpfe und deren Führungen . . . . . —
§ 45. Kreuzköpfe . . . . . —
E. Ueber Schmierapparate für Kolben, Schieber und bewegte Stangen 550
§ 46. Allgemeine Betrachtungen . . . . . —
I. Einfache und doppelte Schmierhähne für Cylinder und Schieberkasten 555
§ 47. Der einfache Schmierhahn . . . . . —
§ 48. Der doppelte Schmierhahn 556
§ 49. Amerikanische Schmierhähne . . . . . —
§ 50. Schmierhahn von Rodieux 558
§ 51. Schmierhähne von Währer 560
II. Selbstthätig wirkende Schmierapparate 561
§ 52. Ramsbottom's patentirte Schmierbüchse für Cylinder und Schieberkasten . . . . . —
§ 53. Schmierapparat von Bouillon 563
§ 54. Schmierapparat von Colquhoun und Ferris 564
§ 55. Görgel's Schmierbüchse für Dampfkolben der Locomotiven . . . . . —
§ 56. Kessler's Dampfcylinder-Schmierbüchse 565
§ 57. Weitere Kolbenschmier-Vorrichtungen mit Saugdochtapparaten 569
a. Sommer's Schmiergefässe für Kolben und Schieber 569
b. Curant's selbstwirkende Patentschmierapparate für Schieber und Kolben der Locomotiven 570
§ 58. Reimherr's selbstthätiger Schmierapparat 572
§ 59. Scharnberger's selbstthätiger Schmierapparat . . . . . —
§ 60. Von den Oeltropfapparaten 573
a. System Schauwecker 574
b. Selbstthätiger Schmierapparat von Schärges 576
§ 61. Von den Ventil-Schmierapparaten 577
a. System Johnson . . . . . —
b. Schollwer's Patent-Schmiervorrichtung 578
c. Selbstthätiger Schmierapparat der Württembergischen Staatsbahn 579
d. Volkmar's Schmierbüchse für Locomotivcylinder . . . . . —
e. Anschütz's selbstthätiger patentirter Schmierapparat für Cylinder und Schieberkasten 580
f. Schmierbüchse mit Pumpeneinrichtung für Locomotivcylinder 581
§ 62. Beschlüsse der Münchener Techniker-Versammlung in Betreff der Kolben- und Schieberschmierung . . . . . —
F. Schmierapparate für Geradführungen und bewegte Stangen 583
§ 63. . . . . —
Literatur 588

X. Capitel.

Ueber Locomotivrahmen, Kesselträger, Zug- und Kuppluugsapparate und Bahnräumer.

Bearbeitet von Heinr. Kirchweger, Maschinendirector in Hannover und Alphons Petzholdt, Civilingenieur in Hannover.

Hierzu Tafel XXX—XXXII und 22 Holzschnitte.

Seite

A. Vorbemerkung.

§ 1. Hauptrahmen und partielle Rahmen 593
§ 2. Anordnung der Hauptrahmen 594
§ 3. Rahmen-Construction 595
§ 4. Rahmendimensionen 600
§ 5. Fabrikation der Rahmenbleche 603
§ 6. Ajustirung der Rahmenbleche 606
§ 7. Lagerung des Kessels im Maschinenrahmen 608

B.

§ 8. Zug- und Kupplungsapparate 611
§ 9. Sonstige Rahmenbestandtheile 613
a. Bahnräumer . . . . . —
b. Drahtbesen 614
c. Eiskratzer 615

C.

§ 10. Von den Kupplungsvorrichtungen zwischen Tender und Maschine . . . . . —
§ 11. Von den Kupplungs-Systemen für Curvenbefahrungen 618
Literatur 624

XI. Capitel.

Ueber Triebachsen, Kurbelachsen, Radsterne, Kurbel- und Kuppelstangen.

Bearbeitet von Alphons Petzholdt, Civilingenieur in Hannover.

Hierzu Tafel XXXIII und 45 Holzschnitte.

A. Von den Trieb- und Kuppelachsen der Locomotiven.

§ 1. Zahl und Vertheilung der Achsen 625
§ 2. Lage der Triebachsen 627
§ 3. Kupplung der Achsen 631
§ 4. Belastung der Trieb- und Kuppelachsen 634
§ 5. Von den Variationen der Achsenbelastung 637
§ 6. Von der Lage des Schwerpunktes in Beziehung zu den Triebachsen 639
§ 7.*) Material der Achsen.
§ 8. Von den Dimensionen der Locomotivachsen 643
§ 9. Fabrikation der Locomotivachsen 648
Gerade Achsen . . . . . —
Kurbelachsen 649
Resumé der Schmiedeoperationen für die Kurbelachsen 652

B. Von den Locomotivrädern.

§ 10. Raddimensionen 654
§ 11. Radconstruction 655
§ 12. Fabrikation der Locomotivräder 660
§ 13. Von den Locomotivradbandagen 668
§ 14. Ajustirung der Locomotivräder 671
§ 15. Garantie- und Beschaffungsverhältnisse der Locomotiv-Radsätze 674
§ 16. Von den Scheibenrändern für Locomotiven 676
§ 17. Kurbeln 679

*) Irrthümlich im Text § 6 wiederholt und dann § 7 u. s. f. statt § 8 u. ff.

Seite

C. Von den Kurbel- und Kuppelstangen.

§ 18. Allgemeines 681
§ 19. Von der Stangenlänge 682
§ 20. Construction der Stangen 683
§ 21. Fortsetzung 688
§ 22. Schleifenbewegung von Redtenbacher 693
§ 23. Fabrikation der Kurbel- und Kuppelstangen 695
Literatur 698

XII. Capitel.

Construction der Tragfedern, Balanciers, Achsbüchsen (System Hall), Achsgabeln und Stellvorrichtungen.

Bearbeitet von J. Klövekorn, Maschinenmeister der k. Preuss. Ostbahn in Schneidemühl.

Hierzu Tafel XXXIV—XXXVI und 40 Holzschnitte.

§ 1. Einleitung 702
§ 2. Construction der Achsbüchsen . . . . . —
§ 3. Achsgabeln 707
§ 4. Vorrichtungen, welche durch die Ausnutzung der Achsbüchsen in den Achsgabeln erforderlich werden. (Stellvorrichtungen) 710
§ 5. Aussergewöhnliche Constructionen von Achsbüchsen und Achsgabeln 712
§ 6. System Hall 715
§ 7. Tragfedern 716
§ 8. Blattfedern . . . . . —
§ 9. Schraubenfedern 719
§ 10. Gummifedern 720
§ 11. Vereinigung der Federn von mehreren Achsbüchsen (Federbalanciers und Querfedern) . —
§ 12. Elastische Hängeeisen 724
§ 13. Achsgabeln, Achsbüchsen und Federn der Tender 725
Literatur 727

XIII. Capitel.

Construction der beweglichen Radgestelle zum Durchlaufen scharfer Curven (System von Norris, Bissel, Kessler, Nowotny etc.) Verschiebbare Achsen.

Bearbeitet von Alphons Petzholdt, Civilingenieur in Hannover.

Hierzu Tafel XXXVII—XXXIX und 9 Holzschnitte.

§ 1. Vorbemerkungen 729
§ 2. Totale und partielle Radbasis 730
§ 3. Belastungsverhältnisse der beweglichen Gestelle 733
§ 4. Von den zweiachsigen Wendeschemeln. — Der englisch-amerikanische Wendeschemel (System Norris) 734
Historisches 735
Anordnung und Construction des englisch-amerik. Wendeschemels 736
Anordnung des zweiachsigen Wendeschemels auf dem Continente 738
§ 5. Von den einachsigen Wendeschemeln 741
§ 6. Nowotny's Vordergestell 746
§ 7. Von den Wendeschemeln mit combinirter Bewegung 748
§ 8. Von den verschiebbaren Locomotivachsen. — Allgemeine Bemerkungen 751
Verschiedene Methoden der Achsenverschiebung 752
System Caillet 753
§ 9. Achsenverschiebung vermittelst geneigter Planflächen 754
System Baldwin 755

Seite
§ 10. System Beugniot 756
§ 11. System Riener 757
§ 12. System Haswell 758
Literatur 759

XIV. Capitel.

Ueber die Bremsapparate an Locomotiven.

Bearbeitet von M. Lochner, Obermaschinenmeister der Thüringischen Eisenbahn in Erfurt.

Hierzu Tafel XL bis XLII und 8 Holzschnitte.

§ 1. Einleitung 760
§ 2. Eintheilung der Bremsen . . . . . —
§ 3. Wirkung der Locomotivbremsen im Allgemeinen 762
§ 4. I. Radbremsen 764
§ 5. Handbremsen . . . . . —
§ 6. Dampfbremsen 765
§ 7. Schnellbremsen 767
§ 8. II. Die Schlittenbremse 770
§ 9. III. Compressionsbremsen. *a.* Contredampfbremsen. . . . . —
§ 10. *b.* Die Repressionsbremsen 776
§ 11. *c.* Die Zeh'sche Klappe 779
§ 12. *d.* Luftdruckbremse von Bergue 780
Literatur 781

XV. Capitel.

Bedeckte Führerstände, Communication mit dem Zugpersonal, Sandstreu-Apparate, Kesselbekleidungen, Aschenkasten, Locomotiv-Laternen und Werkzeugkasten.

Bearbeitet von H. Klinge, Obermaschinenmeister der Berliner Nord-Eisenbahn zu Berlin.

Hierzu die Tafeln XLIII—XLV und 36 Holzschnitte.

§ 1. Bedeckte Führerstände. 783
§ 2. Communication zwischen der Locomotive und dem Zuge 791
§ 3. Sandstreu-Apparate 798
§ 4. Kesselbekleidungen 804
§ 5. Aschenkasten 813
§ 6. Locomotiv- und Signal-Laternen 819
§ 7. Werkzeugkasten 825
Literatur 828

XVI. Capitel.

Construction der Tender.

Bearbeitet von Ch. Strick, Maschinen-Oberinspector der Sächsischen Staatsbahnen in Dresden.

Hierzu Tafel XLVI—XLVIII und 41 Holzschnitte.

§ 1. Allgemeines über Tender 830
§ 2. Bestandtheile des Tenders. 831
§ 3. Das Tendergestell . . . . . —
Zahl, Stellung und Art der Achsen . . . . . —
Material des Gestelles. — Form der Gestelle 833
Die Achsbüchsen. — Federn, Gehänge und Balanciers. 838
Zug- und Stossvorrichtungen. 841
§ 4. Der Wasserkasten 842
Stärke und Verbindung der Bleche. 846
Verbindung mit dem Gestelle 847

Seite

Füllöffnungen, Füllrohre. — Absperrventile oder Hähne 850
Wasserstandszeiger 852
§ 5. Der Raum für das Brennmaterial 853
§ 6. Die Bremse 855
§ 7. Schlauchverbindungen 859
§ 8. Die Vorwärmung des Wassers 862
§ 9. Die Ausrüstung des Tenders 863
§ 10. Besondere Füllvorrichtungen . . . . . —
§ 11. Besondere Einrichtungen der Tender 865
Literatur 867

XVII. Capitel.

Maschinen für Personen- und Schnellzüge, für gemischte und Güterzüge, mit Ausschluss der Gebirgs- und Rangirmaschinen.

Bearbeitet von Alphons Petzholdt, Civilingenieur in Hannover.

Hierzu Tafel XLIX—LIII und 3 Holzschnitte.

§ 1. Allgemeine Betrachtungen 869
§ 2. Maschinen mit freier Triebachse 878
§ 3. Duplexmaschine 880
§ 4. Maschinen mit zwei Kuppelachsen 882
§ 5. Maschinen mit einer Kuppelachse hinter der Feuerbüchse . . . . . —
§ 6. Maschinen mit directer Unterstützung der Feuerbüchse 887
§ 7. Maschinen mit beiden Kuppelachsen vor der Feuerbüchse 892
§ 8.*) Vierkuppler mit überhängender Feuerbüchse 898
§ 9. Maschinen mit drei gekuppelten Achsen 899
§ 10. Sechskuppler mit überhängender Feuerbüchse 901
§ 11. Achtkuppler 906
§ 12. System Hall 911
§ 13. Reduction des Maschinengewichtes 912
Tabelle der Hauptverhältnisse von Maschinen für Schnell- und Personenzüge, gemischte und Güterzüge 914
Literatur 918

XVIII. Capitel.

Gebirgsmaschinen (System Meyer, Fairlie, Beugniot, Engerth, Vaessen etc.)

Bearbeitet von Alphons Petzholdt, Civilingenieur in Hannover.

Hierzu Tafel LIV bis LVII und 4 Holzschnitte.

§ 1. Vorbemerkungen 921
§ 2. Allgemeine Bedingungen einer Berglocomotive 922
§ 3. Berglocomotiven zu Wien 1875 923
§ 4. Einfache und getheilte Motoren für Bergbahnbetrieb . . . . . —
§ 5. Doppelmaschine mit 4 Cylindern 928
§ 6. Adhäsionsverhältnisse 930
§ 7. Berglocomotive nach System Vaessen 932
§ 8. Die Engerth-Locomotive 934
§ 9. Locomotivsystem Fink 938
Uebersicht der Hauptdimensionen von Berglocomotiven 939
§ 10. System Beugniot 944
§ 11. Rahmenkupplung 949
§ 12. Maschinen mit Motortender 950
§ 13. Zwillingsmaschinen 951

*) Im Text irrthümlich § 7 u. s. f.

Seite

§ 14. Doppelschemellocomotiven 957
§ 15. System Petiet 959
§ 16. Die Doppelschemellocomotiven der Semmeringbahn 962
§ 17. System Meyer 965
§ 18. System Fairlie 968
§ 19. Maschinen mit künstlicher Adhäsion 973
§ 20. System Fell 974
§ 21. System Wetli 975
§ 22. System Ritgen 976
§ 23. Zahnradmaschinen 977
Literatur 977

XIX. Capitel.

Vierrädrige Maschinen, Tendermaschinen, Rangirmaschinen.

Bearbeitet von Alphons Petzholdt, Civilingenieur in Hannover.

Hierzu Tafel LVIII.

§ 1. Vorbemerkung 980
§ 2. Vierrädrige Locomotiven . . . . . —
§ 3. System Krauss 983
§ 4. Zweiachsige Maschinen der Darmstädter Maschinenfabrik 985
§ 5. Vierrädrige Coursmaschinen der Badischen Bahn 986
§ 6. Vierrädrige Maschinen mit Blindachse 987
§ 7. Vierrädrige Maschinen der Oldenburger Staatsbahn 988
§ 8. Vierrädrige Maschinen der Schweizerischen Nordostbahn 989
§ 9. Beschlüsse der Techniker-Versammlungen des Vereins D. E. V. in Betreff der vierrädrigen Locomotive . . . . . —
§ 10 System Scotti 993
§ 11. Von den Tenderlocomotiven. — Vorbemerkungen 994
§ 12. Dreiachsige Tendermaschine nach System Krauss 997
§ 13. Französische Tendermaschinen 998
§ 14. Von den Rangirmaschinen. — Vorbemerkungen 1000
§ 15. Rangirmaschinen der Kaiser Ferdinand-Nordbahn 1002
§ 16. Rangirmaschinen für den Dienst in industriellen Etablissements 1004
§ 17. Rangirmaschinen mit Verticalkessel 1005
Literatur 1008

XX. Capitel.

Geschichte und Statistik der Locomotive, sowie der Locomotivbau-Anstalten und Preise der Locomotiven.

Bearbeitet von Edmund Heusinger von Waldegg, Oberingenieur in Hannover.

§ 1. Einleitung 1009
§ 2. Erste Epoche (1800—1829) 1010
§ 3. Zweite Epoche (1830—1837) 1117
§ 4. Dritte Epoche (1838—1842) 1022
§ 5. Vierte Epoche (1843—1851) 1027
§ 6. Fünfte Epoche (1852—1875) 1031
§ 7. Statistik der Locomotiven 1033
§ 8. Geschichte der Entwickelung des Locomotivbaues in Deutschland und Oesterreich . . 1034
§ 9 Die gegenwärtigen Locomotivfabriken 1039
§ 10. Preis- und Beschaffungsverhältnisse der Locomotiven 1042
Die Ergebnisse von Locomotiv-Submissionen Deutscher Staatsbahnen 1043
Literatur 1045

I. Capitel.

Von den mechanischen Wirkungen der Wärme mit besonderer Anwendung auf die permanenten Gase und den Wasserdampf. Disponible Arbeit der Wärmekraftmaschinen. Calorischer Wirkungsgrad der Locomotivdampfmaschinen.

Bearbeitet von

C. Linde,

Professor der theoretischen Maschinenlehre an der polytechnischen Schule in München.

(Hierzu die graphische Tafel I.)

Die Wärme spielt mit den, durch sie bedingten, Erscheinungen eine so wichtige Rolle in der Locomotive, dass die Kenntniss von der Gesetzmässigkeit dieser Erscheinungen für das Verständniss der Wirkungsweise jener Maschine unerlässlich ist. Zwar hat ein Handbuch, wie das vorliegende, nicht die Aufgabe, die Kenntniss von der Gesetzmässigkeit der Naturerscheinungen als Lehre zu reproduciren, der Umstand aber, dass einerseits in neuerer Zeit gerade derjenige Theil der Wärmelehre als »mechanische Wärmetheorie« eine vollständige Umgestaltung erfahren hat, welcher hier besonders in Betracht kommt, nämlich die Lehre von der Umsetzung der Wärme in mechanische Arbeit, und dass andrerseits ein umfangreiches, für den praktischen Gebrauch erforderliches, Formel- und Zahlenmaterial aus eben diesem Gebiete Aufnahme finden musste, liess es zweckmässig erscheinen, in systematischer Entwickelung, wenn auch nicht in streng wissenschaftlicher Folge, das Wichtigste aus dem genannten Theile der Wärmelehre in einem besonderen Capitel zusammenzustellen.

A. Von den mechanischen Wirkungen der Wärme.

§ 1. Gleichwerthigkeit von Wärme und Arbeit. — Es ist bekannt, dass mechanische Arbeit und Wärme jederzeit gegenseitig umgewandelt werden können und dass hierbei dem »Verschwinden« einer bestimmten Arbeits- oder Wärme-Menge die Erzeugung einer bestimmten, stets gleich grossen Menge von Wärme beziehungsweise Arbeit entspricht, dass also Arbeit und Wärme gleichwerthig, äquivalent sind und

zwar in der Weise, dass einer Wärmeeinheit oder Calorie (d. i. derjenigen Wärmemenge, welche zur Erhöhung der Temperatur eines Kilogramm Wasser von 0° auf 1° C. erforderlich ist) eine Arbeit von 424 Meterkilogramm entspricht. Man nennt diese Arbeit das »mechanische Wärmeäquivalent«, den reciproken Werth $\frac{1}{424} = A$ aber das Wärmeäquivalent der Arbeitseinheit. Ein (vielverbreitetes) Missverständniss des Satzes von der Gleichwerthigkeit ist es, wenn man daraus schliesst, dass es möglich sei, aus jeder — etwa durch Feuerung zum Zwecke der Arbeitsleistung in einer Maschine erzeugten — Calorie 424 Meterkilogramm zu gewinnen. Wenn allerdings jeder wirklich umgewandelten Calorie die genannte Arbeitsmenge entspricht, so ist doch, wie unten gezeigt werden soll, die Umwandlung der (einer Maschine) zugeführten Wärmemenge nur theilweise möglich, während ein anderer Theil dieser Wärme als solche die Maschine verlassen muss.

§ 2. Wesen und Wirkungen der Wärme. Wärmezustand. — Die Gleichwerthigkeit von Wärme und mechanischer Arbeit führt zu dem Schlusse, dass auch die Wärme selbst nichts Anderes, als Arbeit in einer bestimmten Gestalt sei. Wenn aber einem Körper Wärme zugeführt wird, so kann die Wirkung eines solchen Vorganges entweder bestehen in Temperaturerhöhung — solchermaassen aufgenommene Wärme bezeichnet man als »freie« oder »sensible« — oder in Aenderungen in der Anordnung der kleinsten Körpertheile, in welchem Falle von »latenter« Wärme gesprochen wird. Die als »freie« Wärme angehäufte Arbeitsmenge in allen erwärmten, somit in allen uns umgebenden Körpern ist aber nur in derjenigen Form denkbar, welche in der Mechanik als »lebendige Kraft« bezeichnet wird, d. h. wir müssen annehmen, dass kleinste materielle Theile in den Körpern, wahrscheinlich deren eigene Bestandtheile, in Bewegungen begriffen sind. Die Arbeit, welche dieser »inneren lebendigen Kraft« entspricht, und welche gleich sein muss den halben Producten aus den Massen der Theile in die Quadrate der Geschwindigkeiten, mit welchen sie sich bewegen, hat man »Schwingungsarbeit« genannt.

Ueber die Natur der als »latente« Wärme aufgenommenen Arbeit giebt § 4 Aufschluss. Was jene Aenderungen in der Anordnung der kleinsten Theile betrifft, so stellen sie sich zunächst dar als solche im Aggregatzustand und in der Dichtigkeit des Körpers. Da fernerhin in allen thatsächlich vorkommenden Fällen die Körper unter der Einwirkung äusserer Kräfte stehen, welche, die Körper wie mit einer Hülle umgebend, einen gleichmässigen Druck auf ihre Oberfläche ausüben (z. B. Druck der Atmosphäre, Gegendruck von Gefässwänden etc.), einen Druck, der bei den (tropfbar und gasförmig) flüssigen Körpern — mit denen wir uns ausschliesslich zu beschäftigen haben — sich bekanntlich gleichmässig im Innern fortpflanzt, und den wir schlechtweg als »Druck des Körpers« selbst bezeichnen können, so wird überall da, wo den Aenderungen in der Dichtigkeit des Körpers jene Hülle einen veränderlichen Widerstand entgegengesetzt (z. B. den Gegendruck der Wandungen eines Dampfkessels) durch Wärmeveränderungen auch eine Aenderung in dem »Drucke« des Körpers hervorgerufen werden. Es ist somit von der in einem Körper angehäuften Wärmemenge abhängig: Temperatur, Aggregatzustand, Dichtigkeit oder Volumen und Druck des Körpers. Die Temperatur ist hierbei durch Aggregatzustand, Volumen und Druck vollständig bestimmt, so dass sie bei bekanntem Aggregatzustand lediglich eine Function des Druckes und des Volumens ist. Insoweit nun durch jene drei Kriterien der innere Zustand eines Körpers charakterisirt ist, heisst er der Wärmezustand des Körpers. Bei (tropfbar und gasförmig) flüssigen Körpern ist auch der Aggregatzustand bei ge-

gebenem Volumen und Druck bekannt, so dass für solche Körper der Wärmezustand durch die beiden genannten Kriterien völlig charakterisirt ist.

§ 3. Absolute Temperatur. — In denjenigen Fällen, in welchen mit Wärme-Zuführung (oder Entziehung) eine Aenderung in der Anordnung der kleinsten Theile eines Körpers nicht verbunden ist, in welchen also jene Wärmemenge lediglich Veränderungen der inneren lebendigen Kraft verursacht, findet eine proportionale Erhöhung der Temperatur Statt. Es ist demnach die Temperatur als ein Maass für die als lebendige Kraft im Innern der Körper angehäufte Wärme zu betrachten. Hieraus lässt sich auf den unteren Grenzwerth der Temperatur schliessen. Es muss nämlich der wahre und absolute Nullpunkt der Temperatur dem — durch das Experiment natürlich unerreichbaren — Zustande entsprechen, in welchem die innere lebendige Kraft, in welchem also die Geschwindigkeit der inneren Bewegungen Null ist. Denkt man sich bei zwei beliebigen, in gegenseitiger Berührung stehenden, [also gleiche Temperatur haltenden,] Körpern so lange Wärme entzogen, bis jener (ideelle) Zustand eintritt, so wird derselbe offenbar gleichzeitig erreicht werden, da nicht in dem einen Körper noch Wärme enthalten sein kann, während der andere wärmelos ist; es muss also der absolute Nullpunkt für alle Körper derselbe sein. Wie weiter unten (§ 7) gezeigt werden soll, lässt sich die wahrscheinliche Lage dieses absoluten Nullpunktes aus dem Verhalten gewisser Körper innerhalb bekannter Temperaturgrenzen berechnen und findet sich bei $-273°$ nach der Celsius'schen Scala. Die von da aus gezählte Temperatur nennt man die absolute. Die absolute Temperatur eines Körpers, welche wir künftig mit T bezeichnen, wird also erhalten, wenn man 273 Grade zu der, in Celsius'schen Graden ausgedrückten Temperatur t addirt.

§ 4. Aeussere und innere Arbeit. — Wenn mit Wärme-Zuführung (oder Entziehung) Aenderungen in der Anordnung der kleinsten Theile eines Körpers verbunden sind, so ändert sich seine Temperatur nicht proportional mit der zu- oder abgeleiteten Wärmemenge. Ja es ist bekanntlich in bestimmten Fällen Wärmezuführung ohne irgend eine Aenderung der Temperatur möglich. In solchen Fällen wird offenbar die zugeführte Wärme entweder gar nicht oder nur theilweise als lebendige Kraft von dem Körper aufgenommen, sie wird vielmehr ganz oder theilweise in anderer Weise, zu anderen Arbeitsverrichtungen absorbirt. Dies ist in zweierlei Richtung denkbar. Einerseits sind im Innern der Körper (wahrscheinlich anziehende) Kräfte wirksam, welche bei Aenderungen in der Anordnung der kleinsten Theile überwunden oder frei werden, also Arbeitsconsum oder Gewinn herbeiführen müssen. Die hierzu erforderliche Wärmemenge bezeichnen wir als »innere latente Wärme«. Dies wird vorzüglich bei Aenderungen des Aggregatzustandes der Fall sein. Andererseits wirken im Allgemeinen, wie oben gezeigt wurde, von aussen her Kräfte auf die Oberfläche der Körper, welche in den Fällen Arbeits-Verbrauch oder Gewinn verursachen werden, in welchen mit der Wärme-Zuführung oder Ableitung Volumveränderungen des Körpers verbunden sind. Wir nennen die, dieser Arbeit entsprechende, Wärmemenge die »äussere latente Wärme«. Die Gesammtarbeit, welche der Veränderung in der Anordnung der kleinsten Theile entspricht, hat man »Disgregationsarbeit« genannt.

Führt man einem Körper Wärme zu, so ist also im Allgemeinen eine dreifache Art der Aufnahme und Umsetzung möglich: 1) Die innere lebendige Kraft kann erhöht werden. Bei Zuführung der unendlich kleinen Wärmemenge dQ betrage diese Erhöhung dW. 2) Zur Ueberwindung der inneren, auf die kleinsten Theile wirkenden Kräfte wird bei Aenderungen in der Anordnung der ersteren eine Arbeit verbraucht, welche der vorigen Bezeichnung analog durch dJ ausgedrückt werden soll. 3) Zur

Ueberwindung der von aussen auf die Oberfläche der Körper wirkenden Kräfte wird bei Volumveränderungen Arbeit (dL) verrichtet werden.

Dem Gesetze von der Aequivalenz von Wärme und Arbeit zufolge lässt sich der vorstehende Satz rechnerisch ausdrücken, wie folgt:

$$dQ = A\,[dW + dJ + dL] \ldots . \; 1^a).$$

Die beiden ersten Glieder repräsentiren die Arbeit, welche im Innern des Körpers aufgenommen und verrichtet wurde. Man nennt ihre Summe ($dW + dJ = dU$) »innere Arbeit« im Gegensatz zu der ausserhalb des Körpers verrichteten Arbeit dL, welche man demgemäss die »äussere Arbeit« nennt. Die Gleichung 1^a lässt sich nun auch schreiben:

$$dQ = A\,(dU + dL) \ldots . \; 1).$$

Die vorstehende Auseinandersetzung liess erkennen, dass nicht mit jeder Wärmezuführung die drei Arten von Arbeitsverrichtung gleichzeitig verbunden sein müssen.

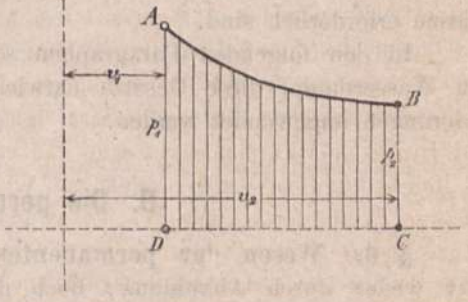
Für die quantitative Bestimmung derjenigen Wärmemengen, welche zu innerer und zu äusserer Arbeit bei Veränderungen des Wärmezustandes verbraucht werden, lassen sich folgende allgemeine Grundsätze aufstellen. Da (nach § 2) durch Volumen und Druck der Wärmezustand und die in dem Körper (als innere lebendige Kraft und als innere latente Wärme) angehäufte Wärmemenge fixirt ist, so ist zur Kenntniss der bei einer Veränderung des Wärmezustandes zu innerer Arbeit verwendeten Wärmemenge lediglich die Kenntniss des Volumens v und Druckes p am Anfang und am Ende der Zustandsänderung erforderlich. Man kann demnach, da die innere Arbeit (U) eines Körpers eine Function von p und v ist, schreiben: $U = F(p, v)$ und für die Veränderung der inneren Arbeit, wenn der Körper aus dem Zustande p_1, v_1 in den Zustand p_2, v_2 übergeführt wird: $F(p_2, v_2) - F(p_1, v_1)$. Die zu äusserer Arbeit verbrauchte Wärmemenge wird nur dann bestimmbar sein, wenn bekannt ist, in welcher Weise sich mit dem Volumen der Druck geändert hat, da ja die äussere Arbeit L dem jeweiligen Product aus beiden Grössen gleich ist. Ist dv die, der äusseren Arbeit dL entsprechende, Volumveränderung, und p der für diese unendlich kleine Volumveränderung als constant angesehene Druck, so schreibt sich $dL = p\,dv \ldots . \; 2)$ und $L = \int p\,dv$, welches Integral zu seiner Auflösung eben die Kenntniss von dem Gesetze der Veränderlichkeit von p mit v verlangt.

§ 5. Allgemeines über die wichtigsten umkehrbaren Wärmezustandsänderungen. — Unter einer Wärmezustandsänderung hat man nach bereits bekannter Definition zu verstehen eine Aenderung des Druckes oder des Volumens oder der beiden Zustandskriterien eines Körpers gleichzeitig. Als allgemeine Gleichung für Zustandsänderungen ist im § 4 aufgestellt worden: $dQ = A\,(dU + dL)$ oder innerhalb der Grenzen U_1 und U_2 integrirt: $Q = A\,(U_2 - U_1 + L)$, wobei Q die verbrauchte oder frei gewordene Wärmemenge in Calorien, A das Wärmeäquivalent, $U_2 - U_1$ die verrichtete oder frei gewordene innere, L die analoge äussere Arbeit bezeichnet. Hierbei bestimmte sich $U_2 - U_1$ (in später näher auszuführender Weise) aus der Kenntniss des Druckes und Volumens am Anfang und Ende der Zustandsänderung, für die Bestimmung von L aber musste bekannt sein, in welcher Weise der Druck sich mit dem Volumen geändert habe. Vor Allem wird es also nothwendig sein, dass nicht (etwa durch plötzliche Druckentlastungen oder Belastungen) beachtenswerthe und ihrer Grösse nach unbekannte Differenzen zwischen dem äusseren und inneren Drucke des Körpers hervorgerufen werden. Wir setzen demnach zunächst voraus, dass der Druck ausser-

und innerhalb des Körpers völlig oder nahezu gleich sei. Unter dieser Voraussetzung werden wir im Stande sein, einerseits bestimmte Zustandsänderungen Schritt für Schritt zu verfolgen, und andrerseits dieselben auch in umgekehrter Richtung durchgeführt zu denken, wobei Alles Geltung behalten wird, was rechnerisch für die Durchführung in der einen Richtung gefunden ist. Eine in der angedeuteten Weise stattfindende oder gedachte Zustandsänderung nennt man deshalb eine umkehrbare.

Es sollen nun diejenigen speciellen Fälle allgemein betrachtet werden, welche besondere praktische Bedeutung haben. Die Betrachtung wird wesentlich unterstützt durch Anwendung einer graphischen Methode zur Darstellung der zu Grunde liegenden Vorgänge. Denken wir uns (Fig. 1) in einem ebenen Coordinatensystem das jeweilige, auf die Gewichtseinheit bezogene, d. i. das specifische Volumen des Körpers, welcher der Zustandsänderung unterliegt, als Abscisse, den zugehörigen, auf die Flächeneinheit bezogenen, d. i. den specifischen Druck aber als Ordinate aufgetragen, so wird die Verbindung aller Endpunkte der Ordinaten eine Curve $A\,B$ liefern, welche den Verlauf der Zustandsänderung insofern darstellt, als sie ein Bild von dem Gesetze der Veränderung von p mit v giebt. Gleichzeitig repräsentirt die, durch die Curven $A\,B$ abgeschlossene (schraffirte) Fläche das Product aus den jeweiligen Drücken des Körpers mit den zugehörigen Volumdifferenzen, d. i. mit den Wegen, auf welchen die Drücke wirksam sind; mit anderen Worten: es stellt die Fläche $A\,B\,C\,D$ die, der Zustandsänderung entsprechende, äussere Arbeit ($L = \int p\,d\,v$) dar. Die Möglichkeit, die Punkte A und B durch unendlich viele verschiedene Curven zu verbinden, spricht graphisch dasselbe aus, wie die Gleichung $L = \int p\,d\,v$, dass nämlich zur Bestimmung der äusseren Arbeit das Gesetz von der Veränderlichkeit des Druckes mit dem Volumen bekannt sein muss.

Fig. 1.



Wir denken uns nun unter folgenden Umständen je mit der Gewichtseinheit eines Körpers Wärmezustandsänderungen vorgenommen:

1) $v = \mathrm{Const.}$ Bei Erwärmung eines Körpers ohne Volumveränderung findet eine, der ganzen zugeführten Wärmemenge äquivalente, Erhöhung der inneren Arbeit Statt, da hierbei äussere Arbeit nicht verrichtet wird. Man erhält daher: $Q = A\,(U_2 - U_1)$, wenn U_1 die innere Arbeit bei Beginn, U_2 diejenige am Ende der Zustandsänderung bedeutet. Dargestellt wird dieser Vorgang durch eine gerade, der Ordinatenachse parallele, Linie.

2) $p = \mathrm{Const.}$ Wird bei constantem Drucke das Volumen eines Körpers verändert, so ist die Curve der Zustandsänderung eine der Abscissenachse parallele, gerade Linie. Die äussere Arbeit L aber wird dargestellt durch ein Rechteck von der Länge $v_2 - v_1$ und der Höhe p, wenn v_1 und v_2 Anfang- und Endvolumen bezeichnen, und es ist: $L = p\,(v_2 - v_1)$. Für die Wärmezuführung hat man:

$$Q = A\,(U_2 - U_1 + p\,(v_2 - v_1)).$$

3) $T = \mathrm{Const.}$ Wird die Wärmezuführung oder Ableitung so regulirt, dass die Temperatur constant erhalten wird, so führt die Curve der entsprechenden Zustandsänderung den Namen: isothermische Curve.

4) $U = \text{Const}$. Die Curve, welche eine Zustandsänderung darstellt, bei welcher keinerlei Veränderung der inneren Arbeit stattfindet, heisst die isodynamische. Für solche Zustandsänderungen gilt: $Q = A\,L$, da $U_2 - U_1 = o$ ist.

5) $Q = o$. Findet eine Volumveränderung ohne Zuführung oder Ableitung von Wärme Statt, so wird die entsprechende äussere Arbeit der Veränderung der inneren Arbeit gleich sein. Man hat also: $L = U_1 - U_2$. Die, diesen Vorgang darstellende, Curve heisst die adiabatische.

Um für irgend einen Körper die Untersuchung einer der angedeuteten Zustandsänderungen rechnerisch durchzuführen, muss nun aber das Verhalten des Körpers insofern experimentell ermittelt sein, dass man 1) das Gesetz von dem allgemeinen Zusammenhang zwischen seiner Temperatur, seinem Volumen und Drucke kennt und 2) weiss, welche Wärmemengen zu bestimmten Aenderungen seiner inneren Arbeit und zwar einerseits seiner inneren lebendigen Kraft und andererseits seiner inneren latenten Wärme erforderlich sind.

In den folgenden Paragraphen sollen nun für die permanenten Gase und für den Wasserdampf diese Gesetze entwickelt und zur Untersuchung jener Zustandsänderungen angewendet werden.

B. Die permanenten Gase.

§ 6. Wesen der permanenten Gase. — Diejenigen Gase, welche bis jetzt weder durch Abkühlung, noch durch Compression in den tropfbaren oder festen Zustand übergeführt werden konnten, hat man permanente Gase genannt. Man nimmt an, dass eine solche Ueberführung allerdings möglich wäre, wenn unsere Mittel ausreichend, wenn insbesondere die niederen Temperaturen erreichbar wären, welche dem Condensations- und Gefrierpunkte dieser Körper entsprechen. Thatsächlich ist ja durch (chemische) Verbindung mit andern Körpern, zu welchen sie starke Affinität haben, diese Ueberführung möglich, wie wir z. B. die beiden hervorragendsten permanenten Gase vereinigt als Wasser und Eis kennen. Es unterscheiden sich also die »permanenten Gase« von den »Dämpfen« nur insofern, als letztere die Gasform solcher Körper sind, deren Condensationspunkte innerhalb der für uns erreichbaren Temperaturgrenzen liegen, wie man denn beispielsweise die Kohlensäure aus der Reihe der permanenten Gase, denen man sie früher beizählte, in diejenige der Dämpfe hinübergenommen hat, seitdem es gelungen ist, sie in feste Form zu bringen.

Die in den Gesetzen von dem Verhalten der permanenten Gase niedergelegten, aus dem Experiment gesammelten, Erfahrungen zeigen, dass man es bei Wärmezustandsänderungen der permanenten Gase innerhalb der uns zugänglichen Grenzen stets mit Wärmemengen zu thun hat, welche der Summe aus den Veränderungen der inneren lebendigen Kraft, resp. der Temperatur und aus der etwaigen äusseren Arbeit äquivalent sind, dass also innere latente Wärme (d. i. Wärme, welche zur Ueberwindung der anziehenden Kräfte zwischen den kleinsten Theilen verwendet wird) niemals, oder, genauer ausgedrückt, in so geringem Maasse ins Spiel kommt, dass man dieselbe vollständig vernachlässigen und annehmen darf, es seien bei den Dichtigkeits- und Temperatur-Graden, in welchen wir diese Gase kennen, jene inneren Kräfte von verschwindend kleiner Wirkung gegenüber derjenigen der Wärme und des äusseren Druckes. Es wird sich sonach bei den permanenten Gasen die Frage nach der Wärmemenge, welche zu bestimmten inneren Veränderungen erforderlich ist, auf die zu einer bestimmten Temperaturerhöhung nöthige Wärme reduciren. In der allgemeinen

Gleichung (1ª) $dQ = A(dW + dJ + dL)$ wird hier: $dJ = o$, somit $dU = dW$ = Veränderung der inneren lebendigen Kraft.

§ 7. Zusammenhang zwischen Temperatur, Druck und Volumen. — Die permanenten Gase sind die einzigen Körper, bei welchen das Gesetz von dem Zusammenhang zwischen Temperatur, Druck und Volumen bekannt ist und zwar ist es das Gesetz von Mariotte und Gay-Lussac, welches über diese Frage Aufschluss giebt. Bezeichnen t_1, p_1 und v_1 die Temperatur, den specifischen Druck und das specifische Volumen eines permanenten Gases für einen bestimmten Anfangszustand, und gelten t, p und v als analoge Bezeichnungen für einen anderen Zustand desselben Gases, so lässt sich das genannte Gesetz in der Form ausdrücken:

$$\frac{v}{v_1} = \frac{p_1}{p}\frac{1+\alpha t}{1+\alpha t_1} \quad \ldots . \; 3^a).$$

Hierbei ist α der Ausdehnungscoëfficient des Gases, d. i. derjenige Theil seines Volumens, um welchen das Gas bei der Erhöhung seiner Temperatur um einen Grad unter constantem Drucke sich ausdehnt. Die experimentelle Untersuchung hat ergeben, dass α für alle permanenten Gase und bei allen (zugänglichen) Temperaturen nahezu gleich gross und zwar für Celsius'sche Grade: $\alpha = \frac{1}{273}$ ist. Unter Einsetzung dieses Werthes schreibt sich die vorige Gleichung auch:

$$\frac{v}{v_1} = \frac{p_1}{p}\frac{273+t}{273+t_1} \quad \ldots . \; 3^b).$$

Hieraus ergiebt sich aber die Beziehung: $\frac{pv}{273+t} = \frac{p_1 v_1}{273+t_1} = \text{Const.} = R$, so dass unser Gesetz in der dritten Form geschrieben werden kann:

$$pv = R(273+t) \text{ oder } \frac{p}{\gamma} = R(273+t) \quad \ldots . \; 3^c),$$

wenn γ die Dichtigkeit (d. i. das Gewicht der Cubikeinheit) bedeutet. Für zwei verschiedene permanente Gase von der Dichtigkeit γ_1 und γ_2 findet sich fernerhin das Verhältniss der Constanten R_1 und R_2 demgemäss: $\frac{R_1}{R_2} = \frac{\gamma_2}{\gamma_1}$.

Nach Regnault's Versuchen sind für die permanenten Gase die Werthe von R folgende:

	Werthe von γ	Werthe von R
Atm. Luft	1,29318	29,272
Stickstoff	1,25616	30,134
Sauerstoff	1,42980	26,475
Wasserstoff	0,08957	422,612

Das vorstehende Gesetz von dem Verhalten der permanenten Gase ist es gewesen, welches zu der, im § 3 angedeuteten, Bestimmung des absoluten Nullpunktes der Temperatur geführt hat. Aus Gleichung 3. c) findet sich nämlich einerseits:

$$\frac{p_1 v_1}{R} - \frac{pv}{R} = t_1 - t,$$

d. h. die Veränderungen des Werthes $\frac{p\,v}{R}$ sind denen der Temperatur proportional, es ist also der Werth $\frac{p\,v}{R}$, wie die Temperatur selbst, ein Maass für die innere lebendige Kraft unserer Gase. Andrerseits hat man: $\frac{p\,v}{R} = 273 + t$, d. h. derjenige Temperaturwerth t_0, bei welchem der Werth $\frac{p\,v}{R}$, also auch die innere lebendige Kraft so klein ist, dass dieser Werth gegen die Constante 273 verschwindet, findet sich aus: $0 = t_0 + 273$, also: $t_0 = -273$. Bezeichnen wir also die Temperatur, welche von diesem, um 273 Grad unter dem Nullpunkt der Celsius'schen Scala liegenden, Punkte aus gezählt wird, d. i. die absolute Temperatur mit T (wobei $T = 273 + t$), so schreibt sich das Mariotte-Gay-Lussac'sche Gesetz:

$$p\,v = R\,T \quad \ldots \quad 3).$$

In dieser Form giebt uns dasselbe die beste Uebersicht über den gesuchten Zusammenhang zwischen p, v und T.

§ 8. Specifische Wärme der permanenten Gase. — Die zweite Frage, deren Beantwortung für die rechnerische Durchführung von Wärmezustandsänderungen der Gase erforderlich ist, ist die nach der Wärmemenge, welche nothwendig ist, um die Gewichtseinheit des Gases um einen Temperaturgrad zu erwärmen, d. i. die Frage nach der specifischen Wärme der Gase. Diese Frage nun lässt sich aus dem Grunde nicht allgemein beantworten, weil die zur Erwärmung um einen Temperaturgrad erforderliche Wärmemenge gleich ist dem Aequivalente 1) der entsprechenden Erhöhung der inneren lebendigen Kraft, 2) der, einer etwaigen Volumveränderung entsprechenden, äussern Arbeit. Es muss also die Frage zunächst folgendermaassen beschränkt werden:

Welche Wärmemenge erwärmt die Gewichtseinheit des Gases um einen Grad, wenn äussere Arbeit dabei nicht verrichtet wird, wenn also das Volumen constant bleibt. Diese Wärmemenge, d. i. die »specifische Wärme bei constantem Volumen«, bezeichnen wir mit c. Für alle andern Fälle, in welchen äussere Arbeit in Betracht zu ziehen ist, wird, wenn nur die Grösse derselben bekannt ist, mit Hülfe des Satzes von der Gleichwerthigkeit von Wärme und Arbeit die gesammte erforderliche Wärmemenge bestimmbar sein. Es wird beispielsweise für den Fall, dass die Erwärmung unter constantem Drucke p stattfindet, wobei das Volumen von v_1 auf v_2 wächst, die zur Erwärmung der Gewichtseinheit um einen Grad erforderliche Wärmemenge, d. i. die »specifische Wärme bei constantem Drucke« c_p sich finden: $c_p = c + A\,p\,(v_2 - v_1)$, oder, (da $p\,v_2 = R\,T_2$ und $p\,v_1 = R\,T_1$, wobei $T_2 - T_1 = 1$ ist,): $c_p = c + A\,R$, oder: $c_p - c = A\,R \quad \ldots \quad 4)$, woraus für die Grösse R die Bedeutung hervorgeht: R ist die äussere Arbeit, welche bei der Erwärmung eines Kilogramm des Gases um einen Grad bei constantem Drucke verrichtet wird.

Die specifische Wärme bei constantem Drucke ist es auch, die bisher experimentell ermittelt worden ist, während man c aus Gleichung 4. berechnet hat. Das Verhältniss $\frac{c_p}{c}$, welches bei den folgenden Untersuchungen eine wichtige Rolle spielt, bezeichnen wir mit k und schreiben: $k = \frac{c_p}{c} = \frac{A\,R}{c} + 1$.

Folgende Zahlen gelten [nach Regnault's Versuchen] für die drei Werthe c, c_p und k:

	Specifische Wärme bei constantem		Verhältniss
	Druck	Volumen	k
Atm. Luft	0,23751	0,16847	1,4098
Stickstoff	0,24380	0,17273	1,4114
Sauerstoff	0,21751	0,15507	1,4026
Wassersstoff	3,40900	2,41226	1,4132

§ 9. Verhalten der permanenten Gase bei den wichtigsten Zustandsänderungen. — Nachdem in den vorstehenden Paragraphen die Vorfragen erledigt sind, sollen diejenigen Zustandsänderungen der Gase untersucht werden, welche besondere praktische Bedeutung haben, und zwar in der durch § 5 aufgestellten Reihenfolge. Hierbei sollen jeweilen beantwortet werden die Fragen: a) nach dem Verlauf der Curve der Zustandsänderung, b) nach der zuzuführenden oder abzuleitenden Wärmemenge, c) nach der verbrauchten oder gewonnenen äusseren Arbeit.

1) Erwärmung bei constantem Volumen v von T_1 auf T_2. a) Die Curve dieser Zustandsänderung ist eine der Ordinatenachse parallele und von derselben um die Grösse v entfernte, gerade Linie, deren Endpunkte durch die Grösse des (bekannten) Anfangsdruckes p_1 und des Enddruckes p_2 bestimmt werden. Letzterer findet sich aus Gleichung 3.): $p_2 = p_1 \frac{T_2}{T_1}$. b) Die zuzuführende Wärmemenge ist gleich der specifischen Wärme c des Gases »bei constantem Volumen«, multiplicirt mit der Temperaturdifferenz, also: $Q = c\,(T_2 - T_1)$. c) Aeussere Arbeit wird selbstverständlich nicht verrichtet.

2) Erwärmung unter constantem Drucke p von T_1 auf T_2. a) Die Curve dieser Zustandsänderung ist eine, der Abscissenachse parallele und von derselben um die Grösse p entfernte, gerade Linie, deren Endpunkte dem (bekannten) Anfangsvolumen v_1 und dem resultirenden Volumen v_2 entsprechen, wobei $v_2 = v_1 \frac{T_2}{T_1}$. b) Die zuzuführende Wärmemenge ist gleich der specifischen Wärme c_p des Gases multiplicirt mit der Temperaturdifferenz, also $Q = c_p\,(T_2 - T_1)$. c) Die gewonnene äussere Arbeit aber findet sich: $L = p\,(v_2 - v_1)$.

3) Isothermische und isodynamische Zustandsänderung der Gase. Diese beiden Zustandsänderungen sind für die permanenten Gase identisch, weil, wie oben dargelegt, die Veränderungen der inneren Arbeit bei diesen Gasen lediglich in solchen der inneren lebendigen Kraft, resp. der Temperatur bestehen. Es fallen also die Bedingungen: constante Temperatur und constante innere Arbeit hier zusammen. Wir haben für beide Zustandsänderungen das gleiche Gesetz: $p\,v = R\,T = \text{Const.}$ a) Die Curve der Zustandsänderung ist dieser Gleichung zufolge eine gleichseitige Hyperbel, deren Assymptoten mit den Coordinatenachsen zusammenfallen und welche für ein bestimmtes T ohne Weiteres darstellbar ist. b) Die zuzuführende Wärmemenge lässt sich bestimmen, wie folgt: Gleichung 1.) lautete: $dQ = A\,(dU + dL)$. Da eine Veränderung der inneren Arbeit nicht stattfinden soll, so hat man $dU = o$, also nach ausgeführter Integration $Q = AL$. Durch Substitution des Werthes aus Gleichung 2.) und Einführung der Grenzen v_1 und v_2 wird: $Q = A\int_{v_1}^{v_2} p\,dv$. Es ist aber $p = \frac{RT}{v}$,

somit: $Q = A\,R\,T\int_{v_1}^{v_2}\frac{dv}{v}$, woraus $Q = A\,R\,T\log\frac{v_2}{v_1}$

oder da: $R\,T = p_1\,v_1 = p_2\,v_2$,

$$Q = A\,p_1\,v_1\log\frac{v_2}{v_1} = A\,p_2\,v_2\log\frac{v_2}{v_1}.$$

c) Die äussere Arbeit ist dem Aequivalente dieser Wärme gleich, also:

$$L = R\,T\log\frac{v_2}{v_1} = p_1\,v_1\log\frac{v_2}{v_1} = p_2\,v_2\log\frac{v_2}{v_1}.$$

4) Expansion ohne Zuführung oder Entziehung von Wärme. a) Adiabatische Curve. Das Gesetz, welches für diesen Fall die Veränderungen von p mit v bestimmt, findet sich folgendermaassen:

In der Gleichung $Q = A\,(d\,U + d\,L)$ stellt bekanntlich das erste Glied $d\,U$ die Veränderung der inneren Arbeit dar, bei permanenten Gasen also der inneren lebendigen Kraft oder der Temperatur. Für die Erwärmung um einen Grad ist also das Aequivalent der Veränderung der inneren Arbeit ohne Weiteres gleich der specifischen Wärme (bei constantem Volumen) c; für die Erwärmung um $d\,t$, welche der Wärmezuführung $d\,Q$ entspreche, ist dieses Aequivalent somit: $c\,d\,t$. Setzen wir noch $d\,L = p\,d\,v$, so lautet unsre Gleichung: $d\,Q = c\,d\,t + A\,p\,d\,v$.

Durch Differentiation der Gleichung: $p\,v = R\,(a + t)$ erhält man aber: $d\,t = \frac{1}{R}\,(p\,d\,v + v\,d\,p)$, somit: $d\,Q = \frac{c}{R}\,v\,d\,p + \frac{c}{R}\,p\,d\,v + A\,p\,d\,v$.

Gleichung 4) enthält die Bezeichnung: $\frac{A\,R}{c} + 1 = k$. Unter Benutzung derselben schreibt sich: $d\,Q = \frac{c}{R}\,[v\,d\,p + k\,p\,d\,v]$ . . . . 5).

Da wir in unserm Falle Wärme weder zuführen, noch ableiten, so ist $d\,Q = o$, und wir erhalten, indem wir mit $\frac{R}{c\,p\,v}$ multipliciren: $\frac{d\,p}{p} + k\frac{d\,v}{v} = o$. Integriren wir schliesslich diese Gleichung, so ergiebt sich; $p\,v^k = \text{Const.}$ Hat man für den Anfang p_1 und v_1, für das Ende p_2 und v_2, so ist also auch: $p_1\,{v_1}^k = p_2\,{v_2}^k = \text{Const.}$ . . . . . 6[a]). Dies ist das gesuchte Gesetz der Veränderlichkeit von p mit v bei der adiabatischen Curve. Für den praktischen Gebrauch lässt sich diese Gleichung in folgenden Formen schreiben, wenn $k = 1{,}41$ gesetzt wird:

$$\left.\begin{aligned}\frac{p_1}{p_2} &= \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{1{,}41} = \left(\frac{T_1}{T_2}\right)^{3{,}493}\\ \frac{v_1}{v_2} &= \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{0{,}7093} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{2{,}439}\\ \frac{T_1}{T_2} &= \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{0{,}41} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{0{,}2907}.\end{aligned}\right\} \quad . \; . \; . \; . \; 6.$$

b) Da Wärme weder zu- noch abgeleitet wird, so ist c) die verrichtete äussere Arbeit der Verminderung der inneren lebendigen Kraft gleich. Das Aequivalent dieser Verminderung beträgt aber: $c\,(T_1 - T_2)$, somit: $L = \frac{c}{A}(T_1 - T_2) = \frac{c\,T_1}{A}(1 - \frac{T_2}{T_1})$, oder unter Einsetzung der Werthe: $T_1 = \frac{p_1\,v_1}{R}$ und $\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{0{,}41} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{0{,}2907}$

$$L = \frac{c}{AR} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{0,41}\right]$$

oder:

$$L = \frac{c}{AR} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{0,2907}\right] \quad \ldots\ldots$$

Es bedarf nicht des besonderen Nachweises, dass Alles, was für diese Zustandsänderungen bei Erwärmung und Volumenvergrösserung gefunden worden ist, auch für die Durchführung in umgekehrter Richtung gültig bleibt. Nur hat man es je statt mit Arbeitsgewinn mit Arbeitsverbrauch, statt mit Wärmeverbrauch aber mit Wärmegewinn zu thun. Solchen Arbeitsverbrauch und Wärmegewinn pflegt man in der Rechnung durch das negative Vorzeichen zu charakterisiren. Es wird also bei Durchführung der betrachteten Zustandsänderungen unter Abkühlung und Compression a) die Curve der Zustandsänderung dieselbe bleiben, b) die Wärmemenge Q und c) die Arbeit L negativ ausfallen.

C. Der Wasserdampf.

§ 10. — In § 6 ist bereits auseinandergesetzt worden, dass die »Dämpfe« die Gasform solcher Körper seien, deren Condensationspunkt innerhalb der uns zugänglichen Temperaturen und Spannungen liegen, d. h. bei welchen ohne (chemische) Verbindung mit andern Körpern (durch Abkühlung oder Compression) der tropfbare oder feste Aggregatzustand erreichbar ist, vor Allem also auch derjenigen Körper, die wir unter gewöhnlichen Verhältnissen in diesen Aggregatformen kennen.

Der Uebergang eines Körpers vom tropfbaren in den gasförmigen Zustand findet Statt, wenn die Wirkung der Wärme die Summe der inneren (anziehenden) Kräfte und des äusseren Druckes überwindet. Es geht hieraus ohne Weiteres hervor, dass für einen bestimmten Körper dieser Uebergangspunkt (der »Siedepunkt« oder, beim Uebergang aus dem gasförmigen in den tropfbaren Zustand, der »Condensationspunkt«) lediglich von der Grösse des äusseren Druckes abhängig ist. So lange sich ein Körper in diesem Zustande des Gleichgewichtes zwischen der Wärme und jenen Kräftesystemen befindet, und es ist dies zunächst der Fall, so lange er mit seiner Flüssigkeit (so nennen wir ihn kurzweg in der tropfbaren Form) in Berührung steht, so werden sich Temperatur und Druck gegenseitig absolut bestimmen. Es leuchtet fernerhin ein, dass das Dampfgewicht der Cubikeinheit d. i. die Dichtigkeit in solchem Falle gleichfalls durch Temperatur oder Druck völlig bestimmt wird. Es wird also dann weder eine Vergrösserung des Druckes noch der Dichtigkeit ohne gleichzeitige Erhöhung der Temperatur möglich sein, es befindet sich für eine gewisse Temperatur der Dampf im Maximum der Spannung und der Dichtigkeit. So lange die Dämpfe sich in diesem Zustande befinden, nennt man sie *gesättigt*. Wird hingegen bei einem von seiner Flüssigkeit getrennten Dampfe die Temperatur erhöht oder bei unveränderter Temperatur sein Druck und seine Dichtigkeit vermindert, so hört jener Uebergangszustand und jener unmittelbare Zusammenhang zwischen Temperatur, Druck und Dichtigkeit auf. Der Dampf ist dann »*überhitzt*«. Es ist jetzt eine Aenderung des Druckes oder der Dichtigkeit ohne gleichzeitige Aenderung der Temperatur möglich. Es nähern sich die überhitzten Dämpfe in ihrem Verhalten den permanenten Gasen und zwar um so mehr, je weiter sie sich von ihrem Condensationspunkte entfernen; ja man nimmt an, dass die permanenten Gase nichts Anderes, als stark überhitzte Dämpfe seien, so dass die gesättigten Dämpfe einerseits und die permanenten

Gase andrerseits als in Grenzzuständen befindlich zu betrachten sind, in deren Mitte die überhitzten Dämpfe liegen.

Es muss der vorstehenden Darlegung zufolge die Betrachtung von dem Verhalten der gesättigten Dämpfe geschieden werden von derjenigen der überhitzten Dämpfe. Der weitaus überwiegenden Wichtigkeit wegen sollen jene zuerst und viel ausführlicher behandelt werden als die letzteren. Ausserdem beschränken wir uns auf die Betrachtung der Wasserdämpfe, wenn auch theilweise die anzustellenden Untersuchungen gemeinsame Geltung für die gesättigten Dämpfe haben. Wenn dies nicht durchweg der Fall sein kann, wie bei den permanenten Gasen, so rührt dies daher, dass die Kenntniss der Gesetze vom Verhalten der Dämpfe noch nicht die Vollständigkeit erreicht hat, wie für jene Gase. Während dort in einigen einfachen und übersichtlichen Ausdrücken jene Gesetze zusammengefasst werden konnten, stösst man hier auf Schwierigkeiten. Ohne Zweifel sind dieselben für die Dämpfe nicht so einfacher Natur, wie für die permanenten Gase, weil die Dämpfe sich nahe bei jenem Zustande befinden, wo die Wirkung der Wärme mit den inneren (anziehenden) Kräften im Gleichgewicht steht, weil also diese inneren Kräfte, welche wir bei den permanenten Gasen als verschwindend klein betrachten dürfen, hier eine hervorragende Rolle spielen werden. Man hat es bei den Zustandsänderungen der Dämpfe mit Uebergängen aus dem tropfbaren in den gasförmigen Zustand und umgekehrt zu thun und kann deshalb nicht erwarten, dass die Untersuchungen denselben einfachen Charakter haben werden, wie bei Körpern, die ihren Aggregatzustand nicht ändern.

Trotz der unvollständigen Kenntniss von den Gesetzen, welchen die Dämpfe folgen, ist man übrigens im Stande, alle technisch wichtigen Fragen zu beantworten und zwar aus dem Grunde, weil an Stelle der Ausdrücke für den gesetzmässigen Zusammenhang die Zahlen treten, welche das Experiment geliefert hat. Wir müssen uns vielfach statt des mathematischen Ausdruckes der Tabellen bedienen und uns mit der Möglichkeit begnügen, den einzelnen Fall mit Hülfe dieser Tabellen untersuchen zu können. Auf diesem Wege lassen sich zunächst auch die am Schlusse des § 5 bezeichneten Vorfragen für die Untersuchung von Zustandsänderungen beantworten, was in den nächstfolgenden Paragraphen geschehen soll.

§ 11. Temperatur, Spannung und Dichtigkeit der gesättigten Dämpfe. — Der vorige Paragraph hat bereits gezeigt, dass bei gesättigten Dämpfen einer bestimmten Temperatur nur ein bestimmter Druck und eine bestimmte Dichtigkeit entsprechen könne, dass also jede dieser Grössen eine Function der andern sei, so dass wir schreiben können: $p = f(T)$ und $\gamma = \varphi(T)$. Es ist noch nicht gelungen, auf theoretischem Wege die Form dieser Functionen zu finden, wogegen wir allerdings die Werthe von p und γ, welche bestimmten Temperaturen entsprechen, aus Versuchen kennen.

Was zunächst die Beziehung zwischen Temperatur und Spannung betrifft, so sind es vorzugsweise die Versuche von Regnault (bestätigt durch Magnus), welche hierüber Aufschluss geben. Die Resultate dieser Versuche sind zur Aufstellung einer grossen Menge von empirischen Formeln benutzt worden. Die wichtigste unter denselben ist die Interpolationsformel, welche Regnault und Zeuner zur Berechnung ihrer Tabellen benutzt haben. Statt hier dieselbe oder eine andere empirische Formel wiederzugeben, verweisen wir einerseits auf die beiden ersten Columnen der (von Zeuner berechneten) »Haupttabelle für gesättigte Wasserdämpfe« am Schlusse dieses Capitels, sowie auf Tafel I, welche den Verlauf der

Druckcurve für die Temperaturen von 50° bis 200° C. oder umgekehrt der Temperaturcurve für die Spannungen von $^1/_{10}$ bis zu 14 Atmosphären darstellt.

Die Beziehung zwischen Temperatur und Dichtigkeit der gesättigten Wasserdämpfe ist aus zweierlei Versuchsreihen bestimmbar. Einerseits sind Versuche (von Fairbairn und Tate) zur directen Bestimmung der Dichtigkeit angestellt, andererseits sind, wie die §§ 13 und 20 zeigen, auf einem Umwege die Resultate von Versuchen benutzt worden, welche zur Ermittelung der Verdampfungswärme angestellt worden waren. Die Haupttabelle, sowie die Tafel I geben die auf letzterem Wege gefundenen Resultate, welche mit den direct gefundenen in befriedigender Uebereinstimmung stehen.

Die Beziehung zwischen der Spannung und der Dichtigkeit lässt sich nach Zeuner sehr annähernd zusammenfassen in die Formel:

$$p\,s^n = p_1\,s_1^n = \text{Const.} \quad \ldots \quad 7)$$

wobei $s = \frac{1}{\gamma}$ das specifische Volumen des gesättigten Wasserdampfes für die in Atmosphären ausgedrückte Spannung p bedeutet, sowie $n = 1{,}0646$ und $p\,s^n = 1{,}704$ zu setzen ist.

Die ältere Navier'sche Formel: $\gamma = \alpha + \beta p$, worin α und β innerhalb gewisser Druckgrenzen constante Werthe sind, ist auf der, nicht zutreffenden, Annahme basirt, dass die Dichtigkeit der Dämpfe in gleicher Weise von der Temperatur und dem Drück abhängig sei, wie bei den permanenten Gasen. Es liefert deshalb diese Formel Werthe, welche beträchtlich von den wahren abweichen.

§ 12. Freie und latente Wärme des Wasserdampfes. — Zur Beantwortung der Frage: — Welche Wärmemengen sind der Gewichtseinheit Wasser zuzuführen, um bestimmte Aenderungen des Wärmezustandes hervorzurufen? — besitzen wir wiederum nicht einfache, auf theoretischer Grundlage stehende Ausdrücke, sondern nur Versuchsresultate und die daraus gewonnenen empirischen Formeln. Es ist früher schon gezeigt worden, dass die Frage nach der Wärmemenge, welche nöthig ist, um eine bestimmte Zustandsänderung zu veranlassen, nur dann eine absolute Beantwortung zulässt, wenn dieselbe nicht mit einer Aenderung des Volumens verbunden ist. Wird dagegen das Volumen verändert, so kann jene Frage nur dann beantwortet werden, wenn bekannt ist, wie der Druck sich hierbei verhalten hat, weil hiervon die mit in Frage kommende äussere Arbeit abhängig ist. Versuchsresultate werden also nur dann verwendbar sein, wenn sie über diesen Punkt vollen Aufschluss geben.

Regnault ist es wiederum, dem die vollständigste und zuverlässigste Durchführung von Versuchen in dieser Richtung zu danken ist. Es wurde von ihm in erster Linie die specifische Wärme des Wassers, d. i. die Wärmemenge ermittelt, welche der Gewichtseinheit Wasser zuzuführen ist, um eine bestimmte Temperaturerhöhung (ohne Dampfbildung) herbeizuführen. Man hat diese Wärme »die Flüssigkeitswärme« genannt. Die »Haupttabelle« enthält die Werthe dieser Flüssigkeitswärme, berechnet aus der von Regnault aufgestellten Formel:

$$q = t + 0{,}00002\,t^2 + 0{,}0000003\,t^3 \ldots . \quad 8),$$

wobei t die Temperatur nach der Celsius'schen Scala und q die Wärmemenge (in Calorien) bedeutet, welche einem Kilogramm Wasser von 0° zuzuführen ist, um es auf t° zu erwärmen. Die Volumveränderungen des Wassers während der Erwärmung sind innerhalb der technisch wichtigen Grenzen so gering, dass die entsprechende äussere Arbeit vernachlässigt werden darf. Es wird deshalb auch das specifische Vo-

Biblioteka Poi. Wrocł.

lumen des Wassers für verschiedene Temperaturen für technische Berechnungen als constant angenommen. Jene geringe Veränderlichkeit verschwindet thatsächlich geradezu gegenüber den Volumdifferenzen zwischen Wasser und Dampf. Für Näherungsrechnungen kann fernerhin, wie die Formel 8), sowie die schwache Abweichung der Curve für die Flüssigkeitswärme von einer Geraden auf Tafel I zeigt, $q = c\,t$ gesetzt, die specifische Wärme des Wassers also constant angenommen werden.

Bei der Frage nach der Wärmemenge hingegen, welche nöthig ist, um 1 Kil. Wasser von 0° in Dampf von $t°$ zu verwandeln, hat die äussere Arbeit einen wesentlichen Antheil. Anders fällt diese Wärmemenge aus bei Dampfbildung mit constantem Volumen, z. B. beim Anheizen eines Dampfkessels, als bei der Dampfbildung unter constantem Druck, z. B. in einem Kessel während der Dampfentnahme. Die »Gesammtwärme« (λ) bei constantem Druck ist es nun, welche Regnault bestimmt hat. Die »Haupttabelle« giebt die Werthe für dieselbe, berechnet nach der Regnault'schen Formel:

$$\lambda = 606{,}5 + 0{,}305\,t° \quad \ldots . \quad 9).$$

Man erkennt aus dieser Formel, dass die gewöhnlich von den Technikern (nach Watt) zu Grunde gelegte Annahme, die Gesammtwärme sei eine constante Grösse, zwar uncorrect ist, ein Blick auf die Curve aber, welche in Tafel I die Beziehung $\lambda = f(p)$ darstellt, zeigt, dass für die in technischer Hinsicht wichtigen Spannungsgrenzen die Variation eine geringe ist.

Die Differenz $\lambda - q$ giebt dem Vorstehenden gemäss die Wärmemenge an, welche zur Verwandlung eines Kilogramm Wasser von $t°$ in gesättigten Dampf von $t°$ unter constantem Drucke erforderlich ist, das ist also diejenige Wärmemenge, welche zur Verrichtung der Disgregationsarbeit als innere und äussere latente Wärme verwendet und die in der Physik gewöhnlich kurzweg die »latente Wärme« genannt wird. Sie spielt selbstverständlich bei der Betrachtung der Dampfapparate eine wichtige Rolle. In den Werken über mechanische Wärmetheorie hat man ihr den Namen »Verdampfungswärme« gegeben und bezeichnet sie mit r.

Diese Verdampfungswärme setzt sich zusammen aus der inneren und der äusseren latenten Wärme, d. i. derjenigen Wärme einerseits, welche zur Ueberwindung der inneren Kräfte bei der Aggregatzustandsänderung und andererseits aus derjenigen, welche zur Verrichtung der äusseren Arbeit erforderlich ist. Sind wir im Stande, eine dieser beiden Wärmemengen zu bestimmen, so ergiebt sich die andere von selbst.

Die äussere latente Wärme ist aber das Aequivalent der Arbeit, welche bei der Ausdehnung des Wassers vom specifischen Volumen σ auf das specifische Volumen s des gesättigten Dampfes unter constantem Drucke p verrichtet wird, also ist sie gleich $A\,p\,(s - \sigma)$, oder, wenn $s - \sigma = u$ gesetzt wird: $A\,p\,u$. Da wir aber diese beiden specifischen Volumina kennen, so sind wir im Stande, für jede beliebige Dampfspannung die äussere latente Wärme zu bestimmen; auf diesem Wege sind die in der Haupttabelle gegebenen Werthe von $A\,p\,u$ berechnet, deren Veränderlichkeit Tafel I veranschaulicht.

Die innere latente Wärme, welche gewöhnlich mit ρ bezeichnet wird, findet sich nun: $\rho = r - A\,p\,u$. Sie lässt sich mit grosser Genauigkeit ausdrücken durch die Formel:

$$\rho = 575{,}4 - 0{,}791\,t \quad \ldots . \quad 10),$$

nach welcher die in der »Haupttabelle« gegebenen Werthe berechnet sind.

Die äussere latente Wärme ist in Form von mechanischer Arbeit nach aussen abgegeben worden, folglich ist von der zugeführten Gesammtwärme λ in einem Kilo-

gramm Dampf nur noch die Differenz dieser beiden Wärmemengen zurückgeblieben. Diese Differenz hat man die »Dampfwärme« genannt und mit J bezeichnet. Es ist also $J = \lambda - A\,p\,u$.

Man erkennt, dass das Material zur Beantwortung der an die Spitze des Paragraphen gestellten Frage vollständig vorhanden ist, wenn auch nur in empirischer Form. Dieses Material lässt sich folgendermaassen zusammenstellen.

1) q = Flüssigkeitswärme, verwandelt 1 Kil. Wasser von $0°$ in Wasser von $t°$.
2) λ = Gesammtwärme, - 1 - - - $0°$ - Dampf - $t°$ } bei constantem Drucke.
3) r = Verdampfungswärme, - 1 - - - $t°$ - - - $t°$ } bei constantem Drucke.
4) $A\,p\,u$ = Aeussere latente Wärme = Aequiv. d. äussern Arb. bei Verdampfung } bei constantem Drucke.
5) ρ = Innere latente Wärme = Aequiv. der, der Aggregatzustandsänderung entsprechenden, (inneren) Arbeit.
6) J = Dampfwärme = Mehrbetrag eines Kilogr. Dampf von $t°$ an Wärme gegenüber einem Kilogr. Wasser von $0°$.

Es ist hierbei:

$$\left.\begin{aligned} \lambda &= q + A\,p\,u + \rho \\ r &= \lambda - q = \rho + A\,p\,u \\ J &= q + \rho = \lambda - A\,p\,u \end{aligned}\right\} \ldots . 11).$$

Die Tafel I giebt einen Ueberblick über das Verhältniss dieser Wärmemengen zu einander und einerseits zur Temperatur innerhalb der Grenzen: $50°$ bis $200°$ C., andererseits zu den Dampfspannungen innerhalb der Grenzen: $^1/_{10}$ bis 14 Atmosphären.

§ 13. Specialisirung des Aequivalenz-Satzes für die gesättigten Dämpfe. — Unter Benutzung der vorstehenden Resultate lässt sich die allgemeine Gleichung 1) für die Gleichwerthigkeit zwischen Wärme und Arbeit bei Zustandsänderungen:

$$d\,Q = A\,(d\,U = d\,L)$$

in eine, unmittelbar für die Betrachtung einzelner Zustandsänderungen der Dämpfe brauchbare Form bringen. Wir denken uns hierbei die Gewichtseinheit einer Mischung von Wasser und Dampf in ein Gefäss eingeschlossen, wobei das Gewicht des dampfförmigen Theiles, die »specifische Dampfmenge« mit x bezeichnet werde, so dass $1 - x$ das Gewicht des tropfbaren Theiles ist.

Für $d\,L$, d. i. für die, bei der Wärmezuführung $d\,Q$ etwa verrichtete, äussere Arbeit, setzen wir, wie früher: $p\,d\,v$. Das andere Glied $d\,U$ aber bedeutet die Aenderung der inneren Arbeit, welche die Mischung erfährt. Dieselbe kann zweierlei Art sein; es kann einerseits die Temperatur der Mischung, also die »Flüssigkeitswärme« (um $d\,q$) erhöht werden, andererseits kann ein Theil $(d\,x)$ des Wassers in Dampf verwandelt werden, welcher Verdampfung die innere latente Wärme $d\,(x\,\rho)$ entspricht. Da demnach: $A\,d\,U = d\,q + d\,(x\,\rho)$, so schreibt sich die obige Gleichung:

$$d\,Q = d\,q + d\,(x\,\rho) + A\,p\,d\,v \ldots . 12).$$

Wenn fernerhin die Bezeichnung $u = s - \sigma$ für die Differenz der spec. Volumina von Dampf und Wasser beibehalten wird, so findet sich das Volumen der Mischung:

$v = x\,u + \sigma$ und hieraus: $d\,v = d\,(x\,u)$, somit auch: $A\,p\,d\,v = A\,p\,d\,(x\,u)$, oder da: $d\,(p\,x\,u) = p\,d\,(x\,u) + x\,u\,d\,(p)$, $A\,p\,d\,v = A\,d\,(p\,x\,u) - A\,x\,u\,d\,p$.

Dies in Gleichung 11) eingesetzt, giebt:

$$d\,Q = d\,q + d\,(x\,\rho) + A\,d\,(p\,x\,u) - A\,x\,u\,d\,p.$$

Es ist aber nach Gleichung 10): $\rho + A\,p\,u = r$, also:

$$d\,Q = d\,q + d\,(x\,r) - A\,x\,u\,d\,p.$$

In § 20 wird die folgende Beziehung entwickelt werden:

$$\frac{r}{u} = A\,T\frac{d\,p}{d\,t} \ldots . 13).$$

(Diese Beziehung ist es auch, welche zu der, in § 11 angedeuteten, Berechnung der Dichtigkeit $\gamma = \frac{1}{u + \sigma}$ der gesättigten Wasserdämpfe gedient hat.)

Die Benutzung der Gleichung 13) gestattet zu setzen:

$$A\,x\,u\,d\,p = \frac{x\,r}{T}\,d\,T,$$

so dass man schreiben kann:

$$d\,Q = d\,q + d\,(x\,r) - \frac{x\,r}{T}\,d\,T.$$

Da endlich: $d\left(\frac{x\,r}{T}\right) = T\,d\,(x\,r) - x\,r\,d\,T$, so findet sich:

$$d\,Q = d\,q + T\,d\left(\frac{x\,r}{T}\right) \ldots . 14).$$

Je nach Bedürfniss werden wir bei den folgenden Untersuchungen die eine oder die andere der identischen Gleichungen 12) und 14) benutzen.

§ 14. Verhalten von Wasser und Dampf bei Wärmezuführung unter constantem Volumen. Anheizen der Dampfkessel. — In einem Gefässe sei die Gewichtseinheit einer Mischung von Wasser und Dampf eingeschlossen, wobei das Gewicht des letzteren x_1 betrage. Wird ohne Veränderung des Gefässinhaltes Wärme zugeführt, bis die Temperatur von t_1 auf t steigt, so wird äussere Arbeit nicht verrichtet und Gleichung 12) schreibt sich daher:

$$d\,Q = d\,q + d\,(x\,\rho).$$

Unter Beziehung des Index 1 auf den Anfangszustand findet sich durch Integration:

$$Q = q - q_1 + x\,\rho - x_1\,\rho_1.$$

Hierbei lässt sich x leicht ermitteln. Es ist nämlich das Volumen der Mischung:

$$v = x_1\,u_1 + \sigma = x\,u + \sigma, \text{ woraus: } x = x_1\frac{u_1}{u}.$$

Setzt man diesen Werth ein, so wird:

$$Q = q - q_1 + x_1\,u_1\left(\frac{\rho}{u} - \frac{\rho_1}{u_1}\right) \ldots . 15).$$

Da die Werthe der Flüssigkeitswärme, der specifischen Volumina und der inneren latenten Wärme für die verschiedenen Temperaturen bekannt sind, so lässt sich Q nun leicht berechnen.

Es soll im Anschlusse hieran die Anheizperiode in den Dampfkesseln untersucht und Antwort auf die Fragen gesucht werden: 1) Welche Wärmemenge ist zum Anheizen erforderlich? 2) Wie wächst die Dampfspannung mit der Zeit? In einem Dampfkessel vom Inhalte V^{cubm} befinden sich V_1^{cubm} Wasser von der Temperatur $t_1{}^{\circ}$ C. Es sei zunächst vorausgesetzt, dass in dem Kessel atmosphärische Luft nicht enthalten ist. Dann wird der Raum $(V - V_1)$ mit gesättigtem Dampfe von der Temperatur $t_1{}^{\circ}$ und der Dichtigkeit γ_1 ausgefüllt sein, und die

specifische Dampfmenge wird sich finden: $x_1 = \frac{V - V_1}{V_1 \gamma} \gamma_1$, wenn $\gamma = 1000$ das Gewicht eines Cubikmeter Wasser bedeutet. Da $\gamma_1 = \frac{1}{u_1 + \sigma}$, wobei σ verschwindend klein gegen u ist, so wird: $x_1 u_1 = \frac{V - V_1}{1000 V_1}$. Dies in Gleichung 15) eingesetzt, ergiebt: $Q = 1000 V_1 (q - q_1) + (V - V_1) \left(\frac{\rho}{u} - \frac{\rho_1}{u_1}\right)$ und hieraus lässt sich ohne Weiteres Q berechnen. Es ist übrigens in der Regel das Dampfgewicht in einem Kessel so klein gegen das Wassergewicht, dass das zweite Glied der Gleichung kaum in Betracht kommt. Ist z. B. bei einem Kessel $V = 5^{\text{cubm}}$, $V_1 = 3^{\text{cubm}}$, war die Speisewassertemperatur 10° C. und wird die Dampfspannung auf 10 Atmosphären gebracht, wobei $t = 180°$ C., so findet sich: $1000 V_1 (q - q_1) = 516{,}000$ Cal., während $(V - V_1) \left(\frac{\rho}{u} - \frac{\rho_1}{u_1}\right) = 4580$ Cal. beträgt, also noch nicht 1 % von Q ausmacht. Es lässt sich somit annäherungsweise $Q = 1000 V_1 (q - q_1)$ setzen.

War bei Beginn des Anheizens der Dampfraum des Kessels mit atmosphärischer Luft gefüllt, so wird zu deren Erwärmung und Verdrängung eine gewisse Wärmemenge verbraucht werden, welche aber quantitativ von ebenso geringer Bedeutung ist, wie die zur Dampfbildung während des Anheizens erforderliche.

Wie wächst die Dampfspannung mit der Zeit, wenn in jeder Zeiteinheit die gleiche Wärmemenge in den Kessel tritt? Nennen wir diese Wärme pro Minute W, so wird die Zahl n der Minuten, welche erforderlich ist, um die Dampfspannung von p_1 auf p zu bringen, d. i. die Anheizdauer, sich finden: $n = \frac{Q}{W}$. Benutzen wir die Näherungsformel für Q und setzen das Wassergewicht $1000 V_1 = M^{\text{kil}}$, so wird: $n = \frac{M}{W}(q - q_1)$, oder, wenn für $q - q_1$ gesetzt wird $c(t - t_1)$: $n = \frac{M}{W} c (t - t_1)$, wobei für die gewöhnlichen Kesseltemperaturen ein constanter Mittelwerth $c = 1{,}02$, oder geradezu $c = 1$ substituirt werden kann. Um demnach die Geschwindigkeit zu beurtheilen, mit welcher der Dampfdruck im Kessel wächst, also die Druckzunahme pro Zeiteinheit kennen zu lernen, braucht man nur die Spannungen zu vergleichen, welche gleichen Temperaturintervallen entsprechen. Denkt man sich beispielsweise die Temperaturdifferenz $(t - t_1)$ auf Tafel I in n-Theile getheilt, so stellt die Spannungscurve ohne Weiteres jene Geschwindigkeit dar und die Ordinaten auf den Theilpunkten geben die Dampfspannung für jede einzelne Minute. In der m^{ten} Minute wird der Druck derjenige sein, welcher der Temperatur $t_1 + \frac{m}{n}(t - t_1)$ entspricht. — Umgekehrt lässt sich die während jeder Minute in den Kessel gelangte Wärmemenge aus der Notirung der Manometerstände von Minute zu Minute bestimmen. Trägt man die gefundenen Spannungen in der Druckcurve auf, so geben die Abscissen der betreffenden Punkte durch ihre Abstände die relative Grösse jener Wärmemengen an, deren Vergleichung mit der Wärme $Q = M c (t - t_1)$ zu ihren absoluten Werthen führt.

§ 15. Dampfbildung bei constantem Drucke. — Die Fragen, welche sich auf die Dampfbildung bei constantem Drucke p beziehen, sind in technischer Beziehung besonders wichtig und lassen sich, soweit sie sich auf die Curve der Zustandsänderung, auf den Wärmeverbrauch und auf die äussere Arbeit beziehen, leicht beantworten. Zunächst ist hervorzuheben, dass die Curve der Zustandsänderung zugleich

die isothermische ist und dass sie in einer geraden, der Abscissenachse im Abstande p parallel laufenden, Linie besteht, deren Endpunkte durch das Anfangs- und End-Volumen bestimmt sind. Was den Wärmeverbrauch betrifft, so wissen wir, dass in diesem Falle die verdampfende Gewichtseinheit Wasser die Wärmemenge r absorbirt. War aber die Gewichtseinheit Wasser und Dampf in einem Cylinder mit dem Anfangsvolumen v_1 und der specifischen Dampfmenge x_1 eingeschlossen, und fand unter constantem Drucke eine Expansion auf v Statt, wobei x_1 in x überging, so findet sich das verdampfte Wassergewicht $x - x_1$, wie folgt. Nach früherer Bezeichnung ist, da u für die Isotherme constant ist:

$$v_1 = x_1 u + \sigma \text{ und } v = x u + \sigma, \text{ woraus: } x - x_1 = \frac{v - v_1}{u}.$$

Es findet sich also:

$$Q = r (x - x_1) = \frac{r}{u} (v - v_1) \ldots . 16).$$

Entnehmen wir den Tabellen die Werthe von r und u, so lässt sich Q für die Expansionsgrenzen $v - v_1$ berechnen.

Die äussere Arbeit endlich, welche bei der Volumvergrösserung gewonnen wird, ergiebt sich ohne Weiteres: $L = p (v - v_1)$.

Wenden wir diese Resultate auf die Betrachtung eines im Beharrungszustande des Betriebes befindlichen Kessels an und zwar zur Beantwortung der Fragen 1) nach der zuzuführenden Wärmemenge, 2) nach dem Gleichförmigkeitsgrade des Druckes. Die normale Dampfspannung sei p_2 und es werden pro Minute m^{kil} Dampf entnommen. Die Speisewassertemperatur sei t_0. Dem Kessel ist dann zuzuführen: einmal die Wärmemenge zur Verdampfung der m^{kil} Dampf- und sodann die Flüssigkeitswärme, welche dem Speisewasser zuzuführen ist, dessen Gewicht pro Minute im Beharrungszustande ebenfalls m^{kil} sein muss. Fügen wir den Zahlen, welche sich auf die Kesseltemperatur beziehen, den Index 2 bei, so ist jene Wärmemenge Q_n pro Minute:

$$Q_n = m r_2 + m (q_2 - q_0) = m (\lambda_2 - q_0).$$

Was sodann den Gleichförmigkeitsgrad des Druckes betrifft, so hat der vorstehende Paragraph für den Fall, dass pro Minute eine Wärmemenge W in den abgeschlossenen Kessel tritt, die Gleichung geliefert:

$$n = \frac{M c}{W} (t - t_1).$$

Wir werden diese Gleichung für unsern Fall benutzen können, wenn wir statt W die Differenz $W - Q_n$ einführen. Dauert nämlich diese Differenz während n Minuten an, so findet sich zunächst die resultirende Temperaturdifferenz:

$$t - t_1 = \frac{n (W - Q_n)}{c M}$$

und hieraus mit Hülfe der Tafel I oder der »Haupttabelle« die entsprechende Druckdifferenz. Man sieht: Je grösser die relative Wassermenge M im Kessel, und je kleiner $(W - Q_n)$ und n sind, desto gleichförmiger wird der Druck erhalten werden. Es erklärt sich hieraus, warum in den Locomotivkesseln das Constanthalten des Druckes schwieriger ist, wie in den meisten stationären Kesseln; während sie eine — im Verhältniss zur Heizfläche — geringere Wassermenge fassen, sind die Schwankungen und Pausen in der Dampfentnahme grösser, als bei den meisten anderen Kesseln. Sie sind also in Bezug auf den Gleichförmigkeitsgrad des Druckes nach beiden Seiten

hin ungünstig gestellt. Untersuchen wir beispielsweise, wie gross bei gleichförmiger Heizung die Druckschwankungen in einem Locomotivkessel sind, welcher bei 10 Atmosphären Normaldampfspannung 3000 Kil. Wasser fasst, wenn der gleichförmige Dampfconsum 25 Kil. pro Minute beträgt und in Pausen von 10 Minuten je anderthalb Minuten lang Wasser von 15° C. gespeist wird. Zunächst findet sich der mittlere Wärmeverbrauch, also auch die zugeführte Wärmemenge pro Minute:

$$W = 25\ (\lambda_2 - q_0) = 16150 \text{ Cal.}$$

Während der Speiseperiode aber beträgt der Wärmeverbrauch pro Minute annähernd:

$$Q_n = 25\ r_2 + \frac{10}{1{,}5}\ 25\ (q_2 - q_0) = 39808 \text{ Cal.},$$

so dass man erhält:

$$t = t_1 - \frac{1{,}5\ .\ 23658}{1{,}025\ .\ 3000} = 169^\circ \text{ C.}$$

Es würde demnach der Druck von 10 auf 8 Atmosphären sinken.

§ 16. Expansion bei constantem Mischungsverhältniss und Expansion nach der isodynamischen Curve. — Denkt man sich die Gewichtseinheit Mischung von Wasser und Dampf mit der specifischen Dampfmenge x eingeschlossen und eine Expansion ohne Aenderung des Mischungsverhältnisses herbeigeführt, so wird der Verlauf dieser Expansion sich darstellen lassen durch eine Curve, für welche die, jeder Temperatur oder Spannung zugehörigen Volumina sich finden aus $v = xu + \sigma$. Hierbei ist σ im Verhältniss zu u so klein, dass (da $u + \sigma = s$) geschrieben werden kann: $v = x\,s$, wenn x nicht nahezu 0 ist. Da der Zusammenhang zwischen s und p durch die Formel (7) $p\,s^n = \text{Const.}$ bestimmt ist, so drückt diese Formel das Gesetz der »Curve constanter Dampfmenge« aus, wenn der entsprechende Werth von x in dieselbe eingeführt wird. Für $x = 1$ hat die Curve constanter Dampfmenge die Bedeutung einer Grenzcurve für gesättigten Dampf in dem Sinne, dass jede, dieselbe nach aussen überschreitende Curve den Uebergang des Dampfes in den überhitzten Zustand anzeigt, während jeder, innerhalb derselben liegende, Punkt einem bestimmten Mischungsverhältniss entspricht. Für jede specifische Dampfmenge erhält man aus der Gleichung $p\,(x\,s)^n = \text{Const.}$ eine besondere Curve, deren Verlauf aber in dem engen Zusammenhange stehen, dass für gleiche Spannungen die Volumina den specifischen Dampfmengen proportional sind. Daraus folgt, dass die äussere Arbeit, welche der Expansion zwischen den gleichen Spannungsgrenzen entspricht, gleichfalls den specifischen Dampfmengen proportional sein muss. Für $x = 1$ hat man: $L_1 = \int p\,ds$,

und da $p = p_1\left(\frac{s_1}{s}\right)^n$ ist: $L_1 = p_1\ s_1^n \int \frac{d\,s}{s^n} = \frac{p_1\ s_1}{n-1}\left[1 - \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right]$ . . . . 18).

Hieraus findet sich beispielsweise für Expansion von 10 auf 2 Atmosphären $A\,L_1 = 68{,}7$ Cal. Für irgend eine andere specifische Dampfmenge x würde sich ergeben: $A\,L = x\,A\,L_1 = 68{,}7\ x$.

Die zuzuführende oder zu entziehende Wärmemenge Q bestimmt sich aus Gleichung 12.) durch Integration derselben unter Einführung des eben gefundenen Werthes für die Arbeit: $Q = x\,(A\,L_1 + p - p_1) - (q_1 - q)$ . . . . (19).

Dieselbe ist also der specifischen Dampfmenge nicht proportional. Für die Expansion innerhalb der obigen Grenzen findet sich für verschiedene Werthe von x:

$x =$	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1
$Q =$	54,6	43,1	31,5	19,9	8,3	− 3,3	− 14,9	− 26,5	− 38,1	− 49,7

Man sieht, dass ungefähr bei gleichem Mischungsverhältniss von Wasser und Dampf die zuzuführende Wärme = 0 wird, wogegen um so mehr Wärme zuzuführen ist, je mehr der Dampf überwiegt, um so mehr Wärme aber entzogen werden muss, je mehr das Wasser überwiegt. Der Werth von x, bei welchem $Q = 0$ wird, findet sich aus: $x = \frac{q_1 - q}{A L_1 + p - p_1}$. Für unser Beispiel ist dieser Werth $x = 0{,}528$.

Würde statt der specifischen Dampfmenge während der Expansion die innere Arbeit dadurch constant erhalten, dass eine der Expansionsarbeit $A L_0$ äquivalente Wärmemenge Q_0 zugeführt würde, so müsste, da im vorstehenden Fall Q stets kleiner war als $A L$, stets $Q_0 > Q$, in Folge hiervon aber auch die specifische Dampfmenge $x_0 > x$ und $L_0 > L$ sein. Für $x_1 = 1$ würde demnach der Dampf in den überhitzten Zustand übergehen. Für die Berechnung von Q_0, x_0 und L_0 kann man zunächst, da $A(U_2 - U_1) = q_1 - q_0 + x_1 \rho_1 - x_0 \rho_0 = 0$ sein soll, bei gegebenem Anfangsdruck p_1 und bekanntem x_1 die specifische Dampfmenge x_0 für einen anderen Druck p_0 bestimmen; aus $v_0 = x_0 u_0 + \sigma$ ergiebt sich dann je ein Punkt der isodynamischen Curve. Zeuner hat übrigens gefunden, dass Volumen und Druck bei dieser Curve in der Beziehung stehen: $p_0 v_0^{\nu} = \text{Const.}$, wobei $\nu = 1{,}056$ zu setzen ist. Hieraus ergiebt sich (analog Gleichung 18) $L_0 = \frac{p_1 v_1}{\nu - 1}\left[1 - \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{\nu - 1}{\nu}}\right]$ und endlich: $Q_0 = A L_0$.

§ 17. Expansion ohne Zuführung oder Entziehung von Wärme. — Für die Expansion ohne Zuführung oder Entziehung von Wärme — von den Technikern gewöhnlich »Expansion« im engeren Sinne genannt, — ist die Untersuchung des Verlaufes der (adiabatischen) Curve und der äusseren Arbeit insofern nicht mit der Einfachheit durchführbar, wie für die vorstehend betrachteten Zustandsänderungen, als man es hierbei im Allgemeinen gleichzeitig mit Veränderungen des Mischungsverhältnisses und der beiden Factoren (Druck und Volumen) zu thun hat, aus welchen sich die äussere Arbeit zusammensetzt und den Verlauf der Curve bestimmt. Dass die specifische Dampfmenge veränderlich ist, hat die vorstehende Untersuchung dadurch erwiesen, dass eine gewisse Wärmemenge zuzuführen oder zu entziehen war, um die Expansion bei constanter Dampfmenge durchzuführen.

Für die adiabatische Curve wird sich das, je einer bestimmten Dampfspannung zugehörige, Volumen wie früher ergeben aus: $v = x u + \sigma$, so dass sie leicht zu verfolgen und zu verzeichnen ist, wenn nur die entsprechenden Werthe von x bekannt sind. Diese letzteren finden sich aber folgendermaassen: Gleichung 14.) schreibt sich in vorliegendem Falle, da $Q = 0$ sein soll: $0 = d q + T d\left(\frac{x r}{T}\right)$, oder wenn man $d q = c d t$ setzt und mit T dividirt: $c \frac{d t}{T} + d\left(\frac{x r}{T}\right) = 0$.

Unter Einsetzung eines Mittelwerthes für die specifische Wärme c ergiebt sich dann durch Integration:

$$c \log n \frac{T}{273} + \frac{x r}{T} = \text{Const.}$$

und durch Verbindung dieser Gleichung mit derselben für irgend eine andere Temperatur T_1:

$$\frac{x r}{T} = \frac{x_1 r_1}{T_1} + c \log n \frac{T_1}{T} \quad \ldots \quad 20.)$$

Hierbei bestimmen sich aus der Regnault'schen Formel (8.) für q die Werthe von c

für	150°	140°	130° C.
$c =$	1,0261	1,0231	1,0203

so dass man für die Temperaturgrenzen, welche der Expansion in den Locomotivdampfmaschinen entsprechen, als Mittelwerth für die specifische Wärme $c = 1{,}025$ setzen kann.

Nachstehend sind die Werthe von $c \log n \frac{T}{273}$ für einige Dampfspannungen gegeben:

Dampfspannung in Atmosphären.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$c \log n \frac{T}{273} =$	0,314	0,368	0,402	0,427	0,447	0,464	0,478	0,491	0,503	0,513

Aus den Ergebnissen des vorigen Paragraphen ist zu schliessen, dass im Allgemeinen theilweise Condensation während der Expansion eintritt, wenn der Dampfgehalt überwiegt, dagegen eine theilweise Verdampfung, wenn überwiegend Wasser vorhanden ist; denn im ersteren Falle war zur Erhaltung constanter Dampfmenge Wärmezuführung, im letzteren Falle aber Wärmeentziehung nothwendig. Die nachfolgende Tabelle, welche die Werthe von x für verschiedene Anfangswerthe x_1 und für die Expansion innerhalb verschiedener Spannungsgrenzen enthält, lässt dies des Näheren erkennen.

Enddruck in Atmosphären.	Anfangsdruck = 10 Atmosphären.							Anfangsdruck = 8 Atmosphären.						
	$x_1 = 1$	0,8	0,6	0,5	0,4	0,2	0	1	0,8	0,6	0,5	0,4	0,2	0
6	0,967	0,782	0,597	0,505	0,412	0,227	0,043	0,981	0,789	0,598	0,502	0,407	0,215	0,024
4	0,943	0,768	0,594	0,507	0,420	0,245	0,071	0,956	0,776	0,595	0,505	0,414	0,234	0,053
2	0,906	0,746	0,587	0,507	0,428	0,268	0,109	0,918	0,753	0,588	0,505	0,423	0,258	0,093
1	0,873	0,726	0,579	0,506	0,432	0,285	0,139	0,884	0,732	0,580	0,504	0,428	0,276	0,124

Die Grenze, für welche die specifische Dampfmenge am Anfang und Ende der Expansion dieselbe ist, fällt thatsächlich zusammen mit derjenigen, bei welcher die Wärme Q für die Expansion mit constanter Dampfmenge Null wurde — ein Beweis für die Richtigkeit der den Gleichungen 18 und 20 zu Grunde liegenden Voraussetzungen. Jener Grenzwerth liegt wiederum nicht genau bei $x_1 = 0{,}5$, sondern hängt von der mittleren Expansions-Temperatur ab. Er lässt sich berechnen aus Gleichung 19. Wenn dort $x = x_1$ gesetzt wird, so folgt:

$$x_1 = c \log n \frac{T_1}{T} \frac{1}{\frac{r}{T} - \frac{r_1}{T_1}}.$$

So findet sich, wenn p_1 und p in Atmosphären gegeben sind:

für									
$p_1 =$	10		8		5	4	3	2	1
$p =$	6	1	4	1	1	1	1	1	0,5
$x_1 =$	0,564	0,521	0,549	0,519	0,504	0,500	0,492	0,485	0,460

Hat man es mit Compression statt mit Expansion zu thun, so gelten selbstredend die vorstehenden Sätze und Zahlen für die Veränderung der specifischen Dampfmenge in derselben Weise, wobei nur die Anfangs- und Endwerthe zu vertauschen sind. Es wird also bei Compression nach der adiabatischen Curve eine Condensation

stattfinden, solange das Wasser in grösserem Gewichtsverhältniss vorhanden ist, als der Dampf, umgekehrt aber wird man es mit Verdampfung zu thun haben, wenn der Dampf überwiegt. Denkt man sich nun eine solche Compression mit trocknem gesättigtem Dampf vorgenommen, so ist zwar eine weitere Verdampfung undenkbar, es stellt sich aber die resultirende specifische Dampfmenge grösser als 1 heraus und das deutet an, dass der Dampf in den überhitzten Zustand übergegangen ist, (für welchen die obigen Gleichungen nicht mehr gelten).

Die äussere Arbeit, welche während der Expansion nach der adiabatischen Curve verrichtet wird, ist gleich den Veränderungen, welche gleichzeitig die innere Arbeit erleidet, also gleich dem Aequivalente der entzogenen Flüssigkeitswärme und der Veränderung in der inneren latenten Wärme, so dass man findet:

$$A\,L = q_1 - q + \rho_1 x_1 - \rho\, x \;\ldots\; 21).$$

Es unterliegt hiernach keinerlei Schwierigkeit, für beliebige Spannungsgrenzen die Expansionsarbeit zu berechnen, da sich aus der anfänglichen specifischen Dampfmenge x_1 mit Hülfe der Gleichung 20 x bestimmt. In technischer Hinsicht ist es nun aber wichtig, die Expansionsarbeit aus dem Verhältniss der Volumina zu Anfang und Ende der Expansion, d. i. aus dem sogenannten Expansionsgrad $\varepsilon = \frac{v_1}{v}$ und aus dem Anfangsdruck ermitteln zu können, also für den Verlauf der adiabatischen Curve einen Ausdruck von der Form $p = f(v)$ zu besitzen. Hierzu aber bieten die vorstehenden Resultate nicht direct das Mittel. Man hat deshalb durch Näherungsformeln jenes Gesetz auszudrücken gesucht und sind es deren vorzüglich drei, welche Bedeutung erlangt haben.

In erster Linie hat man angenommen und legt noch jetzt technischen Berechnungen in der Regel zu Grunde, es gelte das Mariotte'sche Gesetz für den expandirenden Dampf d. h. er verhalte sich so, wie ein permanentes Gas bei constanter Temperatur, es sei also $p\,v = \mathrm{Const.}$ und die adiabatische Curve des Dampfes eine gleichseitige Hyperbel. — Sodann ist die Navier'sche Formel $\gamma = \alpha + \beta\,p$ (s. § 11.) als Ausdruck jenes Gesetzes benutzt worden (insbesondere von Pambour). — Endlich hat Rankine die Näherungsformel

$$p\,v^{\mu} = \mathrm{Const.} \;\ldots\; 22.)$$

mit $\mu = \frac{10}{9}$ angegeben. Alle diese Formeln können, da sie keine Rücksicht auf die Beimengung des Wassers nehmen, höchstens für eine bestimmte specifische Dampfmenge gültig sein. Zeuner hat nun für die Rankine'sche Formel die Werthe von μ berechnet, welche verschiedenen Mischungsverhältnissen entsprechen und hat eine vorzügliche Uebereinstimmung der Rankine'schen Formel mit den obigen Resultaten gefunden, wenn gesetzt werde:

$$\mu = 1{,}035 + 0{,}1\,x_1 \;\ldots\; 23.)$$

vorausgesetzt $x_1 < 0{,}7$; [für Werthe von x_1 zwischen 0,5 und 0,7 kann man setzen $\mu = 1 + 0{,}135\,x_1$]. Ist $x_1 = 0{,}5$, so erhält man annähernd die Curve constanter Dampfmenge mit $p\,v^{1{,}065} = \mathrm{Const.}$ Bei $x_1 = 0{,}3$ wird μ annähernd $= 1$, d. h. es fällt hier die adiabatische Curve nahezu mit der Mariotte'schen Hyperbel zusammen.

Die Rankine'sche Formel liefert somit für die äussere Expansions-Arbeit (analog Gleichung 18.):

$$L = \frac{p_1 v_1}{\mu - 1}\left[1 - \left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{\mu-1}{\mu}}\right] \ldots .$$

oder:

$$L = \frac{p_1 v_1}{\mu - 1}\left[1 - \varepsilon^{\mu-1}\right], \qquad 24.)$$

da $\left(\frac{p}{p_1}\right)^{\frac{\mu-1}{\mu}} - \left(\frac{v_1}{v}\right)^{\mu-1} = \varepsilon^{\mu-1}$ ist.

D. Die überhitzten Wasserdämpfe.

§ 18. — Ueber Natur und Verhalten der überhitzten Wasserdämpfe ist bereits durch § 10 festgestellt: Tritt ein Körper aus dem Grenzzustande, in welchem er sich als gesättigter Dampf befindet, etwa dadurch heraus, dass entweder seine Temperatur ohne Veränderung des Druckes oder des Volumens erhöht, oder seine Dichtigkeit und sein Druck bei unveränderter Temperatur vermindert werden, so geht er in den überhitzten Zustand über und je weiter er sich von dem Sättigungspunkte entfernt, desto mehr nähert er sich dem Zustande und Verhalten der permanenten Gase.

Beziehung zwischen Temperatur, Druck und Volumen. Für sehr hoch überhitzte Dämpfe wird also ohne Weiteres Alles gültig sein, was in den §§ 6 bis 9 für die permanenten Gase aufgestellt worden ist. Während des Ueberganges aber vom gesättigten zu dem hoch überhitzten Zustande wird das Verhalten durch andere Gesetze bestimmt sein, welche als specielle Fälle diejenigen Gesetze umfassen werden, welchen die gesättigten Dämpfe einerseits, die permanenten Gase andrerseits folgen. Experimentelle Grundlagen zur Lösung dieser Fragen sind in geringem Maasse vorhanden. Es sind dieselben vorzugsweise Hirn zu verdanken, welcher drei Reihen von Versuchen anstellte, und zwar: 1) zur Bestimmung der specifischen Volumina überhitzten Wasserdampfes bei bestimmtem Druck und bestimmter Temperatur; 2) zur Ermittlung der Temperatur überhitzten Wasserdampfes, welcher durch isodynamische Expansion trocknen gesättigten Wasserdampfes (von einem bestimmten Anfangsdrucke bis zu einer Atmosphäre) entsteht. 3) Zur Ermittlung der Temperatur des überhitzten Wasserdampfes, welcher durch Compression trocknen gesättigten Wasserdampfes (von einer Atmosphäre) nach der adiabatischen Curve entsteht. — Für die Auffindung des Gesetzes für den Zusammenhang von p, v und T auf theoretischem Wege war zunächst zu beachten, dass die Gay-Lussac'sche Gleichung: $p\,v = R\,T$, welche bei sehr starker Ueberhitzung gilt, für den anderen Grenzzustand, d. i. für gesättigte Dämpfe in der Weise abweicht, dass die rechte Seite der Gleichung rascher wächst, wie die linke, dass also R keine Constante, respective dass der Ausdehnungscoëfficient veränderlich ist. Es erklärt sich dies, wenn man bedenkt einerseits, dass der Druck p bei einer bestimmten Temperatur um so kleiner sein wird, je grösser die inneren anziehenden Kräfte sind, und andrerseits, dass bei den permanenten Gasen die inneren Kräfte verschwindend klein sind, dagegen bei den Dämpfen eine wesentliche Rolle spielen und zwar um so mehr, je grösser die Dichtigkeit ist. Es erscheint also wahrscheinlich, dass im Allgemeinen das Glied $R\,T$ durch einen Werth zu vermindern ist, welcher den Einfluss jener inneren Kräfte darstellt. Von Hirn und von Zeuner sind nun Gleichungen aufgestellt worden, welche, diesen Betrachtungen entsprechend, als Erweiterungen des Gay-Lussac'schen Gesetzes zu betrachten sind (also für gesättigte und überhitzte Dämpfe gleichzeitig gelten) und wegen ihrer Uebereinstimmung mit den

Versuchsresultaten als hinreichend begründet, für den technischen Gebrauch aber vollkommen entsprechend erscheinen.

Hirn stellt — davon ausgehend, dass die Grösse jener inneren Kräfte lediglich eine Function des specifischen Volumens sei — die Gleichung auf:

$$\left.\begin{array}{c} p\,v = B\,T - f(v), \text{ wobei} \\ \text{(unter Weglassung der letzten Stellen)} \\ \text{für } p \text{ in Atm.} \\ B = 0{,}0047227 \text{ und} \\ f(v) = 0{,}09247\left(0{,}35348 + \frac{1}{\sqrt{v}}\right) \end{array}\right\} \quad \ldots . \; 25).$$

Zeuner geht aus von der Gleichung 5 (p. 10)

$$d\,Q = \frac{A}{k-1}\,(v\,d\,p + k\,p\,d\,v) = c\,d\,t + A\,p\,d\,v,$$

welche für permanente Gase unter der Voraussetzung, dass c_p, c und k constante Werthe seien, zur Untersuchung von Zustandsänderung verwendet wurde. Für (schwach) überhitzte Dämpfe muss von jenen drei Werthen mindestens der eine variabel sein. Zeuner erhält nun unter der Annahme: $c_p\,(= 0{,}4805)$ und $k\,(= 1{,}333)$ seien constant, c dagegen variabel, durch Umformung obiger Gleichung: $p\,v = B\,T - Cp^{\frac{k-1}{k}}$, woraus:

$$\left.\begin{array}{c} p\,v = B\,(T - \beta\sqrt[4]{p}), \\ \text{wobei (wenn, wie oben } p \text{ in Atm. ausgedrückt wird):} \\ B = 0{,}0049287 \text{ und } \beta = 38{,}1064 \end{array}\right\} \quad \ldots . \; 26).$$

Wenn die Hirn'sche Gleichung vor der Zeuner'schen voraus hat, dass die Annahmen, auf welchen sie basirt ist, den oben entwickelten Grundanschauungen der mechanischen Wärmetheorie näher stehen, so passt sich die letztere Gleichung dem technischen Bedürfnisse besser an, weil gewöhnlich der Druck und nicht das Volumen gegeben ist.

Die specifische Wärme des überhitzten Wasserdampfes ist noch nicht in genügender Weise durch das Experiment ermittelt. Als die einzigen zuverlässigen Zahlen sind die Resultate zu nennen, welche Regnault für die specifische Wärme c_p bei constantem Druck aus 4 Reihen von Versuchen gefunden hat, bei welcher er die Differenz der Gesammtwärme von überhitztem, unter atmosphärischem Druck erzeugtem, Wasserdampf bei verschiedenen Temperaturen bestimmte und verglich. Er fand

für die	obere Temperatur	231°	216°	226°	210°
	untere Temperatur	127°	122°	138°	124°
	$c_p =$	0,4688	0,4796	0,4811	0,4808

Da diese Versuche nahezu unter gleichen Verhältnissen angestellt sind, so kann von dem, durch Regnault adoptirten Mittelwerth $c_p = 0{,}4805$ nicht gesagt werden, dass er als ein für alle Verhältnisse constanter Werth begründet sei. Was die specifische Wärme c bei constantem Volumen betrifft, so ist bekanntlich $c = c_p - A\,R = c_p - A\,\alpha\,p\,v$. Für $c_p = 0{,}4805$ und $\alpha = \frac{1}{273}$ findet sich (bei einer Temperatur von 100° C.) $c_v = 0{,}327$. Da R veränderlich ist, so muss jedenfalls entweder c_p oder c variabel sein, oder beide Werthe sind es gleichzeitig. Da die

Veränderlichkeit aber eine beschränkte ist, so werden für technische Rechnungen die vorstehenden Werthe von c_p und c benutzt werden können.

Unter Zugrundlegung der Gleichungen 25 oder 26, sowie dieser Werthe von c_p und c lassen sich nun alle technisch wichtigen Zustandsänderungen verfolgen, wie dies durch Zeuner und Hirn geschehen ist. Es sollen hier nur kurz die Resultate dieser Arbeiten hervorgehoben werden.

Für Erwärmung bei constantem Drucke von T_1 auf T_2 ist die erforderliche Wärmemenge $Q = c_p(T_2 - T_1)$, die verrichtete Arbeit aber $L = p(v_2 - v_1)$, wobei sich v_2 aus Gleichung 26 ergiebt.

Für Erwärmung bei constantem Volumen hat man: $Q = c(T_2 - T_1)$ und den resultirenden Druck bestimmt Gleichung 25.

Für die Expansion nach der isodynamischen Curve hat man die Bedingung: $dQ - A\,p\,dv = 0$. Durch Einsetzen des Werthes dQ aus Gleichung 5 (unter Zugrundlegung der oben erörterten Zeuner'schen Annahmen) findet sich

$$\frac{A}{k-1}(v\,dp + p\,dv) = \frac{A}{k-1}\,d(pv) = 0,$$

woraus (der Hirn'sche Satz:) $pv = \text{Const.} \ldots . 27)$.

Für die Expansion endlich ohne Zuführung und Entziehung von Wärme ergiebt sich (aus der Benutzung von Gleichung 5 nach Zeuner) auf demselben Wege, wie bei den permanenten Gasen: $pv^k = \text{Const.} \ldots . 28.)$ wobei $k = 1{,}333$.

E. Ausströmen der Gase und Dämpfe aus Gefässmündungen.

§ 19. — Während bei allen bisher untersuchten Zustandsänderungen von Gasen und Dämpfen vorausgesetzt war, dass sie »umkehrbar« seien (s. § 5), soll nun noch die in der Ueberschrift angedeutete »nicht umkehrbare« Zustandsänderung, ihrer technischen Bedeutung wegen, hier behandelt werden, übrigens nur für den, gewöhnlich vorkommenden, speciellen Fall, dass während des Ausströmens dem Gase oder Dampfe von aussen Wärme weder zugeführt noch entzogen werde.

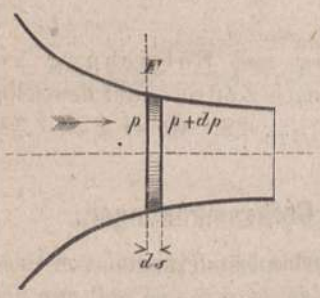
Die Fragen, welche hierbei zu beantworten sind, beziehen sich aber vor Allem auf die, pro Zeiteinheit ausströmende, Gewichtsmenge, auf das »Ausflussgewicht«. Die Gewichtsmenge aber, welche in der Secunde einen Querschnitt O mit der Geschwindigkeit c und dem specifischen Volumen v passirt ist: $O\frac{c}{v}$. Für den Austritt eines (tropfbaren oder gasförmigen) Strahles aus einer Mündung lässt sich nun aus den Sätzen der Mechanik und der Wärmelehre in erster Linie die Frage nach der Maximalgeschwindigkeit des Strahles und nach dem correspondirenden specifischen Volumen beantworten, so dass das Ausflussgewicht bestimmbar ist, wenn man den Querschnitt kennt, auf welchen die gefundenen Werthe sich beziehen, d. i. den »Ausflussquerschnitt« (O). — Für das Ausströmen unelastischer Flüssigkeiten (Wasser) ist derselbe gleich dem Mündungsquerschnitt F, wenn die Mündung gut abgerundet ist. [Findet hingegen »Contraction« statt, so ist der Ausflussquerschnitt $= \alpha F$, wobei stets der Contractionscoëfficient: $\alpha < 1$]. — Bei elastischen Flüssigkeiten (Gase und Dämpfe) fällt der Ausflussquerschnitt (O) auch bei gut abgerundeten Mündungen nicht immer mit dem Mündungsquerschnitt F zusammen.

Bei der Bestimmung der Maximalgeschwindigkeit der Strahles, oder kurzweg der »Ausflussgeschwindigkeit« ist zu unterscheiden die »theoretische« (w) — als die von den Mündungsverhältnissen unabhängige — von der wirklichen Ausfluss-

geschwindigkeit ($w_e = \varphi\, w$), wie sie sich unter dem Einfluss der (Reibungs-) Widerstände ergiebt. Es findet sich dann das »theoretische« Ausflussgewicht (für eine gut abgerundete Mündung und für $\varphi = 1$): $G = O\frac{w}{v_1}$, wenn v_1 das specifische Volumen im Ausflussquerschnitt O ist. Endlich ergiebt sich das effective Ausflussgewicht: $G_e = \alpha\, O\frac{w_e}{v_1}$ oder: $G_e = \alpha\,\varphi\, O\frac{w}{v_1} = \mu\, O\frac{w}{v_1}$. Man spricht endlich auch von einer »effectiven Geschwindigkeit« $w^1 = \mu\, w = \frac{G_e\, v_1}{F}$. Es ist dies nicht die wahre Ausflussgeschwindigkeit, sondern die (ideelle) Geschwindigkeit, mit welcher das Ausflussgewicht den Mündungsquerschnitt passirt, unter der Voraussetzung, dort sei das specifische Volumen v_1.

In Nachstehendem geben wir die Resultate der neueren Forschungen über diesen Gegenstand und folgen hauptsächlich der Darstellung Zeuner's. Figur 2 stelle die horizontale Mündung eines weiten Gefässes dar, in welchem eine (tropfbare oder gasförmige) Flüssigkeit mit dem specifischen Volumen v_2 unter dem constanten Drucke p_2 stehe. Die Flüssigkeit ströme nach einem Raume, in welchem der constante Druck p_1 herrscht. Im Querschnitte F sei der Druck p. Die dort befindliche Flüssigkeitscheibe, deren Dicke gleich dem (unendlich kleinen) Wege ds sei, welcher im nächsten Zeitelement dt zurückgelegt wird, erleidet im Querschnitt F demnach den specifischen Druck p, auf der Vorderseite dagegen betrage derselbe $p + dp$, so dass die accelerirende Kraft $= -F\,dp$ ist. Wird diese Kraft durch die Masse $\frac{F\,ds}{v\,g}$ der Flüssigkeitsscheibe dividirt, (wo v das specifische Volumen derselben bedeutet), so findet sich die Acceleration der Bewegung: $\mathfrak{p} = -\frac{v\,dp}{ds}\,g$. Die Bewegungslehre giebt aber die Beziehung: $\mathfrak{p}\,ds = w\,dw = d\left(\frac{w^2}{2}\right)$, so dass man erhält:

Fig. 2.



$$d\left(\frac{w^2}{2\,g}\right) = -v\,dp = -d(p\,v) + p\,dv \quad \ldots\ 29.)$$

und durch Integration:

$$\frac{w^2}{2\,g} = p_2\,v_2 - p_1\,v_1 + \int_{v_2}^{v_1} p\,dv \quad \ldots\ 30).$$

Da die Flüssigkeit in unserm Falle sich (unter Ueberwindung eines, ihrem jeweiligen Drucke gleichen, Widerstandes) ohne Zuführung oder Entziehung von Wärme ausdehnt, so stellt das Glied $\int_{v_2}^{v_1} p\,dv$ die Arbeit dar, welche bei Expansion nach der adiabatischen Curve von v_2 auf v_1 verrichtet wird. Ist in Figur 3 die Curve $U_2\,U_1$ als die Adiabate verzeichnet, so stellt die schraffirte Fläche $A_2\,U_2\,U_1\,A_1$ die Gleichung 30.) dar, denn es ist Fläche $A_2\,U_2\,B\,O = p_2\,v_2$, und Fläche $A_1\,U_1\,C\,O = p_1\,v_1$.

[Es mag sofort darauf hingewiesen werden, dass die Fläche $A_2\,U_2\,U_1\,A_1$ auch den Process darstellt, welchen die expandirenden Dampfmaschinen ausführen, so dass

die (theoretische) lebendige Kraft $\frac{w^2}{2g}$ eines Dampfstrahles gleich ist der (theoretischen) Arbeit, welche dieselbe Gewichtsmenge Dampf bei gleichem Expansionsgrad in einer Dampfmaschine verrichten könnte.]

Die Integration in Gleichung 30.) lässt sich ausführen, wenn man das Gesetz für die Expansion nach der adiabatischen Curve kennt. Für Gase und Dämpfe ergab sich aber dies Gesetz in der gemeinsamen Form: $p\,v^k = \text{Const.}$, wobei

für permanente Gase (nach Gleichung 6.) $k = 1{,}41$
für gesättigte Wasserdämpfe (nach Gleichung 23.) wenn $x_2 > 0{,}7 : k = 1{,}035 + 0{,}1\,x_2$; „ $x_2 = 0{,}5$ bis $0{,}7 : k = 1 + 0{,}135\,x_2$
für überhitzte Wasserdämpfe (nach Gleichung 28.) $k = 1{,}333$

} . . . . 31).

Es wird unter Einsetzung dieser Werthe bekanntlich:

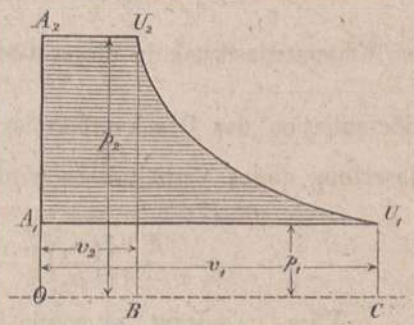
$$\int_{v_2}^{v_1} p\,d\,v = \frac{p_2\,v_2}{k-1}\left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right].$$

Beachtet man, dass $p_1\,v_1 = p_2\,v_2\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}}$, so schreibt sich Gleichung 30 auch

$$\frac{w^2}{2g} = \frac{k}{k-1}\,p_2\,v_2\left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right] = \frac{k}{k-1}\,[p_2\,v_2 - p_1\,v_1] \ldots . 32).$$

Und dies ist die Gleichung, welche für permanente Gase und überhitzte Wasserdämpfe zur Berechnung der theoretischen Ausflussgeschwindigkeit dient und auch für die gesättigten Wasserdämpfe so lange benutzt werden kann, als in den Mischungen das Dampfgewicht überwiegt.

Fig. 3.



Die genaue und allgemeine Formel für die gesättigten Dämpfe wird man erhalten, wenn man aus Gleichung 21 entnimmt:

$A\int_{v_2}^{v_1} p\,d\,v = q_2 - q_1 + x_2\,\varrho_2 - x_1\,\varrho_1$. Setzt man $v_2 = x_2\,u_2 + \sigma$, sowie $A\,p_2\,u_2 + \varrho_2 = r_2$, und bestimmt ebenso v_1 und r_1, so wird Gleichung 30:

$$A\,\frac{w^2}{2g} = x_2\,r_2 - x_1\,r_1 + q_2 - q_1 + A\,\sigma\,(p_2 - p_1) \ldots . 33.)$$

wobei x_1 aus Gleichung 20.) zu ermitteln ist. Hat man es mit Ausfluss von Mischungen mit überwiegendem Dampfgehalt zu thun, so verschwindet $A\,\sigma\,(p_2 - p_1)$ gegen die andern Glieder, und wenn man $q_2 - q_1 = c\,(T_2 - T_1)$ setzt, so wird:

$$A\,\frac{w^2}{2g} = \left(\frac{x_2\,r_2}{T_2} + c\right)(T_2 - T_1) - c\,T_1\,\log\text{n}\,\frac{T_2}{T_1} \ldots . 34).$$

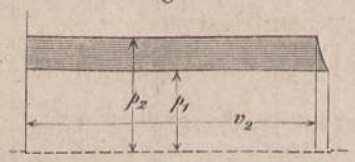
Hat man es hingegen mit dem Ausströmen erhitzten Wassers zu thun und setzt $\frac{1}{\sigma} = \gamma$, so wird:

$$A\,\frac{w^2}{2g} = c\left[T_2 - T_1 - T_1\,\log\text{n}\,\frac{T_2}{T_1}\right] + A\,\frac{p_2 - p_1}{\gamma} \ldots . 35).$$

Da das Glied in der Klammer nahezu 0 wird, wenn die Differenz $(T_2 - T_1)$ klein ist, so findet sich in diesem Falle die in der Hydraulik bekannte (und für kaltes Wasser correcte) Formel:

$$w = \sqrt{2\,g\,\frac{p_2 - p_1}{\gamma}} \quad \ldots\ 36).$$

Fig. 4.



Bei sehr engen Druckgrenzen lässt sich übrigens diese Näherungsformel auch für Gase und Dämpfe anwenden, da dann die schraffirte Fläche (Fig. 4), welche, wie oben gezeigt, die lebendige Kraft repräsentirt, nahezu $= v_2\,(p_2 - p_1) = \frac{p_2 - p_1}{\gamma}$ wird.

Nachdem aus den Gleichungen 32 bis 36 die (theoretische) Ausflussgeschwindigkeit ermittelt ist, findet sich das theoretische Ausflussgewicht; $G = O\,\frac{w}{v_1}$, wobei v_1 entweder durch Gleichung 31 $\left(v_1 = v_2 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}} \right)$, oder (für Wasser- und Dampfmischungen) durch $v_1 = x_1 \cdot u_1 + \sigma$ zu berechnen ist. Auf die Bestimmung des noch unbekannten Ausflussquerschnittes O führt folgende Betrachtung: Unter Substituirung jenes Werthes für v_1, sowie des Werthes w aus Gleichung 32 findet sich:

$$\frac{w}{v_1} = \sqrt{2\,g\,\frac{k}{k-1}\,\frac{p_2}{v_2}\left[\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]} \quad \ldots\ 37).$$

Der Klammerausdruck in dieser Gleichung hat ein Maximum, für welches sich durch Differentiation das Druckverhältniss $\frac{p_1}{p_2} = \psi = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$ . . . . 38), ergiebt. Bei Einsetzung dieses Verhältnisses wird:

$$\sqrt{2\,g\,\frac{k}{k-1}\left[\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]} = \text{Const.} = B \quad \ldots\ 39).$$

Wäre O constant, so würde bei einem bestimmten inneren Drucke p_2 für jedes andere Druckverhältniss das Ausflussgewicht kleiner ausfallen als: $G = O\,B\,\sqrt{\frac{p_2}{v_2}}$.

Die Resultate von Ausflussversuchen (welche mit atmosphärischer Luft bes. von Weisbach, für Wasserdampf von Napier durchgeführt wurden), zeigen nun, dass $O = F$ gesetzt werden kann, so lange das Druckverhältniss grösser als oder gleich ψ ist, dass aber für ein kleineres Druckverhältniss das Ausflussgewicht constant gleich demjenigen ist, welches sich aus Gleichung 37 für $O = F$ und für $\frac{p_1}{p_2} = \psi$ ergiebt, so dass (nach Rankine und Zeuner) das theoretische Ausflussgewicht sich findet:

$$\text{für } \frac{p_1}{p_2} > \psi : \quad G = F\sqrt{2\,g\,\frac{k}{k-1}\,\frac{p_2}{v_2}\left[\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]} \quad \ldots\ 40.)$$

$$\text{für } \frac{p_1}{p_2} \leqq \psi : \quad G = F\,B\,\sqrt{\frac{p_2}{v_2}} \quad \ldots\ 41.)$$

wobei ψ und B aus den Gleichungen 38 und 39 zu bestimmen sind. Das Ausflussgewicht ist also vom äusseren Drucke völlig unabhängig, sobald derselbe kleiner als ψp_2 ist. Zur Berechnung von G lässt sich folgende Hülfstabelle benutzen, wobei der Druck in Atmosphären gemessen ist.

	k	ψ	B	Formel für G, wenn $\frac{p_1}{p_2} > \psi$
Atmosph. Luft	1,41	0,5266	218,5	$G = 835 \sqrt{\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{1,42} - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{1,71}} \sqrt{\frac{p_2}{v_2}}$
Wasser-Dampf. $x_2 = 1$	1,135	0,5774	202,4	$1305 \sqrt{\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{1,76} - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{1,88}} \sqrt{\frac{p_2}{v_2}}$
Wasser-Dampf. $x_2 = 0,5$	1,065	0,5923	197,7	$1825,8 \sqrt{\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{1,88} - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{1,94}} \sqrt{\frac{p_2}{v_2}}$

Die nachstehende Tabelle giebt sodann die Werthe der (theoretischen) Ausflussgeschwindigkeit und des (theoretischen) Ausflussgewichtes von atmosphärischer Luft, Wasserdampf und Wasser beim Ausströmen mit verschiedenem Anfangsdruck p_2 in die freie Atmosphäre. Für erhitztes Wasser lassen sich die Ausflussquerschnitte nicht in der vorbeschriebenen Weise bestimmen; auch ist von Versuchen zu deren experimenteller Ermittelung Nichts bekannt. — Auf Tafel I. giebt die Curve der Geschwindigkeit beim Ausströmen trocknen gesättigten Dampfes in die freie Atmosphäre einen weiteren Ueberblick über deren Veränderlichkeit.

Geschwindigkeit und Ausflussgewicht beim Ausströmen in die Atmosphäre.

		Atm. Luft		Gesättigter Wasserdampf				Wasser			
Anfangs-Temperatur. Celsius.	Anfangsdruck in Atmosphär.	Meter pro Secunde	Kilogr.	trocken $x_2 = 1$		gemischt $x_2 = 0,5$		erhitzt		kalt	
		w	G	w	G	w	G	w	G	w	G
$t_2 = 102,7$	$p_2 = 1,1$	142,3	137,6 F	178,3	108,7 F	126	158,9 F	9,6	935 O	4,50	4503 F
111,7	1,5	290,7	300,2	368,3	229,0	262	316,5	40,1	1085	10,07	10070
120,6	2	376,7	414,0	481,7	308,6	344	426,1	69,5	1094	14,24	14240
144,0	4	522,8	804,4	681,5	604,0	492	834	145,1	1106	24,66	24663
159,2	6	588,8	1185	774,9	895,5	564	1235	193,0	1113	31,84	31840
170,8	8	630,7	1560	834,9	1183	612	1631	228,9	1118	37,67	37673
180,3	10	661,0	1929	878,7	1469	648	2024	258,0	1123	45,03	45030
188,4	12	684,7	2294	913,0	1753	676	2414	282,6	1127	47,23	47226

Während die vorstehenden Resultate für die wichtigeren Fälle in genügender Weise die Ermittelung der »theoretischen« Werthe für den Ausfluss gestatten, fehlt es noch an verlässigen Angaben für die Coëfficienten φ und α, durch welche die Widerstände und die, durch den Ausfluss aus Mündungen in dünner Wand hervorgerufene, Contraction bestimmt werden könnten. Die Arbeit W, welche zur Ueberwindung der Widerstände verbraucht wird, geht offenbar in Wärme über und hat denselben Einfluss auf die Druckabnahme während des Ausströmens, welchen die Zuführung der Wärmemenge $A\,W$ haben würde. Zeuner berechnet die Aenderung des Gesetzes $p\,v^k = \text{Const.}$, welche durch diese Wärmezuführung entsteht und findet, unter bestimmten Annahmen, dass lediglich der Exponent k durch einen andern (»Ausfluss-

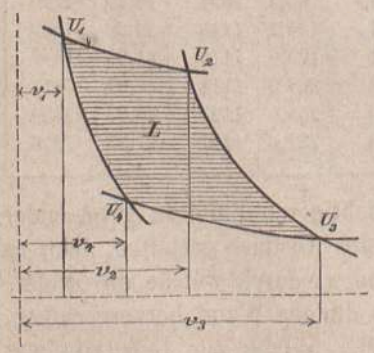
exponenten«) zu ersetzen sei, um den Einfluss der Widerstände mit zu berücksichtigen. Da die gegenwärtigen experimentellen Grundlagen die practische Verwerthung der hieraus folgenden Resultate nur sehr unvollständig zulassen, so beschränken wir uns darauf, hier für die Ermittelung des effectiven Ausflussgewichtes $G_e = \mu G$, die wichtigsten der Werthe von μ wiederzugeben, welche Weisbach bei seinen Versuchen über den Ausfluss von Luft in die Atmosphäre gefunden hat, wobei freilich der innere Druck p_2 nur wenig über zwei Atmosphären hinausging, so dass fast durchweg $O = F$ war. Man nimmt an, dass dem Ausfluss von Dämpfen nahezu dieselben Coëfficienten entsprechen.

Mündungsart.		Ueberdruck in Atmosphären.	Ausflusscoëfficient μ
Abgerundete Mündungen.	kurzes conisches Mundstück	0,08 bis 1,15	0,915 bis 0,980
	längeres conisches Mundstück (Düsenmündung)	0,08 - 1,15	0,933 - 0,984
	kurzes cylindrisches Mundstück	0,57 - 0,72	0,927 - 0,922
Mündungen ohne Abrundung.	kurze conische Ansatzröhre	0,08 - 0,45	0,9106 - 0,933
	längere conische Ansatzröhre (Düsenmündung)	0,4 - 1,1	0,940 - 0,966
	kurze cylindrische Ansatzröhre	0,072 - 0,54	0,762 - 0,823
Kreismündung in der ebenen dünnen Wand		0,06 - 1,15	0,562 - 0,788

F. Disponible Arbeit der Wärmekraftmaschinen.

§ 20. — Da die oftmalige Wiederholung der Processe möglich sein muss, welche in den Wärmekraftmaschinen ausgeführt werden, so müssen diese Processe den Körper, welcher denselben zu Grunde liegt, immer wieder in den ursprünglichen Zustand zurückführen. Solche Processe, an deren Ende der Körper wieder in den Anfangszustand zurückgekehrt ist, hat man »Kreisprocesse« genannt.

Fig. 5.



Es stelle Figur 5 einen Kreisprocess dar, welcher sich aus vier Zustandsänderungen zusammensetzt, von denen je die beiden gegenüberliegenden von gleicher Art sein, d. h. den gleichen Gesetzen folgen sollen. Es finde hierbei zunächst auf dem Wege von U_1 nach U_2 und von U_2 nach U_3 Wärmezuführung Statt, so dass den beiden andern Curven Wärmeentziehung entspricht. Die Veränderungen der inneren Arbeit seien je durch die Differenzen $U_2 - U_1$ u. s. w. bezeichnet.

Bei der Expansion von U_1 auf U_2 hat man offenbar, wenn Q die zuzuführende Wärme und L_1 die verrichtete Arbeit ist:

$$Q = A\,(U_2 - U_1) + A\,L_1$$

ebenso für die Expansion von U_2 auf U_3:

$$Q^1 = A\,(U_3 - U_2) + A\,L_2.$$

Für die Compression von U_3 auf U_4 sei die aufzuwendende Arbeit $= - L_3$, die zu entziehende Wärme $= - Q_1$, so dass man erhält:

$$- Q_1 = A\,(U_4 - U_3) - A\,L_3$$

und dem entsprechend für $U_4\,U_1$:

$$- Q_1' = A\,(U_1 - U_4) - A\,L_4.$$

Addirt man diese vier Gleichungen, so wird:

$$(Q + Q') - (Q_1 + Q_1') = A\Big((L_1 + L_2) - (L_3 + L_4)\Big) \ldots . \quad 42).$$

d. h. es ist die Summe der Veränderungen der inneren Arbeit in einem Kreisprocess $= 0$, dagegen die Differenz der zugeführten und entzogenen Wärmemenge gleich dem Aequivalente der Differenz der von dem Körper verrichteten und der aufgewendeten Arbeit — ein Resultat, welches auch direct aus dem Satze von der Aequivalenz folgt. Die Differenz $[(L_1 + L_2) - (L_3 + L_4)]$, d. i. die gewonnene Arbeit ist in Fig. 5 durch die schraffirte Fläche dargestellt. Der Indicator bietet bekanntlich das Mittel dazu, den in den Wärmekraftmaschinen ausgeführten Kreisprocess in solcher Weise graphisch zu veranschaulichen.

Es ist einleuchtend, dass derjenige Kreisprocess als der günstigste für Wärmekraftmaschinen zu betrachten ist, bei welchem für eine bestimmte Wärmezuführung diese Fläche ein Maximum wird, und es wird somit die Frage nach der disponibeln Arbeit der Wärmekraftmaschinen durch die Ermittelung dieses Kreisprocesses zu beantworten sein.

Legen wir dem vorhin betrachteten Kreisprocesse die weitere Annahme zu Grund, die Curven $U_1\,U_2$ und $U_3\,U_4$ seien isothermische, dagegen $U_2\,U_3$ und $U_4\,U_1$ adiabatische Curven, so wird $Q' = Q_1' = 0$ und unter Einsetzung des Werthes L für die gewonnene Arbeit:

$$Q - Q_1 = A\,L \ldots , \quad 43.)$$

Ist die Lage der beiden Adiabaten gegeben, so ist die Grösse der, den Isothermen entsprechenden, Wärmemengen Q und Q_1 abhängig von den zugehörigen Temperaturen T_2 und T_1 (s. §§ 9 und 15). Denken wir uns beispielsweise mit der Gewichtseinheit eines permanenten Gases den Process durchgeführt. Für die Isothermen $U_1\,U_2$ und $U_3\,U_4$ (Fig. 5.) hat man (s. § 9.):

$$A\,L_1 = Q = R\,T_2 \log n \frac{v_2}{v_1}; \quad A\,L_3 = Q_1 = R\,T_1 \log n \frac{v_3}{v_4}$$

$$\text{woraus: } \frac{Q}{Q_1} = \frac{T_2}{T_1}\left[\log n \frac{v_2}{v_1} : \log n \frac{v_3}{v_4}\right].$$

Für die beiden Adiabaten gilt aber (Gleichung 6)

$$\frac{v_2}{v_3} = \frac{v_1}{v_4} = \left(\frac{T_1}{T_2}\right)^{2{,}439}, \quad \text{woraus: } \frac{v_2}{v_1} = \frac{v_3}{v_4};$$

so dass man findet $\quad \frac{Q}{T_2} = \frac{Q_1}{T_1} \ldots . \quad 44).$

Verbindet man also zwei adiabatische durch zwei beliebige isothermische Curven, so sind die, denselben entsprechenden, Wärmemengen den absoluten Temperaturen der Isothermen proportional. Für den vorliegenden Kreisprocess wird dann Gleichung 43)

$$A\,L = Q - Q_1 = Q\left(1 - \frac{T_1}{T_2}\right) = Q\frac{T_2 - T_1}{T_2} \ldots . \quad 45).$$

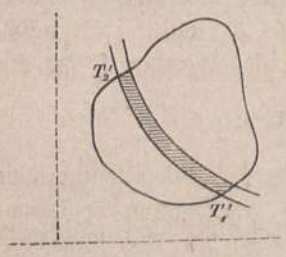
Wendet man dieses, zunächst nur für permanente Gase gefundene, Resultat auch auf die Dämpfe an, so findet sich — für den Fall, dass die beiden isothermischen Linien unendlich nahe aneinanderrücken, dass also die Differenz ihrer Temperaturen dT ist, während die obere Isotherme mit der Temperatur T vom Volumen σ des Wassers bis zu demjenigen $s = u + \sigma$ des trocknen gesättigten Dampfes reicht, so dass $Q = r$ ist, — die gewonnene Arbeit: $A\,dL = r\frac{dT}{T}$. Die Arbeit dL ist gleichzusetzen dem Product aus der Volumendifferenz u in die Druckdifferenz dp, welche dT entspricht, so dass man erhält:

$$\frac{r}{u} = A\,T\frac{dp}{dT},$$

eine Beziehung, welche bereits in § 13 (als Gleichung 13) für Wasserdämpfe benutzt wurde. Gerade die vollständige Uebereinstimmung der, aus dieser Formel hervorgehenden, Resultate für die adiabatische Curve der Wasserdämpfe mit den, lediglich auf Grund des Aequivalenzsatzes ermittelten, Resultaten für die Curve constanter Dampfmenge, zeigt, — abgesehen von den allgemeineren Deductionen der mechanischen Wärmetheorie — dass die Gleichungen 44 und 45 thatsächlich auch für die Dämpfe Geltung haben.

Es lässt sich nun weiterhin leicht nachweisen, dass der, aus zwei isothermischen und zwei adiabatischen Curven zusammengesetzte, Kreisprocess bei einer bestimmten Wärmezuführung und innerhalb gegebener Temperaturgrenzen das Maximum der Arbeit liefert. Denn man kann (Fig. 6) sich jeden andern Kreisprocess durch unendlich nahe an einander liegende adiabatische Curven so in Flächenelemente zerlegt denken, dass für jedes derselben die obere und die untere Abgrenzung als in einer (unendlich kurzen) Isotherme bestehend angesehen werden darf. Nun hat man unendlich viele Kreisprocesse von jener Zusammensetzung. Entsprechen den kleinen Isothermen je die Temperaturen T_2' und T_1', sowie jedem der Processe die Wärmezuführung dQ und die gewonnene Arbeit dL, so hat man (Gleichung 45):

Fig. 6.



$$A\,dL = dQ\,\frac{T_2' - T_1'}{T_2'}.$$

Ist nun aber T_2 die höchste und T_1 die niedrigste in der Maschine erreichbare Temperatur, so wird offenbar die Summe der, allen diesen Kreisprocessen entsprechenden, Arbeitswerthe ein Maximum sein, wenn für jeden einzelnen derselben $T_2' = T_2$ und $T_1' = T_1$ ist. Die Erfüllung dieser Bedingung führt aber zu dem oben aufgestellten Kreisprocesse, den wir in Zukunft den »vollkommenen« nennen werden.

Es soll also, um die Maximalarbeit zu gewinnen, die Wärmezuführung bei constanter höchster, die Wärmeentziehung bei constanter niedrigster Temperatur stattfinden. Jede Abweichung hiervon wird einen Effectverlust bedingen. Diese Maximalarbeit ist nun aber hinsichtlich ihrer absoluten Grösse von der Temperaturdifferenz $T_2 - T_1$ in derselben Weise abhängig, wie die disponible Arbeit einer Wasserkraft von dem verfügbaren Gefälle. Jede Wärmezuführung bei niedrigerer Temperatur als der höchst erreichbaren T_2 wird dem Gefällverluste durch verspäteten Eintritt in ein Wasserad, jede Wärmeentziehung bei höherer als der niedrigst erreichbaren Temperatur T_1 dem Gefällverluste durch zu frühen Austritt aus dem Wasserrade vergleichbar sein.

Nie und durch keine Wärmekraftmaschine wird es möglich sein, das ganze Aequivalent der zugeführten Wärme als Arbeit zu gewinnen; denn um $AL = Q$ zu bekommen, müsste $T_1 = 0$ sein, d. h. es müsste der Process bis zum absoluten Nullpunkt (also bis 273° C. unter den Gefrierpunkt des Wassers) reichen. Als disponible Arbeit kann also nicht das Aequivalent der einer Maschine zugeführten Wärme betrachtet werden, sondern nur der Theil $\frac{T_2 - T_1}{T_2}$ derselben, gerade wie bei einer Wasserkraft nicht das Gefälle bis zum Meeresspiegel, sondern nur das »Maschinengefälle« für die Berechnung der disponiblen Arbeit maassgebend ist.

Allerdings ist die Beschränkung, welcher man sich hinsichtlich des »Temperaturgefälles« unterworfen findet, anderer Natur, wie dort. Was die untere Temperaturgrenze betrifft, so kann man sich im günstigsten Falle der Temperatur der äusseren Atmosphäre nähern, wie das die, mit besonderen Kühlvorrichtungen für die Wärmeentziehung versehenen, Wärmekraftmaschinen, insbesondere die Condensationsdampfmaschinen thun. In anderen Fällen, wie bei unseren Locomotiven ist man an die Temperatur gebunden, welche dem Atmosphärendruck (des Dampfes) entspricht. Nach oben hin verbieten constructive Schwierigkeiten, sowie insbesondere die Schwierigkeit der Abdichtung der bewegten Flächen (Schmierung) weit über 200° C. hinauszugehen.

G. Calorischer Wirkungsgrad der Locomotivdampfmaschinen.

§ 21. — Würde in den Locomotivdampfmaschinen der »vollkommene« Process ausgeführt, so wäre die calorische, d. i. die vom Dampf auf den Kolben übertragene Arbeit L pro Hub (laut Gleichung 45):

$$L = \frac{Q}{A}\,\frac{T_2 - T_1}{T_2} = \frac{M x_2 r_2}{A}\,\frac{T_2 - T_1}{T_2} \quad \ldots \quad 46),$$

wenn das Gewicht der pro Hub mit der specifischen Dampfmenge x_2 eintretenden Mischung $M^{\text{Kil.}}$ beträgt und T_2 die absolute Kesseltemperatur, T_1 aber die absolute Temperatur des Dampfes bei atmosphärischem Druck, also $T_1 = 273° + 100° = 373°$ ist.

Bezeichnet man den stündlichen Dampfverbrauch mit D_h und die calorische Arbeit in Pferdestärken mit N, so findet sich auch:

$$\frac{N}{D_h} = 0{,}00157\,\frac{r_2}{T_2}\,(T_2 - T_1) \text{ oder: } \frac{D_h}{N} = \frac{636{,}8\,T_2}{r_2\,(T_2 - T_1)}.$$

Hieraus ergiebt sich der stündliche Dampfverbrauch ($D_h : N$), sowie der stündliche Wärmeverbrauch ($D_h r_2 : N$) pro Pferd einer »vollkommenen« Locomotivdampfmaschine bei verschiedenen Kesselspannungen, wie folgt:

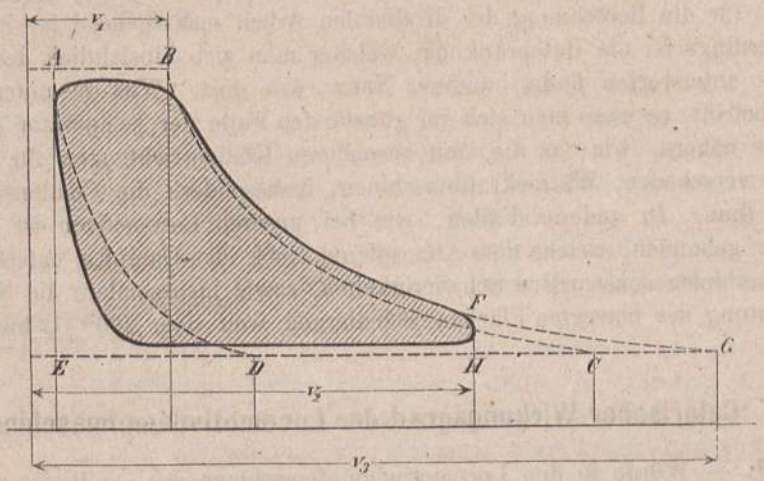
Absolute Dampfspannung in Atmosphären		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Stündlich pro Pferd	Dampfmenge in Kil.	14,91	11,95	10,30	9,41	8,77	8,22	7,82	7,51	7,25	7,03
	Wärmemenge in Cal.	7641	6034	5185	4648	4297	3991	3769	3594	3448	3325

Durch eine Reihe von Unvollkommenheiten im Ausnutzungsprocesse erhöht sich nun aber — bekanntlich in beträchtlicher Weise — der thatsächliche Dampf- respective Wärmeverbrauch. Als derartige Unvollkommenheiten kommen vorzüglich die nachstehend untersuchten in Betracht.

1. Die principielle Abweichung vom vollkommenen Kreisprocess.

Während die »Admissions-«, die »Expansions-« und ein Theil der »Ausströmungs-Periode« principiell mit den ersten drei Zustandsänderungen (*AB*, *BC* und *CD* in Fig. 7.) des vollkommenen Processes übereinstimmen, tritt an die Stelle der vierten (*DA*, d. i. Compression ohne Zuführung oder Entziehung

Fig. 7.



von Wärme bis zum ursprünglichen Zustande, also Wiederverwandlung des Dampfes von einer Atmosphäre in Wasser von der Kesseltemperatur) die Fortsetzung des Dampfaustrittes in die Atmosphäre und das Einpumpen einer aus der Atmosphäre entnommenen Quantität frischen Wassers in den Kessel.

Die Grösse des Effectverlustes, welcher aus dieser principiellen Abweichung des Processes von dem vollkommenen entspringt, findet sich wie folgt. Die Arbeit L_a, welche dem nunmehrigen Kreisprocess entspricht, setzt sich zusammen aus:

Volldruckarbeit (AB): $L^{I} = M p_2 (x_2 u_2 + \sigma)$.

Expansionsarbeit (BC): $L^{II} = \frac{M}{A} (q_2 - q_1 + x_2 \rho_2 - x_1 \rho_1)$.

Gegendruckarbeit (CE): $L^{III} = M p_1 (x_1 u_1 + \sigma)$.

Speisearbeit: $L^{IV} = M \sigma (p_2 - p_1)$.

Somit nach einigen Reductionen:

$$L_a = M [x_2 r_2 - x_1 r_1 + q_2 - q_1].$$

Nach Gleichung 20 ist:

$$x_1 = \left(\frac{x_2 r_2}{T_2} + c \operatorname{logn} \frac{T_2}{T_1}\right) \frac{T_1}{r_1};$$

durch Substitution dieses Werthes erhält man:

$$L_a = M \left(\frac{r_2 x_2}{T_2} (T_2 - T_1) + q_2 - q_1 - c \operatorname{logn} \frac{T_2}{T_1}\right) \ldots . \quad 48).$$

Um diese Arbeit mit der disponiblen vergleichen zu können, muss die pro Hub zugeführte Wärmemenge $Q = M (r_2 x_2 + q_2 - q_0)$ in Gleichung 45 eingeführt werden, wobei q_0 der Speisewassertemperatur t_0 entspreche. Man hat dann die disponible Arbeit:

$$L = \frac{M\,(r_2\,x_2 + q_2 - q_0)}{A\,T_2}\,(T_2 - T_1) \quad \ldots\ldots 49).$$

Subtrahirt man hiervon die Arbeit L_a, so erhält man den Arbeitsverlust in Folge der principiellen Abweichung vom vollkommenen Process.

$$L_1 = \frac{M}{A\,T_2}\left[(q_1 - q_0)\,(T_2 - T_1) + T_1\,T_2\,c\,\log n\,\frac{T_2}{T_1} - T_1\,(q_2 - q_1)\right]$$

oder $q_1 - q_0 = c\,(T_1 - T_0)$ und $q_2 - q_1 = c\,(T_2 - T_1)$ gesetzt:

$$L_1 = \frac{M}{A\,T_2}\left[T_1\,T_2\,c\,\log n\,\frac{T_2}{T_1} - T_0\,(q_2 - q_1)\right] \quad \ldots\ldots 50).$$

Endlich ergiebt sich der gesuchte Effectverlust:

$$\lambda_1 = \frac{T_1\,T_2\,c\,\log n\,\frac{T_2}{T_1} - T_0\,(q_2 - q_1)}{(x_2\,r_2 + q_2 - q_0)\,(T_2 - T_1)} \quad \ldots\ldots 51).$$

Hieraus die folgenden Zahlen:

Speisewasser-temperatur	Specifische Dampfmenge	Absolute Dampfspannung im Kessel (Atmosphären). 4	6	8	10	11	12
100° C.	$x_2 = 1$	$\lambda_1 = 0{,}0396$	0,0522	0,0615	0,0688	0,0717	0,0748
15° C.	$x_2 = 1$	0,1681	0,1781	0,1854	0,1913	0,1964	0,1998
	$x_2 = 0{,}8$	0,2000	0,2107	0,2182	0,2245	0,2301	0,2339

Es stellt sich somit der wirklich ausgeführte Process keineswegs als ein ungünstiger dar, wenn mit vorgewärmtem Wasser gespeist wird. Die Speisewassertemperatur übt einen energischen, der Zusatz des (mitgerissenen) Wassers einen schwachen Einfluss auf unseren Effectverlust aus.

2. Unvollkommenheiten der »Expansion«.

Der Expansionsprocess leidet an einer zweifachen Unvollkommenheit. Es wird nämlich einerseits die Expansion nicht nach der adiabatischen Curve, sondern im Allgemeinen unter Wärmezuführung ausgeführt, andrerseits wird dieselbe nicht bis zum atmosphärischen Drucke ausgedehnt, sondern bei F (in Fig. 7) unterbrochen, so dass die, durch die Fläche $F\,G\,H$ dargestellte, Arbeit verloren geht.

Während es nicht schwierig ist, bezüglich des zweiten Punktes die Grösse des resultirenden Effectverlustes aufzusuchen, fehlt es noch an den (experimentellen) Grundlagen zur Bestimmung des schädlichen Einflusses, welchen die Abweichung der Expansionscurve von der Adiabate auf den calorischen Wirkungsgrad hat. Diese Abweichung rührt davon her, dass die Wandungen des Cylinders und der Dampfcanäle, sowie der Kolben je nach ihrer relativen Temperatur dem Dampfe Wärme entziehen und zuführen. Nachdem dieselben während der Expansions- und Ausströmungsperiode mit Dampf von niedriger Temperatur in Berührung gestanden und sich unter der Mitwirkung des stets beigemengten Wassers abgekühlt haben, tritt frischer Dampf mit der Kesseltemperatur ein und erleidet sofort an denselben eine Condensation, welche nach neueren Untersuchungen quantitativ viel erheblicher zu sein scheint, als dies bisher angenommen wurde. Wesentlich unterstützt wird dieser Vorgang durch den Umstand, dass durch einen und denselben Canal in stetem Wechsel bald Dampf von atmosphärischem Druck, dann solcher von der Kesselspannung hindurchstreicht. Die Menge des auf solche Weise niedergeschlagenen Dampfes lässt sich mit Sicherheit nur dann aus sehr sorgfältig und ganz correct abgenommenen Diagrammen bestimmen,

wenn während einer längeren Arbeitszeit Dampfverbrauch, Tourenzahl, Kesselspannung und Füllungsgrad beobachtet worden sind. Die bisher in dieser Richtung bekannt gewordenen Untersuchungen entbehren durchweg der Genauigkeit und Zuverlässigkeit, wie sie zur Lösung der vorliegenden Frage erforderlich sind.

Die Wärmemenge, welche bei jener Condensation dem Dampfe von den Cylinderwänden etc. abgewonnen wird, ist gleich der Summe 1.) derjenigen Wärme, welche während der Expansions- und Ausströmungsperiode (durch Wiederverdampfung einer entsprechenden Wassermenge) der Dampf- und Wassermischung zurückerstattet wird und 2.) derjenigen, welche durch Leitung und Strahlung verloren geht. Diese letztere, sowie der, während der Ausströmungsperiode zurückerstattete, Theil der Wärme sind nun absolut verloren, die Wärme aber, welche während der Expansion dem Dampf zugeführt wird, ist bei starker Füllung eine sehr geringe, bei starker Expansion aber ist die mittlere Dampftemperatur während der Wärmeaufnahme eine so reducirte, dass letztere für die Arbeitsleistung der Maschine kaum mehr in Betracht kommt. So geht also beinahe die volle Wärmequantität, welche dem Dampfe bei der Admission durch die Condensation an den abgekühlten Flächen entzogen wird, für die Maschine verloren.

Soweit nun aus dem vorhandenen Material Schlüsse gezogen werden können, scheint bei Locomotiven der auf solche Weise niedergeschlagene Theil des Dampfes so bedeutend zu sein, dass aus dieser Unvollkommenheit des Processes einer der erheblichsten Effectverluste resultirt.

Die Wärmeaufnahme während der Expansion ist es nun auch, welche den Verlauf der Expansionscurve so verändert, dass sie sich erheblich über die, der specifischen Dampfmenge entsprechende, adiabatische Curve erhebt, sich der Mariotteschen Hyperbel nähert, ja dieselbe noch überschreitet. Für die Berechnung der wirklichen Dampfarbeit kann deshalb mit besserem Rechte das Mariotte'sche Gesetz ($p\,v = \text{Const.}$; s. p. 22) zu Grunde gelegt werden, wie irgend ein anderes.

Was nun in zweiter Linie die Unvollständigkeit der Expansion betrifft, so ergiebt sich mit hinreichender Annäherung der resultirende Verlust wie folgt: Die Expansion reicht nicht bis zum atmosphärischen Drucke p_1, sondern bis zu einer Spannung, welche von dem Expansionsverhältniss $\varepsilon = \frac{v_1}{v_2}$ (s. Figur 7.) abhängig ist. Unter der Annahme, es entspreche der Verlauf der Expansionscurve dem Mariotteschen Gesetz, wird der Druck am Ende der Expansion (bei F in Fig. 7) εp_2 sein, wenn p_2 den Kesseldruck bedeutet. Die Arbeit $(F\,G\,H)$, welche unter Berücksichtigung der Gegendruckarbeit noch verrichtet werden würde, wenn die Expansion von εp_2 bis p_1 reichte, stellt ohne Weiteres den Arbeitsverlust in Folge der unvollständigen Expansion dar.

Es ist aber diese Arbeit:

$$L_2 = \varepsilon p_2 v_2 \operatorname{lgn} \frac{\varepsilon p_2}{p_1} - p_1 (v_3 - v_2) = v_1 p_2 \operatorname{lgn} \frac{\varepsilon p_2}{p_1} - v_1 p_2 \left(1 - \frac{p_1}{\varepsilon p_2}\right)$$

oder $v_1 = M (x_2 u_2 + \sigma)$ gesetzt:

$$L_2 = M (x_2 u_2 + \sigma) p_2 \left[\frac{p_1}{\varepsilon p_2} + \operatorname{lgn} \frac{\varepsilon p_2}{p_1} - 1\right] \ldots . \quad 52),$$

und der entsprechende Effectverlust:

$$\lambda_2 = \frac{L_2}{L} = \frac{A\,T_2 (x_2 u_2 + \sigma) p_2}{(T_2 - T_1)(x_2 r_2 + q_2 - q_0)} \left[\frac{p_1}{\varepsilon p_2} + \operatorname{lgn} \frac{\varepsilon p_2}{p_1} - 1\right] \ldots . \quad 53).$$

Bei einer Kesselspannung von 10 Atm. und einer Speisewassertemperatur von 15° C. ergiebt sich beispielsweise [$x_2 = 1$ gesetzt]:

$\varepsilon =$	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1
$\lambda_2 =$	0,569	0,531	0,489	0,442	0,389	0,328	0,258	0,175	0,078	0,000

3. Reduction des Admissionsdruckes.

In Folge der Widerstände, welche der Dampf auf dem Wege vom Kessel in die Cylinder (insbesondere beim Durchgang durch die Dampfcanäle) zu überwinden hat, ist die Dampfspannung in den Cylindern während der Admission eine etwas niedrigere, als diejenige im Kessel. Da die Arbeit, welche zur Ueberwindung dieser Widerstände aufgewendet wird, lediglich eine Umwandlung in Wärme erfährt, so verhält sich die Maschine hinsichtlich des calorischen Wirkungsgrades gerade so, wie wenn nicht die Kesseltemperatur T_2, sondern die der reducirten Admissionsspannung entsprechende, Temperatur T_2' die höchste disponible wäre. Es ergiebt sich somit der jederzeit geringe Effectverlust in Folge des reducirten Admissionsdruckes:

$$\lambda_3 = \frac{T_2}{T_2'} \cdot \frac{T_2' - T_1}{T_2 - T_1} \quad \ldots \quad 54).$$

4. Erhöhung des Gegendruckes.

Anders verhält es sich mit dem Verluste, welcher daraus resultirt, dass, in Folge der Widerstände, welche der Dampf beim Ausströmen durch die Canäle und durch das Blasrohr zu überwinden hat, der Gegendruck vor dem Kolben nicht mehr der atmosphärische p_1 ist, sondern ein höherer p_1' wird. Hier haben wir ohne Weiteres den Arbeitsverlust:

$$L_4 = v_2 (p_1' - p_1) = \frac{v_1}{\varepsilon} (p_1' - p_1) = M \frac{x_2 u_2 + \sigma}{\varepsilon} (p_1' - p_1)$$

und somit den Effectverlust:

$$\lambda_4 = \frac{x_2 u_2 + \sigma}{(x_2 r_2 + q_2 - q_0)\, \varepsilon} \frac{A T_2}{T_2 - T_1} (p_1' - p_1) \quad \ldots \quad 55).$$

5. Die »schädlichen Räume«.

Die Verluste, welche im Allgemeinen durch die »schädlichen Räume« veranlasst werden, reduciren sich in einem bestimmten — bei Locomotiven fast durchweg angewendeten — Falle so sehr, dass hier von einer rechnerischen Untersuchung dieser Verluste abgesehen werden kann. Wird nämlich die »Compression« des Dampfes in den schädlichen Räumen gerade soweit geführt, dass am Ende des Hubes bei Beginn des Dampfeintrittes die Kesselspannung erreicht ist, so lässt sich der Vorgang in der Maschine als ein doppelter unterscheiden. Einerseits kann man den frisch eintretenden Theil des Dampfes für sich den oben detaillirten Process durchlaufend denken, andrerseits unterliegt der in den schädlichen Räumen bei Beginn des Hubes eingeschlossene Dampf annähernd folgendem Kreisprocesse: während der Admission, sowie während der Ausströmungsperiode, erleidet er keine Veränderung; während der Expansion aber giebt er dieselbe Arbeit an den Kolben ab, welche dieser während der Compression zu verrichten hatte — vorausgesetzt die Expansion reiche bis zu dem

Drucke p_1, respective p_1'. Es würde also, wie Zeuner nachgewiesen hat, der schädliche Raum auf die calorische Arbeit unserer Dampfmaschine keinen Einfluss haben, wenn die Compression bis zum Admissionsdrucke, die Expansion aber bis zum Gegendrucke reichte. Da thatsächlich von diesen beiden Bedingungen wenigstens die letztere nicht vollkommen erfüllt wird, so bleibt zwar immerhin eine Beeinflussung des calorischen Wirkungsgrades durch die schädlichen Räume übrig; der Umstand aber, dass durch die »Compression« eine günstige Erwärmung der Wandungen vor dem Dampfeintritte herbeigeführt wird, lässt es wahrscheinlich erscheinen, dass die »schädlichen Räume« auf den calorischen Wirkungsgrad eher günstig als ungünstig einwirken.

Die im Vorstehenden durchgeführte Bestimmung der einzelnen Effectverluste, welche einen werthvollen Einblick in den quantitativen Einfluss der jeweiligen Unvollkommenheiten im Ausnutzungsprocesse gewährte, führt nun durch Zusammenstellung dieser Effectverluste in bekannter Weise zur Ermittelung des (calorischen) Wirkungsgrades, zu dessen vollständiger Ausrechnung jedoch die genaue Kenntniss der sub. 2 *Q.*) besprochenen Verhältnisse erforderlich wäre.

6. Haupttabelle für gesättigte Wasserdämpfe.

Dampfspannung in		Temperatur (Celsius)	Gesammtwärme	Flüssigkeitswärme	Innere latente Wärme	Aeussere latente Wärme	Dichtigkeit Gew. v. 1 Cbm.
Atmosph.	Kil. pro □Met.	t	λ	q	ρ	Apu	γ
0,1	1033,4	46,21	622,59	46,28	538,85	35,46	0,0687
0,2	2066,8	60,45	624,94	60,59	527,58	36,76	0,1326
0,3	3100,2	69,49	627,69	69,69	520,43	37,57	0,1945
0,4	4133,6	76,25	629,76	76,50	515,09	38,17	0,2553
0,5	5167,0	81,71	631,42	82,02	510,77	38,64	0,3153
0,6	6200,4	86,32	632,83	86,66	507,12	39,04	0,3744
0,7	7233,8	90,32	634,05	90,70	503,96	39,39	0,4330
0,8	8267,2	93,88	635,13	94,30	501,14	39,69	0,4910
0,9	9300,6	97,08	636,11	97,54	498,61	39,96	0,5487
1,0	10334,0	100,00	637,00	100,50	496,30	40,20	0,6059
1,1	11367,4	102,68	637,82	103,22	494,18	40,42	0,6628
1,2	12400,8	105,17	638,58	105,74	492,21	40,63	0,7194
1,3	13434,2	107,50	639,28	108,10	490,37	40,82	0,7757
1,4	14467,6	109,68	639,95	110,32	488,64	40,99	0,8317
1,5	15501,0	111,74	640,58	112,41	487,01	41,16	0,8874
1,6	16534,4	113,69	641,17	114,39	485,47	41,31	0,9430
1,7	17567,8	115,54	641,74	116,27	484,01	41,46	0,9983
1,8	18601,2	117,30	642,28	118,06	482,62	41,60	1,0531
1,9	19634,6	118,99	642,79	119,78	481,28	41,73	1,1084
2,0	20668,0	120,60	643,28	121,42	480,01	41,86	1,1631
2,1	21701,4	122,15	643,75	122,99	478,78	41,98	1,2177
2,2	22734,8	123,64	644,21	124,51	477,60	42,10	1,2721
2,3	23768,2	125,07	644,65	125,97	476,47	42,21	1,3264
2,4	24801,6	126,46	645,07	127,39	475,37	42,31	1,3805
2,5	25835,0	127,80	645,48	128,75	474,31	42,42	1,4345
2,6	26868,4	129,10	645,88	130,08	473,28	42,51	1,4883
2,7	27901,8	130,35	646,26	131,35	472,29	42,61	1,5420
2,8	28935,2	131,57	646,63	132,60	471,33	42,70	1,5956
2,9	29968,6	132,76	646,99	133,81	470,39	42,79	1,6490
3,0	31002,0	133,91	647,34	134,99	469,48	42,88	1,7024
3,1	32035,4	135,03	647,68	136,13	468,59	42,96	1,7556
3,2	33068,8	136,12	648,02	137,25	467,73	43,04	1,8088
3,3	34102,2	137,19	648,34	138,34	466,88	43,12	1,8618
3,4	35135,6	138,23	648,66	139,40	466,06	43,20	1,9147
3,5	36169,0	139,24	648,97	140,44	465,26	43,27	1,9676
3,6	37202,4	140,23	649,27	141,45	464,48	43,34	2,0203
3,7	38235,8	141,21	649,57	142,45	463,70	43,41	2,0729
3,8	39269,2	142,15	649,85	143,42	462,96	43,48	2,1255
3,9	40302,6	143,08	650,14	144,37	462,22	43,55	2,1780

Dampfspannung in		Temperatur (Celsius)	Gesammtwärme	Flüssigkeitswärme	Innere latente Wärme	Aeussere latente Wärme	Dichtigkeit Gew. v. 1 Cbm.
Atmosph.	Kil. pro □Met.	t	λ	q	ρ	Apu	γ
4,0	41336,0	144,00	650,42	145,31	461,50	43,61	2,2393
4,1	42369,4	144,89	650,69	146,22	460,79	43,68	2,2826
4,2	43402,8	145,76	650,96	147,11	460,10	43,74	2,3349
4,3	44436,2	146,61	651,21	147,98	459,43	43,80	2,3871
4,4	45469,6	147,46	651,47	148,86	458,76	43,86	2,4391
4,5	46503,0	148,29	651,73	149,71	458,10	43,91	2,4911
4,6	47536,4	149,10	651,98	150,54	457,46	43,97	2,5430
4,7	48569,8	149,90	652,22	151,36	456,83	44,03	2,5949
4,8	49603,2	150,69	652,46	152,17	456,20	44,08	2,6467
4,9	50636,6	151,46	652,69	152,96	455,59	44,14	2,6984
5,0	51670,0	152,22	652,93	153,74	454,99	44,19	2,7500
5,1	52703,4	152,97	653,16	154,51	454,40	44,24	2,8016
5,2	53736,8	153,70	653,38	155,26	453,82	44,29	2,8531
5,3	54770,2	154,43	653,60	156,01	453,25	44,34	2,9046
5,4	55803,6	155,14	653,82	156,74	452,68	44,39	2,9560
5,5	56837,0	155,85	654,03	157,47	452,12	44,44	3,0073
5,6	57870,4	156,54	654,24	158,18	451,58	44,49	3,0586
5,7	58903,8	157,22	654,45	158,88	451,04	44,53	3,1098
5,8	59937,2	157,90	654,66	159,58	450,50	44,58	3,1610
5,9	60970,6	158,56	654,86	160,26	449,98	44,62	3,2122
6,0	62004,0	159,22	655,06	160,94	449,46	44,67	3,2632
6,1	63037,4	159,87	655,26	161,61	448,94	44,71	3,3142
6,2	64070,8	160,50	655,45	162,25	448,44	44,75	3,3652
6,3	65104,2	161,14	655,65	162,91	447,94	44,79	3,4161
6,4	66137,6	161,76	655,84	163,55	447,45	44,84	3,4670
6,5	67171,0	162,37	656,02	164,18	446,96	44,88	3,5178
6,6	68204,4	162,98	656,21	164,81	446,48	44,92	3,5685
6,7	69237,8	163,58	656,39	165,43	446,01	44,96	3,6192
6,8	70271,2	164,18	656,57	166,05	445,53	44,99	3,6699
6,9	71304,6	164,76	656,75	166,64	445,07	45,03	3,7206
7,0	72338,0	165,34	656,93	167,24	444,62	45,07	3,7711
7,25	74921,5	166,77	657,36	168,72	443,48	45,16	3,8974
7,50	77505,0	168,15	657,78	170,14	442,39	45,25	4,0234
7,75	80088,5	169,50	658,20	171,53	441,32	45,34	4,1490
8,0	82672,0	170,81	658,60	172,89	440,29	45,42	4,2745
8,25	85255,5	172,10	658,99	174,22	439,27	45,50	4,3997
8,50	87839,0	173,35	659,37	175,51	438,28	45,58	4,5248
8,75	90422,5	174,57	659,74	176,77	437,31	45,65	4,6495
9,0	93006,0	175,77	660,11	178,02	436,37	45,73	4,7741
9,25	95589,5	176,94	660,47	179,23	435,44	45,80	4,8985
9,50	98173,0	178,08	660,81	180,41	434,54	45,87	5,0226
9,75	100756,5	179,21	661,16	181,58	433,64	45,93	5,1466
10,0	103340,0	180,31	661,49	182,72	432,77	46,00	5,2704
10,25	105923,5	181,38	661,82	183,83	431,93	46,06	5,3941
10,50	108507,0	182,44	662,24	184,93	431,09	46,13	5,5174
10,75	111090,5	183,48	662,56	186,00	430,27	46,19	5,6405
11,0	113674,0	184,50	662,77	187,06	429,46	46,25	5,7636
11,25	116257,5	185,51	663,08	188,11	428,66	46,31	5,8864
11,50	118841,0	186,49	663,38	189,13	427,89	45,36	6,0092
11,75	121424,5	187,46	663,67	190,14	427,12	46,42	6,1318
12,0	124008,0	188,41	663,96	191,13	426,37	46,47	6,2543
12,25	126591,5	189,35	664,25	192,10	425,62	46,52	6,3765
12,50	129175,0	190,27	664,53	193,06	424,90	46,58	6,4986
12,75	131758,5	191,18	664,81	194,01	424,18	46,63	6,6206
13,0	134342,0	192,08	665,08	194,94	423,46	46,68	6,7424
13,25	136925,5	192,96	665,35	195,86	422,77	46,72	6,8642
13,50	139509,0	193,83	665,62	196,77	422,08	46,77	6,9857
13,75	142092,5	194,69	665,88	197,66	421,40	46,82	7,1072
14,0	144676,0	195,53	666,14	198,54	420,74	46,86	7,2283

II. Capitel.

Die widerstehenden und bewegenden Arbeiten bei Fortschaffung von Eisenbahnzügen.

Bearbeitet von

Georg Meyer,

Königl. Maschinenmeister der Oberschlesischen Eisenbahn in Ratibor.

(Hierzu die Tafel II.)

---

§ 1. Allgemeines. — Bewegt sich auf der Bahn eine Locomotive mit einem angehängten Zuge, so kann man im Allgemeinen zwei Bewegungszustände unterscheiden, und zwar ist bei dem einen der Beharrungszustand vorhanden, bei dem anderen dagegen nicht. Ist der Beharrungszustand vorhanden, so sind die widerstehenden und bewegenden Kräfte völlig im Gleichgewichte und es geschehen alsdann die Triebrad-Umdrehungen der Locomotive in gleichen Zeiten. Eine Aenderung des Beharrungszustandes tritt ein, wenn die widerstehenden und bewegenden Kräfte nicht mehr im Gleichgewichte sind, sonach bei jeder Geschwindigkeits-Aenderung und bei einer Aenderung der bewegenden oder widerstehenden Kräfte.

Bezeichnet W den vorläufig als constant angenommenen Widerstand eines mit einer beliebigen veränderlichen Geschwindigkeit v sich fortbewegenden Zuges, ferner P die bewegende Kraft, sowie M sämmtliche im Zuge befindliche, in fortschreitender Bewegung begriffene Massen, m die gleichzeitig im Zuge befindlichen, auf den betreffenden Radumfang reducirten rotirenden Massen (die Bewegung der in der Zugrichtung hin und her gehenden Massen braucht nicht berücksichtigt zu werden, da dieselbe keinen directen Einfluss auf die widerstehende, resp. bewegende Arbeit ausübt), so ist allgemein für den Weg s:

$$1) \quad \int P\,ds = \int W\,ds + \int (M+m)\,v\,dv.$$

Die Grösse $\int P\,ds$ stellt die von der Locomotive ausgeübte bewegende Arbeit dar und zwar ist P diejenige Kraft, welche den ganzen Zug: Locomotive, Tender und Wagen fortbewegt. Der auf der rechten Seite der vorstehenden Gleichung stehende Ausdruck $\int W\,ds$ repräsentirt für den Beharrungszustand sämmtliche im Zuge zur Wirkung kommende widerstehende Arbeit, während durch $\int (M+m)\,v\,dv$ die einer beliebigen Geschwindigkeits-Aenderung entsprechende Arbeitsgrösse dargestellt wird.

Nimmt der Zug eine gleichförmige Bewegung an, so ist $dv = o$ und man hat alsdann:

2) $\int P\,ds = \int W\,ds.$

d. h. im Beharrungszustande, wo die Triebradumdrehungen der Locomotive in gleichen Zeiten erfolgen, ist die bewegende Arbeit einer Locomotive immer gleich der widerstehenden Arbeit.

Der Beharrungszustand findet bei Eisenbahnzügen sehr selten oder eigentlich fast nie statt, ist sonach nur ein idealer Zustand, weil einestheils die Widerstände sich fast fortwährend ändern und anderentheils auch die bewegende Kraft, resp. die Dampferzeugung nicht immer dieselbe ist.

Man braucht aber diesen Beharrungszustand oder setzt denselben vielmehr voraus, um die Dimensionen einer Locomotive bestimmen zu können.

Aendert sich bei der Bewegung eines Zuges z. B. plötzlich der Widerstand, so tritt die in Gleichung 1) enthaltene Grösse: $\int (M+m)\,v\,dv$, welche die im Zuge enthaltene lebendige Kraft repräsentirt, gleichsam wie ein Schwungrad in Wirksamkeit und veranlasst, dass die Aenderung der Geschwindigkeit des Zuges eine allmähliche wird.

Man ist sogar im Stande, kürzere stärkere Steigungen dadurch zu überwinden, dass man eine grosse Menge lebendiger Kraft im Zuge aufspeichert und dieselbe bei der Ueberwindung der Steigung als Hülfs-Zugkraft verbraucht.

Die bei der Bewegung eines Zuges erzeugte lebendige Kraft kann nur wieder gewonnen werden, wenn die Bremsen nicht benutzt werden, was aber selten zu ermöglichen ist. Es ist daher für den Nutzeffect der Locomotiven vortheilhaft, die im Zuge befindlichen Bremsen möglichst wenig zu gebrauchen.

Man sieht aus Gleichung 1), dass das Glied $\int (M+m)\,v\,dv$ von wesentlichem Einflusse auf die linke Seite der Gleichung 1) sein kann.

Es ist dieses z. B. der Fall beim Anfahren der Züge, wo immer ein bedeutender Ueberschuss an Zugkraft vorhanden sein muss, um eine entsprechende Ueberwindung des Beharrungsvermögens zu veranlassen, resp. dem Zuge in einer gewissen Zeit die durch die vorgeschriebene Fahrzeit bedingte Geschwindigkeit mitzutheilen.

Die Grösse $\int (M+m)\,v\,dv$ kommt namentlich bei Anfahren der Schnellzüge sehr zur Wirkung, da in diesem Falle einer bedeutenden Masse in verhältnissmässig kurzer Zeit eine sehr grosse Geschwindigkeit ertheilt werden muss.

Eine genaue Bestimmung sowohl der widerstehenden, als auch der bewegenden Arbeiten bei Fortschaffung von Eisenbahnzügen auf theoretischem Wege gehört zu den Unmöglichkeiten und kann man dieselben nur durch Versuche ermitteln.

Dieses letztere Verfahren ist aber auch mit grossen Schwierigkeiten verbunden, da, wie aus Gleichung 1) ersichtlich, der Einfluss des zweiten Gliedes der rechten Seite gleichzeitig genaue Kraft-, Zeit- und Wege-Bestimmungen erforderlich macht.

§ 2. Allgemeines über die widerstehenden Arbeiten bei der Bewegung eines Eisenbahnzuges. — Wenn ein aus einer beliebigen Anzahl von Eisenbahnwagen bestehender Zug mit grösserer oder geringerer Geschwindigkeit auf einer Eisenbahn fortgeschafft wird, so muss dazu eine bestimmte Kraft- resp. Arbeitsmenge verwendet werden, welche die verschiedenen, sich der Bewegung entgegensetzenden Widerstände zu überwinden hat.

Diese von dem betreffenden Motor geleistete, resp. von dem Dampfe der Locomotive ausgeübte mechanische Arbeit wird absorbirt:

1) durch den Luftwiderstand;
2) durch Ueberwindung der Schwerkraft (bei Steigungen);
3) durch bleibende Formänderungen (am Oberbau und den Fahrzeugen).

Der Luftwiderstand kann herrühren entweder allein von dem Widerstande, den die ruhige Luft der Bewegung des Zuges entgegensetzt, oder aber gleichzeitig noch von dem Widerstande, der durch bewegte Luft (Seitenwind) hervorgebracht wird.

Bis jetzt sind noch keine allgemein gültigen Regeln vorhanden, wonach man für alle Fälle den Luftwiderstand genau oder auch nur annähernd bestimmen könnte.

Die Ueberwindung der Schwerkraft bei Steigungen repräsentirt denjenigen Widerstand, welcher hauptsächlich die für die Zugkraft, resp. bewegende Arbeit der Locomotive erforderlichen Dimensionen der letzteren bedingt.

Zu den Widerständen, bei denen die bewegende Arbeit der Locomotive durch Formenänderung vernichtet wird, gehören die Reibungswiderstände (Zapfenreibung, rollende und gleitende Reibung), da die zur Berührung kommenden Flächen sich gegenseitig abnutzen. Ferner wird bewegende Arbeit vernichtet durch Abnutzung der Schienen an den Stössen, Verdrängung derselben, Lockerung der Laschen und Nägel, Beschädigung der Locomotiven und Wagen u. s. w.

Von allen den genannten Widerständen lässt sich, wie schon erwähnt, nur der durch die Schwerkraft hervorgebrachte mit mathematischer Genauigkeit ermitteln, während man für die übrigen Widerstände mit Annäherungs-Resultaten sich begnügen muss.

Allgemein kann man diese Widerstände insgesammt durch eine Formel von der Form:

$$W = a + b\,v + c\,v^2,$$

darstellen, wobei a, b und c constante von der Zuggeschwindigkeit v unabhängige Zahlen darstellen.

Die Locomotive hat aber ausser dem Widerstande, den sie als Wagen veranlasst, noch einen bedeutenden Eigenwiderstand, welcher durch die Reibung der einzelnen Maschinentheile, als: Schieber, Kolben, Kurbel und Kuppelstangen u. s. w. hervorgebracht wird, zu überwinden. Dieser Eigenwiderstand der Locomotive wird um so grösser, je mehr Zugkraft die Locomotive entwickeln muss.

In dem Folgenden sollen die in einem Zuge auftretenden Widerstände der Eisenbahnfahrzeuge zunächst getrennt behandelt werden und zwar:

A) Widerstand der Wagen und der Tender;

B) Widerstand der Locomotiven.

Es soll ferner von den unter A genannten zunächst der Widerstand der Wagen in Betracht gezogen werden und ist dabei noch zu bemerken, dass das für Wagen Gesagte auch für Tender gültig ist, da der Widerstand der Tender im Allgemeinen ganz conform demjenigen der Wagen ist.

Die in einem Eisenbahnzuge bei der Bewegung der Wagen auftretenden Widerstände sind:

a) Widerstand für gerade, horizontale Strecke;

b) Widerstand in Curven;

c) Widerstand auf Steigungen.

Der Widerstand für gerade, horizontale Strecke setzt sich zusammen aus:

1) der Achsschenkelreibung;

2) der rollenden Reibung;

3) dem durch die Unebenheit der Bahn sich ergebenden Widerstande;

4) dem Luftwiderstande.

§ 3. A) Widerstand der Wagen und der Tender; a) Widerstand für gerade, horizontale Strecke; 1) Achsschenkelreibung. — Bezeichnet r den Schenkel-

radius und R den Radradius, f_z den Reibungscoëfficienten, Q_1 den auf den Schenkel kommenden Druck, ferner W_z den auf den Umfang des Rades reducirten Reibungs-Widerstand, so ist $W_z \cdot R = f_z Q_1 r$ oder $W_z = f_z Q_1 \frac{r}{R}$.

Zur Bestimmung des Werthes f_z sind schon diverse Versuche angestellt worden, welche sehr von einander abweichende Resultate ergeben haben und welche im II. Bande, Capitel IV, § 17, pag. 141, woselbst auch die Zapfenreibung ausführlicher behandelt ist, angeführt sind.

Die bis jetzt noch am zuverlässigsten erscheinenden Versuche sind wohl die in der Eisenbahn-Werkstätte in Hannover mit aus dem Betriebe entnommenen Achsen und Achsbüchsen in den Jahren 1861 und 1862 ausgeführten und hat sich dabei ergeben, dass für die bei den Eisenbahnwagen-Achsen vorkommenden Verhältnisse der Coëfficient f_z unabhängig von der Belastung, von der Auflagerfläche und von der Geschwindigkeit ist, dass er ferner bei Anwendung von Oelschmiere und Compositionslagern etwa $\frac{1}{100}$ beträgt, so dass also der auf den Radumfang reducirte Widerstand, da das Verhältniss $\frac{r}{R}$ für Eisenbahnwagenachsen durchschnittlich $\frac{1}{12}$ ist, etwa $\frac{1}{1200}$ der Gesammtlast beträgt.

Vuillemin, Dieudonné und Guébhard fanden bei ihren Versuchen, dass der Reibungscoëfficient der Wagenachsen für Oelschmiere 0,018 betrug. Die Berechnung dieses Werthes geschah in der Weise, dass der Gesammt-Widerstand nur aus Zapfenreibung und rollender Reibung bestehend angenommen wurde. Der Gesammt-Widerstand wurde dabei für solche geringe Geschwindigkeiten, dass der Luftwiderstand vernachlässigt werden konnte, im Mittel zu 11 Kil. pro Tonne gefunden. Die rollende Reibung wurde nun nach Pambour mit $\frac{1}{1000}$ der Gesammtlast hiervon abgezogen und wurde der Rest als Widerstand der Zapfenreibung angesehen und darnach der Coëfficient berechnet. Es ist klar, dass hiernach die oben angegebene Zahl unter allen Umständen etwas zu gross ist, da die durch die Unebenheit der Bahn hervorgebrachten Widerstände hiernach sämmtlich für Zapfenreibung in Rechnung gestellt sind, was nicht zulässig ist. Für die Reibung der Achsbüchsen mit Dickschmiere erhielten die genannten Experimentatoren einen Coëfficienten von 0,032. Der Durchmesser der Achsschenkel der Wagenachsen variirt unter gewöhnlichen Verhältnissen von 65^{mm} ($2^1/_2''$) bis 98^{mm} ($3^3/_4''$) und der Durchmesser der Wagenräder im Mittel von 942^{mm} (36″) bis 994^{mm} (38″). Die Belastung der Wagenachsen ist für den Durchmesser der Achsschenkel eine verhältnissmässig ganz bedeutende, da auf einen □Cent. Lagerfläche im Durchschnitt ein Druck von etwa 175 Pfd., oft sogar 292 Pfd., kommt, wie aus den im Organ 1864, pag. 20—23 angegebenen Daten und unter Berücksichtigung, dass die wirkliche Tragfläche etwa nur $^1/_4$ der halben Schenkelfläche beträgt, sich ergiebt.

Es ist klar, dass bei der grossen Belastung der Achsschenkel trotz des in der That sehr geringen Reibungscoëfficienten eine bedeutende Reibungsarbeit erzeugt wird, die bei einer geringen Vergrösserung leicht ein Warmgehen der Lager herbeiführen kann. In den Curven sowie bei starkem Seitenwinde kommt dazu noch die seitliche Reibung des Schenkelbundes.

Es bleibt hier noch zu erwähnen, dass die Zapfenreibung für starre, dickflüssige und dünnflüssige Schmiere nicht ganz gleich ist. Durch verschiedene Versuche ist zur Genüge nachgewiesen, dass starre Schmiere, welche übrigens auf den deutschen Bahnen wohl nur noch selten angewendet wird, einen grösseren Zapfenreibungs-Widerstand verursacht, als dünnflüssige.

Bezüglich der dickflüssigen Schmiere ist noch zu bemerken, dass die in den Eisenbahnwerkstätten zu Hannover angestellten Versuche mit Schröder'scher dickflüssiger Schmiere einen um 20 % grösseren Reibungscoëfficienten als für Rüböl ergeben haben, woraus aber noch nicht allgemein zu folgern ist, dass für jede Art von dickflüssiger Schmiere ein grösserer Reibungswiderstand vorhanden sei.

Nur für die Reibung der Ruhe oder nach längerem Stillstande des Fahrzeuges ist allgemein für dickflüssige Schmiere beim Ingangsetzen des Fahrzeuges ein etwas grösserer Widerstand vorhanden, welcher aber auf die Gesammtarbeit des Zapfenreibungs-Widerstandes von verschwindend kleinem Einflusse ist.

Es bleibt noch hinzuzufügen, dass bei geringer Temperatur, also bei mehr oder minder starker Erstarrung des Schmiermaterials die Zapfenreibung grösser wird.

Vuillemin, Dieudonné und Guébhard fanden bei ihren Versuchen, dass bei Zügen, deren Achsbüchsen meistens mit Dickschmiere (graisse) geschmiert waren, bei 0° bis — 3° der Widerstandscoëfficient 5,22 Kil. pro Tonne und bei + 15° bis + 20° dagegen nur 3,47 Kil. pro Tonne betrug.

§ 4. 2) Rollende oder wälzende Reibung. — So wie die Zapfenreibung in einer Abnutzung des Lagers und Schenkels besteht, so wird durch die rollende oder wälzende Reibung der Wagenräder auf den Schienen eine Deformation der sich berührenden Oberflächen der Räder und Schienen und in Folge dessen eine Abnutzung der sich berührenden Theile hervorgebracht.

Die Grösse der rollenden Reibung ist abhängig von dem Drucke, den das Rad gegen die Schienen ausübt, von dem Raddurchmesser, von der Härte der sich berührenden Materialien und von der Grösse der Auflagerfläche, daher auch von der Form des Schienenkopfes und der Lauffläche der Räder.

Ist Q_1 die auf die Schenkel einer Achse kommende Belastung und q das Eigengewicht der Achse, ferner f_r der Reibungscoëfficient der rollenden Reibung und R der Radradius, so ist nach Pambour die auf den Radumfang reducirte Kraft, welche dem Widerstande W_r der rollenden oder wälzenden Reibung gleich kommt:

$$W_r = f_r \frac{(Q_1 + q)}{R}.$$

Die Grösse f_r ist hierbei keine unbenannte Zahl, sondern sie hat für ein bestimmtes Maass von R immer einen zugehörigen, bestimmten Werth.

Nach Versuchen von Pambour ist für R in Zollen $f_r = 0{,}02$; sonach ist für Eisenbahnwagenräder, da R etwa 19″ (497^{mm}) ist, $\frac{f_r}{R}$ = etwa 0,001.

Nach Redtenbacher ist der grösste, zulässige Druck eines Rades auf die Schiene $= a\sqrt{R}$, wenn R den Halbmesser des Rades und a eine von der Zerdrückungsfestigkeit der sich berührenden Materialien abhängige Grösse bezeichnet.

Es geht daraus hervor, dass bei kleineren Rädern für denselben Druck eine grössere Deformation der sich berührenden Flächen und sonach ein grösserer rollender Reibungswiderstand vorhanden ist, als bei grösseren Rädern.

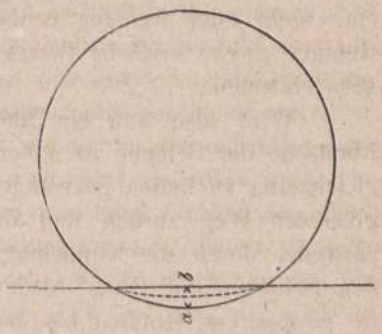
Es lässt sich hieraus auch ferner schliessen, dass der Widerstand der rollenden Reibung nicht dem Radhalbmesser umgekehrt proportional, sondern vielmehr umgekehrt proportional der Quadratwurzel des Radhalbmessers ist.

Es stimmen mit der letzteren Annahme auch die Versuche von Poirée und Sauvage (Comptes rendues de la société des ingenieurs civils, 5 und 6 année)

überein, wonach für Eisenbahnwagen die rollende Reibung umgekehrt wie die Quadratwurzel des Radhalbmessers wächst.

Es sei in nebenstehender Fig. 1 ein Wagenrad in Berührung mit einer Schiene. Wäre das Material des Radreifs vollständig elastisch und die Schiene unelastisch, so würde sich das Rad vollständig abplatten; im umgekehrten Falle würde sich das Rad in die Schiene um die Pfeilhöhe $a\ b$ hineindrücken. Da nun aber in Wirklichkeit beide Materiale bei gleicher Festigkeit einen gleichen Grad von Elasticität besitzen, so wird ein Zusammendrücken beider stattfinden etwa nach Form der punktirten Linie.

Fig. 1.



Die Grösse der Berührungsfläche ist dabei abhängig von der Widerstandsfähigkeit des Materials.

Es ergiebt sich ferner, dass das widerstandsfähigere Material am wenigsten abgenutzt wird und dass daher auch die rollende Reibung oder die Deformation der sich berührenden Flächen desto kleiner wird, je härter die Materialien der Schienen und Radlaufflächen sind.

Der in neuerer Zeit so vielfach bei Eisenbahnen angewendete Gussstahl ist sonach auch bei seiner Verwendung zu Radbandagen und Schienen von sehr vortheilhaftem Einflusse auf die Grösse der rollenden Reibung; auch sind die Schaalengussräder in dieser Beziehung als vortheilhaft zu bezeichnen.

§ 5. 3) Der durch die Unebenheit der Bahn u. s. w. entstehende Widerstand. — Schwankungen der Fuhrwerke geschehen entweder in verticaler oder in horizontaler Richtung.

Die verticalen Schwankungen entstehen entweder durch die beim Uebergange von einer Schiene auf die andere erfolgenden Stösse, durch unebene Lage der Schienen oder durch flache Stellen in den Schienen oder in den Laufflächen der Räder.

Die verticalen Schwankungen sind desto kleiner, je grösser die Durchbiegung der Feder und folglich auch die Belastung des Wagens ist. Dieselben haben überhaupt, wenn sie nicht mit Stosswirkungen verbunden sind, keinen directen Einfluss auf die Vergrösserung der Zugkraft, da einer Mehrbelastung auch immer eine gleiche Entlastung entspricht.

Der beim Uebergange der Fuhrwerke über die Schienenstösse entstehende Arbeitsverlust ist bei hohen Geschwindigkeiten von wesentlichem Einflusse. Für die nicht abgefederte Last, also für Achsen, Achsbüchsen und Federn ist der Verlust an mechanischer Arbeit beim Uebergange über einen Schienenstoss annähernd nach Weisbach: $L = Q_n \frac{e^2}{R^2} \cdot \frac{v^2}{2g}$; hierbei ist Q_n die bewegte nicht abgefederte Last, e die lichte Weite beim Schienenstoss, R der Radhalbmesser, v die Geschwindigkeit und g die Erdacceleration. Setzt man z. B. $Q_n = 2000$ Pfd., $e = 3{,}27^{mm}$ ($^1/_8''$), $R = 497^{mm}$ (19″), $v = 15^m{,}695$ (50′), so folgt aus vorstehender Gleichung $L = 1{,}1$ Meter Pfd. oder die Wirkung des Stosses auf die ganze Schienenlänge $= 6^m{,}592$ (21′) vertheilt, giebt eine Vermehrung der Zugkraft um etwa $^1/_6$ Pfd. pro Achse. Bedenkt man ausserdem, dass die gemachten Annahmen gerade nicht sehr ungünstige sind, so folgt, dass hierdurch ein nicht unerheblicher Verlust an Zugkraft entsteht.

Es ist ferner noch zu berücksichtigen, dass die Tragfedern keineswegs vollständig eine Mitwirkung des auf ihnen ruhenden Gewichtes bei den Stössen verhindern.

Die horizontalen Schwankungen entstehen entweder durch seitliche horizontal wirkende Kräfte oder sie werden durch die verticalen Schwankungen erzeugt.

Das Letztere geschieht auf folgende Weise: Wenn durch einen Verticalstoss ein Rad mehr oder weniger belastet wird, so wird, weil die Räder im Allgemeinen eine mehr oder weniger conische Radfläche haben, eine entsprechende mehr oder weniger grosse seitliche Bewegung des Rades, resp. der Achse und sonach des Wagens eintreten.

Wird also nun ein Rad durch irgend eine Kraft veranlasst, sich mit dem Flantsche der Schiene zu nähern, wodurch dasselbe auf einem grösseren Durchmesser gleichzeitig zu laufen gezwungen ist, so legt in Folge dessen dieses Letztere einen grösseren Weg zurück und drängt dann wieder nach der anderen Seite, bis es entweder durch die Kuppelung zurückgehalten wird oder bis der Radflantsch gegen den Schienenkopf tritt. Alsdann wiederholt sich genau dasselbe Spiel, wenn auch in geringerem Grade, bis nach und nach der Wagen wieder ruhig im Gleise fortläuft.

Diese schlängelnde Bewegung der Wagen wird möglich, weil zwischen Radflantsch und Schiene ein gewisser Spielraum [bei neu abgedrehten Rädern 9,8^{mm} ($^3/_8$″) und bei ausgelaufenen Rädern 26,2^{mm} (1″)] vorhanden ist und dabei die Radlaufflächen conisch sind.

Es wird hierdurch eine gleitende Reibung der Räder auf den Schienen und der Radflantschen an den Schienenköpfen verursacht.

Da, wie vorhin bemerkt ist, die verticalen Schwankungen desto geringer sind, je grösser die Belastung des Wagens ist, so folgt, dass auch die durch Verticalbewegungen entstehenden Horizontal-Schwankungen desto kleiner ausfallen, je mehr der Wagen belastet ist. Es ist ferner hierbei die Kuppelung der Wagen von wesentlichem Einflusse, da die Horizontal-Schwankungen auch desto kleiner werden, je schärfer die Kuppelung angespannt ist.

Ebenfalls ist die Grösse des Radstandes von bedeutendem Einflusse, da bei Wagen mit kleinem Radstande grössere Seitenbewegungen entstehen, als bei Wagen mit grösserem Radstande.

Es ist als wahrscheinlich anzunehmen dass diese Bewegungswiderstände mit der ersten Potenz der Geschwindigkeit wachsen.

Von welchem Einflusse die gute oder schlechte Lage des Gleises auf den Zugwiderstand ist, geht aus den von Vuillemin, Dieudonné und Guébhard gemachten Versuchen hervor. Dieselben fanden, dass auf einer Strecke, wo das Gleis schlecht lag, bei einer Geschwindigkeit von 64 Kilom. pr. Stunde ein Widerstand von 112 Kilogr. pro Wagen vorhanden war, während auf einer dicht daneben liegenden guten Strecke der Widerstand bei einer Geschwindigkeit von 75 Kilom. pr. Stunde nur 114 Kilogr. pro Wagen betrug. Nach den genannten Experimentatoren musste der Widerstand bei Zunahme der Geschwindigkeit von 64 bis 75 Kilom. pro Stunde von 112 Kilogr. bis 135 Kilogr. pro Wagen wachsen, sonach also bei gleicher Beschaffenheit des Gleises statt 114 Kilogr. 135 Kilogr. betragen haben, woraus sich für diesen Fall eine Zunahme des Zugwiderstandes von $\frac{1}{5,4}$ oder rund 19 % ergiebt, welche nur allein durch die schlechtere Lage des Gleises veranlasst war.

Von Herrn Ingenieur Clauss ist ein Apparat (siehe Fig. 4 und 5, Tafel II)

construirt, vermittelst dessen die durch die Unebenheit der Bahn entstehenden Vertikal-Schwankungen der Fuhrwerke gemessen werden können.

Dieser Apparat wird entweder an einer geeigneten Stelle einer Locomotive oder eines Wagens befestigt, wozu die Platte p dient. Durch die Gummischnur s wird vermittelst der beiden Schnurscheiben c, c die rotirende Bewegung von der Achse auf den Apparat übertragen. Die weitere Uebertragung dieser Bewegung bis zu den Papierrollen o, o geschieht durch entsprechend construirte Zahnradvorgelege. Die an der Achsbüchse befestigte Zugstange z überträgt dann mittelst des Winkelhebels w die vom Oberkasten gemachten Verticalbewegungen auf den Schreibstift i_1, welcher diese Bewegungen auf das über die Rollen o, o gespannte Papier aufzeichnet. Die Meilensteine, Wärterhäuser u. s. w. werden durch den Hebel h und den Schreibstift i_2 mit der Hand verzeichnet. Zur graphischen Darstellung der Fahrgeschwindigkeit ist ferner noch ein Uhrwerk u entsprechend eingeschaltet, durch das mittelst des Hebels k und des Schreibstiftes i_3 die entsprechenden Zeichen gemacht werden. Ebenso ist noch eine Ankervorrichtung angebracht (dieselbe ist durch Schneckenräder ersetzt, weil sie sich nicht bewährt hat), damit der Apparat bei Vor- und Rückwärtsgang des Wagens nur nach einer Richtung zu arbeiten im Stande ist.

Vermittelst dieses Instrumentes können verschiedene Systeme von Locomotiven und Wagen bezüglich der Vertical-Schwankungen, sowie auch die mehr oder minder gute Lage des Gleises untersucht werden. In Fig. 6, Tafel II ist ein auf den Braunschweigischen Bahnen bei einem Schnellzuge mit diesem Apparate verzeichnetes Diagramm in natürlicher Grösse dargestellt.

§ 6. 4) Ueber den Luftwiderstand. — Bewegt sich ein Eisenbahnzug mit einer Geschwindigkeit v, ist ferner die Windgeschwindigkeit u und schliesst die Richtung des Windes mit der des Zuges einen Winkel φ ein, so wirkt einmal der Luftwiderstand in der Richtung des Zuges der Zugkraft gerade entgegen und zweitens bewirkt der Seitendruck des Windes eine seitliche Verschiebung der Achsen, so dass die Räder einer Achse auf verschiedenen Durchmessern laufen und dadurch eine gleitende Reibung der Räder auf den Schienen erzeugt wird oder sogar auch eine seitliche Reibung der Flantschen an den Schienen hervorgebracht werden kann.

Der in der Richtung des Zuges auftretende Widerstand W_1 ist gemäss den angegebenen Beziehungen:

$$1) \quad W_1 = a_1 A_q (v \pm u \cos \varphi)^2;$$

wobei a_1 einen Erfahrungswerth und A_q die hierbei in Rechnung zu ziehende wirksame Fläche, sonach den grössten Querschnitt des Zuges bezeichnet. Fällt die Richtung des Windes mit derjenigen des Zuges zusammen, so ist $\varphi = o$ und $\cos \varphi = 1$, folglich ist alsdann:

$$1^a) \quad W_1 = a_1 A_q (v \pm u)^2.$$

Das obere oder untere Zeichen vor u gilt, je nachdem die Windgeschwindigkeit oder die betreffende Componente der Richtung des Zuges entgegengesetzt ist oder nicht. Ist ruhige Luft vorhanden, so ist $u = o$ und es ist dann:

$$1^b) \quad W_1 = a_1 A_q v^2.$$

Der seitlich auf den Zug wirkende Druck D des Windes ist:

$$D = a_2 A_s (u \sin \varphi)^2,$$

wobei A_s die Seitenfläche des Zuges ist. Dieser Druck bewirkt, dass die Räder auf der einen Seite um $\frac{h}{2}$ gehoben und auf der anderen um $\frac{h}{2}$ gesenkt werden und so-

nach die Räder einer Achse auf 2 verschiedenen Durchmessern $2R + h$ und $2R - h$ fortrollen.

Wenn nun b die Gleisbreite und Q_w das Wagengewicht bezeichnet, so ist:

$$\frac{D}{Q_w} = \frac{h}{b} \text{ oder } D\,b = Q_w\,h,$$

$$\text{daher } h = \frac{D}{Q_w}\,b = \frac{a_2 A_s}{Q_w}\,b\,(u \sin \varphi)^2.$$

Die gleitende Reibung zweier Räder, die auf ungleichen Durchmessern $2R + h$ und $2R - h$ fortrollen, ist, wenn f_g den Reibungscoëfficienten bezeichnet:

$$W_2 = \frac{h}{2R} f_g\,Q_w,$$

$$\text{oder } W_2 = a_2 f_g \cdot \frac{A_s\,b}{2R}\,(u \sin \varphi)^2.$$

Bei sehr starkem Seitenwinde werden nun die Flantschen noch gegen die Schienen gedrückt und es wird alsdann dieser Widerstand W_2 verhältnissmässig grösser.

Endlich ist noch der Reibungswiderstand der Luft an den Seitenflächen des Zuges in Rechnung zu stellen. Bezeichnet W_3 diesen Widerstand, so ist allgemein:

$$W_3 = a_3\,A_s\,(v \pm u \cos \varphi);$$

hierbei ist a_3 ein Erfahrungscoëfficient, A_s die Seitenfläche des Zuges, v, u und φ haben die vorhin schon erwähnte Bedeutung. Es ist ferner hierbei angenommen, dass der Reibungswiderstand proportional der ersten Potenz von v, resp. u ist.

Der durch den Luftwiderstand hervorgebrachte Zugkraftverlust ist sonach:

$$W_l = W_1 + W_2 + W_3.$$

$$W_l = a_1\,A_q\,(v \pm u \cos \varphi)^2 + a_2 f_g \frac{A_s b}{2R}\,(u \sin \varphi)^2 + a_3\,A_s\,(v \pm u \cos \varphi).$$

Pambour bestimmte nach seinen Versuchen den bei einem Eisenbahnzuge vorkommenden Luftwiderstand W_l zu:

$$W_l = 0{,}1309\,A\,v^2,$$

wobei W_l den Widerstand in Zollpfunden, v die Zuggeschwindigkeit in Metern pro Secunde und $A = (6{,}5 + n \,.\, 0{,}93)$ Quadratmeter ist, wenn n die Gesammtzahl der im Zuge befindlichen Fuhrwerke incl. Locomotive und Tender bezeichnet.

Nach Harding ist der Luftwiderstand:

$$W_l = 0{,}1218\,A\,v^2,$$

wobei W_l den Widerstand in Zollpfunden, v die Zuggeschwindigkeit in Metern pro Secunde und A die Stirnfläche des vordersten Wagens in Quadratmetern bezeichnet.

Nach Gooch endlich ist der Luftwiderstand:

$$W_l = 0{,}00248\,B\,v^2,$$

wobei W_l den Widerstand in Zollpfunden, v die Zuggeschwindigkeit in Metern pro Secunde und B das Volumen des Zuges in Cubikmetern bezeichnet.

Redtenbacher setzt für den Luftwiderstand:

$$W_l = 0{,}1408 \left(A_l + \frac{n}{4} A_w\right) v^2,$$

wobei W_l den Widerstand in Zollpfunden, v die Zuggeschwindigkeit in Metern pro Secunde, A_l die Stirnfläche der Locomotive in Quadratmetern, A_w die Stirnfläche eines Wagens in Quadratmetern und n die Anzahl derselben bezeichnet.

Nach den auf der französischen Ostbahn von Vuillemin, Dieudonné und Guébhard gemachten Versuchen beträgt der Luftwiderstand:

a) für Personen- und gemischte Züge mit Geschwindigkeiten von 32 bis 50 Kilom. pro Stunde (19,87 bis 31,0 engl. Meilen pro Stunde oder 4,31 bis 6,73 deutsche Meilen pro Stunde):

$$W_l = 0{,}009\, A\, v^2;$$

b) für Personenzüge mit Geschwindigkeiten von 50 bis 65 Kilom. pro Stunde (31,0 bis 40,36 engl. Meilen oder 6,73 bis 8,76 deutsche Meilen pro Stunde):

$$W_l = 0{,}006\, A\, v^2;$$

c) für Schnellzüge mit Geschwindigkeiten von 70 bis 80 Kilom. pro Stunde (43,47 bis 49,68 engl. Meilen oder 9,42 bis 10,78 deutsche Meilen pro Stunde):

$$W_l = 0{,}004\, A\, v^2.$$

Hierbei ist A die Stirnfläche des Zuges (zu 5 □Meter angenommen), v die Geschwindigkeit in Kilom. pro Stunde und W_l der Widerstand in Kilogr.

Dieselben fanden ferner, dass ungünstige Windverhältnisse die Widerstände verdoppeln können.

Bei den auf der Köln-Mindener Bahn angestellten Versuchen hat sich im Durchschnitt ergeben, dass bei einem mittleren Wind-Seitendrucke von 10,2 Pfd. pro □Meter (1,0 Pfd. pro □Fuss) und bei einem mittleren Kopfdrucke von 8,53 Pfd. pro □Meter (0,84 Pfd. pro □Fuss) die Vermehrung der für die gerade, horizontale Strecke erforderlichen Zugkraft 27 % betrug.

In den Schnell- und Personenzügen bildet der Luftwiderstand einen bedeutenden Theil des Gesammt-Widerstandes. Der auf die Stirnfläche des Zuges kommende Luftwiderstand ist bei diesen Zügen natürlich immer vorhanden, gleichviel ob der Zug eine grössere oder kleinere Zahl Wagen enthält und wird also der gesammte Luftwiderstand für jeden einzelnen Wagen desto kleiner, je grösser die Anzahl der Wagen ist.

Für Curven mit kleinen Radien ist das eben Gesagte nicht mehr genau zutreffend, denn es wächst in den Curven der Luftwiderstand bei grösseren Zügen verhältnissmässig mehr als bei kleineren Zügen, weil der Zug in diesem Falle dem Winde eine grössere Fläche darbietet.

Es ist hier noch zu erwähnen, dass die mit Speichen versehenen Räder der Eisenbahnfahrzeuge einen grösseren Luftwiderstand als Speichenräder bei der Umdrehung um ihre Achse erzeugen. Versuche über die Grösse dieses Widerstandes sind noch nicht derartig angestellt, um daraus sichere Resultate herleiten zu können.

§ 7. b) Widerstand in Curven. — Bei der Betrachtung der Bewegung eines Eisenbahnzuges durch eine Curve ist zunächst zu berücksichtigen, dass die äussere Schiene der grössten Geschwindigkeit, mit der ein Zug hindurchfährt, entsprechend höher gelegt werden muss als die innere.

Die Grösse der Centrifugalkraft eines mit einer Geschwindigkeit v in einer Curve sich bewegenden Wagens ist bekanntlich $\frac{Q_w}{g} \cdot \frac{v^2}{\rho}$ und hieraus ist die hierzu erforderliche Ueberhöhung:

$$h = \frac{b}{g} \frac{v^2}{\rho};$$

dabei ist h die Ueberhöhung, b die Entfernung der Radstützpunkte einer Achse auf den Schienen, v die Zuggeschwindigkeit, g die Erdacceleration und ρ der Curvenradius.

Ferner ist noch zu berücksichtigen, dass die Conicität der Radreifen nicht ganz in Rechnung gebracht werden kann, weil eine Abnutzung der Laufflächen der Räder fortwährend stattfindet und deshalb im Betriebe die Räder im Durchschnitt etwas ausgelaufen sind.

Soll ein Eisenbahnwagen eine Curve ohne Vermehrung des Widerstandes für eine horizontale, gerade Strecke passiren können, so müssen die Achsen, resp. Räder folgenden Bedingungen Genüge leisten:

1) Die Achsen dürfen in den Curven nicht parallel stehen, sondern müssen sich in die Richtung des Radius einstellen können;
2) die Räder müssen auf verschiedenen den grösseren Wegen, resp. den grösseren Radien entsprechenden Durchmessern laufen.

Das erste Erforderniss, um den Widerstand in den Curven nicht zu vergrössern, eine Verschiebung der Radachsen nach der Richtung des Curven-Radius, ist wegen des Parallelismus der Achsen nicht möglich und wird in Folge dessen ein bestimmter Reibungswiderstand bei der Bewegung in einer Curve hervorgebracht.

Derselbe beträgt nach Fuchs für einen vierrädrigen Wagen: $W_c = \frac{Q_w \beta l}{2\rho}$, wobei Q_w das Gewicht des Wagens, β der durchlaufene Curvenwinkel, l der Radstand und ρ der Curvenradius ist.

Die zweite Bedingung, dass die Räder auf ungleichen Laufkreisen laufen, ist, weil die Räder auf der Achse fest sitzen, nur durch eine entsprechende Conicität der Radlaufflächen zu erreichen. Da aber die abgewälzten Laufflächen der Räder nicht immer den Radien, auch selbst bei noch ganz unbeschädigter Conicität, entsprechen, so entsteht hierdurch ein theilweises Gleiten der Räder auf den Schienen.

Tritt nun ein Eisenbahnzug in eine Curve mit einer der angewendeten Ueberhöhung entsprechenden Geschwindigkeit ein, so drängt die erste Achse des ersten Wagens gegen den äusseren Schienenstrang, läuft in Folge dessen auf einem grösseren Durchmesser, als das zugehörige Rad auf der inneren Schiene, erhält aber gleichzeitig eine solche Stellung, dass die Mittellinie des Wagens einen spitzen Winkel mit dem zugehörigen Radius bildet. Durch den Parallelismus der Achsen gezwungen wird nun die zweite Achse (es werden hier zunächst nur vierrädrige Fuhrwerke vorausgesetzt) mehr dem inneren Schienenstrange zustreben und sich der Richtung des zugehörigen Radius nähern.

Es ist sonach bei der ersten Achse das Verhältniss der Laufkreise ein annähernd richtiges und die Stellung der Achse eine falsche, dagegen bei der zweiten Achse ist das Verhältniss der Laufkreise falsch, dagegen aber die Stellung eine annähernd richtige.

Auf die Stellung der vorderen sowohl, als der hinteren Achse ist zunächst die in den Kuppelketten vorhandene Zugkraft von Einfluss. Die in den letzteren vor-

handene Spannung sucht die vordere Achse von der äusseren Schiene und die hintere Achse von der inneren Schiene abzuziehen.

Da nun die Spannung in den Zugketten von dem vorderen Ende des Zuges nach dem hinteren Ende abnimmt, so folgt, dass auch die vorhin erwähnte ablenkende Kraft sich in dieser Weise ändert.

Ebenso ist die Bufferspannung von nicht unerheblichem Einflusse. Wenn z. B. die Kuppelketten so scharf angespannt sind, dass die Bufferfedern etwas gespannt oder auch die Bufferplatten sich nur berühren, so ist klar, dass bei der Bewegung in einer Curve die Spannung der inneren Buffer vermehrt und dadurch eine bestimmte Kraftäusserung auf die Bewegung der Wagen hervorgebracht wird.

Fährt aber ein Zug auf einem Gefälle in der Curve, so legen sich die inneren Buffer an einander und es wird die vordere Achse noch mehr an die äussere Schiene gedrängt, dagegen die innere mehr abgelenkt.

Auf die Bewegung der Eisenbahnwagen in den Curven sind sonach hauptsächlich folgende Umstände von Einfluss:

1) der Curvenradius;
2) der Radstand;
3) die Geschwindigkeit des Zuges;
4) die Ueberhöhung der äusseren Schiene;
5) die Conicität der Räder;
6) die Form des Schienenkopfes;
7) der Spielraum der Räder in den Gleisen.

§ 8. Formeln für den Curvenwiderstand. — Um den Widerstand, welchen die Eisenbahnwagen in den Curven erfahren, zu ermitteln, sind vielfach theoretische Berechnungen angestellt.

Nach Redtenbacher ist dieser Widerstand W_c

$$W_c = f_g \cdot Q_w \frac{\frac{b}{2} + \frac{l}{2}}{\rho}$$; hierbei ist

b die Spurweite der Bahn,
l der Radstand,
ρ der mittlere Curven-Radius,
Q_w das Wagengewicht,
f_g der Reibungscoëfficient für das Schleifen der Räder auf den Schienen.

Die vorstehende Formel gilt nur für ein 4rädriges Fuhrwerk, welches sich ganz isolirt in einer Curve bewegt, und hat daher für Ermittelung des bei einem Zuge vorkommenden Widerstandes wenig Werth.

Schmidtl hat eine etwas complicirte Formel, welche die vorhandenen Widerstände sämmtlich berücksichtigt, aufgestellt und wird bezüglich derselben auf die betreffende Quelle verwiesen (siehe Literatur).

Ferner ist nach Perdonnet:

$$W_c = f_1 (P + p) \frac{\sqrt{\left(\frac{b}{2}\right)^2 + \left(\frac{e}{2}\right)^2}}{\rho} + f_2 \frac{(P + p)}{g} \frac{v_2}{\rho} \frac{\sqrt{2Rh + h^2}}{R};$$

wobei f_1 den Coëfficienten für Reibung zwischen Schiene und Spurkranz, f_2 den Coëfficienten der Adhäsion des Rades auf der Schiene, P das Gewicht des Wagens und der Ladung in Kilogr., p das Gewicht der Räder und Achsen in Kilogr., b die

Spurweite in Metern, e die Achsendistanz in Metern, ρ den Curvenradius in Metern, v die Geschwindigkeit der Zugbewegung in Kilom. pro Stunde, R den Radius der Räder in Metern, h die Höhe des Spurkranzes in Metern dargestellt.

Nach den bei der Herzogl. Braunschweigischen Eisenbahn geltenden Vorschriften wird der Widerstand in Curven wie folgt angenommen: Wenn ρ der Radius einer Curve in braunschweigischen Ruthen (à $4^m,57$), so ist der Bewegungs-Widerstand in der Curve gleich demjenigen einer Steigung $\frac{1}{6\rho}$ anzunehmen (für Metermaass $0{,}76\frac{1}{\rho}$). Eine andere bei den englischen Ingenieuren gebräuchliche Regel bestimmt, dass der Widerstand in Curven gleich zu setzen ist einer Steigung $\frac{1}{n}$, worin n den Curvenradius in Yards darstellt.

Die aus diesen vorstehend genannten Formeln sich ergebenden Werthe stimmen sowohl unter sich, als auch mit den durch die Praxis gewonnenen Erfahrungen nicht überein und kann man dieselben daher zu einer annähernd genügenden Bestimmung dieses Widerstandes nicht mit Sicherheit verwenden. Es ist daher am rathsamsten, die darüber vorhandenen Erfahrungs-Resultate bei Bestimmung dieses Werthes zu benutzen.

§ 9. c) Widerstand auf Steigungen. — Die zur Ueberwindung der Schwerkraft auf Steigungen bei Eisenbahnfuhrwerken erforderliche Zugkraft lässt sich nur allein von allen Widerständen mit mathematischer Genauigkeit bestimmen.

Bezeichnet α den Steigungswinkel, so ist nach bekannten Sätzen der Mechanik der Widerstand W_{st} für die Steigung:

$$W_{st} = \frac{1}{m} Q \cos \alpha + Q \sin \alpha,$$

wobei $\frac{1}{m}$ den mittleren Widerstandscoëfficienten für die horizontale und Q das Gesammtgewicht des Zuges, resp. Wagens bezeichnet.

Da der Winkel α für Eisenbahnen in der Regel sehr klein ist und sonach $\cos \alpha$ ohne grossen Fehler der Einheit gleich gesetzt werden kann, so lässt sich der Factor $\cos \alpha$ vernachlässigen und man erhält:

$$W_{st} = \frac{1}{m} Q + Q \sin \alpha$$

oder der durch die Steigung allein verursachte Widerstand beträgt $Q \sin \alpha$.

Der in der einen Fahrtrichtung auftretende Steigungs-Widerstand kommt in der entgegengesetzten Richtung (da statt der Steigung alsdann Gefälle zur Wirkung kommt) der Zugkraft ganz oder theilweise zu Hülfe. Der auf der Steigung auftretende Widerstand ist, wenn Q das Gesammtgewicht des Zuges, $\frac{1}{m}$ den mittleren Widerstandscoëfficienten und $\frac{1}{n}$ das Steigungsverhältniss bezeichnet:

1) für die Steigung: $W_{st} = Q\left(\frac{1}{m} + \frac{1}{n}\right)$ und

2) für das Gefälle: $W_g = Q\left(\frac{1}{m} - \frac{1}{n}\right)$.

Bezeichnet s den betreffenden Weg oder die Länge der Steigung, so ist:

$$\text{auch } W_{st} \,.\, s = Q\left(\frac{1}{m} + \frac{1}{n}\right) s$$

$$\text{und } W_g \,.\, s = Q\left(\frac{1}{m} - \frac{1}{n}\right) s.$$

Daher die Gesammt-Arbeit $2\ W.\ s = (W_{st} + W_g)\ s$ für Hin- und Rückfahrt auf der Steigung:

$$2\ W\ s = 2\ Q\ \frac{s}{m}.$$

Est ist sonach, wenn das Steigungsverhältniss $\frac{1}{n}$ kleiner oder gleich $\frac{1}{m}$, die widerstehende Arbeit für Hin- und Rückfahrt genau so gross, wie auf einer horizontalen Strecke.

Ist aber $\frac{1}{n} > \frac{1}{m}$, so muss beim Herabfahren auf dem Gefälle der Ueberschuss $\frac{1}{n} - \frac{1}{m}$ durch die Bremsen vernichtet werden und wird alsdann nicht wieder gewonnen. Es gilt daher, wie vorhin schon erwähnt, die vorstehende Gleichung nur für den Fall, dass $\frac{1}{n} \leq \frac{1}{m}$ ist.

Es ist ferner hier noch zu bemerken, dass der Widerstand auf Steigungen fast ganz allein die Grösse der fortzuschaffenden Last bestimmt.

Kleinere Steigungen kann man durch die lebendige Kraft des Zuges überwinden. Es sei:

Q das Gewicht des Zuges,

$\frac{1}{n}$ die Steigung,

$\frac{1}{m}$ der mittlere Widerstandscoëfficient,

Z die Zugkraft,

s die Länge der Steigung,

M die Masse des Zuges, die in fortschreitender Bewegung befindlich,

m die auf den Radumfang reducirte Masse der Räder,

v_a die Anfangs- und

v_e die Endgeschwindigkeit auf der Steigung,

so ist allgemein:

$$\left\{Q\left(\frac{1}{n} + \frac{1}{m}\right) - Z\right\} s = {}^1/_2\ (M + m)\ (v_a{}^2 - v_e{}^2)$$

$$\text{woraus } v_e = \sqrt{\frac{v_a{}^2\ (M + m) - 2\ s\ \left\{Q\left(\frac{1}{n} + \frac{1}{m}\right) - Z\right\}}{M + m}}.$$

Soll durch die lebendige Kraft des Zuges allein die Steigung überwunden werden, d. h. soll die Zugkraft der Locomotive nicht vergrössert werden auf der Steigung, so ist: $\frac{Q}{m} = Z$ und es ist dann:

$$\frac{Q}{n}\ s = \frac{1}{2}\ (M + m)\ (v_a{}^2 - v_e{}^2)$$

$$\text{oder } v_e = \sqrt{\frac{v_a{}^2\ (M + m) - 2\ s\ \frac{Q}{n}}{M + m}}.$$

Soll endlich der Zug mit der Geschwindigkeit Null oben auf der Steigung ankommen, so ist: $v_e = o$ und es ist dann:

$$\frac{Q}{n}\ s = \frac{1}{2}\ (M + m)\ v_a{}^2.$$

§ 10. Verschiedene Methoden zur Ermittelung des Widerstandes für einzelne Fuhrwerke auf gerader horizontaler Strecke. — Um die Widerstände der Eisenbahnfuhrwerke zu ermitteln, wäre die Anwendung einer constanten Zugkraft am zweckmässigsten, was beim Betriebe der Locomotiven aber geradezu eine Unmöglichkeit ist.

Auf den französischen Bahnen hat man Versuche zur Ermittelung des Widerstandes der Eisenbahnfuhrwerke wohl in der Weise angestellt, dass man zur Bewegung des Versuchswagens ein Segel auf dem letzteren ausspannte und auf diesem Wege eine constante Kraft erhielt. Es hat diese Methode indessen die Nachtheile, dass man einestheils die Wirkung des Luftwiderstandes mit in Rechnung ziehen muss, und andererseits die Richtung des Windes nicht immer genau in die Bewegungsrichtung des Wagens fällt.

Die Versuche zur Ermittelung des Widerstandes für einzelne Wagen werden gewöhnlich entweder so angestellt, dass man berechnet, wie viel von einer bestimmten Menge bewegender Arbeit nach Durchlaufung eines gewissen Weges unter gleichzeitiger Berücksichtigung der Anfangs- und Endgeschwindigkeit verbraucht ist; oder aber man misst bei gleichförmiger Geschwindigkeit die Bewegungswiderstände mittelst eines Dynamometers.

Die erstere Methode ist die am meisten angewendete. Bezeichnet:

$\frac{1}{m}$ den mittleren Widerstandscoëfficienten,

s den vom Versuchswagen in horizontaler Richtung zurückgelegten Weg,

Q_w das Gewicht des Wagens,

q das in Bezug auf die Drehbewegung auf den Radumfang reducirte Gewicht der Achsen, das im Mittel für Wagenachsen zu etwa 250 Kilogr. angenommen werden kann,

h die Differenz der Schwerpunktslagen des Wagens beim Anfange und Ende der Bewegung in der Verticalen (d. h. die Höhendifferenz des Gleises an den beiden Endpunkten der zu dem Versuche benutzten Strecke),

v_a die Anfangsgeschwindigkeit und

v_e die Endgeschwindigkeit beim Versuche,

so ist allgemein:

$$1)\quad \frac{1}{m} Q_w s = \pm Q_w h + \frac{1}{2g} (Q_w + q) (v_a^2 - v_e^2).$$

Bei dem ersten Gliede der rechten Seite gilt das obere Zeichen, wenn der Wagen auf einem Gefälle herabrollt, dagegen das untere, wenn er auf einer Steigung hinauf bewegt wird.

Werden die Versuche so angestellt, dass die Endgeschwindigkeit gleich Null ist, so erhält man:

$$2)\quad \frac{1}{m} Q_w s = \pm Q_w h + \frac{1}{2g} (Q_w + q) (v_a^2).$$

Ist dagegen die Anfangsgeschwindigkeit gleich Null, so ist:

$$3)\quad \frac{1}{m} Q_w s = + Q_w h - \frac{1}{2g} (Q_w + q) v_e^2.$$

Ist die Anfangs- und Endgeschwindigkeit Null, so ist:

$$4)\quad \frac{1}{m} Q_w s = Q_w h \text{ oder } \frac{1}{m} = \frac{h}{s}.$$

Die zur Hervorbringung der bewegenden Arbeit erforderliche Kraft kann durch die Schwerkraft auf Gefällen oder durch Locomotiven hervorgebracht werden.

Werden bei den Gleichungen 1, 2, 3 die Versuche durch eine Locomotive auf der Horizontalen angestellt, so ist h gleich Null zu setzen.

Die Ermittelung des Widerstandscoëfficienten der Eisenbahnwagen nach dem Vorstehenden stimmt insofern mit den thatsächlich vorkommenden Verhältnissen nicht überein, als das betreffende Fuhrwerk bei dem Versuche sich selbst überlassen ist, während bei den Zügen die Wagen immer vorn und hinten bis auf den letzten Wagen geführt werden; ebenso ist die Grösse des Luftwiderstandes verhältnissmässig von grösserer Wirkung, als bei einer grösseren Anzahl mit einander verbundener Wagen.

Die Ermittelung des Widerstandscoëfficienten nach Gleichung 1 ist sehr schwierig, da eine genaue Bestimmung der Anfangs- und Endgeschwindigkeit dazu erforderlich ist.

Der Werth von $\frac{1}{m}$ ist hierbei um so mehr angenähert, je grösser die Differenz der Anfangs- und Endgeschwindigkeit ist, da für verschiedene Geschwindigkeiten auch verschiedene Widerstände vorhanden sind.

Benutzt man dagegen Gleichung 2) oder 3) zur Bestimmung von $\frac{1}{m}$, so erhält man auch nur einen Annäherungswerth für die mittlere vom Versuchswagen erlangte Geschwindigkeit, da alsdann, wenn die Bewegung gleich Null ist, die Reibung der Ruhe, welche bekanntlich grösser, als die der Bewegung, zu überwinden ist und ferner, weil für die verschiedenen Geschwindigkeiten die Widerstände auch verschieden sind.

Das soeben Gesagte gilt auch für Gleichung 4).

Es ist ferner noch zu berücksichtigen, dass, wenn die zu versuchenden Wagen von einer Locomotive fortgestossen werden, alsdann die Bufferspannung noch in Rechnung gezogen werden muss, da die Buffer noch eine bestimmte Arbeitsmenge an das fortgestossene Fuhrwerk abgeben.

Die zweite Methode zur Ermittelung des Widerstandes einzelner Wagen mittelst eines Dynamometers ist nicht sehr zu empfehlen, da die Dynamometer selten so genau arbeiten, um ganz sichere Resultate zu erhalten. Ebenso können kleine Fehler in der Lage des zeichnenden Stiftes bei dem geringen Widerstande einzelner Fuhrwerke schon von erheblichem Einflusse sein; ferner lassen die Schwankungen eines gewöhnlichen Dynamometers keine genaue Kraftbestimmung zu und andererseits können kleinere unmerkliche Geschwindigkeits-Aenderungen schon von sehr wesentlichem Einflusse auf die Richtigkeit des Resultats sein.

Es ist daher hierbei nothwendig, dass gleichzeitig genaue Messungen der Geschwindigkeit vorgenommen werden.

§ 11. Versuche mit einzelnen Fuhrwerken zur Ermittelung des Widerstandes auf gerader, horizontaler Strecke. — Lässt man zur Ermittelung des Widerstandscoëfficienten für die Horizontale den Wagen auf einer schiefen Ebene herunterlaufen, so dass die Anfangs- und Endgeschwindigkeit des Wagens gleich Null ist, so ist nach Gleichung 4) des vorhergehenden Capitels:

$$\frac{1}{m} Q_w s = Q_w h \text{ oder } \frac{1}{m} = \frac{h}{s}.$$

Die ersten auf diese Weise angestellten Versuche wurden von Pambour im Jahre 1834 angestellt; hierbei stellte sich der mittlere Widerstand der Wagen ohne Berücksichtigung des Luftwiderstandes auf 6 Pfd. pro Tonne engl. $= \frac{1}{373}$. Die Achsbüchsen der Wagen waren dabei mit Palmölschmiere geschmiert.

In den Jahren 1855 und 1856 sind von Herrn v. Weber ebenfalls derartige Versuche angestellt und zwar in der Weise, dass die Fuhrwerke auf einem Gefälle 1 : 200 bergab liefen und dann auf eine Steigung 1 : 500 kamen.

Die zu diesen Versuchen benutzten Fuhrwerke waren Tender und Wagen von Sächsischen Bahnen und waren die Achslager sämmtlich mit Oelschmiere versehen.

Der hierbei gefundene mittlere Widerstandscoëfficient betrug $\frac{1}{698}$; sonach beträchtlich kleiner, als der von Pambour gefundene Werth, wobei allerdings zu berücksichtigen, dass die von letzterem probirten Fuhrwerke mit Palmölschmiere versehen waren.

Aus den von Herrn v. Weber mit einem besonders construirten Apparate (siehe pag, 59) zur Ermittelung des Widerstandes der Eisenbahnwagen in Curven angestellten Versuchen lässt sich ebenfalls die Grösse des Widerstandscoëfficienten für eine gerade, horizontale Strecke berechnen, da hierbei zuerst die Wagen, nachdem ihnen das bestimmte Bewegungs-Moment von 10000 Fuss Pfd. mitgetheilt war, auf gerader, horizontaler Bahn bis zum Stillstande fortliefen.

Setzt man nun voraus, dass die 10000 Fuss Pfd. vollständig auf den zu versuchenden Wagen übertragen sind, so wird der alsdann sich ergebende Widerstandscoëfficient noch etwas zu gross, da der Reibungswiderstand des Apparates erst abzuziehen war.

In nachstehender Tabelle sind nun die verschiedenen auf diese Weise berechneten Werthe angegeben, woraus der Widerstandscoëfficient sich im Mittel zu $\frac{1}{640}$ ergiebt:

Nr. der Versuche.	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.
Gewicht des Wagens in Pfd. . .	19400	18800	10900	9700	9900	10800	11000	9300	8600	7600
Durchlaufener Weg in Fussen .	281	481	638	554	535	557	722	761	787	783
Widerstandscoëfficient	$\frac{1}{545}$	$\frac{1}{904}$	$\frac{1}{695}$	$\frac{1}{537}$	$\frac{1}{529}$	$\frac{1}{602}$	$\frac{1}{794}$	$\frac{1}{708}$	$\frac{1}{677}$	$\frac{1}{595}$

In Braunschweig sind im Jahre 1861 von Herrn Ingenieur Clauss ebenfalls Versuche angestellt, bei denen die Wagen auf einer schiefen Ebene herabrollten und dann auf der Horizontalen bis zu ihrem Stillstande fortliefen. Es wurde dabei ein mittlerer Widerstandscoëfficient von $\frac{1}{643}$ beobachtet.

Welkner (p. 140) stellte die Versuche auf einer Steigung 1 : 105 in der Weise an, dass bergauf die Wagen mit einer gewissen Geschwindigkeit in Bewegung gebracht wurden und dann der Weg gemessen wurde, den sie bis zum Stillstande durchliefen.

Bergab setzten die Wagen sich aus der Ruhe selbstthätig in Bewegung und es wurde nach Durchlaufung verschiedener Wege die Endgeschwindigkeit gemessen.

Aus diesen Versuchen, welche mit verschiedenen Güter- und Personenwagen bei günstiger Witterung angestellt wurden, hat Welkner gefunden, dass man im Mittel den Widerstandscoëfficienten für gerade, horizontale Bahn zu:

$$\frac{7 + 0{,}1\, v^2}{2240}$$

setzen kann, wobei v die Geschwindigkeit des Zuges in geographischen Meilen bezeichnet.

Von den Ingenieuren Vuillemin, Guébhard und Dieudonné sind auf der französischen Ostbahn Versuche mit einzelnen Fuhrwerken angestellt und zwar nach zwei verschiedenen Methoden.

Die erste Methode bestand in Beobachtung der Entfernung, welche ein sich selbst überlassenes Fahrzeug bei einer bestimmten, ihm mitgetheilten Geschwindigkeit in gewissen Zeitintervallen und bis zum Stillstande zurücklegt.

Berücksichtigt man nur den bis zum Stillstand durchlaufenen Gesammtweg, so findet man den mittleren Widerstand x für die Horizontale aus der Formel: $\left(\frac{1}{2}m + 25\right) v^2 = x \,.\, s$, worin:

m die Masse des Fahrzeugs,
v seine Anfangsgeschwindigkeit,
s den durchlaufenen Weg und
$25\,v^2$ das Rotationsmoment der Achsen für das betreffende Versuchsfuhrwerk bedeutet.

Bei diesen Versuchen wurden nun gleichzeitig die in bestimmten Zeitabschnitten zurückgelegten Wege notirt. Hieraus wurde nun eine Curve construirt, wobei die Zeiten als Abscissen und die zurückgelegten Wege als Ordinaten aufgetragen wurden. Durch graphische Construction lässt sich dann die Geschwindigkeit für jeden einzelnen Punkt und auch die zugehörige Acceleration leicht finden. Durch Multiplication der Acceleration mit der bewegten Masse wird alsdann der betreffende Widerstand gefunden.

Allgemein ist hierfür, wenn s den in einer Zeit t zurückgelegten Weg bezeichnet:

$$s = f(t).$$

Die Geschwindigkeit v ist ferner:

$$v = f'(t) = \frac{ds}{dt},$$

und die Beschleunigung p ist:

$$p = f''(t) = \frac{d^2 s}{dt^2}.$$

Die Versuche wurden mit einem bedeckten, vierrädrigen Güterwagen, dessen Achsbüchsen mit Oel geschmiert waren, angestellt. Der Raddurchmesser betrug 1^m, die Höhe des Oberkastens $2^m,3$, die Breite $= 2^m,6$ und die Länge $= 4^m,9$.

Dieser Wagen wurde durch eine Maschine gezogen und wurde, wenn eine bestimmte, gleichförmige Geschwindigkeit erreicht war, von der Maschine abgehängt und sich selbst überlassen. Die Versuche wurden mehrmals mit verschiedenen Anfangsgeschwindigkeiten wiederholt.

Die erhaltenen Resultate sind folgende:

Anfangsgeschwindigkeit in Metern in der Secunde.	Durchlaufene Wegelänge.	Widerstand, berechneter.	Widerstand, berichtigt nach den Steigungs-Verhältnissen.	Widerstand pro Tonne.
5^m	385^m	19,8 Kilogr.	17,6 Kilogr.	3,2 Kilogr.
$6^m,65$	550^m	24,6 -	22,4 -	4,07 -
$13^m,9$	1333^m	44,2 -	42,0 -	7,63 -
$13^m,9$	1408^m	41,7 -	39,5 -	7,18 -
$12^m,5$	1347^m	35,3 -	33,1 -	6,03 -

Um nun die für die verschiedenen Geschwindigkeiten sich ergebenden Widerstände zu finden, ist das vorhin beschriebene, graphische Verfahren angewendet. Es ist noch zu erwähnen, dass die Beobachtungs- und Zeichnenfehler, welche sogar von einer Curve zur anderen sich verdoppeln können, die Genauigkeit der Resultate nicht unwesentlich beeinträchtigen.

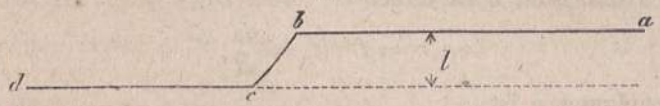
Indem man die aus den betreffenden Curven sich ergebenden Daten ordnet, erhält man folgende Tabelle:

Geschwindigkeit in der Stunde.	Total-Widerstand des Wagens.	Widerstand pro Tonne des Wagengewichts.
35 Kilom.	42 Kilogr.	7,6 Kilogr.
25—30 -	35 -	6,3 -
20—25 -	30 -	5,4 -
15—20 -	21 -	4,3 -
10—15 -	19 -	3,4 -
5—10 -	14 -	2,5 -
1— 5 -	11 -	2,0 -
0 -	48 -	8,7 - (démarrage).

Bei der zweiten Methode wurde ein Dynamometer benutzt, welches in § 15 pag. 65 dieses Capitels beschrieben ist.

Um den Widerstand vermittelst eines Dynamometers zu bestimmen, war der Versuchswagen hinter eine Maschine gehängt. Da die für einen Wagen erforderliche Zugkraft sehr gering ist, und kleine Fehler durch das Schiefstellen des Bleistifts u. s. w. schon verhältnissmässig grossen Einfluss ausüben können, so wurde, um diese Fehler möglichst zu vermeiden, eine besondere Methode angewendet.

Fig. 2.



Der Wagen wurde mit einer gleichmässigen Geschwindigkeit bewegt und der Bleistift zeichnete alsdann die Linie $a\,b$; der Wagen wurde nun plötzlich durch die Maschine aufgehalten; alsdann zeichnete der Bleistift die Linie $c\,d$. Die Entfernung l der beiden Linien $a\,b$ und $c\,d$ giebt alsdann genau den Widerstand des Wagens. Es wurde dabei gefunden, dass der Widerstand bei 25 Kilom. Geschwindigkeit pro Stunde 25 Kilogr. oder 4,54 Kilogr. pro Tonne und bei 50 Kilom. Geschwindigkeit pro Stunde 50 Kilogr. oder 9,1 Kilogr. pro Tonne beträgt. Diese Zahlen sind etwas geringer, als die vorhin erhaltenen und erklärt sich diese Differenz dadurch, dass durch den Tender der Luftwiderstand des Versuchswagens verringert wurde.

Auf der Altona-Kieler Bahn wurden im October 1869 Versuche über den Widerstand einzelner Fuhrwerke auf gerader, horizontaler Strecke angestellt. Man liess dabei die zu versuchenden Wagen von einem Gefälle $\frac{1}{200}$, an welches sich eine horizontale Strecke anschloss, herunterlaufen und wurde alsdann aus der durchlaufenen Strecke ein mittlerer Widerstandscoëfficient berechnet. Es ergab sich dabei für einen 6rädrigen Personenwagen der Altona-Kieler Bahn von $6^m,4$ (21′ engl.) Radstand ein Widerstandscoëfficient von $\frac{1}{456}$; für einen 6rädrigen Güterwagen der Berlin-Hamburger Bahn von $6^m,59$ (21′ rhl.) Radstand ergab sich ein Widerstandscoëfficient von $\frac{1}{404}$.

§ 12. Ermittelung des Widerstandes in Curven. — Zur Ermittelung des Widerstandes der Eisenbahnfuhrwerke in Curven sind ebenfalls verschiedene Methoden angewendet worden. Man theilte den Wagen ein bestimmtes Bewegungs-Moment entweder durch Herablassen von einer schiefen Ebene, oder durch andere geeignete Mittel (Weber's Apparat) mit und beobachtete, wie weit dieselben in der betreffenden Curve fortliefen; oder man nahm zur Anwendung von Dynamometern seine Zuflucht.

Zur Vornahme dieser Versuche wäre die Anwendung einer constanten Zugkraft gerade sehr wünschenswerth, da das Alleinlaufen der Wagen in einer Curve zu weit unsichereren Resultaten führt, als auf gerader Strecke.

Von Herrn v. Weber wurden die Versuche zur Ermittelung des Widerstandes in Curven derartig angestellt, dass er dem zu versuchenden Wagen ein ganz bestimmtes und zwar immer gleiches Bewegungs-Moment durch einen besonderen Apparat mittheilte.

Bezüglich der Beschreibung des Apparats und der Art der Anstellung der Versuche wird auf die betreffende Quelle verwiesen (siehe Literatur).

Der Weg, den das betreffende Fuhrwerk in der Curve zurücklegte, war umgekehrt proportional dem Widerstande, den es darin erfuhr, und verhielt sich auch zum Widerstande des Fuhrwerks auf gerader Bahn = 1 umgekehrt, wie die Länge der zurückgelegten Wege, da alle Widerstände, ausser dem der Gleisform, in beiden Fällen ebenso gleich waren, wie das Bewegungs-Moment.

In der folgenden Tabelle sind die von Herrn v. Weber gefundenen Resultate, bei denen der Widerstand auf gerader horizontaler Strecke gleich der Einheit angenommen ist, zusammengestellt.

Curvenradius.	6rädr. Personenw. 6m,4 (21′ engl.) Radstand.	6rädr. Personenw. 6m,4 (21′ engl.) Radstand.	4rädr. Personenw. 4m,572 (15′ engl.) Radstand.	6rädr. Güterwagen 3m,658 (12′ engl.) Radstand.	4rädr. Güterwagen 3m,658 (12′ engl.) Radstand.	4rädr. Güterwagen 3m,556 (11⅔′ engl.) Radstand.	4rädr. Güterwagen 2m,515 (8¼′ engl.) Radstand.	4rädr. Güterwagen 2m,515 (8¼′ engl.) Radstand.
556m (1000 Ell. sächs.)	1,2	1,91	1,56	1,7	1,39	1,41	1,29	1,2
453m (800 - -)	2,02	3,08	2,50	3,2	1,95	2,21	1,71	1,34
340m (600 - -)	3,00	3,68	3,14	3,7	2,30	2,66	1,92	1,8
227m (400 - -)	3,23	5,79	4,90	—	3,05	3,00	2,15	2,18
170m (300 - -)	5,51	6,60	5,63	7,3	4,16	4,39	2,80	2,6
113m (200 - -)	6,10	7,32	6,40	8,2	4,58	5,08	3,50	3,8
102m (180 - -)	6,10	9,00	10,10	9,0	8,20	8,50	5,42	7,2
∞	1	1	1	1	1	1	1	1

Herr v. Weber hat nun die aus diesen Versuchen für 4rädrige Wagen von 3m,658 (12′ engl.) und 3m,556 (11⅔′ engl.) Radstand gewonnenen Resultate mit den Ergebnissen der Formeln von Perdonnet, Redtenbacher und Schmidtl, sowie nach dem englischen Verfahren und den Erfahrungsresultaten von Polonceau zusammengestellt und dadurch folgende Tabelle erhalten:

Curvenradius.	Polonceau.	Englische Ingenieure.	Perdonnet.	Schmidtl.	Redtenbacher.	Nach den Versuchen.
1000 Ellen	1,756	1,41	1,429	1,422	1,749	1,40
800 -	1,941	1,50	1,538	1,552	1,936	2,08
600 -	2,144	1,68	1,716	1,691	2,247	2,48
500 -	2,253	1,80	1,858	1,788	2,498	—
400 -	2,381	2,09	2,077	1,934	2,872	3,02
300 -	2,491	2,35	2,432	2,292	3,494	4,27
200 -	2,663	3,00	3,153	3,132	4,744	4,83
180 -	2,713	3,27	3,863	3,988	5,988	8,35

Es zeigt sich aus der vorstehenden Tabelle, dass die Regeln zur Ermittelung der Widerstände in den Curven sehr abweichende Resultate ergeben und daher noch keineswegs eine genaue Bestimmung dieser Widerstände möglich ist.

Auf der Hannoverschen Südbahn angestellte Versuche haben ergeben, dass der Widerstand in einer Curve von 470^{m} Radius und gleichzeitiger Steigung von 1 : 70 gleich ist demjenigen in einer geradlinigen Steigung von 1 : 64. In diesem Falle kommt also der Widerstand in einer Curve von 470^{m} Radius einer Steigung von 1 : 746 gleich, wobei die Fahrgeschwindigkeit zu 12 — 15 Min. pro Meile anzunehmen ist.

Auf der Oesterreichischen Südbahn sind Versuche zur Ermittelung des Curvenwiderstandes angestellt und hat sich dabei ergeben:

	Horizontale gerade Strecke.	Curve von 379^{m} (1200') Radius.	Curve von 285^{m} (900') Radius.	Curve von 228^{m} (720') Radius.	Curve von 190^{m} (600') Radius.
Für 8rädrige Wagen . . .	$\frac{2,25}{1000}$	$\frac{3,32}{1000}$	$\frac{3,68}{1000}$	$\frac{4,04}{1000}$	$\frac{4,33}{1000}$
Für 4rädrige Wagen . . .	$\frac{2,33}{1000}$	$\frac{3,97}{1000}$	$\frac{4,39}{1000}$	$\frac{4,79}{1000}$	$\frac{5,48}{1000}$

Auf der Altona-Kieler Bahn wurde im October 1869 für einen 6rädrigen Altona-Kieler Personenwagen von 6^{m},4 (21′ engl.) Radstand in einer Curve von 458^{m} (1600′ hamb.) Radius ein Widerstandscoëfficient von $\frac{1}{467}$ gefunden.

Ein 6rädriger Güterwagen der Berlin-Hamburger Bahn von 6^{m},59 (21′ rhl.) Radstand ergab für dieselbe Curve einen Widerstandscoëfficienten von $\frac{1}{200}$.

In derselben Curve ergab sich ferner für einen offenen 4rädrigen Altona-Kieler Güterwagen von 3^{m},81 (12½′ engl.) Radstand ein Widerstandscoëfficient von $\frac{1}{485}$ und bei einem 4rädrigen Personenwagen derselben Bahn von 4^{m},724 (15′,5 engl.) Radstand ein Widerstandscoëfficient von $\frac{1}{460}$.

§ 13. Widerstand der Locomotiven. — Der Widerstand der Locomotiven setzt sich zusammen, 1) aus dem Widerstande, den die Locomotive bei ihrer Bewegung als Wagen zu überwinden hat, 2) aus dem durch die Reibung der einzelnen Theile der Maschine entstehenden Widerstande, und zwar, wenn dieselbe allein sich fortbewegt, 3) aus demjenigen Widerstande, welcher durch die Zunahme der Maschinenreibung, wenn die Maschine einen Zug bewegt, hervorgebracht wird. Der Widerstand, welchen die Locomotive in ihrer Eigenschaft als Wagen hervorbringt, entspricht im Allgemeinen demjenigen, welcher bei den Wagen vorkommt und vorhergehend schon besprochen ist.

Bezüglich der Achsschenkelreibung ist noch zu bemerken, dass der Durchmesser der Räder bei den Locomotiven viel mehr variirt, als bei den Wagen und dass sonach auch der auf den Radumfang reducirte Betrag der Achsschenkelreibung verhältnissmässig sich ändert. Ebenso ist die Grösse des Reibungscoëfficienten für Triebachslager entschieden grösser, als für Laufachslager, weil bei den ersteren die Einwirkung der Kurbel, resp. Kuppelstangendrucke ein gutes Einlaufen der Lager erschwert.

Vuillemin u. s. w. fanden bei ihren Versuchen bei einer Maschine für gemischten Dienst bei Oelschmiere den betreffenden Reibungscoëfficienten für Geschwindigkeiten von 25—30 Kilom. pro Stunde zu 0,052.

In Bezug auf rollende Reibung ist bei den Rädern der Maschine zu bemerken, dass der Betrag derselben wegen der ungleichen Abnutzung der Triebradreifen durch gleitende Reibung bedeutend grösser wird, als bei Wagen. Die Ursachen der ungleichen Abnutzung der Triebräder liegen:

1) in der Massenwirkung des Bewegungsmechanismus als Kurbelstangen, Kuppelstangen u. s. w.;
2) in den aus den Wirkungen des Dampfes entstehenden ungleichen Kräften.

Ebenso sind die der Locomotive eigenthümlichen, störenden Bewegungen (Zucken, Schlingern, Wogen, Wanken und Nicken) von bedeutendem Einflusse auf den Eigenwiderstand der Locomotiven als Wagen.

Bei der Bewegung der Locomotiven in den Curven ist zu bemerken, dass dieselben nicht so flexibel sind, als die Wagen und zwar wegen der Kuppelung der Triebachsen, des Tenders u. s. w. und daher auch ein grösserer Curvenwiderstand für dieselben entsteht. Dieser Widerstand wird auch noch um so grösser deshalb, weil die Vorderachse der Maschine in den Curven nicht geführt wird, vielmehr erst durch die äussere Curvenschiene abgelenkt werden muss, wodurch sich auch die bedeutende Abnutzung des vorderen Räderpaares bei Locomotiven erklärt.

Die Reibungswiderstände der Locomotive als Dampfmaschine bestehen hauptsächlich aus:

a) Reibung der Kolben und Kolbenstangen;
b) Reibung der Kreuzköpfe in den Gleitbacken;
c) Reibung der Kurbel- und Kuppelstangen in ihren Lagern;
d) Reibung der Triebachsen in den Lagern, hervorgebracht durch den Druck der Kurbelstange, resp. durch den Druck der Achslager gegen die vorderen Achshalterwangen;
e) Schieberreibung und die durch den gesammten Steuerungsmechanismus verursachten Reibungswiderstände.

Ad a) Die Grösse der Kolbenreibung ist je nach der Construction der Kolben abhängig oder unabhängig von der Dampfspannung. Bei Anwendung von selbstspannenden Kolbenringen wächst der Reibungswiderstand direct mit der Zunahme der mittleren Dampfspannung im Cylinder, während bei allen anderen für Locomotiven angewendeten Kolbenconstructionen der Reibungswiderstand als constant für jede beliebige Leistung der Maschine anzunehmen ist. Ebenso ist der Reibungswiderstand der Kolbenstange in der Stopfbüchse für jede Kraftäusserung der Maschine constant.

Ad b) Die Grösse des Druckes N, mit dem die Kreuzköpfe gegen die Gleitstücke gepresst werden, ist für Locomotiven annähernd:

$$N = p \frac{d^2 \pi}{4} \frac{l}{2L} \sin \alpha;$$

hierbei ist p die mittlere, effective Dampfspannung vor dem Kolben, d der Cylinderdurchmesser, l der Kolbenhub, L die Länge der Kurbelstange und α der Winkel, den die Kurbel mit der Bewegungsrichtung des Kolbens bildet.

Da in dieser Formel alle Grössen mit Ausnahme von p für verschiedene Leistungen der Locomotive constant bleiben, so folgt, dass dieser Widerstand direct mit der Zugkraft der Locomotive wächst.

Ad c) Haben p und d die vorhin angegebene Bedeutung und ist f der Reibungscoëfficient für die Kurbel-, resp. Kuppelstangen, so ist der auf die Kurbel-, resp. Kuppelzapfen ausgeübte Druck N:

$$N = a f p d^2,$$

wobei a eine vom Kurbel-, resp. Kuppelzapfendurchmesser und der Stellung der Kurbel in Bezug auf die Bewegungsrichtung des Kolbens abhängige Grösse bezeichnet. Es wächst sonach auch dieser Widerstand, da f sowohl, als auch d von p unabhängig sind, direct mit der Zunahme der Zugkraft.

Ad d) Die Reibung der Triebachse in ihren Lagern ist nicht allein abhängig von der Belastung durch das Gewicht der Maschine, sondern auch von der Grösse der Zugkraft, da durch den Druck der Triebachslager gegen die vorderen, resp. hinteren Achshalterwangen die Maschine vorwärts, resp. rückwärts bewegt wird.

Da die Kräfte aber in verschiedener Richtung wirken, so ist die resultirende Componente für die Grösse dieses Widerstandes maassgebend. Es ergiebt sich daraus, dass auch dieser Widerstand in einem bestimmten Verhältnisse mit der Zunahme der Zugkraft wächst.

Ad e) Bezeichnet A die für den Dampfdruck im Schieberkasten für die Schieberreibung in Rechnung zu ziehende Schieberfläche und f den Reibungscoëfficienten für die Schieberreibung, p den Dampfdruck im Schieberkasten, so ist, wenn S den grössten Schieberhub bezeichnet, alsdann für eine Umdrehung die grösste Reibungsarbeit $= pf . A . 2S$. Ist s der kleinste Schieberweg, so ist die Reibungsarbeit des Schiebers im Minimum $p . A . f . 2s$ und sonach die grösste Zunahme der Reibungsarbeit des Schiebers $2pf . A (S-s)$.

Für diesen Ausdruck ist im Allgemeinen annähernd p , f und A als constant anzunehmen und sonach wird das Wachsen dieses Reibungswiderstandes nur durch die Zunahme des Weges $S-s$ bedingt, d. h. durch die vergrösserte Leistung der Locomotive.

Die Reibungswiderstände der Schieberstange in den Stopfbüchsen, der Coulissenblöcke, der verschiedenen Bolzen, der Excentrics endlich selbst sind ebenfalls proportional dem Widerstande $2 p f A (S-s)$ und sonach auch gleichzeitig abhängig von der Grösse des Schieberweges oder von der Leistung der Locomotive.

Das Pumpen des Kesselwassers ist ebenfalls bei denjenigen Maschinen, welche noch mit derartigen Wasserspeise-Apparaten versehen sind, als Widerstand mit in Rechnung zu ziehen. Da je nach der Inanspruchnahme der Locomotive mehr oder weniger Wasser verbraucht wird, so ist auch dieser Widerstand mit der Zugkraft der Maschine variabel. Bezeichnet m die Wassermenge pro Einheit der Leistung für den Leergang der Maschine und M die Wassermenge für eine bestimmte Leistung mit angehängten Wagen, so ist die Vergrösserung dieses Widerstandes proportional der Differenz $(M - m)$.

§ 14. Versuche, um den Eigenwiderstand der Locomotive zu bestimmen. — Die verschiedenen Methoden, um den Eigenwiderstand der Locomotiven zu ermitteln, sind folgende. Man bestimmt denselben:

1) dadurch, dass man den Dampfdruck so weit heruntergehen lässt, dass er eben noch genügt, um die Locomotive allein ohne Tender, fortzubewegen;
2) durch Herablaufenlassen von einer schiefen Ebene;

3) dadurch, dass man die Locomotive mit einer gewissen Geschwindigkeit fortbewegt und alsdann frei laufen lässt;

4) durch Dynamometer.

Die erstere Methode ist eigentlich wohl die rationellste, da durch dieselbe nur allein der Eigenwiderstand der Locomotive excl. der additionellen Reibung bestimmt werden kann.

Bei den anderen 3 Methoden ist immer zu berücksichtigen, dass beim Leergange der Locomotive eine gewisse Luftmenge in die Cylinder gesogen werden muss, wozu die Cylinderhähne nicht ausreichen. Es müssten für diesen Fall grössere Hähne zum Ein- und Auslassen der Luft vorhanden sein.

Der alsdann nach der ersten Methode bestimmte Eigenwiderstand der Locomotive gilt nur für den Fall, wenn sie keine Last zieht. Zieht die Locomotive eine bestimmte Last fort, so ist nach dem Vorhergehenden klar, dass die Reibung der einzelnen Maschinentheile als: Schieber, Steuerung, Kurbelstange u. s. w. mit der Zunahme der Stärke des Zuges ebenfalls wächst, d. h. die sogenannte additionelle Reibung noch hinzuzusetzen ist.

Die ersten brauchbaren Versuche über den Eigenwiderstand der Locomotiven sind von Pambour derartig angestellt, dass die Dampfspannung des Kessels so weit nachgelassen wurde, bis eben die Maschine noch in Bewegung gesetzt werden konnte.

Derselbe fand aus seinen Versuchen, dass der Eigenwiderstand W_e der Locomotive incl. Tender ist: $W_e = (7\,q + 48)$ Pfd. oder $= (7\,q + 59)$ Pfd pro Tonne; hierbei q das Gewicht der Locomotive incl. Tender in engl. Tonnen; die erste Gleichung gilt für ungekuppelte und die zweite für gekuppelte Maschinen. Die Mehrreibung der Locomotive, welche durch die auszuübende Zugkraft hervorgebracht wird, setzt Pambour $= \frac{1}{7}$ und zwar vom Gesammtwiderstande des Zuges excl. Locomotive.

Aus Indicator-Versuchen, wobei die Maschine mit dem Tender sich allein auf der Bahn bewegte, fand Welkner für eine Maschine mit 2 gekuppelten Triebachsen Werthe, welche der Formel $(16 + 0{,}5\,v^2)$ Pfd. pro Tonne vom Gewichte der Maschine incl. Tender und für eine dreifach gekuppelte Maschine $(24 + 0{,}5\,v^2)$ Pfd. pro Tonne entsprechen, wobei v die Geschwindigkeit des Zuges in geographischen Meilen pro Stunde ist.

Fernere Versuche, bei denen die Maschinen von geneigten Ebenen herabgelassen wurden, ergaben, dass in jedem Falle der Widerstand um 4 Pfd. pro Tonne geringer ist, wenn die Maschine sich ganz ohne Dampf auf der Bahn bewegt, so dass die Reibung von 4 Pfd. pro Tonne des Eigengewichts der Einwirkung des Dampfes auf die Reibungswiderstände der Maschine zuzuschreiben ist.

Welkner setzt hiernach für Maschinen mit 1 Triebachse $(12 + 0{,}5\,v^2)$ Pfd., mit 2 Triebachsen $(16 + 0{,}5\,v^2)$ Pfd., mit 3 Triebachsen $(24 + 0{,}5\,v^2)$ Pfd. pro Tonne vom Eigengewichte der Maschine incl. Tender.

Bei den von Vuillemin, Guébhard und Dieudonné auf der französischen Ostbahn angestellten Versuchen liess man:

1) Maschine und Tender nach Erreichung einer gewissen Geschwindigkeit mit geschlossenem Regulator weiter laufen und beachtete die Anfangsgeschwindigkeit und den durchlaufenden Weg, woraus sich folgende Resultate ergaben:

a) Maschine mit 2 gekuppelten Achsen incl. Tender zeigte bei einer mittleren Geschwindigkeit von:

11 Kilom. pro Stunde einen Widerstand pro Tonne von 3,2 Kilogr.

15 - - - - - - - - 4 -

20 Kilom. pro Stunde einen Widerstand pro Tonne von 4,35 Kilogr.
23 - - - - - - - - 5,70 -

b) Güterzugmaschine mit 3 gekuppelten Achsen incl. Tender bei:
9 Kilom. pro Stunde einen Widerstand pro Tonne von 5,32 Kilogr.
12 - - - - - - - - 6,43 -
16 - - - - - - - - 7,52 -

2) Es wurde eine völlig montirte und geheizte Maschine sammt Tender von einer anderen gezogen und die Zugkraft mit dem Dynamometer beobachtet; die gezogene Maschine lief mit geschlossenem Regulator, Steuerung auf der Mitte und offenen Cylinderhähnen. Man erhielt:

a) bei einer Maschine mit 1 Triebachse und
45 Kilom. Geschwindigkeit pro Stunde einen Widerstand pro Tonne von 5,48 Kilogr.

b) bei einer Maschine für gemischten Dienst mit 2 gekuppelten Achsen und
45 Kilom. Geschwindigkeit pro Stunde einen Widerstand pro Tonne von 6,41 Kilogr.

c) bei einer Güterzugmaschine mit 3 gekuppelten Achsen und
24 Kilom. Geschwindigkeit pro Stunde einen Widerstand pro Tonne von 9,52 Kilogr.
26 - - - - - - - - 10,24 -

Die durch Schleppen der Maschine gefundenen Widerstände sind hiernach grösser, als die auf dem erstgenannten Wege ermittelten. Es ist aber dabei zu berücksichtigen, dass die Geschwindigkeiten grösser waren und die Schmierung der Kolben und Schieber nicht so gut war, als bei den ersteren Versuchen, wo die Maschine nach geschlossenem Regulator nur wenige 100 Meter zurückzulegen hatte, während sie hier mehrere Kilometer durchlief.

Nach den bei der zweiten Methode erhaltenen Zahlenwerthen laufen ungekuppelte, sowie Maschinen mit 2 gekuppelten Achsen für gemischten Verkehr allein auf einem Gefälle von etwa $\frac{5}{1000} - \frac{6}{1000}$, Güterzugmaschinen mit 3 gekuppelten Achsen auf einem Gefälle von $\frac{9}{1000} - \frac{10}{1000}$.

Bei einer vierfach gekuppelten Lastzug-Maschine nebst Tender, in kaltem Zustande geschleppt, fand sich der Widerstand zu 21,5 Kilogr. pro Tonne bei einer Geschwindigkeit von 6 bis 10 Kilom. pro Stunde.

Der Widerstand der Tender ergab sich bei einer Geschwindigkeit von
27—32 Kilom. pro Stunde zu 5,16 Kilogr. pro Tonne.
45 - - - - 7,00 - - -

Bei Abnahme der Pleuelstangen fand sich der Widerstand etwa um 48 % für die Locomotive allein excl. Tender verringert; es betrug der Widerstand in völlig montirtem Zustande für:

Maschinen für gemischten Verkehr	28 Kilom.	Geschwindigkeit	9,6 Kilogr.
- - Güterzug, dreifach gekuppelt	28 -	-	12,5 -
vierfach gekuppelte Lastzugmaschinen kalt .	6—10 -	-	21,5 -
bei abgenommenen Pleuelstangen:			
Maschinen für gemischten Verkehr	28—35 Kilom.	Geschwindigkeit	5,22 Kilogr.
- - Güterzug, dreifach gekuppelt	24—27 -	-	6,15 -
vierfach gekuppelte Lastzugmaschinen kalt	6—10 -	-	11,0 -

Der additionelle Widerstand, welcher durch Arbeiten der Maschine bei vollem Dampfe erzeugt wird, ergab sich für Güterzug-Locomotiven (dreifach gekuppelt) zu 3,02 Kilogr. pro Tonne und kann man annehmen, dass bei den Locomotiven für

Personenzüge und gemischten Dienst diese Zahl nicht über 3 Kilogr. pro Tonne steigt. Unter dieser letzteren Voraussetzung ergeben sich folgende Resultate für die einzelnen Widerstände der Locomotiven:

	Ungekuppelte Maschinen für Personenzüge excl. Tender.	Maschinen mit 2 gekuppelten Achsen excl. Tender.	Maschinen mit 3 gekuppelten Achsen excl. Tender.
Widerstand kalter Maschinen bei abgenommenen Pleuelstangen	3 Kilogr.	5,22 Kilogr.	6,15 Kilogr.
Widerstand geschleppter, kalter Maschinen, völlig montirt	+ 2 -	+ 4,38 -	+ 6,05 -
Additioneller Widerstand	3 -	3,0 -	3,02 -
Gesammt-Widerstand pro Tonne =	8,0 Kilogr.	12,6 Kilogr.	15,22 Kilogr.

§ 15. Versuche zur Ermittelung des Widerstandes eines Zuges. — Versuche zur Ermittelung des Totalwiderstandes eines Zuges werden entweder mit Hülfe von Dynamometern, oder mit Hülfe von Indicator-Diagrammen angestelt.

Ausser den Messungen der Zugkraft sind ferner noch Messungen der Geschwindigkeit und des Luftwiderstandes erforderlich, um genaue Resultate zu erhalten.

Es ist ferner zweckmässig, einen Apparat gleichzeitig zu haben, durch welchen die gute oder schlechte Lage des Gleises geprüft werden kann.

Die Dynamometer sind entweder so eingerichtet, dass die Zugkraft von einem Zifferblatte abgelesen wird, oder dass dieselbe während der Fahrt aufgezeichnet wird.

Zu den ersteren gehört der Dynamometer von Schäffer und Buddenberg. Derselbe ist in Fig. 9—12, Tafel II dargestellt. Vermittelst der beiden Bügel *b* wird derselbe in die betreffenden Zughaken der Fuhrwerke eingehängt. Auf dem Zifferblatte *a* bewegt sich der Zeiger *t*, der die jederzeit vorhandene Zugkraft angiebt. Die Federkraft dieses Instrumentes wird durch kleine, gewellte Stahlplatten (siehe Fig. 11 und 12) hervorgebracht.

Bei dem Gebrauche dieses Instrumentes schwankt der Zeiger, wenn das Instrument unmittelbar hinter dem Tender angebracht ist, je nach der Inanspruchnahme um 5 bis 10 oft sogar 15 Centn. während der Fahrt, so dass ganz genaue Resultate hiermit nicht zu erlangen sind. Ebenso ist beim Anfahren die grösste Vorsicht zu gebrauchen, da durch unvorsichtiges Anfahren dasselbe leicht beschädigt werden kann.

Der von Vuillemin, Guébhard und Dieudonné benutzte Apparat ist in den Fig. 1—3, Tafel II dargestellt. Der Apparat war in einem bedeckten Güterwagen, welcher unmittelbar hinter dem Tender lief, angebracht.

Der bewegliche Federbügel *a* der Dynamometerfeder ist mit der Zugstange des Wagens und der feste Federbügel *b* mit dem Wagengestelle fest verbunden. An dem beweglichen Bügel *a* ist ein Bleistift *e* angebracht, der, je nachdem die Feder mehr oder weniger angespannt ist, sich mit der Durchbiegung der Feder bewegt. Der Bleistift zeichnet nun diese Durchbiegung auf einen Papierstreifen, der auf der Rolle *d* aufgewickelt ist und welche letztere durch ein in dem Kasten *f* befindliches Uhrwerk bewegt wird.

Mit Hülfe des Bleistiftes *g* werden die Wege mit der Hand angezeichnet. Durch einen im Kasten *l* befindlichen Zähler, welcher seine Bewegung durch ein Excentric *m* von der Achse des Wagens erhält, wird der Weg gemessen. Geräth der

Zähler in Unordnung, so wird derselbe mit Hülfe der Meilensteine wieder in Ordnung gebracht. Der Bleistift h dient dazu, um die Zeiten zu markiren.

Es ist nothwendig, dass ein zweiter Beobachter die Zeiten noch mit der Hand notirt, da durch die vorkommenden Schwankungen des Wagens das Uhrwerk leicht in Unordnung gerathen kann.

Auf dem Dache ist eine Windfahne angebracht, welche im Inneren des Wagens die Windrichtung, die mit Hülfe eines Compasses genau festgestellt wird, angiebt.

Es ist hier ferner noch der Holzt'sche Dynamograph zu erwähnen, welcher auf verschiedenen Bahnen (auf der Königl. Preuss. Ostbahn, der Niederschlesisch-Märkischen Bahn u. s. w.) angewendet wird. Durch diesen Apparat wird 1) die Zugkraft der Locomotive geprüft und normirt; 2) die Leistung der Locomotive controlirt und zwar sowohl in Bezug auf die geförderte Last, als Innehaltung der Fahrzeit; 3) eine Controle der Züge bei der Beförderung ausgeübt. Bezüglich der Beschreibung und Zeichnung dieses Apparates muss auf das Organ für Eisenbahnwesen 1869, pag. 12 verwiesen werden.

Die mit Hülfe von Indicator-Versuchen von einigen Experimentatoren erlangten Formeln sollen in diesem Paragraphen mitgetheilt werden, sowie ferner die Aufnahme von Indicator-Diagrammen zur Ermittelung der Zugkraft in einem späteren Paragraphen näher erörtert werden wird.

Pambour stellte aus seinen Versuchen zur Berechnung des Totalwiderstandes, welcher sich der Bewegung eines Zuges auf gerader, horizontaler Strecke entgegenstellt, folgende Gleichung auf:

$$W = (1 + \delta) \{ 6\, Q + 0{,}002687\, A\, v^2 \} + W_e,$$

wobei die betreffenden Buchstaben folgende Bedeutung haben:

Q = Gewicht des ganzen Zuges incl. Tender in engl. Tonnen,

v = die Fahrgeschwindigkeit in engl. Meilen pro Stunde.

A bezeichnet die Grösse der widerstehenden Flächen in Bezug auf den Luftwiderstand und ist hier $A = 70$ □Fuss $+ 10$ □Fuss mal der Zahl der vorhandenen Fuhrwerke, Locomotive und Tender inbegriffen. Ferner ist $\delta = \frac{1}{7}$ die durch die sogenannte additionelle Reibung verursachte Zunahme der Maschinenreibung. W_e bezeichnet die Reibung der Locomotive allein, wenn sie keinen Zug bewegt.

Nach Pambour ist: $W_e = (7\, q + 48)$ Pfd. oder $W_e = (7\, q + 59)$, und zwar gilt der erstere Werth für Maschinen mit einer Triebachse und der letztere für Maschinen mit zwei gekuppelten Achsen. Im Mittel setzt Pambour den Werth $W_e = 15$ Pfd. pro Tonne, also etwa doppelt so gross als für Wagen.

Von den engl. Ingenieuren Harding und Scott Russel wurden Versuche über den Widerstand der Eisenbahnwagen vermittelst eines Morin'schen Dynamometers angestellt.

Aus diesen und anderen Versuchen construirte Scott eine Formel für den Zugwiderstand, welche als Harding'sche Formel bekannt ist.

Nach dieser Formel ist:

$$W = Q \left(6 + \frac{v}{3}\right) + 0{,}0025\, A\, v^2,$$

wobei W den Totalwiderstand in engl. Pfd. für eine gerade, horizontale Bahnstrecke,

Q das Gewicht des betreffenden Wagenzuges ohne Locomotive in engl. Tonnen,

v die Zuggeschwindigkeit in engl. Meilen pro Stunde und

A die Zahl der Quadratfusse (engl. Maass) der Stirnfläche des vordersten Wagens bezeichnet,

oder für französische Maass- und Gewichts-Einheiten

$$W = Q\{2{,}68 + 0{,}3323\, v\} + 0{,}0609\, A \,.\, v^2,$$

wobei W der Widerstand in Kilogr.,
Q das Gewicht des Trains in Tonnen à 1000 Kilogr.,
A die Stirnfläche des vordersten Wagens in □Metern,
v die Geschwindigkeit des Trains in Metern pro Secunde ist.

Hauptsächlich ist dieser Formel vorzuwerfen, dass bei Berechnung des Luftwiderstandes nur die Stirnfläche des vordersten Wagens und nicht, wie bei der Pambour'schen, die ganze Zahl der im Train befindlichen Wagen in Betracht gezogen ist.

Weitere dynamometrische Versuche wurden von Gooch angestellt und daraus von Sewell eine Formel hergeleitet.

Unter Beibehaltung der bei der Harding'schen Formel gewählten Bezeichnungen und wenn q das Gewicht der Locomotive nebst Tender in engl. Tonnen, sowie B das Volumen des Zuges in engl. Cubikfussen bezeichnet, ist nach Gooch und Sewell:

$$W = Q\left(6 + \frac{v}{15}\right) + q\left(5 + \frac{v}{2} + 0{,}00004\, Q\, v^2\right) + 0{,}00002\, B\, v^2,$$

oder für französische Einheiten, wenn B das Volumen des Trains in Cubikmetern, sowie q das Gewicht der Locomotive in Tonnen à 1000 Kilogr., ist der Gesammtwiderstand incl. Maschine und Tender:

$$W = 2{,}68\, Q + 0{,}0185\, v\, Q + 0{,}000124\, B\, v^2 + 2{,}23\, q + 1{,}38\, v\, q + 0{,}0000068\, v^2\, Q\, q.$$

Dieser letzteren Formel lässt sich der Vorwurf machen, dass der Luftwiderstand nicht dem Volumen des Zuges proportional sein kann, sowie, dass die der ersten Potenz der Fahrgeschwindigkeit proportional gesetzten Widerstände, welche die Bahn-Unebenheiten und die schlängelnden Bewegungen der Wagen darstellen, gegen die Harding'sche Formel wahrscheinlich zu klein in Rechnung gebracht sind.

Von dem Engländer Clark wurden Versuche auf schottischen Bahnen angestellt und zwar in der Weise, dass er mit Hülfe eines Indicators an den Cylindern der Zug-Locomotive Diagramme abnahm, aus denen der Widerstand alsdann berechnet wurde. Darnach ist für den ganzen Zug (Locomotive, Tender und Wagen) der Widerstand W pro Tonne in Pfd. engl.:

$$W = 8 + \frac{v^2}{171},$$

wobei v die mittlere Geschwindigkeit in engl. Meilen pro Stunde bezeichnet.

Nach Redtenbacher ist unter Zugrundelegung der Formeln von Pambour, Harding und Gooch für französische Maasseinheiten

$$W = (3{,}11 + 0{,}077\, v)\, Q + (7{,}25 + 0{,}577\, v)\, q + 0{,}0704\left(A + \frac{1}{4}\, a\, n\right) v^2 + 1162 \sin\alpha\, (Q + q) + 1{,}162\, K_1,$$

wobei die vorhergehenden Bezeichnungen beibehalten,
A die Stirnfläche des Trains,
a die Stirnfläche eines Wagens,
n die Anzahl der Wagen,
α den Neigungswinkel,
K_1 den Krümmungs-Widerstand bezeichnet.

Rühlmann setzt nach den neusten Erfahrungen für französische Maasseinheiten:

$$W = Q\,(1{,}8 + 0{,}1\,v) + q\,(4{,}5 + 0{,}3\,v) + 0{,}009\,A\,v^2,$$

wobei Q = Gewicht der Wagen und des Tenders,
q = - der Locomotive,
v = Geschwindigkeit des Zuges in Kilom. pro Stunde,
A = Luftwiderstandsfläche ist.

Auf der Thüringischen Bahn wurden Dynamometer-Versuche angestellt und wurden die Versuchs-Resultate mit der Harding'schen Formel verglichen. Es wurde aus der sich ergebenden Differenz geschlossen, dass die Harding'sche Formel, bei welcher die für den Luftwiderstand in Rechnung zu ziehende Fläche gleich dem grössten Querschnitte eines Wagens zu setzen ist, zu kleine Werthe für den Luftwiderstand giebt.

Nach den von Welkner auf der Hannoverschen Südbahn angestellten Versuchen ist, wenn:

q das Gewicht der Locomotive mit Tender in Tonnen,
Q das Gewicht des Wagenzuges in Tonnen,
v die Geschwindigkeit in geographischen Meilen pro Stunde,

der Gesammt-Widerstand:

$$W = q\,(16 + 0{,}5\,v^2) + Q\,(7 + 0{,}1\,v^2)\ \text{Pfd.}$$

Auf der hannoverschen Bahnstrecke Minden-Hannover wurde im Jahre 1860 ein Versuch mittelst eines Dynamometers (Fig. 9—12, Tafel II) bei einem beladenen Kohlenzuge ausgeführt. Es wurde dabei für eine Geschwindigkeit von $1^m,5$—3^m (5—10′) pro Sec. $\frac{1}{592}$ und bei einer Geschwindigkeit von $9^m,4$—11^m (30—35′) ein Widerstandscoëfficient von $\frac{1}{465}$ ermittelt. Die Geschwindigkeit wurde dabei durch Notiren der Meilensteine beobachtet.

Die von Vuillemin u. s. w. auf Grund von Versuchen auf der französischen Ostbahn aufgestellten Formeln für den Widerstand W sind:

1) Für Güterzüge mit Geschwindigkeiten von 12 bis 32 Kilom. pro Stunde:

a) $\frac{W}{Q} = 1{,}65 + 0{,}05\,v$, wenn die Wagen mit Oel geschmiert werden,

b) $\frac{W}{Q} = 2{,}3 + 0{,}05\,v$, wenn die Wagen mit Fett geschmiert werden.

Für Geschwindigkeiten (V) von 12 bis 32 Kilom. pro Stunde; Q Gewicht des Zuges in Tonnen ohne Locomotive.

2) Für Personen- und gemischte Züge mit Geschwindigkeiten von 32 bis 50 Kilom. pro Stunde:

$$\frac{W}{Q} = 1{,}8 + 0{,}08\,v + \frac{0{,}009\,A\,v^2}{Q}.$$

3) Für Personenzüge mit Geschwindigkeiten von 50—65 Kilom. pro Stunde:

$$\frac{W}{Q} = 1{,}8 + 0{,}08\,v + \frac{0{,}006\,A\,v^2}{Q}.$$

4) Für Schnellzüge mit Geschwindigkeiten von 70—80 Kilom. pro Stunde:

$$\frac{W}{Q} = 1{,}8 + 0{,}14\, v + \frac{0{,}004\, A\, v^2}{Q},$$

wobei Q das Gewicht des Zuges excl. Maschine und Tender, v die Geschwindigkeit in Kilom. pro Stunde und A die Stirnfläche des Trains in □Metern bezeichnet.

Auf der Oesterreichischen Südbahn wurden Versuche mittelst eines Dynamometers gemacht, um die Widerstände der Eisenbahnfahrzeuge zu ermitteln. Es wurden zu diesem Zwecke Züge von nur gleichartigen Wagen zusammengestellt, das Totalgewicht derselben genau ermittelt.

Die Versuche fanden bei windstillem Wetter statt.

Sämmtliche Wagen hatten Lagerfutter aus Rothguss und wurden mit fester Schmiere aus Talg, Palmöl und Lauge geschmiert.

Für 8rädrige, bedeckte Güterwagen, bei denen die Kastenlänge $8^m{,}53$, die Entfernung der beiden Drehgestelle $5^m{,}53$, der Radstand jedes Gestelles $1^m{,}32$, der Raddurchmesser $1^m{,}0$ und der Schenkeldurchmesser $0^m{,}065$ betrugen, wurde für 1000 Kilogr. auf gerader, horizontaler Strecke ein Widerstand ermittelt von 2,25 Kilogr. bei 2 Meilen, von 2,42 Kilogr. bei 2—3 Meilen, von 2,68 Kilogr. bei 3—4 Meilen, von 2,92 Kilogr. bei 4—5 Meilen und von 3,15 Kilogr. bei 5—6 Meilen Zuggeschwindigkeit.

Für 4rädrige, gedeckte Güterwagen von $5^m{,}8$ Kastenlänge, $2^m{,}9$ Radstand, $1^m{,}0$ Raddurchmesser und $0^m{,}08$ Schenkeldurchmesser wurde für 1000 Kilogr. auf gerader, horizontaler Strecke ein Widerstand ermittelt von 2,33 Kilogr. bei 2 Meilen, von 2,73 Kilogr. bei 4—5 Meilen, von 2,9 Kilogr. bei 5—6 Meilen und 3,21 Kilogr. bei 6—7 Meilen Zuggeschwindigkeit.

Auf der Köln-Mindener Bahn sind in den Jahren 1866 und 1869 Versuche zur Ermittelung der Widerstände der Eisenbahnwagen angestellt:

a) mit einem leeren Versuchszuge, bestehend aus dem Versuchswagen und 40 Stück zweiachsigen Kohlenwagen à 200 Centner Tragfähigkeit mit einem Brutto-Gewicht von 4660 Centner;

b) mit einem beladenen Versuchszuge, bestehend aus dem Versuchswagen und denselben 40 Stück Kohlenwagen, welche mit Schienen beladen wurden, ein Brutto-Gewicht von 12773 Centner (excl. Maschine und Tender) repräsentirend.

Die Länge des Versuchszuges betrug 278^m (886′). Der geometrische Inhalt der Seitenfläche des Zuges war ca. 371 □^{m} (3770 □′).

Der die Apparate enthaltende, zweiachsige Versuchswagen hatte ein Gewicht von 166,4 Ctr. und befand sich zwischen der Maschine und dem Kohlenwagenzuge, folgende Apparate enthaltend:

a) Zur Bestimmung der Zuggeschwindigkeit:
   1) Meilensteinnummer-Zählapparat mit Glocke;
   2) Geschwindigkeits-Anzeiger mit Zifferblatt, Zeiger und Schreibapparat zur Aufzeichnung von Geschwindigkeits-Diagrammen;
   3) Wegmesser mit Schreibapparat zum Aufzeichnen von Weg-Diagrammen;
   4) Uhr mit Minuten- und Secundenzeiger.

b) Zur Bestimmung der Zugkraft:
   1) Feder-Dynamometer von Schäffer & Buddenberg;
   2) Hebel-Dynamometer mit Schreibapparat zur Aufzeichnung von Kraft-Diagrammen.

c) Zur Ermittelung des Luftwiderstandes:

1) Wind-Seitendruckmesser mit Zeiger und Scala versehen, den senkrecht zur Fahrrichtung auftretenden Luftdruck in Pfunden pro Quadratfuss Fläche angebend, versehen mit einer Schreibvorrichtung zur Aufzeichnung von Wind-Seitendruck-Diagrammen;

2) Wind-Kopfdruckmesser mit Zeiger und Scala, welcher den in der Fahrrichtung auftretenden Luftdruck in Pfunden pro Quadratfuss Fläche angiebt, verbunden mit einer Schreibvorrichtung zur Aufzeichnung von Wind-Kopfdruck-Diagrammen.

Als Durchschnittswerthe für horizontale, gerade Linie bei Windstille haben sich ergeben:

a) Leerer Versuchszug

bei $7^m,2$ (22,94′) pro Secunde durchschnittlicher Geschwindigkeit eine Zugkraft von $27,92 \frac{1}{10000}$ der Bruttolast bei $11^m,161$ (32,38′) $\frac{38,16}{10000}$.

b) Beladener Versuchszug

bei $5^m,975$ (19,04′) 15,20 Zugkraft,
- $10^m,862$ (34,61′) 21,89 - ,

Letztere Werthe immer in $\frac{1}{10,000}$ der Bruttolast ausgedrückt.

Die Resultate von 1866 waren nur wenig abweichend hiervon.

Die Zugkraft für den beladenen Zug ist verhältnissmässig ganz erheblich geringer, als die für den leeren Zug.

Der Einfluss des Windes hat sich als sehr bedeutend herausgestellt. Die Durchschnitts-Ermittelungen für die Fahrten auf gerader Strecke mit Wind haben ergeben:
durchschnittlicher Wind-Seitendruck 10,152 Pfd. pro $\square^m$ (1,00 Pfd. pro Quadratfuss)
- - -Kopfdruck 8,528 - - - (0,84 - - -),
sonach Vermehrung der Zugkraft für die Horizontale um 27 %.

Die Versuche haben überhaupt gezeigt, wie sehr besondere, unvorherzusehende Einflüsse die für einen Eisenbahnzug nöthige Kraftanstrengung vermehren können. Bei einem Zuge, wo die normale, durchschnittliche Zugkraft für die Horizontale 28,42 betragen haben würde, hat dieselbe wirklich 63,15 betragen.

Die Total-Durchschnittswerthe aus sämmtlichen Fahrten haben sich ergeben, wie folgt:

a) für den leeren Zug:

Total-Durchschnittswerth des Widerstandes für die Horizontale in $\frac{1}{10,000}$ der Bruttolast
$= 38,71$
bei $8^m,85$ (28,25′) mittlerer Geschwindigkeit, durchschnittlichem Wind-Seitendruck von 3,45 Pfd. und Wind-Kopfdruck von 2,84 Pfd. pro Quadratmeter;

b) für den beladenen Zug:

Total-Durchschnittswerth des Widerstandes wie vor
$= 20,50$
bei $8^m,3$ (26,48′) mittlerer Geschwindigkeit, durchschnittlichem Wind-Seitendrucke von 3,96 Pfd. und Wind-Kopfdrucke von 6,7 Pfd. pro Quadratmeter.

§ 16. Zusammenstellung der verschiedenen Formeln und Resultate für den Gesammtwiderstand eines Zuges auf gerader, horizontaler Bahn. — Die älteste Formel, um den Gesammtwiderstand eines Zuges auf gerader, horizontaler Strecke zu bestimmen, ist diejenige von Pambour. Darnach ist:

$$1)\quad W = \left(1 + \frac{1}{7}\right)\left\{6\,Q + 0{,}002687\,A\,v^2\right\} + W_e;$$

hierbei ist:

W = Widerstand des Zuges in Pfd. engl.;
Q = Gewicht der Wagen incl. Tender in Tonnen engl.;
v = Fahrgeschwindigkeit in engl. Meilen pro Stunde;
A = Widerstandsfläche für den Luftwiderstand. (Nach Pambour ist $A = 70$ □F. $+ 10$ □F. mal der Anzahl der vorhandenen Fuhrwerke.)
W_e = Eigenwiderstand der Maschine.

Die Zahl $\frac{1}{7}$ ist die durch die Zunahme der Ladung verursachte Zunahme der Maschinenreibung.

Nach Harding ist der Gesammtwiderstand W eines Zuges:

$$2)\quad W = Q\,(2{,}68 + 0{,}3323\,v) + 0{,}0609\,A\,v^2;$$

hierbei ist:

W = Widerstand des Zuges in Kilogr.;
Q = Gewicht des Trains in Tonnen à 1000 Kilogr. excl. Locomotive und Tender;
v = Geschwindigkeit des Zuges in Metern in einer Secunde;
A = Stirnfläche des vordersten Wagens in □Metern.

Nach Gooch ist:

$$3)\quad W = 2{,}68\,Q + 0{,}0185\,v\,Q + 0{,}000124\,B\,v^2 + 2{,}23\,q + 0{,}138\,q\,v + 0{,}0000068\,Q\,q\,v^2.$$

W = Widerstand des Zuges in Kilogr.;
Q = Gewicht des Zuges in Tonnen à 1000 Kilogr. excl. Locomotive und Tender;
v = Geschwindigkeit des Zuges in Metern pro Secunde;
B = Volumen des Zuges in Cubikmetern;
q = Gewicht der Locomotive und des Tenders in Tonnen à 1000 Kilogr.

Nach Redtenbacher ist:

$$4)\quad W = (3{,}11 + 0{,}077\,v)\,Q + (7{,}25 + 0{,}577\,v)\,q + 0{,}0704\,\left(A + \frac{1}{4}\,n\,a\right)\,v^2;$$

hierbei ist:

W = Widerstand des Zuges in Kilogr.;
Q = Gewicht des Zuges excl. Maschine und Tender in Tonnen à 1000 Kilogr.;
q = Gewicht der Locomotive und des Tenders in Tonnen à 1000 Kilogr.;
v = Fahrgeschwindigkeit in Metern pro Secunde;
A = Stirnfläche des Trains in □Metern;
a = Stirnfläche eines Wagens;
n = Anzahl derselben.

Nach Clark ist:

$$5)\quad W = \left(8 + \frac{v^2}{171}\right)\,Q,$$

hierbei ist:

W = Widerstand des Zuges in Pfd. engl.;
v = Geschwindigkeit des Zuges in engl. Meilen pro Stunde;
Q = Gesammtgewicht des Zuges in Tonnen engl.

Nach Welkner ist:

$$6)\quad W = q\left(\begin{matrix}12\\16\\24\end{matrix} + 0{,}5\,v^2\right) + Q\,(7 + 0{,}1\,v^2);$$

hierfür ist:

q = Gewicht der Locomotive und Tender in engl. Tonnen;
Q = Gewicht des Wagenzuges in engl. Tonnen;
v = Geschwindigkeit in geographischen Meilen pro Stunde.
Die Zahlen 12, 16 oder 24 gelten, je nachdem die Maschine 1, 2 oder 3 Triebachsen hat.

Nach den von Vuillemin, Dieudonné und Guébhard angestellten Versuchen ist der Widerstand der Wagen:

7) a) für Güterzüge mit Geschwindigkeiten von 12 bis 32 Kilom. pro Stunde:

$$W = (1{,}65 + 0{,}05\,v)\,Q;$$

b) für Personen- und gemischte Züge mit Geschwindigkeiten von 32 bis 50 Kilom. pro Stunde:

$$W = (1{,}8 + 0{,}08\,v)\,Q + 0{,}009\,A\,v^2;$$

c) für Personenzüge mit Geschwindigkeiten von 50 bis 65 Kilom. pro Stunde:

$$W = (1{,}8 + 0{,}08\,v)\,Q + 0{,}006\,A\,v^2;$$

d) für Schnellzüge mit 70—80 Kilom. Geschwindigkeit pro Stunde:

$$W = (1{,}8 + 0{,}14\,v) + 0{,}004\,A\,v^2.$$

Hierbei ist:

Q = das Gewicht der Wagen in Tonnen à 1000 Kilogr.;
v = Geschwindigkeit in Kilom. pro Stunde;
A = Stirnfläche des Trains (5 □Meter).

Nach den auf der Oesterreichischen Südbahn angestellten Versuchen ist:

8) der mittlere Widerstand der Wagen:

a) bei 8rädrigen, gedeckten Lastwagen pro 1000 Kilogr.

W = 2,25 Kilogr. bei 2 Meilen Geschwindigkeit;
- = 2,42 - - 2—3 - -
- = 2,68 - - 3—4 - -
- = 2,92 - - 4—5 - -
- = 3,15 - - 5—6 - -

b) bei 4rädrigen, gedeckten Lastwagen

W = 2,33 Kilogr. bei 2 Meilen Geschwindigkeit;
- = 2,73 - - 4—5 - -
- = 2,90 - - 5—6 - -
- = 3,21 - - 6—7 - -

Die auf der Köln-Mindener Bahn angestellten Versuche haben für den Gesammt-Widerstand der Wagen ergeben:

9) a) für den leeren Zug:

$$\text{den Widerstand} = \frac{38{,}71}{10000}$$

bei $8^m{,}87$ mittlerer Geschwindigkeit, durchschnittlichem Wind-Seitendrucke von 3,45 Pfund und Wind-Kopfdrucke von 2,84 Pfund pro □Meter.

b) für den beladenen Zug:

den Widerstand $= \frac{20{,}5}{10000}$

bei $8^m{,}3$ mittlerer Geschwindigkeit, durchschnittlichem Wind-Seitendrucke von 3,96 Pfund und Wind-Kopfdrucke von 6,7 Pfund pro □Meter.

Im Allgemeinen ist zu bemerken, dass für die heutigen Verhältnisse die sub 1—5 angeführten Formeln zu hohe Werthe ergeben. Auch die Formel von Welkner giebt für langsam fahrende Züge zu hohe Werthe nach den neuesten Versuchen.

§ 17. Ueber die Mittel, um die Widerstände der Wagen zu vermindern. — Um die Widerstände der Eisenbahnfuhrwerke bei ihrer Bewegung auf ein Minimum reduciren zu können, ist eine genaue Kenntniss derselben und zwar genauer, als wir sie jetzt besitzen, nothwendig. Es lässt nun aber auch ohne ganz mathematisch genaue Bestimmung dieser Widerstände Manches zur Herabziehung dieser Werthe sich thun, wie aus dem Folgenden sich ergeben wird.

Um zunächst die zur Ueberwindung der Schenkelreibung erforderliche Reibungsarbeit auf ein Minimum zu reduciren, ist zunächst zu untersuchen, unter welchen Umständen der Ausdruck $W v = f Q \frac{r}{R} v$ ein Minimum wird. Da der Reibungscoëfficient f für alle auf den Eisenbahnen vorkommenden Geschwindigkeiten und Belastungen als constant anzunehmen ist, so folgt, dass die Reibungsarbeit gleichzeitig ein Minimum mit dem Reibungswiderstande wird und ist daher nur erforderlich, den Letzteren zu einem Minimum zu machen.

Der Zapfenreibungswiderstand der Wagenachsen ist $W = f Q \frac{r}{R}$, wobei f der Reibungscoëfficient, Q die Belastung des Schenkels, r der Schenkelradius und R der Radradius ist. Es ist sonach der Zapfenreibungswiderstand desto kleiner, je kleiner f, Q und r und je grösser R ist. Der Reibungscoëfficient f ist abhängig von der Beschaffenheit der sich berührenden Körper und von dem Schmiermaterial, welches zum Schmieren der Achsen verwendet wird.

Bei der Bestimmung der aufeinander sich reibenden Materialien ist zunächst allgemein maassgebend, dass die Abnutzung des Schenkels möglichst gering der des Achslagers gegenüber wird, da der Ersatz des Schenkels, resp. der Achse kostspieliger ist, als der Ersatz eines Achslagers und andererseits die Abnutzung des Schenkels immer eine Verminderung der Tragfähigkeit der Achse mit sich führt.

Das zweckmässigste Metall für die Achsen in dieser Beziehung ist Gussstahl, da hierbei die Oberfläche des Schenkels eine möglichst glatte, homogene Oberfläche darbietet und der Abnutzung weniger unterworfen ist, als bei eisernen Achsen. Für die Achslager empfiehlt sich dagegen ein der Belastung der Auflagerfläche pro Flächeneinheit noch entsprechendes, aber dabei möglichst weiches Metall.

Das Schmiermaterial muss möglichst den hier obwaltenden Verhältnissen entsprechend gewählt und continuirlich zugeführt werden.

Eine Reducirung von Q ist nur durch Verminderung des todten Gewichts der Wagen zu ermöglichen.

Eine Verminderung von r wird, da diese Zahl den Festigkeits-Verhältnissen entsprechen muss, eben dadurch erreicht, dass man Gussstahl zu den Achsen verwendet, wodurch gegen Eisen bei gleicher Festigkeit ein geringerer Durchmesser, gleichzeitig aber auch eine kleinere Auflagerfläche erzielt wird.

Eine Vergrösserung des Raddurchmessers empfiehlt sich nicht, weil dadurch

das Gewicht der Achsen vermehrt wird und andere Uebelstände wieder hervortreten, welche den erreichten Vortheil mehr als compensiren.

Die rollende Reibung wird ausgedrückt durch den Werth:

$$f\frac{Q}{R} \text{ oder } f\frac{Q}{\sqrt{R}}$$

Der Reibungscoëfficient f der rollenden Reibung ist zunächst abhängig von der Härte der sich berührenden Materialien.

Er wird desto geringer, je grösser die Härte der Materialien ist. Es empfiehlt sich daher aus diesen Gründen sowohl zu den Radreifen als zu den Schienen möglichst hartes Material zu nehmen. Die Anwendung des Gussstahls sowohl zu Radreifen als zu Schienen gewährt daher den Vortheil, dass die rollende Reibung dadurch vermindert wird.

Was endlich die beiden Grössen Q und R anlangt, so gilt hierbei das vorhin bei der Zapfenreibung Gesagte ebenfalls.

Auch ist eine gute Unterhaltung der Achslager und der Achslager-Führungen von Wichtigkeit, da bei zu grossem, sich nach und nach bildendem Spielraume die Wagen leicht grosse Schwankungen während der Fahrt erleiden.

Die durch die Unebenheit der Bahn entstehenden Widerstände werden durch möglichst gute Unterhaltung der Bahn vermieden oder wenigstens auf ein Minimum gebracht.

Die vorkommenden Stösse werden durch Tragfedern fast ganz aufgehoben, so dass nur die Achsen mit den Rädern hiervon zunächst zu leiden haben, wohingegen die Tragfedern verhindern, dass die Wirkung des Stosses sich auf das ganze Wagengewicht vertheilt.

Um den Widerstand in den Curven zu vermindern, legt man zunächst den äusseren Schienenstrang höher, als den inneren und vergrössert die Spurweite um ein möglichst geringes Maass.

Es muss in dieser Beziehung namentlich auf die auf der Thüringischen Bahn in Bezug auf den Curvenwiderstand angestellten Versuche verwiesen werden, wobei man gefunden hat, dass ein vermehrtes Höherlegen der äusseren Schiene, als gerade zur Ueberwindung der Centrifugalkraft nothwendig war, einen günstigeren Effect in Bezug auf den Widerstand hervorbrachte. Es ist dieses Resultat auch erklärlich, wenn man bedenkt, dass durch ein Höherlegen der äusseren Schiene das Vorderrad des Wagens von derselben abgelenkt wird, und dass dadurch gleichzeitig eine richtigere Stellung sämmtlicher Achsen im Mittel herbeigeführt wird, während allerdings die Conicität der Radlaufflächen für das vordere Räderpaar nicht zur Wirkung gelangt. Bedenkt man nun aber, dass man, da die Radlaufflächen bekanntlich sich auslaufen, im Mittel halb ausgelaufene Radlaufflächen annehmen muss, so folgt, dass der angebliche Vortheil, welcher hier aufgegeben wird, keineswegs von Bedeutung sein kann.

Die Schienen sind in den Curven nicht in Verband zu legen, da die Wagen bei gelegtem Verbande unruhiger gehen.

Bei 6rädrigen Wagen giebt man der mittleren Achse einen Spielraum für eine seitliche Bewegung.

Der Luftwiderstand liesse sich nur dadurch herabziehen, dass die Stirnwand der Wagen, resp. der Locomotive eine gekrümmte Fläche erhielten.

Der Luftwiderstand pro Wagen ist desto kleiner, je grösser die Anzahl der Wagen und je geringer die Zuggeschwindigkeit ist.

Durch Anwendung von Scheibenrädern statt Speichenrädern wird der Luftwiderstand vermindert.

Für den Widerstand auf Steigungen ist es zweckmässig, dieselben so zu legen, dass dadurch möglichst wenig bewegende Arbeit verloren geht, d. h. dass ein möglichst geringer Gebrauch von den Bremsen gemacht wird.

So z. B. ist es vortheilhaft, die Bahnhöfe so anzuordnen, dass auf beiden Seiten Gefälle vorhanden ist. Es wird alsdann beim Einlaufen die Anwendung der Bremsen möglichst vermieden und beim Auslaufen erlangt der Zug durch die Wirkung der Schwere auf dem Gefälle viel rascher eine grössere Geschwindigkeit.

Es ist ferner vortheilhaft, die Wagen möglichst stark zu belasten, da nach den auf der Köln-Mindener Bahn angestellten Versuchen unter sonst nahezu gleichen Umständen für den beladenen Zug ein Widerstandscoëfficient von $\frac{20,5}{10000}$ und für den leeren Zug von $\frac{38,71}{10000}$ sich ergeben hat.

Vuillemin, Dieudonné und Guébhard fanden ebenfalls bei ihren Versuchen, dass bei starker Belastung der Wagen der Zugwiderstand 5,09 Kilogr. pro Tonne und bei schwacher Belastung 6,26 Kilgr. pro Tonne betrug; bei einer zweiten Versuchsreihe fand sich im Mittel für starke Belastung 5,06 Kilogr. und für geringe Belastung ein Widerstandscoëfficient von 5,87 Kilogr. pro Tonne.

§. 18. Mittel, um die Widerstände der Locomotiven zu vermindern. — Für die Widerstände der Locomotiven, wenn man dieselben als Wagen betrachtet, gilt das eben Gesagte.

Die der Locomotive eigenthümlichen, störenden Bewegungen vermehren theilweise die Widerstände und ist daher eine Verminderung der störenden Bewegungen von vortheilhaftem Einflusse auf die Grösse des Eigenwiderstandes der Locomotiven.

Bezüglich des Widerstandes der Locomotiven in den Curven ist zu erwähnen, dass man wegen der starreren Verbindung der Achsen bei Locomotiven den Radstand in engeren Grenzen halten muss.

Um den Curven-Widerstand, der namentlich auf die vordere Achse der Locomotive in hohem Grade einwirkt, zu vermindern, hat man die Locomotiven mit drehbaren Vordergestellen versehen. Man giebt auch der mittleren Achse einen gewissen Spielraum für einheitliche Bewegung.

Man hat ferner versucht, da die Flantschen der Vorderräder einer sehr starken Abnutzung unterworfen sind, die Laufkehlen zu härten.

Ferner ist hier zu erwähnen Stradal's Kuppelung zwischen Maschine und Tender.

Auch Adam's radiale Achsbüchsen dienen dazu, um den Widerstand in Curven zu vermindern.

Für die Widerstände der Maschinenreibung ist Folgendes zu bemerken:

Die Reibung der Kolben kann durch sorgfältige Schmierung, sowie durch zweckmässige Wahl der Kolbenringe vermindert werden.

Der Reibungswiderstand der Kreuzköpfe in den Gleitlinealen kann ebenfalls durch sorgfältige Schmierung, sowie durch zweckmässige Auswahl der sich reibenden Metalle angemessen verringert werden; ebenso ist eine möglichst grosse Länge der Kurbelstange in dieser Beziehung vortheilhaft.

Das vorhin in Bezug auf Schmierung und Auswahl der sich reibenden Metalle Gesagte gilt auch für die Reibung der Kurbel- und Kuppelstangen.

Bezüglich der Vermehrung der Achsschenkelreibung durch Vermehrung der Zugkraft ist das bei der Achsschenkelreibung der Wagenachsen Gesagte auch hier gültig.

Um die Schieberreibungsarbeit auf ein Minimum herabzuziehen, giebt es ausser der guten Schmierung und zweckmässigen Wahl der sich reibenden Metalle zwei Mittel:

1) Man construirt den Schieber so, dass für bestimmte variable Dimensionen ein Minimum von Reibungsarbeit entsteht.

Im Organ 1867, S. 101 ist von Büte eine Formel angegeben, welche die Dimensionen der Schieber so bestimmt, dass die Reibungsarbeit derselben ein Minimum wird.

2) Das andere Mittel, die Schieberreibung zu vermindern, besteht in der Anwendung von Entlastungsschiebern.

Bezüglich des Weiteren über Entlastungsschieber muss auf Capitel IX dieses Bandes verwiesen werden.

§ 19. Adhäsion der Locomotiven. — Um eine Locomotive zum Fortschaffen von Lasten auf Schienenwegen geeignet zu machen, muss dieselbe eine genügende Adhäsion besitzen, d. h. die Drücke sämmtlicher Triebräder gegen die Bahn müssen so gross sein, dass der dadurch hervorgebrachte Reibungswiderstand genügt, um bei Fortschaffung eines Zuges eine vollständige Abwälzung der Triebräder auf den Schienen zu veranlassen.

Die Wirkung der Adhäsion kann man sich auch vorstellen, als ob die Triebräder am Umfange mit Zähnen versehen wären und die Schienen als Zahnstangen wirkten, wobei aber die Zähne als unendlich klein gedacht werden müssen.

Durch Adhäsion einer Locomotive wird sonach die Grösse des Reibungs-Widerstandes bezeichnet, den die Räder bei ihrer Umdrehung auf den Schienen vermöge ihrer Belastung erzeugen, und wird sonach, wenn f den Reibungscoëfficienten zwischen Rädern und Schienen und Q den Druck der Räder auf die Schienen bezeichnet, die zugehörige Adhäsion dargestellt durch den Werth $f\,Q$.

Die Adhäsion der Locomotive wird sonach begrenzt durch das auf den Triebrädern ruhende Gewicht und durch die Grösse des Reibungscoëfficienten von Schmiedeeisen oder Stahl auf Schmiedeeisen oder Stahl.

Die der Adhäsion entgegenwirkende Kraft ist die am Umfange der Triebräder wirkende Zugkraft. Es ist klar, dass, wenn diese letztere Kraft grösser ist, als die Adhäsion oder wenn mit anderen Worten die Grösse der gleitenden Reibung kleiner ist als die Dampfkraft der Maschine, alsdann die Räder der Locomotive gleiten, ohne die Maschine, resp. den Zug von der Stelle zu bewegen.

Die Grösse des Reibungscoëfficienten zwischen Rad und Schiene richtet sich nach der Beschaffenheit der Lauffläche der Schienen. Sind die Schienen völlig rein und trocken, so ist der Werth des Coëfficienten zu $\frac{1}{3}$, für mittlere Witterungsverhältnisse zu $\frac{1}{6}$, für feuchte Schienen (wie solche in Tunneln, auf Abhängen, wohin die Sonne nicht scheinen kann, vorkommen), bei Nebel, Schnee kann derselbe auf $\frac{1}{12}$ und bei Glatteis und mit Fett behafteten Schienen sogar bis auf $\frac{1}{20}$ herabsinken.

Auf der französischen Ostbahn wurden von Vuillemin u. s. w. Beobachtungen über die Grösse der Adhäsion angestellt und wurde dabei gefunden, dass ein Gleiten

der Triebräder noch eintrat bei 3 gekuppelten Achsen und feuchtem Wetter bei einem Adhäsionscoëfficienten von $\frac{1}{8,4}$ bis $\frac{1}{12,8}$, bei 2 gekuppelten Achsen und Regen bei $\frac{1}{11}$, bei einer Triebachse in Tunneln bei $\frac{1}{6,2}$ bis $\frac{1}{9,2}$. Es bezeichnen sonach diese Zahlen die kleinsten Werthe der Adhäsion. Während der Fahrt wurden beobachtet Adhäsionscoëfficienten bei 4 gekuppelten Achsen und feuchtem Wetter $\frac{1}{6,3}$ bis $\frac{1}{7,7}$, bei trockenem Wetter $\frac{1}{8}$ bis $\frac{1}{8,1}$, bei 3 gekuppelten Achsen und feuchtem Wetter $\frac{1}{6,9}$ bis $\frac{1}{8,7}$, bei trockenem Wetter $\frac{1}{7}$ bis $\frac{1}{9,5}$; bei 2 gekuppelten Achsen bei trockenem Wetter $\frac{1}{5}$ bis $\frac{1}{9,5}$; bei einer Triebachse bei feuchtem Wetter $\frac{1}{7}$ bis $\frac{1}{7,2}$, bei trockenem Wetter $\frac{1}{6}$ bis $\frac{1}{8}$. Beim Anfahren wurden als Maximalwerthe der Adhäsion beobachtet bei 4 gekuppelten Achsen bei feuchtem Wetter $\frac{1}{4,9}$ bis $\frac{1}{5}$, bei trockenem Wetter $\frac{1}{4,2}$; bei 3 gekuppelten Achsen bei feuchtem Wetter $\frac{1}{3,9}$ bis $\frac{1}{6,2}$, bei trockenem Wetter $\frac{1}{4,4}$ bis $\frac{1}{6,3}$; bei 2 gekuppelten Achsen bei feuchtem Wetter $\frac{1}{5,8}$ bis $\frac{1}{6,1}$, bei trockenem Wetter $\frac{1}{5,2}$ bis $\frac{1}{7,7}$; bei einer Triebachse bei feuchtem Wetter $\frac{1}{6,5}$, bei trockenem Wetter $\frac{1}{5,7}$ bis $\frac{1}{7,4}$.

Nach der auf pag. 82 und 84 befindlichen Tabelle, worin die Verhältnisszahlen des adhärirenden Gewichts zur Zugkraft $\frac{G_a}{0,7\,Z}$ sämmtlicher in den letzten Jahren auf den zum Vereine deutscher Eisenbahnverwaltungen gehörenden Eisenbahnen beschafften Locomotiven angegeben sind, ergiebt sich für eine am Umfange der Triebräder wirkende Zugkraft von 50 % der Bruttozugkraft ($Z = p\frac{d^2 l}{D}$, worin p den Kesseldruck, d den Cylinderdurchmesser, l den Kolbenhub und D den Triebraddurchmesser bezeichnet), dass für Schnellzugmaschinen das Verhältniss $\frac{G_a}{0,5\,.\,Z}$, wobei G_a das adhärirende Gewicht bezeichnet, und Z die vorstehend angegebene Bedeutung hat, = 7,94, für Schnellzug- und Personenzug-Maschinen = 8,83, für Maschinen für gemischte Züge = 9,35, für Güterzug-Maschinen = 8,36. Es ergiebt sich aus diesen Zahlen ein Mittelwerth von 8,62.

Man kann hiernach für mittlere Witterungs-Verhältnisse $\frac{1}{8,6}$ als Adhäsionscoëfficienten annehmen.

Bezeichnet nun W_z den Zugwiderstand am Umfange der Triebräder und W_a den Reibungswiderstand oder die Adhäsion, so ist nach Redtenbacher:

a) für die Abfahrt $W_a = 1{,}414\ W_z$,

b) für die Fahrt $W_a = 1{,}11\ W_z$.

Nun ist nach dem Vorhergehenden bei 50 % der Bruttozugkraft das Verhältniss

des adhärirenden Gewichts zur Zugkraft im Mittel zu 8,6 anzunehmen; es ist sonach, wenn Q das auf den Triebrädern ruhende Gewicht einer Locomotive und f_a den Adhäsionscoëfficienten bezeichnet:

a) für das Anfahren: $f_a\, Q = 1{,}414\ W_z$,
b) für die Fahrt: $f_a\, Q = 1{,}11\ W_z$;

oder da $W_z = \frac{1}{8{,}6}\, Q$ ist, ergiebt sich:

a) $f_a\, Q = \frac{1{,}414}{8{,}6}\, Q$, woraus $f_a = \frac{1}{6{,}1}$;

b) $f_a\, Q = \frac{1{,}1}{8{,}6}\, Q$, woraus $f_a = \frac{1}{7{,}8}$.

Es beträgt sonach der Adhäsionscoëfficient für die Fahrt nur $\frac{1}{7{,}8}$ und für das Anfahren nur $\frac{1}{6{,}1}$, wenn die von der Maschine ausgeübte Zugkraft zu 50 Proc. der Bruttozugkraft angenommen wird.

Nimmt man das Adhäsionsgewicht kleiner, als vorstehend an, so sind in vielen, oft gewöhnlichen Fällen Sandstreu-Vorrichtungen u. dergl. nicht zu entbehren, um bei schweren oder sehr schnellen Zügen das Gleiten der Triebräder zu verhindern.

Der andere für die Grösse der Adhäsion wesentliche Factor ausser dem Adhäsionscoëfficienten ist die Grösse des Druckes, mit dem die Triebräder auf die Schienen drücken und lässt sich leicht übersehen, dass das für Locomotiven erforderliche Adhäsionsgewicht je nach ihren verschiedenen Zwecken sehr verschieden ausfallen kann.

Die für verschiedene Zwecke bestimmten Locomotiven, bei denen verschiedene Anforderungen an die Grösse der Adhäsion gestellt werden, sind:

1) Schnellzugmaschinen;
2) Maschinen für gemischte Züge;
3) Güterzugmaschinen;
4) Rangirmaschinen.

Da die Zugkraft bei den angeführten Maschinen verschieden gross ist, so folgt daraus, dass auch die Adhäsion eine verschieden grosse sein muss.

Ist die erforderliche Maximal-Zugkraft gegeben, so kann man, da eine Achse nur mit 260 Ctr. in maximo zu belasten ist, mit Hülfe der Formel $Q = 8{,}6\ W_z$ das erforderliche Adhäsionsgewicht der Locomotive bestimmen und wenn n die Anzahl der Triebachsen bezeichnet, so kann man alsdann:

$$n = \frac{Q}{26000} = \frac{8{,}6\ W_z}{26000},$$

wobei Q und W_z in Pfd. anzugeben ist die Zahl der erforderlichen Triebachsen berechnen. Dieses so erlangte Resultat giebt nur Mittelzahlen, da für Gebirgsbahnen z. B. der Adhäsionscoëfficient noch immer besonders bestimmt werden muss.

§ 20. Mittel, um die Adhäsion zu vermehren. — Die Mittel zur Vermehrung der Adhäsion bestehen in:

a) Vermehrung des adhärirenden Gewichts (Kuppeln der Achsen, zeitweise Vermehrung des adhärirenden Gewichts (Paulus), Sturrock's Hülfs-Tender, Tenderlocomotiven);
b) Vergrösserung des Reibungscoëfficienten der Räder auf den Schienen;

c) Aussergewöhnliche Mittel zur Vermehrung der Adhäsion (Fell's Locomotive, Locomotive mit Zahnrad und Zahnstange (Rigibahn), Wetli's Locomotiv-System.

a) Vermehrung des adhärirenden Gewichts.

1) Kuppeln der Achsen.

Wenn das nothwendige Adhäsionsgewicht über 260 Ctr. beträgt, so verwendet man, da nach den einheitlichen Vorschriften eine Achse im Maximum nur mit 260 Ctr. auf die Schienen drücken soll, mehrere Achsen als Triebachsen, d. h. man kuppelt dieselben mit einander.

Man kann bei dem Kuppeln der Locomotivachsen allgemein unterscheiden Kuppelung paralleler und nicht paralleler Achsen. Das Kuppeln paralleler Achsen kann ohne Zuhülfenahme besonderer Constructionen höchstens bis auf 4 Achsen ausgedehnt werden.

Bei Maschinen mit 4 gekuppelten Achsen lässt sich die Kuppelung, wenn keine Curven mit geringen Radien auf der betreffenden Bahnstrecke vorhanden sind, noch in gewöhnlicher Weise anwenden, da der Radstand dann noch ein angemessener ist. Sind aber scharfe Curven vorhanden oder mehr als 4 Achsen zu kuppeln, so müssen besondere Constructionen für die Kuppelung der einzelnen Achsen-Gruppen, welche nicht als fortwährend parallel zu betrachten sind, angewendet werden.

Die erste Kuppelung nicht paralleler Achsen wurde bei den Semmering-Locomotiven zur Ausführung gebracht und zwar durch eine Zahnkuppelung. Ein weiteres Beispiel der Kuppelung nicht paralleler Achsen ist die Maschine Steierdorf, sowie ferner die auf der letzten Pariser Ausstellung vorhanden gewesenen Locomotiven mit 5 gekuppelten Achsen (Paris-Orléans) und 6 gekuppelten Achsen (von Gouin); desgl. die Locomotiven von Fairlie, Thouvenot, Beugniot, Petiet u. s. w. Ferner ist hier die auf der schiefen Ebene bei Givoi laufende Zwillingsmaschine zu erwähnen.

2) Zeitweise Vermehrung der Triebachsen-Belastung.

Zeitweise Vermehrung der Belastung der Triebachsen ist bereits von Paulus im Jahre 1855 versuchsweise ausgeführt worden. Diese Vorrichtung bestand einfach darin, dass der Locomotivführer zu jeder Zeit einen Theil des Tendergewichts auf die Maschine übertragen konnte und dadurch das Adhäsionsgewichts der Maschine vermehrte. Die Vergrösserung des Adhäsionsgewichts betrug dabei etwa 25 bis 30 Procent.

Es ist bei dieser Vorrichtung indess der Uebelstand vorhanden, dass bei 6rädrigen Maschinen durch Mehrbelastung der Hinterachse eine gleichzeitige Entlastung der vorderen Achse eintritt.

3) Sturrock's Hülfstender.

Die von Sturrock construirte Maschine mit Hülfstender ist derartig gebaut, dass der Tender noch mit einer besonderen Maschine ausgerüstet ist, welche erforderlichen Falls bei starken Steigungen zu Hülfe genommen wird, so dass alsdann das Tendergewicht für die Adhäsion nutzbar gemacht ist.

4) Tenderlocomotiven.

Es ist hier ebenfalls noch der Tenderlocomotiven zu erwähnen, welche insofern für die Vermehrung der Adhäsion wirksam sind, als das todte Gewicht des Tenders nicht vorhanden ist und sonach die Maschine hierfür keine Zugkraft auszuüben braucht und daher auch kein Adhäsionsgewicht nöthig ist.

b) Vergrösserung des Reibungscoëfficienten der Räder auf den Schienen.

1) Sandstreu-Apparate.

Die Sandstreu-Apparate werden bei Bahnen mit starken Steigungen vielfach angewendet.

Es ist zweckmässig den Behälter nicht zu klein zu nehmen und so anzulegen, dass der Sand möglichst trocken gehalten wird, da einestheils hierdurch ein continuirliches Streuen sehr gefördert wird und andererseits trockener, resp. heisser Sand die Schienenoberfläche trocknet und dadurch mehr Reibung erzeugt wird.

2) Trocknen der Schienen durch heisse Luft aus der Rauchkammer.

Um den Reibungscoëfficienten zwischen Schienen und Triebrädern möglichst constant zu erhalten, ist schon früher vorgeschlagen, die in der Rauchkammer enthaltenen heissen Gase vermittelst einer Luftpumpe auf die Schienen zu blasen und so die letzteren zu trocknen.

3) Magnetisiren der Triebräder.

Das Magnetisiren der Triebräder zum Zweck einer Vermehrung der Adhäsion der Triebräder ist schon des Oefteren versucht worden.

Nach der Zeitung des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen 1865, pag. 359 war zu der angegebenen Zeit auf der New-Jersey-Central Bahn in Amerika seit länger als einem Jahre eine Locomotive im Betriebe, bei der sich die Adhäsion zwischen Triebrädern und Schienen mit Hülfe eines Electro-Magneten um 40 % vermehren liess. Der Magnetismus wurde dadurch hervorgebracht, dass ein electrischer Strom durch einen schraubenförmig gewundenen Draht, welcher seitwärts neben dem Triebradreifen lag, hindurchgehen liess.

Es scheint indess eine weitere, ausgedehntere Anwendung dieser Methode nicht stattgefunden zu haben.

c) Aussergewöhnliche Mittel zur Vermehrung der Adhäsion.

1) Anbringung einer dritten Schiene.

Auf Anbringung einer mittleren Schiene und entsprechende Construction der Locomotive, wobei zwei kleine, horizontale Räder sich gegen die mittlere Schiene legten, wurde schon von Vignoles und Erikson im Jahre 1830 ein Patent genommen.

Sellers in Cincinnati baute 1847 unter Benutzung dieser Idee 7—8 Maschinen nach diesem Systeme; dieselben arbeiteten jedoch nur unter gewöhnlichen Verhältnissen und ist die dritte Reibungsschiene dabei nie zur Anwendung gekommen.

Im Jahre 1852 wurde ebenfalls eine derartige Construction vom Ingenieur Krauss in Hannover vorgeschlagen.

Die neuerdings von Fell auf der Mont-Cenis-Bahn angewendete Locomotive hat vier horizontal liegende Räder, welche gegen die mittlere Schiene vermittelst Federn gedrückt werden. Es ist dieses Locomotivsystem bereits seit einigen Jahren daselbst in Anwendung, und hat bislang sehr zufriedenstellende Resultate geliefert.

2) Anwendung einer Zahnstange.

Die Anwendung einer Zahnstange und eines Zahnrades ist auf amerikanischen Bahnen schon mit Erfolg bei aussergewöhnlichen, starken Steigungen ausgeführt worden und ist bei der Rigibahn z. B. in Ausführung gebracht.

§ 21. Ueber das Güteverhältniss der Locomotiven in Bezug auf Adhäsion.

Allgemein kann man zunächst sagen, dass für eine bestimmte Leistungsfähigkeit einer Locomotive ein bestimmtes Gewicht derselben unvermeidlich ist und dass ferner zu einer bestimmten Leistungsfähigkeit, resp. Zugkraft einer Locomotive auch ein bestimmtes Gewicht zur Erlangung der nöthigen Adhäsion erforderlich ist. Eine Locomotive ist nun in Bezug auf Adhäsion am vortheilhaftesten gebaut, wenn das

unvermeidliche Gewicht gleich dem Adhäsionsgewichte oder wenn der Quotient $\frac{\text{Adhäsionsgewicht}}{\text{unvermeidliches Gewicht}}$ gleich der Einheit ist.

Weiter sagt man, eine Locomotive sei in Bezug auf Adhäsion desto günstiger construirt, je mehr sich der gedachte Quotient der Einheit nähert. Die Differenz zwischen dem unvermeidlichen Gewichte und dem adhärirenden Gewichte einer Locomotive nennt man das todte Gewicht derselben. Ist der gedachte Quotient gleich der Einheit, so ist diese Differenz oder das todte Gewicht gleich Null.

Der genannte Quotient ist bei allen Locomotiven, bei denen sämmtliche Achsen gekuppelt sind und bei denen gleichzeitig das gesammte Gewicht der Maschine auf den Maschinenachsen ruht, gleich der Einheit. Es sind sonach diese Maschinen insofern am günstigsten construirt, als dieselben kein todtes Gewicht besitzen.

Geht man nun weiter zu denjenigen Maschinen, bei denen nicht alle Achsen gekuppelt sind, wo also noch Laufachsen zur Aufnahme des Maschinengewichts vorhanden sind, so liegt die Frage nahe, aus welchem Grunde ein so grosses Maschinengewicht erforderlich wurde, da die Adhäsion ein solches nicht verlangte.

Die mechanische Arbeit einer Locomotive ist das Product aus Zugkraft und Geschwindigkeit. Bei den für verschiedene Zwecke bestimmten Locomotiven ändern sich diese beiden Factoren und zwar je nachdem sie zu Schnellzügen, gemischten Zügen, Güterzügen oder zum Rangiren bestimmt sind.

Bei den Schnellzügen ist die Zugkraft am kleinsten und die Geschwindigkeit am grössten, bei den übrigen Maschinen wird die Zugkraft immer grösser, dagegen die Geschwindigkeit kleiner.

Da nun die Zugkraft für die Schnellzugsmaschinen am kleinsten, so ist es auch das erforderliche Adhäsionsgewicht. Die Schnellzugsmaschinen haben aber eine grosse Geschwindigkeit und bedürfen ein grosses Dampferzeugungsvermögen und demnach eine grosse Heizfläche, woraus sich alsdann auch ein verhältnissmässig grosses, unvermeidliches Gewicht ergiebt. Wenn es nun möglich wäre, eine Schnellzugsmaschine so zu construiren, dass das Gesammtgewicht der Locomotive nur so gross ist, als das erforderliche adhärirende Gewicht, so würde die Maschine gar kein todtes Gewicht besitzen. Ist das eben Gesagte nun ermöglicht für eine Schnellzugmaschine, so ist dann ferner noch nothwendig, dass diese Maschine alsdann überall mindestens zwei Triebachsen erhält und dass man ferner Schnellzugmaschinen mit nur zwei Achsen als zweckmässig erachtet. Zu der ersten Bedingung ist nun zu bemerken, dass für die heutigen Tages an eine Schnellzuglocomotive gestellten Anforderungen es für die meisten Bahnen nicht mehr zweckmässig erscheint, Maschinen mit einer Triebachse zu verwenden, so dass also die erste Voraussetzung zutreffend sein dürfte. Was nun die zweite Bedingung, dass Schnellzugmaschinen mit nur zwei Achsen überall als zulässig erklärt werden, anlangt, so ist diese Frage zur Zeit noch nicht entschieden. Hält man nun aber eine Schnellzugmaschine mit zwei Achsen nicht für zweckmässig, so müsste man principmässig drei Achsen nehmen und dieselben kuppeln. Auf diese Weise würde aber auch wieder ein Verlust an Arbeit durch Mehrreibung der Maschine entstehen, sowie überhaupt wohl die Verwendung einer dreigekuppelten Locomotive als Schnellzugmaschine nur für Gebirgsbahnen sich eignen dürfte.

Es dürfte aus dem Vorstehenden wohl klar sein, dass die Schnellzugmaschinen in Bezug auf das Güteverhältniss der Adhäsion zum Gesammtgewicht bisher am ungünstigsten sich verhalten haben, besonders bei den Maschinen mit einer Triebachse; dagegen nimmt das Güteverhältniss für die übrigen Gattungen von Maschinen zu.

Es ergiebt sich dieses auch aus den betreffenden Columnen der nachstehenden Tabelle, wo der Quotient $\frac{\text{Adhärirendes Gewicht}}{\text{Unvermeidliches Gewicht}} = \frac{G\,a}{G}$ ist. Es sind diese hierzu gehörigen Daten von den dem Vereine deutscher Eisenbahn-Verwaltungen zugehörigen in den letzten Jahren beschafften Locomotiven, (siehe Referate der Münchener Techniker-Versammlung) entnomnen. Es ergiebt sich daraus ferner, dass selbst bei den Güterzugmaschinen keineswegs durchgängig das Güteverhältniss in Bezug auf Adhäsion gleich der Einheit ist.

Die andere Columne der Tabelle unter $\frac{G}{H}$ giebt das Verhältniss des Gesammtgewichts zur Heizfläche in Quadratmetern und geben die Zahlen der betreffenden Columne an, wieviel Centner Locomotivgewicht auf einen Quadratmeter Heizfläche kommen.

Die letzte mit $\frac{G\,a}{0{,}7\,Z}$ bezeichnete Columne giebt endlich das Verhältniss des Adhäsionsgewichtes zur Zugkraft an, so dass die in den betreffenden Columnen enthaltenen Zahlen angeben, wie viel Pfund adhärirendes Gewicht auf ein Pfund Zugkraft kommen. Die Zugkraft der Maschine ist hierbei im Maximum $= 0{,}7\,p\,\frac{d^2\,l}{D}$, wobei p den Kesseldruck, d den Cylinderdurchmesser, l den Kolbenhub und D den Triebraddurchmesser bezeichnet, angenommen.

Bezeichnung der Bahnen.	1. Schnellzug-Maschinen.			2. Schnell- und Personenzug-Maschinen.			3. Gemischter Zug-Maschinen.			4. Güterzug-Maschinen.			5. Zweigbahn- und Rangir-Maschinen.		
	$\frac{G}{H}$	$\frac{G\,a}{G}$	$\frac{G\,a}{0{,}7\,Z}$	$\frac{G}{H}$	$\frac{G\,a}{G}$	$\frac{G\,a}{0{,}7\,Z}$	$\frac{G}{H}$	$\frac{G\,a}{G}$	$\frac{G\,a}{0{,}7\,Z}$	$\frac{G}{H}$	$\frac{G\,a}{G}$	$\frac{G\,a}{0{,}7\,Z}$	$\frac{G}{H}$	$\frac{G\,a}{G}$	$\frac{G\,a}{0{,}7\,Z}$
	Ctr.			Ctr.			Ctr.			Ctr.			Ctr.		
Altona Kieler	—	—	—	7,25	0,456	6,37	—	—	—	6,58	0,705	6,55	$\frac{9{,}62}{Z}$	0,747	8,85
Badische Staatsbahnen	—	—	—	5,53 7,14	0,415 0,542	5,24 5,88	6,10	1	6,18	6,58 5,68	1 1	6,63 4,96	$\frac{6{,}30}{R}$	1	18,3
Bayerische Ostbahnen	—	—	—	6,25 6,49	0,423 0,404	4,91 4,68	5,38	0,691	4,68 6,26	5,65	1	5,63	7,58	0,5	4,50
K. Bayerische St.-B.	—	—	—	—	—	—	6,94	0,696	5,51 4,55	6,71	1	5,69 4,40	—	—	—
K. Bebra-Hanauer	—	—	—	6,80	0,375	3,56	5,56	0,745	4,86	—	—	—	—	—	—
Bergisch-Märkische	—	—	—	4,98 8,33	0,684 0,634	5,10 7,85	11,8	0,790	9,89	5,92 6,58	0,8 1	5,02 6,53	—	—	—
Berlin-Anhaltische	6,54	0,437	6,14	6,29 7,19 7,14	0,472 0,637 0,637	6,00 6,96 6,96	—	—	—	6,17 6,49	0,825 0,787	6,29 5,47	—	—	—
Berlin-Hamburger	—	—	—	7,81 7,19	0,488 0,484	6,27 7,25 5,80	8,40	0,785	6,15	7,35	0,833	7,06	$\frac{9{,}01}{R}$	0,757	7,17
Berlin-Potsdam-Magdeburger	6,76 6,71 6,90	0,44 0,44 0,45	5,78 5,78 5,33	—	—	—	—	—	—	6,49 6,49 6,58	0,713 0,713 0,738	5,65 5,61 5,89	$\frac{9{,}01}{R}$	1	8,50
Berlin-Stettiner	—	—	—	8,33 8,70 8,06 8,00 7,87	0,632 0,610 0,617 0,460 0,487	8,21 6,18 6,38 4,73 5,05	9,09	0,609	6,68	7,63 9,52 8,20	0,851 0,603 0,589	6,77 5,65 5,29	—	—	—
Böhmische Westbahn	—	—	—	5,32	0,647	6,58	—	—	—	5,92	1	7,94	—	—	—
Braunschweigische Staats-B.	—	—	—	5,32	0,707	7,94	—	—	—	6,10 6,94	0,951 0,765	6,77 6,07	$\frac{8{,}33}{R}$	1	7,81
Breslau-Schweidnitz-Freib.	—	—	—	—	—	—	6,49	0,738	6,38	6,29	1	7,25	—	—	—
Grossherzog.-Friedrich Franz	—	—	—	8,47	0,673	7,94	—	—	—	6,67	1	7,36	—	—	—
Galiz. Carl Ludwig	—	—	—	4,98	0,683	5,29	—	—	—	5,38	1	6,35	—	—	—
Hannoversche Staats-Bahn	—	—	—	7,04 7,19 6,76	0,740 0,722 0,715	7,41 7,29 8,21	10,30	0,717	7,20	5,81 6,80 7,30 6,91	1 0,710 1 1	6,71 7,04 6,73 7,72 7,72	—	—	—

Bezeichnung der Bahnen.	1. Schnellzug-Maschinen.			2. Schnell- und Personenzug-Maschinen.			3. Gemischter Zug-Maschinen.			4. Güterzug-Maschinen.			5. Zweigbahn- und Rangir-Maschinen.		
	$\frac{G}{H}$	$\frac{Ga}{G}$	$\frac{Ga}{0{,}7\,Z}$	$\frac{G}{H}$	$\frac{Ga}{G}$	$\frac{Ga}{0{,}7\,Z}$	$\frac{G}{H}$	$\frac{Ga}{G}$	$\frac{Ga}{0{,}7\,Z}$	$\frac{G}{H}$	$\frac{Ga}{G}$	$\frac{Ga}{0{,}7\,Z}$	$\frac{G}{H}$	$\frac{Ga}{G}$	$\frac{Ga}{0{,}7\,Z}$
	Ctr.			Ctr.			Ctr.			Ctr.			Ctr.		
Hessische Ludwigsbahn	6,62	0,450	5,45	5,75	0,433	5,27	5,85	0,704	7,19	6,06	1	5,88	—	—	—
Hessische Nordbahn	—	—	—	7,30	0,688	5,86	—	—	—	6,33	0,720	5,76	—	—	—
				6,85	0,707	5,95				5,62	1	5,10			
Kaiser Ferdinands Nordbahn	—	—	—	5,05	0,666	5,61	—	—	—	6,37	1	7,60	—	—	—
										5,46	1	5,19			
Kaiser Elisabeth-Bahn	—	—	—	4,90	0,661	4,64	—	—	—	5,05	1	5,37	—	—	—
										5,92	1	6,11			
													R		
				7,46	0,429	5,65				6,85	0,747	5,58			
Köln-Mindener	—	—	—	6,99	0,422	4,98	—	—	—	6,33	0,767	6,42	12,35	0,718	6,97
				8,20	0,634	6,46				6,90	1	6,97			
Leipzig-Dresdener	—	—	—	6,71	0,491	6,77	6,71	0,735	7,17	6,41	1	7,64	—	—	—
Lemberg-Czernowitzer	—	—	—	—	—	—	5,68	0,660	7,34	5,43	1	7,85	—	—	—
Lübeck-Büchener	—	—	—	7,25	0,475	5,81	8,13	0,645	8,82	6,85	0,836	7,14	—	—	—
													R		
	7,14	0,470	6,05	8,40	0,674	8,45	—	—	—	6,33	0,784	6,06	11,11	0,598	6,78
Magdeburg-Halberstädter	—	—	—	5,65		5,41	6,33		5,76	—	—	—	—	—	—
							6,25		6,88						
Magdeburg-Leipziger	—	—	—	7,87	0,628	6,58	—	—	—	6,45	1	8,16	—	—	—
Halle-Casseler	—	—	—	8,00	0,636	7,07	—	—	—	6,67	1	8,45	—	—	—
				7,75	0,624	7,17									
Main-Neckar-Bahn	6,37	0,466	5,15	6,29	0,454	5,37	—	—	—	6,76	0,689	5,35	—	—	—
Main-Weser-Bahn	7,58	0,643	6,36	7,30	0,699	8,35	—	—	—	6,76	0,709	5,98	—	—	—
				6,90	0,640	6,80				6,17	0,643	4,79			
										6,62	0,711	4,76			
Mecklenburger Bahn	—	—	—	7,52	0,520	6,74	8,55	0,687	8,16	6,90	0,867	6,38	—	—	—
Neisse-Brieger	—	—	—	—	—	—	8,00	0,606	5,29	—	—	—	—	—	—
							6,29	0,675	6,21						
Niederländische Staatsbahn	—	—	—	5,59	0,437	4,36	6,37	0,678	8,64	6,13	1	6,58	—	—	—
				5,59	0,437	5,22	5,13	0,692	5,98	8,13	0,804	7,50			
							5,38	1	7,41						
													R		
				7,41						7,94	1	5,61			
K. Niederschl.-Märk.-Bahn	—	—	—	8,01	0,644	6,00	—	—	—	7,46			12,91	0,769	7,56
				7,25	0,435	6,52				6,71	0,794	5,47			
										6,33	1	5,74			
										8,20	0,444	5,41			
Oesterreichische Staatsbahn	—	—	—	—	—	—	—	—	—	5,49	1	5,74	—	—	—
										4,90	1	4,94			
Oldenburger Staatsbahn	—	—	—	—	—	—	5,59	1	6,21	—	—	—	—	—	—
Oppeln-Tarnowitzer	—	—	—	—	—	—	7,09	0,642	5,15	—	—	—	—	—	—
K. Preussische Ostbahn	7,94	0,433	4,98	—	—	—	—	—	—	8,20	0,820	5,80	—	—	—
	7,87	0,648	7,04							6,85	1	6,27			
Pfälzische Eisenbahn	6,37	0,370	4,47	—	—	—	—	—	—	6,13	0,655	4,33	—	—	—
										5,92	1	4,39			
													R		
										6,21	1	5,65			
Rheinische Eisenbahn	—	—	—	6,80	0,518	4,27	7,81	0,653	6,90	6,33	0,787	5,29	10,10	1	6,61
							10,20	0,729	7,41	5,78	1	6,27			
Rhein-Nahe-Bahn	—	—	—	7,81	0,654	6,67	—	—	—	6,17	0,779	5,78	—	—	—
										6,29	0,762	4,65			
													R		
										6,06	0,746	5,45			
K. Saarbrücker Bahn	—	—	—	8,26	0,675	8,77	—	—	—	6,41	0,765	5,29	9,62	1	11,34
										6,06	0,721	3,64			
										5,62	1	7,50			
										5,95	1	6,55			
K. Sächs.-Oestliche St.-B.	—	—	—	6,90	0,433	7,18	6,58	1	6,95	—	—	—	—	—	—
				5,56	1	6,68	7,14	0,743	7,33						
K. Sächs.-Westliche St.-B.	—	—	—	8,00	0,671	10,35	7,30	0,785	7,68	6,71	1	8,12	—	—	—
							8,06	0,809	8,87						
													Z		
Schleswigsche Eisenbahn	6,94	0,333	3,04	—	—	—	6,37	0,667	7,07	6,67	0,693	6,61	6,06	0,667	4,12
										7,46	1	3,88			
Oesterreichische Südbahn	—	—	—	5,40	0,693	7,33	—	—	—	5,26	1	6,21	—	—	—
Südnorddeutsche Verbindgsb.	—	—	—	5,81	0,666	6,83				5,21	1	5,42			
				6,94	0,786	8,40	6,45	0,793	6,38	—	—	—	—	—	—
				6,41	0,490	4,99									
				6,21	0,521	5,23									
Taunusbahn	—	—	—	6,13	0,466	4,65	6,99	0,585	5,90	—	—	—	—	—	—
				6,02	0,427	4,86	6,85	0,578	5,78						
				6,13	0,414	6,11									
				8,40	0,714	9,79									
				7,52	0,294	4,30									
										5,46	0,699	5,07			
										5,49	0,683	4,99			
Theiss-Eisenbahn	—	—	—	6,58	0,646	8,71	5,85	0,661	6,68	5,49	0,686	4,99	—	—	—
										5,59	0,689	5,09			
										5,78	0,556	4,24			
										6,54	0,536	4,13			
													Z		
Thüringer Eisenbahn	8,26	0,666	8,65	8,13	0,666	7,60	—	—	—	5,78	0,800	7,60	—	0,666	9,45
Tilsit-Insterburger	—	—	—	—	—	—	7,30	0,725	5,78	—	—	—	—	—	—
Turnau-Kralup-Prager	—	—	—	5,92	0,666	6,84	—	—	—	5,68	1	7,44	—	—	—

Bezeichnung der Bahnen.	1. Schnellzug-Maschinen.			2. Schnell- und Personenzug-Maschinen.			3. Gemischter Zug-Maschinen.			4. Güterzug-Maschinen.			5. Zweigbahn- und Rangir-Maschinen.		
	$\frac{G}{H}$	$\frac{Ga}{G}$	$\frac{Ga}{0,7Z}$	$\frac{G}{H}$	$\frac{Ga}{G}$	$\frac{Ga}{0,7Z}$	$\frac{G}{H}$	$\frac{Ga}{G}$	$\frac{Ga}{0,7Z}$	$\frac{G}{H}$	$\frac{Ga}{G}$	$\frac{Ga}{0,7Z}$	$\frac{G}{H}$	$\frac{Ga}{G}$	$\frac{Ga}{0,7Z}$
	Ctr.			Ctr.			Ctr.			Ctr.			Ctr.		
Warschau-Wiener	—	—	—	4,35	0,380	2,67	—	—	—	4,13 3,92	1 1	4,73 4,99	—	—	—
K. Westfälische	—	—	—	7,09 6,29 6,62	0,587 0,606 0,6,6	6,27 6,02 6,02	—	—	—	6,21 6,13 6,06	0,735 0,765 1	6,38 4,93 5,76	—	—	—
Würtembergische Staatsbahn	6,29	0,567	5,27	6,99 5,56 5,75	0,559 0,697 1	4,94 5,81 6,68	—	—	—	6,37 5,38	0,691 1	4,26 4,72	—	—	—
	Mittelwerth aus sämmtlichen Ziffern		5,67			6,31			6,68			5,97			8,45
	Mittelwerth wenn die Zugkraft $0,5Z$ angenommen wird		7,94			8,83			9,35			8,36			11,41

NB. In Columne 5 sind die Zweigbahn- und Rangir-Maschinen durch ein Z resp. R bezeichnet.

Tabelle

der Gewichtsdimensionen, Zugkräfte und Gewichte KRAUSS'scher Locomotiven.

Gattung der Locomotiven.	4räderige Tender-Locomotiven. I. Personenzug.	4räderige Tender-Locomotiven. II. Personenzug.	4räderige Tender-Locomotiven. VI. Güterzug.	4räderige Locomotiven und Tender. IX. Personenzug.	4räderige Locomotiven und Tender. V. Personenzug.	6räderige Locomotiven und Tender. VII. Güterzug.	Bemerkungen
							Bei sämmtlichen Maschinen sind alle Räder gekuppelt.
Cylinder-Durchmesser	353 mm	307 mm	406 mm	406 mm	430 mm	508 mm	
Hub	560 -	600 -	610 -	610 -	690 -	660 -	
Raddurchmesser	1510 -	1510 -	1216 -	1576 -	1516 -	1238 -	
Radstand	2450 -	2450 -	2450 -	2750 -	2750 -	3175 -	
Heizfläche	73,0 □m	100,0 □m	93,3 □m	109,6 □m	115,7 □m	125,3 □m	feuerberührte
Dampfspannung	10 Atm.	10 Atm.	10 Atm.	10 Atm.	10 Atm.	10 Atm.	
Zugkraft der Maschine (65 % Kesseldruck)	3140 Kilogr.	3640 Kilogr.	5500 Kilogr.	4000 Kilogr.	5600 Kilogr.	9200 Kilogr.	
Gewicht (zugleich Adhäsionsgewicht.) Maschine leer	16,0 tons	19,0 tons	19,0 tons	22,5 tons	20,0 tons	28,0 tons	
Gewicht (zugleich Adhäsionsgewicht.) Im Dienst (ohne Vorräthe)	18,6 -	21,65-	22,4 -	26,7 -	24,2 -	32,3 -	
Gewicht (zugleich Adhäsionsgewicht.) Im Dienst (mit Vorräthen)	23,6 -	26,75-	27,6 -	—	—	—	
Kesselwasser	2,6 -	2,65-	3,4 -	4,2 -	4,2 -	4,3 -	
Tenderkastenwas.	3,8 -	4,1 -	4,2 -	—	2,75-	—	
Kastengewicht	1,2 -	1,0 -	1,0 -	—	—	—	
Achsenbelastung der Maschine leer. Erste Achse	7,9 -	8,5 -	9,0 -	11,2 -	9,8 -	9,8 -	
Achsenbelastung der Maschine leer. Zweite Achse	8,1 -	10,5 -	10,0 -	11,3 -	10,2 -	9,0 -	
Achsenbelastung der Maschine leer. Dritte Achse	—	—	—	—	—	9,2 -	
				nur Kesselfüllung.			
Der Maschine im Dienst (mit Tenderfüllung. Erste Achse	12,0 -	13,55-	14,0 -	13,3 -	12,0 -	11,0 -	
Der Maschine im Dienst (mit Tenderfüllung. Zweite Achse	11,6 -	13,2 -	13,6 -	13,4 -	12,2 -	10,5 -	
Der Maschine im Dienst (mit Tenderfüllung. Dritte Achse	—	—	—	—	—	10,8 -	
Auf 1 Kl. Zugkraft trifft Locomotivgewicht der Maschine im Dienst ohne Vorräthe)	5,9 Kilogr.	5,9 ilogr.	4,06 Kilogr.	6,6 Kilogr.	4,3 Kilogr.	3,5 Kilogr.	
Auf 1 □m Heizfläche (im Dienst ohne Vorräthe)	255 -	216 -	240 -	240 -	210 -	255 -	
Auf 1 □m Heizfläche trifft Zugkraft	43 -	36,4 -	59 -	36,5 -	48 -	73 -	

In der vorstehenden Tabelle sind die Dimensionen, resp. Gewichte einzelner Locomotiven nach Krauss'schem Systeme angegeben, bei denen principmässig immer das Adhäsionsgewicht gleich dem unvermeidlichen Gewichte ist. Es ist dazu nothwendig, dass das pro Quadratmeter Heizfläche erforderliche, unvermeidliche Gewicht auf ein Minimum herabgezogen wird.

Es ist bei diesen Maschinen noch hervorzuheben, dass das pro Quadratmeter erforderliche, unvermeidliche Gewicht sehr gering ist und zwar weit geringer als manche Zahlen der vorhergehenden Tabelle (siehe Columne $\frac{G}{H}$). Diese günstigen Resultate in Bezug auf das unvermeidliche Gewicht einer Locomotive werden bei den Krauss'schen Maschinen im Allgemeinen durch das Constructionssystem, im Speciellen durch die zweckmässige Construction der Details, durch die Qualität des Materials und durch die zweckmässige Verwendung des Materials in Bezug auf seine Festigkeit erreicht. Es ist hierbei auch auf die möglichst grösste Verwendung des Stahls Rücksicht genommen.

§ 22. Bewegende Arbeit der Locomotiven. — Wie im Capitel I. erwähnt, kommen bei der Bewegung eines Eisenbahnzuges allgemein zwei Zustände vor:

1) die bewegende Arbeit der Locomotive ist gleich der widerstehenden oder
2) die bewegende Arbeit der Locomotive ist grösser oder kleiner, als die widerstehende Arbeit.

Für den ersten Fall ist die Geschwindigkeit gleichförmig und Zugkraft und Zugwiderstand sind völlig im Gleichgewichte. Der zweite Fall tritt dagegen bei Geschwindigkeitsänderungen oder bei einer Aenderung der Zugkraft oder des Zugwiderstandes ein. Die bewegende Arbeit der Locomotiven wird dargestellt durch das Product $P\,V$, wobei P die auf dem Umfang der Triebräder reducirte Kraft des Dampfes und V die Zuggeschwindigkeit bezeichnet. Die Grösse dieser Arbeit ist sonach abhängig von der Dampfwirkung und von der Geschwindigkeit. Die Grösse der Zugkraft ist je nach den verschiedenen Gattungen von Maschinen verschieden und ebenso die Geschwindigkeit und zwar ist bei denjenigen Maschinen, bei denen die Zugkraft am grössesten, die Geschwindigkeit am kleinsten und bei den Maschinen, wo die Zugkraft am kleinsten, ist die Geschwindigkeit am grössten. Die bewegende Arbeit und die hierzu erforderlichen Dimensionen müssen bestimmt werden nach dem Maximum der widerstehenden Arbeit.

Das Maximum der Zugkraft der Locomotive wird allgemein zunächst durch die auf der Bahn vorhandenen grössten Steigungen von einer grösseren Länge bestimmt; die Länge der Steigung muss dabei aber eine solche Grösse haben, dass sie nicht mehr durch Anlauf, resp. durch die lebendige Kraft des Zuges überwunden werden kann.

Nach den Erläuterungen auf Seite 53 ist die Länge der Steigung, welche man mit einer Endgeschwindigkeit v_0 bei nicht vergrösserter Zugkraft überwinden will:

$$s = \frac{\frac{1}{2}\,(M + m)\,v_1^2 - v_0^2)}{\frac{1}{h} \cdot Q} \quad \text{oder}$$

$$s = \frac{h}{2\,g} \cdot \left(1 + \frac{q}{Q}\right)\left(v_2^2 - v_0^2\right).$$

Je nachdem die Zugkraft oder die Geschwindigkeit der Locomotive grösser oder kleiner ist, unterscheidet man:

1) Locomotiven für Schnellzüge;
2) - - gemischte Züge;

3) Locomotiven für Güterzüge;
4) - - Rangirdienst.

Bei den Locomotiven ad 1 ist die Geschwindigkeit verhältnissmässig am grössten und wird immer kleiner für 2, 3 und 4; dagegen ist die Zugkraft für Locomotiven ad 1 verhältnissmässig am kleinsten und für 2, 3 und 4 immer grösser.

Um die von den Locomotiven ausgeübte oder auszuübende Arbeit zu ermitteln, giebt es drei Wege: entweder wendet man rein theoretische Formeln an, oder man nimmt Formeln, welche unter Zugrundelegung von Indicator-Diagrammen gemacht sind, oder aber man ermittelt endlich die nutzbare Zugkraft der Locomotive direct durch Diagramme oder durch Dynamometer.

§ 23. Theoretische Formeln zur Berechnung der Wirkung des Dampfes in den Locomotiv-Cylindern. — Die mechanische Arbeit, welche von den Locomotiven bei Fortbewegung eines Zuges ausgeübt wird, ist $W \cdot v$, wenn W den von der Locomotive zu überwindenden Gesammtwiderstand und v die mittlere Zuggeschwindigkeit per Secunde darstellt.

1) Nach Reuleaux ist (Bornemanns Civilingenieur, 1847, p. 46) die Gesammtarbeit einer Locomotivmaschine bei der Bewegung des Dampfkolbens nach rechts:

$$F l p_0 \left\{ \frac{d - d_1}{l} + \frac{s + d}{l} \cdot \log\text{ nat.} \frac{s + d + a}{s + d} - \frac{p_2}{p_0}\left(\frac{u_1 - u}{l}\right) - \frac{p_2}{p_0}\left(\frac{s + d_1 + a_1}{l}\right) \log\text{ nat.} \frac{s + d_1 + a_1}{s + d_1} - \frac{w}{p_0} \right\}.$$ [1])

Hierbei ist

W = der von der Locomotive zu überwindende Gesammtwiderstand,
v = mittlere Zuggeschwindigkeit,
F = Kolbenfläche,
l = Kolbenhub (Schublänge),
p_0 = Spannung des in den Cylinder tretenden Dampfes,
d = Länge des Dampfeintritts in Bezug auf den Kolbenhub,
d_1 = Länge des Kolbenweges am Ende, während welcher schon Dampfeinströmung stattfindet,
s = Länge des schädlichen Raumes bezogen auf dem Cylinderdurchmesser,
a = Länge des Kolbenweges während der Expansion,
p_2 = Spannung im Ausströmungscanale, respective Blasrohre,
u = Weg des Kolbens während der Ausströmung,
u_1 = Fortsetzung und Beendigung des Weges des Kolbens beim Rückgange während der Ausströmung,
a_1 = Weg des Kolbens während der Einsperrung des Dampfes,
w = Spannung des vor dem Kolben befindlichen Dampfes.

2) Nach Redtenbacher (dessen Locomotivbau pag. 82) ist:

$$O\left\{\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right)\frac{l_1}{l} + \left(\frac{l_1}{l} + m\right)\log\text{ nat.}\frac{l + m\,l}{l_1 + m\,l} - \left(\frac{\alpha}{\beta} + r\right)\right\} = Z\frac{D\,\pi}{4\,l},$$

$$\text{oder } W = \frac{O \cdot 4\,l}{D\,\pi}\left\{\left(\frac{\alpha}{\beta} + p\right)\left(\frac{l_1}{l} + \left(\frac{l^1}{l} + m\right)\log\text{ nat.}\frac{l + m\,l}{l_1 + m\,l}\right) - \left(\frac{\alpha}{\beta} + r\right)\right\}.$$

[1]) Die Arbeit beim Linksgange des Kolbens ist:

$$F l p_0 \left\{ \frac{d_1 - d}{l} + \frac{s + d_1}{l} \log\text{ nat.} \frac{s + d_1 + a_1}{s + d_1} - \frac{p_2}{p_0}\frac{u - u_1}{l} - \frac{p_2}{p_0}\frac{s + d + a}{l} \log\text{ nat.} \frac{s + d + a}{s + d} - \frac{w}{p_0} \right\}.$$

(Anmerk. der Red.)

Hierbei ist:

W = der totale Widerstand des Zuges incl. Locomotive und Tender in Kilogrammen,
O = Kolbenfläche,
l = Kolbenhub,
D = Triebraddurchmesser,
$\alpha + \beta p$ = Gewicht eines Cubikmeters Dampf von der Spannung p,
l_1 = die Länge des Kolbenweges, bis der Dampf abgesperrt wird,
m = der Coëfficient für den schädlichen Raum, d. h. die Zahl, mit welcher man das Volumen $O.\,l$ multipliciren muss, um zu erhalten die Summe von dem Volumen eines Dampfcanales und dem Volumen zwischen Cylinderdeckel und Kolben, wenn dieser am Ende seines Weges ist,
r = mittlere Dampfspannung vor dem Kolben (Rückdruck).

Für die Geschwindigkeit v hat man nach Redtenbacher:

$$v = \frac{D\,\pi\,S}{4\,O\,l\left(\frac{l_1}{l} + m\right)\left(\alpha + \beta\,p\right)},$$

wobei die vorhergehenden Bezeichnungen gültig sind, v die mittlere Zuggeschwindigkeit und S die in jeder Secunde producirte Dampfmenge in Kilogr. bezeichnet.

Etwas sicherer als die vorstehenden theoretischen Formeln zur Bestimmung der von der Locomotive ausgeübten mechanischen Arbeit sind die aus Dampfdiagrammen abgeleiteten Formeln.

Kennt man nämlich den mittleren nutzbaren Dampfdruck auf den Kolben, so ist die mechanische Arbeit der Locomotive:

$$Z\,v = p_1\,\frac{d^2\,l}{D}\,v;$$

hierbei ist:

Z die auf die Kolben übertragene Zugkraft,
p_1 der mittlere nutzbare Dampfdruck pro Quadratzoll engl.,
d der Cylinderdurchmesser,
l der Kolbenhub,
D der Triebraddurchmesser und
v die Zuggeschwindigkeit.

Zur annähernden Bestimmung von p_1 hat man dann folgende aus Dampfdiagrammen hergeleiteten Formeln:

1) Nach Welkner ist:

$$p_1 = \frac{p}{90}\left(10\sqrt{a} - 22\right) \text{ Pfd.}$$

Hierbei ist:

p_1 der mittlere nutzbare Dampfdruck auf den Kolben pro Quadratzoll engl.,
p die Kesselpressung (Ueberdruck) pro Quadratzoll engl.,
a die Grösse der Admission in Procenten des Kolbenlaufs.

Es ist bei dieser Formel indessen ganz geöffneter Regulator vorausgesetzt und muss bei nur theilweiser Oeffnung des letzteren die Zahl p entsprechend modificirt werden.

2) Nach Clark ist:

$$p_1 = \frac{p}{100}\left\{13{,}5\sqrt{a} - 28\right\};$$

hierbei gelten die vorhergehenden Bezeichnungen, nur ist statt p der grösste Dampfdruck im Cylinder zu nehmen. Da hierbei p immer erst besonders bestimmt werden muss, so dürfte für Handrechnungen die Welkner'sche Formel vorzuziehen sein. Alle diese Formeln geben indess keine allgemein brauchbaren Resultate für die Arbeitsleistung des Dampfes in den Cylindern und ist der einzig sichere Weg nur die Ermittelung derselben durch Indicatordiagramme.

§ 24. Ermittelung der Arbeit durch Diagramme. Verschiedene Arten von Indicatoren, deren Anwendung und Prüfung. — Der Indicator wurde zur Ermittelung der im Cylinder einer Dampfmaschine zu jeder Zeit herrschenden Dampfspannung von Watt erfunden und auch zuerst angewendet.

Derselbe ist von Watt gleich in den Principien so construirt, wie er noch heute benutzt wird und sind die daran von verschiedenen Constructeuren vorgenommenen Abänderungen nur unwesentlicher Art. [2]

Die zur Ermittelung der bewegenden Arbeit des Dampfes bei Locomotiven angewendeten Indicatoren lassen sich im Allgemeinen eintheilen in solche, welche fortlaufende und in solche, welche geschlossene Diagramme geben.

Bei den ersteren ist die Bewegung des Papierstreifens, auf welchem das Diagramm aufgezeichnet wird, eine continuirlich fortlaufende, während bei den letzteren die Bewegung des Papierstreifens eine der Kolbenbewegung entsprechend hin- und hergehende ist.

Indicatoren für fortlaufende Diagramme sind von Gooch und Welkner zum Gebrauch für Locomotiven construirt. Gooch stellte überhaupt mit dem von ihm construirten Indicator an Locomotiven die ersten grösseren derartigen Versuche an.

Die Bewegung des Papierstreifens zur Aufzeichnung der Indicatorcurven geschieht bei dem Indicator von Gooch durch die Bewegung des Triebrades, während bei dem von Welkner angewendeten Indicator der Papierstreifen von der Kolbenstange in Bewegung gesetzt wird.

Indicatoren für geschlossene Diagramme sind von Mac Naught und Richard construirt. Mit dem ersteren sind in England von Clark und mit dem letzteren in Deutschland von Bauschinger Versuche angestellt.

Bei der Prüfung der Indicatoren ist hauptsächlich darauf zu sehen, dass die beweglichen Theile des Indicators möglichst leicht, dass der Dampfkolben auf seinem ganzen Wege im Cylinder möglichst gut schliesst und dabei aber doch so leicht geht, dass die Reibung nicht mit in Rechnung gebracht werden muss. Ebenso ist darauf zu sehen, dass der den Dampfzufluss nach dem Indicator regulirende Hahn eine genügende Oeffnung hat, damit der Dampf beim Durchgange durch dieselbe nicht expandirt.

Der von Welkner zu seinen Versuchen für outside Maschinen construirte Indicator ist in Figur 7 und 8, Tafel II, dargestellt. Das kleine Rohr b stellt die Verbindung des Dampfcylinders A der Locomotive mit dem Indicatorcylinder a her, welche vermittelst eines kleinen Hahnes jederzeit wieder aufgehoben werden kann. In dem Cylinder a bewegt sich ein kleiner dampfdicht schliessender Kolben,

[2] Der allerneueste Indicator von Ashton und Storey, welcher (in Verbindung mit der sogenannten Planimeterscheibe) die von einer Dampfmaschine verrichtete mechanische Arbeit anschreibt, wird sehr gelobt und findet sich beschrieben und abgebildet im »Techniker«, dem Beiblatte zum österr. Oeconomisten, Jahrg. 1872, p. 242. (Anmerk. d. Red.)

dessen Kolbenstange mit der Doppelfeder d fest verbunden ist. Die Durchbiegungen dieser Feder sind durch directe Belastungen und durch directe Dampfdruckversuche bestimmt. Am Ende der Kolbenstange ist ferner ein durch eine Spiralfeder niedergehaltener Bleistift c angebracht, welcher bei einer eintretenden Durchbiegung der Feder d auf einem unter demselben befindlichen Papierstreifen die von dem Kolben gemachten Wege, welche den betreffenden Dampfpressungen proportional sind, aufzeichnet. Durch den Kreuzkopf B wird ferner der Hebel S so mit dem Dampfkolben der Locomotive in Verbindung gebracht, dass derselbe genau den Bewegungen des Kolbens im Cylinder folgt. An seinem oberen Ende trägt der Hebel S zwei Sperrkegel g und g_1, welche durch zwei Federn i und i_1 mit dem fein getheilten Sperrrade h in stetem, aber wechselnden Eingriffe erhalten werden. Das Sperrrad h bewegt sich mit seinem Umfange stets in derselben Richtung fort, wenn der Hebel S mit dem Kolben seine hin- und hergehenden Bewegungen macht. Es ist daher die Drehbewegung des Sperrrades, abgesehen von dem Fehler, welcher in den Bewegungen der Hebel und Sperrkegel seinen Grund hat, genau proportional der beschleunigten oder verzögerten Bewegung des Kolbens. Auf der Achse k befinden sich ausser dem Sperrrade noch Scheiben l, zwischen welchen die Rolle m sich lose bewegt; die letztere kann jederzeit vermittelst einer kleinen Schraube n festgestellt werden, so dass dieselbe alsdann genau die Drehbewegung des Sperrrades h mitmacht. Auf der Rolle m wird, wenn dieselbe durch die Schraube n festgeklemmt ist, ein Papierstreifen ganz entsprechend den Bewegungen des Sperrrades und folglich auch des Dampfkolbens der Locomotive aufgewickelt. Der Papierstreifen p kommt von der Rolle o, deren Zapfen etwas festgeklemmt sind, so dass der Bewegung des Papierstreifens immer ein gewisser Widerstand sich entgegensetzt. Während der Bewegung des Papierstreifens von der Rolle o nach der Rolle m macht gleichzeitig der Bleistift c eine rechtwinklig auf der ersteren stehende Bewegung.

Es geht aus dem Vorhergehenden hervor, dass die Wege, welche der Papierstreifen unter den Schreibstiften c und e, welcher letztere feststeht und die der atmosphärischen Pressung entsprechende gerade Linie auf den Diagrammen verzeichnet, macht, proportional sind den Bewegungen des Kolbens, und dass sonach jeder Längeneinheit des Kolbenweges ein aliquoter Wegtheil auf dem Papierstreifen entspricht.

§ 25. Beschreibung eines mit dem Welkner'schen Indicator erhaltenen Diagrammes. — Figur 13, Tafel II stellt einige Diagramm dar, welche während der Fahrt bei 91,4 m (300′ engl.) Kolbengeschwindigkeit pro Minute und bei 46 Procent Admission erlangt ist. Der Dampfdruck im Kessel betrug dabei 90 Pfd. pro Quadratzoll engl.

Das Diagramm ist in $\frac{1}{2}$ der wahren Grösse nachgebildet.

Die untere, horizontale Linie oder Abscissenachse gilt für 0 Pfd. Pressung, entspricht sonach derjenigen Spannung des Dampfes, welche der atmosphärischen Pressung gleich ist. Die der Abscissenachse folgenden Parallen gelten alsdann für je 10, 20, 30 u. s. w. Pfd. Dampfspannung (Ueberdruck). Die verticalen Ordinaten gelten für die Bewegung des Kolbens im Cylinder, dieselben werden an den Endpunkten durch das Diagramm selbst festgestellt. Beim Anfange der Bewegung des Kolbens für den Vorwärtsgang ist der Kolben im Ruhestand und der Dampf strömt ungehindert vermöge des Voreilens ein, es bildet sich dadurch eine gerade verticale Linie, welche die Endpunkte des Kolbenweges genau genug markirt.

Wegen der kleinen Fehler durch die Bogenwege des Hebels ist eine richtige Eintheilung des ganzen Kolbenlaufes von Wichtigkeit; hierfür ist eine entsprechende

Theilung bei Bewegung des Apparats und gleichzeitiger Messung der Kolbenwege angefertigt.

Ferner ist zu berücksichtigen, dass die Diagramme in dem Maasse von verschiedener Länge werden, je nachdem die aufgewickelte Papierrolle grösser oder kleiner wird.

Fertigt man sich nun einen Maassstab für das grösste Diagramm, so kann man denselben durch schräges Ueberlegen auch für die kleineren Diagramme verwenden.

Die mit diesem Indicator beschriebenen Diagramme müssen erst noch umgezeichnet werden und sind in Figur 14 und 15, Tafel II, solche von Welkner erhaltene und nachträglich umgezeichnete Diagramme dargestellt.

Einige von Bauschinger erhaltene, gleich geschlossene Diagramme sind in den folgenden Holzschnitten Figur 4, 5, 7, 9, 11 dargestellt. Denselben sind noch sogenannte Dampfvertheilungsdiagramme Figur 3, 6, 8, 10 beigefügt, welche für jede Stellung des Kolbens die betreffende Schieberöffnung für einströmenden oder ausströmenden Dampf ergeben.

Maschine »Ampfing«. Stephenson'sche Steuerung.

Fig. 3.

1. Zahn. Füllungsgrad = h. 0,14; v. 0,19.

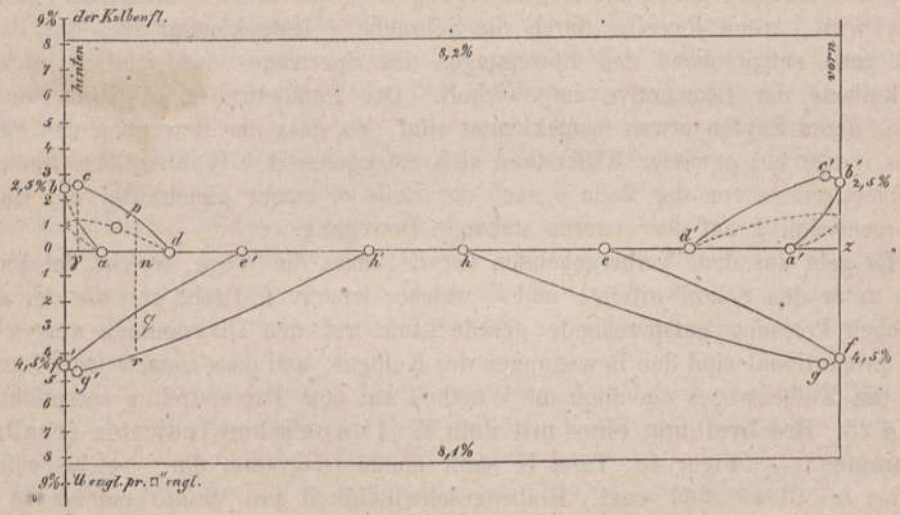


Fig. 4.

119 Touren = 7,9' engl.
Regul. 1/2 offen. Blasr. 1/4 gesp.
Ksp. 94 Pfund.

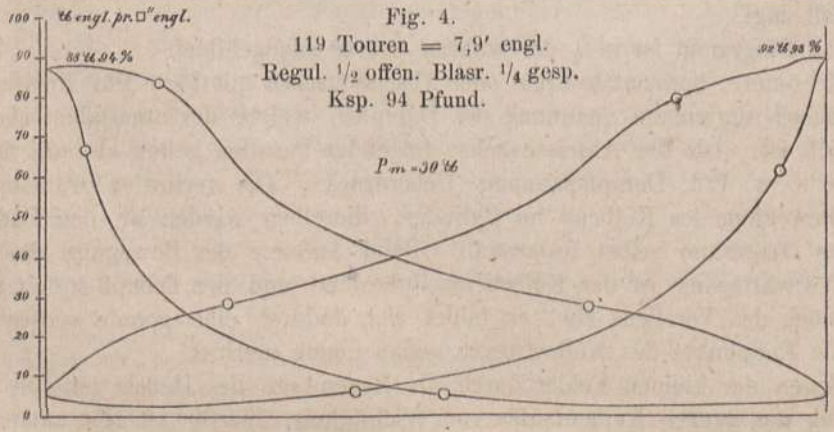


Fig. 5.
144 Touren = 9,6′ engl. Regul. 1/8 offen. Blasr. offen. Ksp. 71 Pfund.

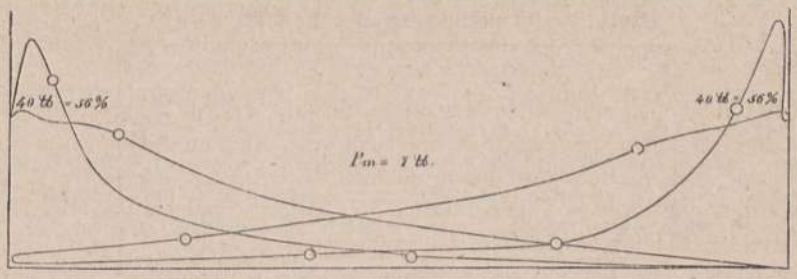


Fig. 6.
4. Zahn. Füllungsgrad = h : 0,33 ; v : 0,43.

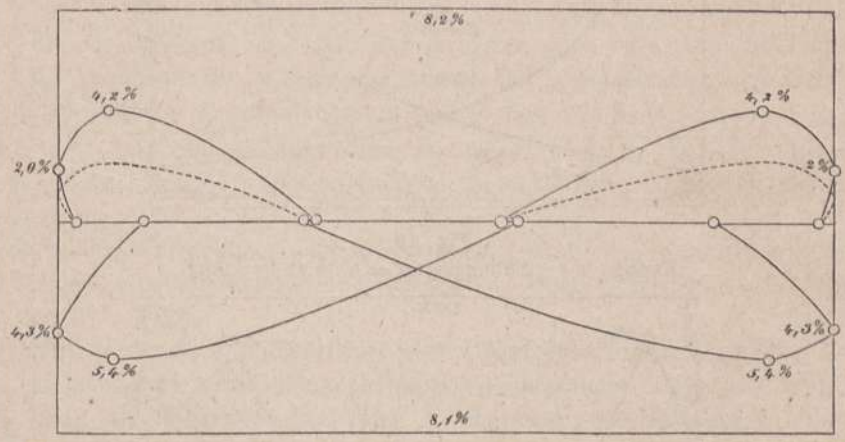
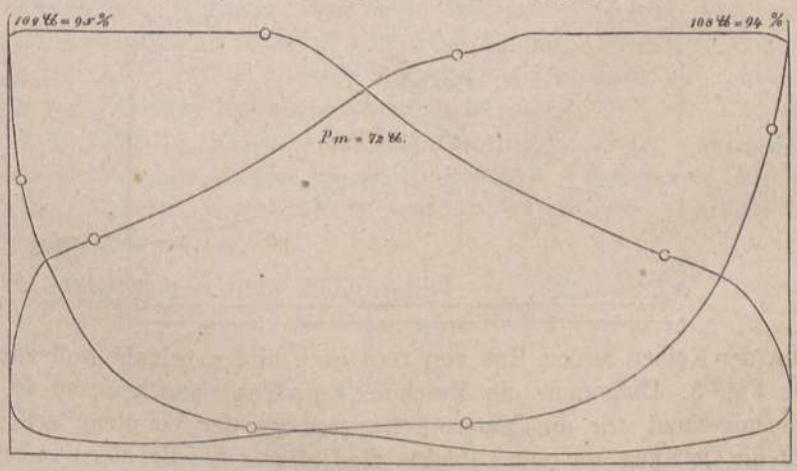


Fig. 7.
84 Touren = 5,6′ engl. Regul. 1/2 offen. Blasr. 1/4 gesp. Ksp. 115 Pfund.



Maschine »Kufstein«. Meyer'sche Steuerung.

Fig. 8.

Expbg. = 0,1; Füllungsgrad = h: 0,12; v: 0,14.

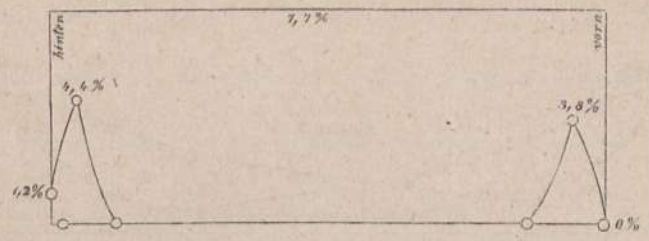


Fig. 9.

83 Touren = 5,1' engl. Regul. 3; Blasr. offen; Cond. zu. Ksp: 77 Pfund.

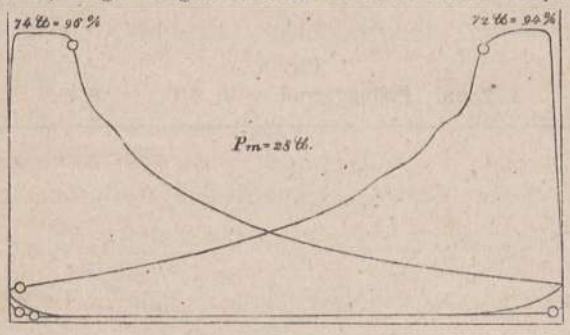


Fig. 10.

Expbg: 0,4. Füllungsgrad = h: 0,25; v: 0,34.

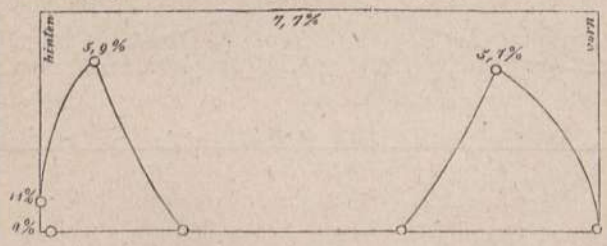
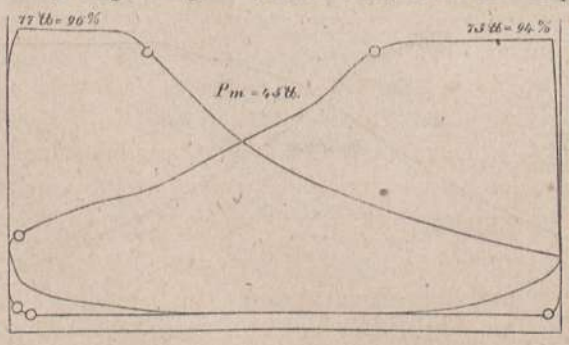


Fig. 11.

429 Touren = 7,9' engl. Regul. 4; Blasr. offen, Cond. zu. Ksp: 80 Pfund.



Wenn der Kolben seinen Hub von vorn nach hinten beinahe vollendet hat und bei *a* (siehe Fig. 3, Diagramm der Maschine Ampfing) angekommen ist, so wird der Einströmungscanal für die hintere Seite vermöge der Voreilung schon geöffnet und erreicht die Oeffnung am todten Punkte die Grösse *o b*. Bei der nun beginnenden

Bewegung des Kolbens von hinten nach vorn steigt die Grösse der Einströmung bis γC und wird, wenn der Kolben in d angelangt ist, geschlossen. Die Admissionsperiode dauert also von a bis d. Von d ab beginnt die Expansion des Dampfes und dauert bis e, wo der Ausströmungscanal bereits geöffnet wird. Am todten Punkte wird der Ausströmungscanal um die Grösse zf geöffnet und erreicht diese Oeffnung ein Maximum beim Rückgange des Kolbens in g und nimmt alsdann bis zu der Stellung des Kolbens in h ab, wo die Ausströmung geschlossen wird. Von hier ab beginnt die Compression und dauert bis a, wo dann wieder die Einströmung beginnt.

Für die andere Cylinderseite gelten die mit einem Strich versehenen Buchstaben in Bezug auf die Dampfvertheilung.

Für irgend eine Kolbenstellung $p\ n\ r$ ist also:

1) bei der Bewegung des Kolbens von vorn nach hinten: auf der hinteren Seite der Ausströmungscanal in h bereits geschlossen und der Einströmungscanal wird erst in a geöffnet; es findet sonach Compression statt; auf der vorderen Seite ist die Ausströmung um die Grösse $n\ q$ offen und zwar schon von e_1 an;
2) bei der Bewegung des Kolbens von hinten nach vorn: auf der hinteren Seite des Kolbens der Einströmungscanal um $n\ p$ geöffnet; auf der vorderen Seite ist der Ausströmungscanal schon um $n\ r$ geöffnet.

Bei den Vertheilungsdiagrammen ist ferner noch an den Hauptpunkten die Grösse der Einströmungs-, respective Ausströmungsöffnung in Procenten der Kolbenfläche angegeben.

Die in den Vertheilungsdiagrammen noch enthaltenen, punktirten Linien geben die Grösse der Schieberöffnungen an, wenn keine Hülfseinströmung, also kein Canalschieber vorhanden wäre.

Bezüglich der Hauptdimensionen der beiden Maschinen Ampfing und Kufstein, von denen die nebenstehend enthaltenen Diagramme dargestellt sind, sei noch bemerkt, dass die Maschine Ampfing zwei gekuppelte Triebachsen von 1575^{mm} (5′ 2″ engl.) Durchmesser, 406^{mm} (16″ engl.) Cylinderdurchmesser bei 610^{mm} (24″ engl.) Kolbenhub und die Maschine Kufstein eine Triebachse von 1676^{mm} (5′ 6″ engl.) Durchmesser und einen Cylinderdurchmesser von 381^{mm} (15″ engl.) bei 559^{mm} (22″ engl.) Kolbenhub besass.

Für die Welkner'schen Diagramme sei noch bemerkt, dass die in Figur 14, Tafel II, dargestellten Diagramme von einer Maschine entnommen sind, welche zwei gekuppelte Triebachsen von 1524^{mm} (5′ engl.) Durchmesser, 381^{mm} (15″ engl.) Cylinderdurchmesser bei 610^{mm} (24″ engl.) Kolbenhub hat, und zwar bei verschiedenen Admissionen, aber bei derselben Kolbengeschwindigkeit von 91,4^{m} (300′ engl.) pro Minute, während die in Figur 15, Tafel II, dargestellten Diagramme für verschiedene Admissionen von einer Maschine entnommen sind, welche drei gekuppelte Triebachsen von 1219^{mm} (4′ engl.) Durchmesser, 483^{mm} (19″ engl.) Cylinderdurchmesser und 686^{mm} (27″ engl.) Kolbenhub besass.

§ 26. Allgemeines über Diagramme. — Betrachtet man die verschiedenen Wirkungsperioden des Dampfes, so kann man zunächst zwei Hauptperioden unterscheiden und zwar:

1) wo der Dampf als bewegende Kraft und
2) wo derselbe als widerstehende Kraft auftritt.

Beim Anfange des Kolbenhubes findet der Dampf vermöge der Voreilung des Schie-

bers schon eine bestimmte Einströmungsöffnung vor; ferner ist in dem Raume, in welchen der frische Dampf eintritt, vermöge der Compression schon eine bestimmte Spannung, welche nicht bedeutend von der des einströmenden Dampfes abweicht, vorhanden.

Der Schieber öffnet nun während eines durch die Steuerung bestimmbaren, vom Kolben durchlaufenen Weges und schliesst den Dampf ab, bevor der Kolben seinen ganzen Hub vollendet hat. Die Länge des Kolbenweges, während welches nun frischer Dampf eintritt, wird die Admission genannt und drückt man dieselbe gewöhnlich in Procenten des ganzen Kolbenhubes aus.

Nachdem der Dampf im Cylinder abgesperrt ist, beginnt die Expansion desselben und dauert die letztere so lange fort, bis die vor Ende des Kolbenlaufs schon anfangende Ausströmung beginnt. In den Bauschinger'schen Diagrammen sind die Anfangs- und Endpunkte der verschiedenen Perioden der Dampfwirkung durch Punkte markirt.

Es sind also auf der einen Seite des Kolbens die Admission, Expansion und ein Theil der Exhaustion thätig und zwar für diejenige Seite, wo der Dampf als bewegende Kraft auftritt.

Hat der Kolben nun seinen Lauf vollendet und beginnt der Rücklauf, so dauert zunächst die bereits vor Beginn des Rücklaufs angefangene Exhaustion noch fort, bis ebenfalls die Exhaustion beendet wird und es beginnt alsdann die Compresion, bei deren Beendigung sogar schon frischer Dampf auf der Rückseite des Kolbens mit als widerstehende Kraft auftritt.

Man hat also für die Seite, wo der Dampf als widerstehende Kraft auftritt, den grössten Theil der Exhaustion, die Compression und einen geringen Theil der Admission.

Es geht aus dem Vorstehenden hervor, dass der Dampf im Cylinder während seiner verschiedenen Wirkungsperioden verschiedene Spannungen und sonach auch verschiedene Temperaturen besitzt. Da nun der Dampf hauptsächlich von den Cylinderwänden eingeschlossen wird, so müsste, wenn diese letzteren keinen Einfluss auf das Verhalten des Dampfes ausüben sollten, die Temperatur der Cylinderwände der betreffenden Spannungstemperatur immer entsprechen.

Dieses Letztere ist aber nicht möglich und nehmen vielmehr die Cylinderwände eine mittlere Temperatur an, welche um so mehr von der des frisch einströmenden Dampfes abweicht, je grösser die Abkühlung des Cylinders, je stärker die Expansion und je langsamer die Kolbengeschwindigkeit ist. Zur Erhaltung dieser mittleren Temperatur wird den Cylindern stets Wärme mitgetheilt durch den frisch einströmenden Dampf. Dieser Letztere verliert natürlich durch Abgabe von Wärme an Spannung und wird gleichzeitig theilweise condensirt. Da die mittlere Temperatur der Cylinderwände abhängig ist von der Abkühlung derselben nach aussen, so muss natürlich dieselbe für Outside und Inside Maschinen verschieden sein.

Der in den Cylindern vorhandene Dampf ist stets mit einer gewissen Menge Wasser gemischt und zwar rührt nach den Versuchen von Bauschinger das Wasser hauptsächlich von der oben erwähnten theilweisen Condensation des frisch einströmenden Dampfes an den Cylinderwänden her.

Im Allgemeinen ist hier noch zu bemerken, dass die verschiedenen Steuerungen von erheblichem Einflusse auf die Form der Diagramme, respective auf die Arbeitsleistung einer bestimmten Dampfmenge sind und muss in dieser Beziehung auf Capitel IX dieses Bandes verwiesen werden.

Wird nun das Diagramm benutzt, um daraus die Leistung einer Locomotive zu berechnen, so muss man die Durchschnittsspannung vor und hinter dem Kolben berechnen, deren Differenz alsdann die mittlere nutzbare Dampfspannung ergiebt.

§ 27. 1) Dampf als bewegende Kraft im Cylinder. a) Admission. — Während der Admission ist die Linie des Diagramms mehr oder minder gerade; nur gegen das Ende der Admission fällt diese Linie und bildet während des Abschliessens des Schiebers schon den Beginn der Expansion.

Am Ende der Admission schliesst nämlich der Schieber die Zuflussöffnung ab und es fällt dieses Schliessen gewöhnlich an die Stelle des Cylinders, wo der Kolben die grösste Geschwindigkeit besitzt. Es muss daher der gegen das Ende der Admission geringer werdende Querschnitt der Einströmungsöffnung eine um so grössere Geschwindigkeit des eintretenden Dampfes erforderlich machen, und hat daher die Expansionslinie stets einen convexen Uebergang in die Admissionslinie.

Die Höhe der Diagrammlinie über der Absscissenachse oder die mittlere Dampfspannung im Cylinder während der Admission ist zunächst abhängig von der Dampfspannung im Schieberkasten, der Grösse der Schieberöffnung, der Grösse der Admission und der Kolbengeschwindigkeit; die Schieberkastenspannung ist aber wieder abhängig von der Kesselspannung und der Grösse der Regulatoröffnung.

Es ist daher allgemein der Admissionsdruck im Cylinder desto grösser, je höher die Kesselspannung, je kleiner die Füllung und die Kolbengeschwindigkeit und je grösser die Regulator- und Schieberöffnung ist.

Der Einfluss der Oeffnung des Regulators in Bezug auf die im Schieberkasten herrschende Dampfspannung ist sehr bedeutend. Nach Welkner ist bei einer Regulatoröffnung von $\frac{1}{40}$ des Kolbenquerschnitts die Differenz zwischen Kessel- und Schieberkastenpressung schon mindestens 20 Procent. Nach Versuchen von Gouin und Lechatelier ist bei einer Regulatoröffnung von $\frac{1}{80}$ des Kolbenquerschnitts die Schieberkastenpressung nur 50 Procent der Kesselpressung.

Hiermit stimmen auch die auf der Oesterreichischen Staatsbahn in Temesvar mit der Maschine Leopoldstadt angestellten Indicatorversuche, wobei das Verhältniss zwischen der Regulatoröffnung und der Kolbenfläche $\frac{1}{117}$ betrug.

Bei einer mittleren Füllung von 76 Procent, mittleren Compression von 11,8 Procent, betrug bei einer Kesselspannung von 70 Pfd. und 78 bis 174 Umdrehungen der Verlust an Dampfspannung im Schieberkasten 46 bis 67 Procent.

Bei einer mittleren Füllung von 44,5 Procent und mittleren Compression von 16 Procent betrug bei einer Kesselspannung von 70 Pfd. und 138—168 Umdrehungen der Verlust an Dampfspannung 43—50 Procent.

Bei einer mittleren Füllung von 31 Procent und mittleren Compression von 25 Procent betrug bei 70 Pfd. Kesselspannung und 120—186 Umdrehungen der Verlust an Dampfspannung 7—14 Procent.

Es geht aus diesen Versuchen ferner noch hervor, dass der Einfluss der Grösse der Regulatoröffnung desto bedeutender ist, je grösser die Admission und je grösser die Geschwindigkeit der Maschine ist.

Es dürfte im Allgemeinen wohl als annähernd richtig anzusehen sein, wenn die grösste Regulatoröffnung gleich der grössten Schieberöffnung gemacht wird.

§ 28. Dampf als bewegende Kraft im Cylinder. b) Expansion. — Zur Bestimmung der Expansionsarbeit des Dampfes bei Locomotiven ist keine sichere Formel vorhanden.

Die Abkühlung des Dampfes im Cylinder während der Admission und nachherige Verdampfung von Wasser während der Expansion lässt nicht zu, dass irgend eine der gewöhnlich angewendeten Formeln richtige Resultate giebt, d. h. solche Resultate, welche mit den aus Indicatordiagrammen sich ergebenden übereinstimmen.

Einige der wichtigeren Formeln für die Expansion des Dampfes sind (siehe Bauschinger, Indicatorversuche)

1) Formel von Redtenbacher:

$$p = \frac{V}{V_0}(0{,}284 + p_0) - 0{,}284, \text{ wobei}$$

p die Anfangs- und

p_0 die Endpressung des expandirenden Dampfes in Atmosphären und

V und V_0 die betreffenden Volumina bezeichnen.

2) Das Mariotte'sche Gesetz.

Hiernach ist unter Beibehaltung der vorhin angegebenen Bezeichnung:

$$\frac{p}{p_0} = \frac{V_0}{V}.$$

3) Rankine nimmt an, dass bei Maschinen mit Dampfmänteln der expandirende Dampf von den Cylinderwänden so viel Wärme erhält, dass er trocken wird, aber dann auch wegen der nun stattfindenden schlechten Wärmeleitungsfähigkeit in diesem Zustande und zwar gesättigt bleibe. Unter Zugrundelegung der Zeuner'schen Tabellen für die Dichtigkeit des trocknen, gesättigten Wasserdampfes hat Bauschinger die hieraus resultirende Expansionscurve berechnet und eingezeichnet.

4) Die mechanische Wärmetheorie stellt für den Zusammenhang zwischen Volumen und Spannung des Dampfes während seiner Expansion im Cylinder Formeln auf, die unter der Voraussetzung berechnet sind, dass dem Dampfe von den Cylinderwänden weder Wärme mitgetheilt noch entzogen wird. Hiernach ist:

$$\log x = \log r_0 x_0 - \log r + 0{,}001107 \left\{1{,}0224 \frac{273 + t_0}{r_0 x_0} - 1\right\}(t_0 - t),$$

$$\frac{V}{V_0} = \frac{u x + \delta}{u_0 x_0 + \delta}.$$

Hierbei ist:

t_0 und t die betreffende Temperatur des expandirenden Dampfes beim Anfange und an irgend einem Punkte der Expansion,

V_0 und V dessen Volumina,

u_0 und u dessen specifisches Volumen (Volumen der Gewichtseinheit) unter der Voraussetzung, dass er trocken und gesättigt ist, vermindert um das specifische Volumen δ des Wassers, was für Meter und Kilogr. zu 0,001 angenommen werden darf.

Die Werthe für r und r_0 findet man in Zeuner's neuer Tabelle für gesättigte Wasserdämpfe (Dingler's Journ. 1863, Bd. 168, pag. 84).

x und x_0 endlich bedeuten die Gewichtsmengen trocknen, gesättigten Dampfes, welche in der Gewichtseinheit des vorhandenen Dampfes enthalten sind.

Eine Vergleichung dieser theoretischen Expansionscurven (siehe Figur 16 und 17, Tafel II) mit der wirklichen zeigt sofort, dass letztere bedeutend unter den ersteren

bleibt und zwar ist diese Abweichung viel bedeutender, als die Differenzen der theoretischen Curven unter einander selbst.

In den Figuren 16 und 17, Tafel II, ist nämlich die äussere, obere Linie die durch den Indicator sich ergebende Expansionscurve. Nach der Redtenbacher'schen Formel ist die Curve durch eine gestrichelte Linie ------ angegeben. Die nach dem Mariotte'schen Gesetze sich ergebende Linie ist ganz ausgezogen. Die nach den Rankine'schen Annahmen gezeichnete Linie ist gestrichelt und punktirt -·-·-·-·- dargestellt. Die nach der mechanischen Wärmetheorie sich ergebende Curve ist zuerst unter der Annahme berechnet, dass am Beginne der Expansion trockner gesättigter Dampf vorhanden, also $x_0 = 1$ sei; es ergiebt sich hieraus die durch -o-o-o- bezeichnete Linie. Weiter ist alsdann angenommen, dass der Dampf am Beginne der Expansion 70 Procent und 40 Procent Wasser enthalte, dass also $x_0 = 0{,}30$ resp. $x_0 = 0{,}60$ sei und daraus die mit -+-+-+- bezeichnete Curve erhalten. Der Grund dieser Abweichungen liegt eben, wie vorhin erwähnt wurde, darin, dass der Dampf eine grosse Menge Wasser mit sich führt, welche im Cylinder theilweise verdampft.

Es ist bei der Betrachtung der Expansionscurve, respective der Expansionsarbeit verschiedenen Umständen Rechnung zu tragen.

Zunächst ist vor allen Dingen zu berücksichtigen, dass weder Kolben noch Schieber so genau dicht halten werden, dass nicht ein Einfluss der Undichtigkeit dieser Organe vorhanden sein sollte. Die Undichtigkeit tritt aber um so stärker hervor, je grösser die Differenz der Dampfspannungen in den abgeschlossenen Theilen ist.

Ferner hat der Cylinder, respective die Wände des Cylinders nicht immer die der betreffenden Dampfspannung entsprechende Temperatur wegen der Einwirkung der äusseren Luft und der Expansion. Der in die Cylinder eintretende Dampf hat, wie schon erwähnt, eine höhere Temperatur als die Cylinderwände; in Folge dessen verliert der Dampf schon während der Admission an Temperatur und Spannung; ebenso ist der vom Locomotivkessel kommende Dampf immer mehr oder weniger nass.

Das Höherbleiben der Spannung im Cylinder am Ende der Expansion wird wesentlich dadurch erleichtert, dass der Dampf beim Beginn der Expansion eine mehr oder weniger grosse Menge Wasser enthält, das anfangs die Temperatur des Dampfes hat und unter dessem Druck sich befindet, dann aber während der Expansion einem geringeren Drucke ausgesetzt wird und dadurch sehr rasch verdampft.

Ueber die Menge des im Dampfe enthaltenen mechanisch mit aus dem Kessel fortgerissenen Wassers sind verschiedentlich Beobachtungen angestellt und hat man dieselbe bis über 30 Procent gefunden. Bauschinger fand bei seinen Versuchen, dass während der Expansion etwa die Hälfte des mechanisch beigemengten Wassers verdampft.

§ 29. 2) Dampf als widerstehende Kraft im Cylinder. Ausströmung und Compression. — Bevor der Kolben seinen Lauf vollendet hat, beginnt die Ausströmung des expandirenden Dampfes.

Tritt der Kolben nun seinen Rückweg an, so ist ein Theil des expandirten Dampfes schon fort.

Der im Cylinder befindliche Dampf, welcher als widerstehende Kraft wirkt, übt auf den Kolben einen Rückdruck aus, der um so grösser ist, je grösser die Geschwindigkeit des Kolbens und je kleiner die Austrittsöffnung des Dampfes ist.

Der ausströmende Dampf tritt durch das Blasrohr in den Schornstein.

Es ist klar, dass bei einer rationellen Construction der Ausströmungsöffnungen

dieselben im kleinsten Querschnitte gleich dem Querschnitte des Blasrohres mindestens zu nehmen sind.

Bauschinger fand bei seinen Versuchen folgende Resultate über den Einfluss der Grösse des Blasrohres auf den Rückdruck:

Geschwindigkeit, Umdrehungen pr. Minute.	Druck beim Beginn der Ausströmung in Pfund engl. pr. □Zoll engl.		Blasrohröffnung in Procenten der Kolbenfläche.	Gegendruck in Pfund engl. pr. □Zoll engl.		Bemerkungen.
94	58		9,4	3		Füllung hinten = 0,33
84	52		7,8	3		- vorn = 0,43
79	58		6,2	$8\frac{1}{2}$		
94	55		3,0	10		
179	22		13	$2\frac{1}{4}$		Füllung hinten = 0,32
191	22		8,8	3		- vorn = 0,41
72	37		13	$3\frac{1}{4}$		- hinten = 0,51
171	38		10	7		- vorn = 0,60
	hinten	vorn		hinten	vorn	
130	19	24	11,8	$\frac{1}{2}$	2	Füllung hinten = 0,14
149	21	27	9,5	3	5	- vorn = 0,27
127	33	35	7,6	5	$6\frac{1}{2}$	- hinten = 0,21
143	39	41	11,8	$3\frac{1}{2}$	$5\frac{1}{2}$	- vorn = 0,35
92	40	42	11,8	$\frac{1}{2}$	1	
162	14		9,2	4		Füllung hinten = 0,17
185	16		3,6	$6\frac{1}{2}$		- vorn = 0,23
134	18		9,2	$4\frac{1}{2}$		- hinten = 0,22
164	11		4,4	7		- vorn = 0,29
92	50		12,2	3		Füllung hinten = 0,58
96	$46\frac{1}{2}$		8,3	9		- vorn = 0,57

Die Wirkung des Dampfes als widerstehende Kraft ist ferner abhängig von der Grösse der Füllung und der Kolbengeschwindigkeit. Diese letztere ist namentlich bei hohen Kolbengeschwindigkeiten für die mittlere Kolbenstellung bedeutend und ist um so mehr von Einfluss, als die Ausströmungsöffnung durch den Schieber etwa nur $\frac{1}{20}$ des Kolbenquerschnitts beträgt.

Bei der Ausströmung kann auch der Rückdruck noch dadurch wesentlich vermehrt werden, dass der bei bestimmten Kolbenstellungen von beiden Cylindern gleichzeitig ausströmende Dampf vor dem Ausgange durch das Blasrohr in unrichtiger Weise zusammentrifft. Während nämlich aus dem einen Cylinder der Dampf ausströmt und der Kolben etwas über den halben Hub vollbracht hat, so beginnt bei dem anderen Cylinder auch bereits die Ausströmung. Da bei diesem letzteren Cylinder der Dampf mit noch höherer Spannung ausströmt, als bei dem ersten Cylinder, so ist klar, dass der noch höher gespannte Dampf einen schädlichen Einfluss auf die Ausströmung, respective Rückdruck im ersten Cylinder ausüben wird und zwar um so schädlicher, je länger der gemeinschaftliche Dampfausströmungsweg beider Cylinder vor dem Blas-

rohre ist und je mehr die Richtung des einzelnen Ausströmungsrohres von der Richtung des Blasrohres abweicht.

Die Compression.

Ist die Ausströmung des Dampfes beendet, so beginnt sofort die Compression des noch im Cylinder enthaltenen Dampfes. Der Dampf wird dabei bis zu einer Spannung comprimirt, welche eine höhere Temperatur hat, als die Cylinderwand besitzt. Es tritt alsdann eine theilweise Condensation des Dampfes ein.

Die höchste Compressionsspannung ist abhängig von der Spannung am Ende der Ausströmung, respective am Anfange der Compression, von der Dauer der Compression und von der Temperatur des Cylinders.

Ob die Compression vortheilhaft ist oder nicht, lässt sich nur dadurch bestimmen, dass man untersucht, ob die Dampfersparniss oder der durch die Compression entstehende schädliche Rückdruck mehr kostet.

Die Compression hebt den nachtheiligen Einfluss der schädlichen Räume theilweise auf, da durch dieselbe die schädlichen Räume mit Dampf, dessen Spannung fast immer eben so gross als diejenige des frischen Dampfes, ausgefüllt werden, und wird gleichzeitig hierdurch der Admissionsdruck möglichst gross und möglichst nahe der Kesselspannung.

Ferner bildet der comprimirte Dampf ein elastisches Kissen vor dem Kolben, wodurch, namentlich bei dem schnellen Gange der Locomotiven, Stösse möglichst vermieden werden.

Es kann aber unter gewissen Umständen eintreten, dass durch die Compression der noch im Cylinder zurückgebliebene Dampf eine höhere Spannung erhält, als die des frisch einströmenden Dampfes beträgt. Es bilden sich alsdann sogenannte Schlingen bei den Diagrammen (siehe Figur 5, pag. 91). Die in der Schlinge enthaltene Fläche ist als negative Arbeit von der Fläche des Diagramms abzusetzen und wirken dieselben sonach als widerstehende Arbeit. Diese Erscheinung kann auftreten, wenn bei hohen Expansionsperioden der Regulator eine sehr kleine Oeffnung hat, oder wenn bei geöffnetem Regulator die Kesselspannung sehr niedrig ist. Die in Figur 5, pag. 91 vorhandenen Schlingen sind durch zu geringe Regulatoröffnung entstanden.

Wenn nach Bauschinger die wirkliche Compressionscurve mit der theoretischen verglichen wird, so findet ebenfalls keine Uebereinstimmung statt; nur ist dabei der Unterschied, dass hierbei die wirkliche Compressionscurve unter der theoretischen bleibt. In Figur 16 und 17, Tafel II, sind nun diese theoretischen Compressionscurven eingezeichnet und zwar ist in Figur 16 die nach der mechanischen Wärmetheorie unter der Voraussetzung, dass zwischen Dampf und Cylinderwänden kein Wärmeaustausch stattfindet und dass der Dampf anfangs 40 Procent Wasser enthält, entwickelte Curve durch eine mit -+-+-+- bezeichnete und die nach dem Mariotte'schen Gesetze durch eine gestrichelte Linie ----- dargestellt; ebenso ist in Fig. 17 die nach dem Mariotte'schen Gesetze sich ergebende Curve auch durch eine gestrichelte ----- Linie bezeichnet.

Dieser Unterschied zwischen der theoretischen und wirklichen Compressionscurve hat darin seinen Grund, dass während der Ausströmungsperiode die Cylinderwände abgekühlt sind und muss der Dampf bei der Compression erst wieder Wärme an die Cylinderwände abgeben, wodurch derselbe an Spannung verliert. Dieses Heruntergehen der Compressionscurve kommt aber nur der Leistung der Maschine zu Gute, da hierdurch die Fläche des Diagramms vergrössert wird.

Dass durch die Compression innerhalb gewisser Grenzen kein schädlicher Ein-

fluss ausgeübt wird, hat zuerst Reuleaux nachgewiesen. Zeuner sagt in seinem neuesten Werke (Grundzüge der mechanischen Wärmetheorie, pag. 530):

»Für die Praxis folgt die Regel, dass die Compression des Dampfes hinter dem Kolben anzuwenden ist, am besten so weit, bis der Druck im schädlichen Raume den Kesseldruck erreicht, die effective Leistung der Maschine wird dadurch allerdings herabgezogen, der Wirkungsgrad aber wird erhöht.«

Bezeichnet:

v die Kolbengeschwindigkeit pro Minute,
n das Verhältniss des Kolbenquerschnitts zum Querschnitt des Blasrohrs,
a die Admission in Procenten des Kolbenhubs,
p den Kesseldruck pro Qnadratzoll engl. und
q den mittleren Rückdruck im Cylinder auf den ganzen Hub reducirt,

so hat man nach Welkner:

$$q = \frac{p}{90}\left(\frac{v}{100}\cdot\frac{n}{8}+\frac{a}{6}\right) \text{ Pfd.},$$

wobei man für schlecht gegen Abkühlung geschützte Cylinder circa 3 Pfund mehr setzen kann.

§ 30. Ueber Geschwindigkeitsänderungen der Locomotiven bei Beförderung von Eisenbahnzügen. — Geschwindigkeitsänderungen oder Aenderungen des Beharrungszustandes bei Fortschaffung von Eisenbahnzügen treten ein:

1) beim Anfahren und Anhalten der Züge;
2) bei einer Aenderung der Zugkraft der Locomotive oder des Zugwiderstandes.

Wenn eine Locomotive ihre Fahrt beginnt, so muss zunächst, um dem Zuge eine beschleunigte Bewegung mitzutheilen, ein gewisser Ueberschuss an Zugkraft vorhanden sein, vermittelst dessen eine Vermehrung der Geschwindigkeit erzielt wird.

Beim Anhalten der Züge wird dagegen die im Zuge enthaltene lebendige Kraft entweder durch Bremsen oder durch den Widerstand des Zuges vernichtet und so eine Geschwindigkeitsänderung, respective Vernichtung der Geschwindigkeit erzielt.

Es sei nun W der Gesammtwiderstand eines Zuges inclusive Locomotive und Tender, Q das Gesammtgewicht des Zuges, Z die am Umfange der Triebräder wirkende Gesammtzugkraft der Locomotive, welche letztere für die nachfolgenden Berechnungen als constant angenommen werden soll.

Es sei ferner der Widerstand W des Zuges durch die Formel $a + b\,v^2$ dargestellt, worin a und b constante von der Geschwindigkeit v unabhängige Werthe sind; ist nun ferner g die Erdacceleration, so ist die Beschleunigung p des Zuges:

$$p = \frac{(Z - W)\,g}{Q} = \frac{(Z - a - b\,v^2)\,g}{Q}.$$

Ferner ist nun, wenn t die Zeit und s den Weg allgemein bezeichnet:

$$p = \frac{d\,v}{d\,t} = \frac{d^2 s}{d\,t^2};\ \text{sonach ist}$$

$$\frac{d\,v}{d\,t} = \frac{(Z - a - b\,v^2)\,g}{Q}$$

$$\text{oder } \frac{Q\,d\,v}{(Z - a - b\,v^2)\,g} = d\,t,$$

woraus, da beim Anfahren für $t = 0$ auch $v = 0$ ist, sich ergiebt:

$$t = \frac{Q}{2g} \cdot \frac{1}{\sqrt{b\,(Z-a)}} \log \text{nat.} \frac{\sqrt{\frac{Z-a}{b}} + v}{\sqrt{\frac{Z-a}{b}} - v},$$

$$\text{und } v = \sqrt{\frac{Z-a}{b}} \cdot \frac{e^{\frac{2gt\sqrt{b\,(Z-a)}}{Q}} - 1}{e^{\frac{2gt\sqrt{b\,(Z-a)}}{Q}} + 1}.$$

Ferner ist aber $v = \frac{ds}{dt}$ und sonach:

$$ds = \sqrt{\frac{Z-a}{b}} \frac{e^{\frac{2gt\sqrt{b\,(Z-a)}}{Q}} - 1}{e^{\frac{2gt\sqrt{b\,(Z-a)}}{Q}} + 1} dt.$$

Wird Zähler und Nenner der rechten Seite durch $e^{\frac{gt\sqrt{b\,(Z-a)}}{Q}}$ dividirt, so erhält man:

$$ds = \sqrt{\frac{Z-a}{b}} \cdot \frac{e^{\frac{gt\sqrt{b\,(Z-a)}}{Q}} - e^{\frac{-gt\sqrt{b\,(Z-a)}}{Q}}}{e^{\frac{gt\sqrt{b\,(Z-a)}}{Q}} + e^{\frac{-gt\sqrt{b\,(Z-a)}}{Q}}} dt.$$

Setzt man nun:

$$e^{\frac{gt\sqrt{b\,(Z-a)}}{Q}} + e^{\frac{-gt\sqrt{b\,(Z-a)}}{Q}} = z, \text{ so ist}$$

$$dz = \left(e^{\frac{gt\sqrt{b\,(Z-a)}}{Q}} - e^{\frac{-gt\sqrt{b\,(Z-a)}}{Q}}\right) \frac{g\sqrt{b\,(Z-a)}}{Q} dt,$$

$$\text{oder } \frac{Q\,dz}{g\sqrt{b\,(Z-a)}} = \left(e^{\frac{gt\sqrt{b\,(Z-a)}}{Q}} - e^{\frac{-gt\sqrt{b\,(Z-a)}}{Q}}\right) dt;$$

$$\text{sonach ist } ds = \sqrt{\frac{Z-a}{b}} \cdot \frac{Q}{g\sqrt{b\,(Z-a)}} \frac{dz}{z}$$

$$\text{oder } s = \frac{Q}{gb} \log \text{nat. } z, \text{ da für } t = 0 \text{ auch } s = 0 \text{ ist.}$$

Setzt man den Werth für z wieder ein, so ist:

$$s = \frac{Q}{gb} \log \text{nat.} \left(e^{\frac{gt\sqrt{b\,(Z-a)}}{Q}} + e^{\frac{-gt\sqrt{b\,(Z-a)}}{Q}}\right).$$

Man erhält sonach für die Geschwindigkeitsänderung eines Zuges von 0 bis v folgende Bestimmungsgleichungen:

$$1)\quad t = \frac{Q}{2\,g}\,\frac{1}{\sqrt{b\,(Z-a)}}\,\log\text{ nat.}\,\frac{\sqrt{\frac{Z-a}{b}}+v}{\sqrt{\frac{Z-a}{b}}-v};$$

$$2)\quad v = \sqrt{\frac{Z-a}{b}}\,\frac{e^{\frac{2\,g\,t\,\sqrt{b\,(Z-a)}}{Q}}-1}{e^{\frac{2\,g\,t\,\sqrt{b\,(Z-a)}}{Q}}+1};$$

$$3)\quad s = \frac{Q}{g\,b}\,\log\text{ nat.}\left(e^{\frac{g\,t\,\sqrt{b\,(Z-a)}}{Q}}+e^{\frac{-g\,t\,\sqrt{b\,(Z-a)}}{Q}}\right).$$

Hat der Zug bereits eine Geschwindigkeit v und geht dieselbe alsdann in v_1 über, so ist wie vorstehend:

$$1)\quad t = \frac{Q}{2\,g}\,\frac{1}{\sqrt{b\,(Z-a)}}\,\log\text{ nat.}\,\frac{\sqrt{\frac{Z-a}{b}}+v}{\sqrt{\frac{Z-a}{b}}-v} - \log\text{ nat.}\,\frac{\sqrt{\frac{Z-a}{b}}+v_1}{\sqrt{\frac{Z-a}{b}}-v_1}.$$

$$2)\quad v_1 = \sqrt{\frac{Z-a}{b}}\,\frac{\left(\frac{\sqrt{\frac{Z-a}{b}}+v}{\sqrt{\frac{Z-a}{b}}-v}\right)e^{\frac{2\,g\,t\,\sqrt{b\,(Z-a)}}{Q}}-1}{\left(\frac{\sqrt{\frac{Z-a}{b}}+v}{\sqrt{\frac{Z-a}{b}}-v}\right)e^{\frac{2\,g\,t\,\sqrt{b\,(Z-a)}}{Q}}+1}.$$

$$3)\quad s = \frac{Q}{4\,b\,g}\sqrt{\frac{Z-a}{b}}\,\log\text{ nat.}\left(\frac{\sqrt{\frac{Z-a}{b}}+v}{\sqrt{\frac{Z-a}{b}}-v}\,e^{\frac{2\,g\,t\,\sqrt{b\,(Z-a)}}{Q}}+e^{\frac{-2\,g\,t\,\sqrt{b\,(Z-a)}}{Q}}\right).$$

Wird der Zugwiderstand W proportional der Formel $W = a_1 + b_1\,v + c_1\,v$, worin a_1, b_1 und c_1 wieder constante, von der Geschwindigkeit v unabhängige Grössen darstellen, angenommen, so erhält man analog den vorstehenden Gleichungen für eine Geschwindigkeitsänderung von v auf v_1:

$$1)\quad t = \frac{1}{2c_1\sqrt{\frac{a_1}{c_1}+\frac{b_1^2}{4c_1^2}}}\left(\log\text{ nat.}\,\frac{2c_1\sqrt{\frac{a_1}{c_1}+\frac{b_1^2}{4c_1^2}}+b_1+2c_1v}{2c_1\sqrt{\frac{a_1}{c_1}+\frac{b_1^2}{4c_1^2}}-b_1-2c_1v} - \log\text{ nat.}\,\frac{2c_1\sqrt{\frac{a_1}{c_1}+\frac{b^2}{4c^2}}+b_1+2c_1v}{2c_2\sqrt{\frac{a_1}{c_1}+\frac{b_1^2}{4c^2}}-b_1-2c_1v}\right)$$

$$2)\ v = \sqrt{\frac{a_1}{c_1} + \frac{b_1^2}{4c_1^2}} \left\{ \frac{\left(\frac{2c_1\sqrt{\frac{a_1}{c_1} + \frac{b_1^2}{4c_1^2}} + b_1 + 2c_1 v}{2c_1\sqrt{\frac{a_1}{c_1} + \frac{b_1^2}{4c_1^2}} - b_1 - 2c_1 v} \right)^{e} c t \sqrt{\frac{a_1}{c_1} + \frac{b_1^2}{4c_1^2}} - e - c t \sqrt{\frac{a_1}{c_1} + \frac{b_1^2}{4c_1^2}}}{\left(\frac{2c_1\sqrt{\frac{a_1}{c_1} + \frac{b_1^2}{4c_1^2}} + b_1 + 2c_1 v}{2c_1\sqrt{\frac{a_1}{c_1} + \frac{b_1^2}{4c_1^2}} - b_1 - 2c_1 v} \right)^{e} c t \sqrt{\frac{a_1}{c_1} + \frac{b_1^2}{4c_1^2}} + e - c t \sqrt{\frac{a_1}{c_1} + \frac{b_1^2}{4c_1^2}}} \right\} - \frac{b}{2c};$$

$$3)\ s = c \log \text{nat.} \left\{ \frac{\left(\frac{2c_1\sqrt{\frac{a_1}{c_1} + \frac{b_1^2}{4c_1^2}} + b_1 + 2c_1 v}{2c_1\sqrt{\frac{a_1}{c_1} + \frac{b_1^2}{4c_1^2}} - b_1 - 2c_1 v} \right)^{e} c_1 t \sqrt{\frac{a_1}{c_1} + \frac{b_1^2}{4c_1^2}} + e - c_1 t \sqrt{\frac{a_1}{b_1} + \frac{b_1^2}{4c_1^2}}}{\left(\frac{2c_1\sqrt{\frac{a_1}{c_1} + \frac{b_1^2}{4c_1^2}} + b_1 + 2c_1 v}{2c^1\sqrt{\frac{a_1}{c_1} + \frac{b_1^2}{4c_1^2}} - b_1 - 2c_1 v} \right)^{e} + 1} \right\} - \frac{b}{2c} t.$$

Nach den Gleichungen (1) kann sonach berechnet werden, nach welcher Zeit ein Eisenbahnzug eine bestimmte Geschwindigkeitszunahme erlangt hat. Die Gleichungen (2) ergeben die Geschwindigkeit, welche ein Eisenbahnzug nach t Secunden mit der Anfangsgeschwindigkeit $= v$ oder $= o$ erlangt hat. Gleichung (3) endlich ergiebt den nach t Secunden bei der Geschwindigkeitsänderung $v - v_1$ oder $v - o$ zurückgelegten Weg.

Um durch eine Annäherungsrechnung die Zeit oder den Weg zu bestimmen, in denen ein Zug eine bestimmte Geschwindigkeit erreicht hat, sei v ebenfalls die Zuggeschwindigkeit, Q das Gesammtgewicht des Zuges und g die Erdacceleration; alsdann ist die zur Beschleunigung der im Zuge enthaltenen Massen aufgewendete Arbeit $= \frac{1}{2}\frac{Q}{g}v^2$ annähernd. Kann man nun den am Anfange der Bewegung vorhandenen Ueberschuss P an Zugkraft annähernd bestimmen und nimmt man ferner an, dass diese Kraft P auf eine Wegelänge s so gewirkt habe, dass er proportional dem zurückgelegten Wege immer abgenommen habe, so ist:

$$\frac{1}{2}P \,.\, s = \frac{1}{2}\frac{Q}{g}v^2 \quad \text{oder} \quad s = \frac{Q\,v^2}{P \,.\, g}.$$

Ferner ist alsdann annähernd: $t = \frac{2s}{v}$, wenn t die zur Erlangung der Geschwindigkeit v erforderliche Zeit bezeichnet.

Literatur.

Adams, über die schädliche Reibung zwischen Radreifen und Schienen und über die Mittel sie zu beseitigen. Organ f. Eisenbahnw., 1864, p. 205.

Adams, Verbesserte Sandstreubüchse an den Locomotiven der North-London Eisenbahn. Organ f. Eisenbahnw., 1867, p. 30.

Adhäsion, Methode um die Adhäsion der Eisenbahnräder zu vergrössern. Mech. and Eng. Mag. 1846, Maerz und Organ f. Eisenbahnwes., Bd. 1, p. 200.

Adhäsion, magnetische auf Eisenbahnen. Zeitschr. des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwalt., 1865, p. 359.

Amberger, Benutzung des Electromagnetismus, um die Adhäsion zu vermehren. Compt. rendu, T. 32, p. 682. Dingler's polyt. Journ., Bd. 121, p. 1.

Bauschinger, Indicator-Versuche an Locomotiven. Civil-Ingenieur, Bd. 13, p. 479.

Berechnung der Differenzen und Widerstände bei Krümmungen. Förster's Bauzeit. 1837, p. 5.

Blake's, Versuche über Magnetisirung der Locomotivräder zur Vermehrung der Adhäsion. Mining. Journ., 1859, Nr. 254. Notizbl. des Civilingen., 1860, Nr. 1. Dingler's Journ., Bd. 154, p. 441.

Bouro's, Gradiententabelle. Dingler's polyt. Journal, Bd. 72, p. 397.

Bochet, Ermittelung der gleitenden Reibung auf Eisenbahnschienen. Polyt. Centralbl., 1862, p. 885.

Booth, über den Widerstand der Luft auf Eisenbahnen. Railway magaz., Vol. 6, p. 6.

Casey, W. R., über die Adhäsion der Dampfwagenräder an den Schienen. Civ. Eng. a Arch.-Journ., V. III, p. 18—20. Polyt. Centralblatt, 1840, p. 678.

Clark, Railway-Machinery. Glasgow u. London 1855.

Clauss, über Zugwiderstand auf Eisenbahnen, verursacht durch Reibung und Schwerkraft. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnw., 1863, p. 83.

Clauss, Indicator zur Messung und Aufzeichnung der Schwankungen von Locomotiven und Wagen beziehungsweise der Unebenheiten des Bahnoberbaues. Organ f. Eisenbahnw., 1869, p. 213.

Dixon, Versuche über den Widerstand auf Eisenbahnen. Engineer, 1862, 21. Maerz. Zeitschr. d. Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwalt., 1862, p. 413.

Dixon, Versuche über den Zugwiderstand auf Eisenbahnen. Zeitschr. des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwalt., 1864, p. 28.

Dynamometrische Versuche. Ueber die Vornahme solcher und die Construction dynamometrischer Apparate für Eisenbahnen. Zeitschrift des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verw., 1863, p. 244.

Fuchs, über den Widerstand der Eisenbahnfahrzeuge in Curven. Organ f. Eisenbahnw., 1868, p. 66.

Garke und Brandt, Versuche über den Widerstand auf Eisenbahnen. Erbkam's Zeitschr. f. Bauwes. Jahrgang 5, p. 228. Organ f. Eisenbahnwes., 1855, p. 78.

Glaser und Morandière, Notizen und Experimental-Resultate über die Befahrung steiler Rampen. Organ f. Eisenbahnwes., 1870, p. 47.

Gooch, Versuche über den Widerstand auf Eisenbahnen bei verchiedenen Geschwindigkeiten. Proceedings of the Institution of Civil Engineers. Vol. 7, p. 292.

Gooch, Versuche über den Widerstand, welchen die mit verschiedenen Geschwindigkeiten laufenden Wagenzüge auf Eisenbahnen erleiden. Monit. industr. 1848, Nr. 1288. Dingler's polyt. Journal, Bd. 111, p. 401. Organ f. Eisenbahnw., 1849, p. 82.

Gradienten, über die Wirkung der Gradienten auf die Eisenbahnen. Franklin's Journ. N. S., Vol. 21, p. 414. Dingler's polyt. Journal, Bd. 71, p. 427.

v. Grimburg, über die von der k. k. priviligirten Oesterr. Staats-Eisenbahn-Gesellschaft mit der Maschine Leopoldstadt in Temeswar angestellten Indicatorversuche. Zeitschr. des Oesterreich. Ingenieur-Vereins, 1862, p. 1.

Hacket, über den Widerstand der Luft bei Eisenbahnzügen. Railway magaz., Vol. 6, p. 399.

Harding, über den Widerstand auf Eisenbahnen bei verschiedenen Geschwindigkeiten. Institution of Civil-Engineers, Vol. 5, p. 405.

Harding'sche Formel für den Zugwiderstand. Organ f. Eisenbahnwes., Bd. 9, p. 144. Bd. 10, p. 78.
Herapath, über den Widerstand der Luft bei den Eisenbahnwagen. Railway magaz., V. 2, p. 89.
Kirchweger, über Widerstand auf Eisenbahnen. Zeitschr. des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen, 1862, p. 985.
Kirchweger, Versuche über Zapfenreibung. Organ f. Eisenbahnwesen, 1864, p. 56.
Krauss, Eisenbahnschienen und rollende Reibung. Mit Abbdg. Organ f. Eisenbahnw., 1866, p. 56.
Lamarle, über die Reibung auf Eisenbahnen. Annales des ponts et chauss., T. 7, p. 33.
Landauer, Untersuchung des Druckes zwischen den Berührungsflächen der Schienen und Räder bei Eisenbahnen, und seines Einflusses auf die Zugkraft der Maschine und auf den Widerstand des Zuges. Zeitschr. des Oesterr. Ingenieur-Vereins, 1850, p. 144.
Lardner, über den Widerstand der Luft gegen die auf den Eisenbahnen fahrenden Wagenzüge. Dingler's polyt. Journal, Bd. 74, p. 321. Polyt. Centralblatt, 1840, p. 145.
Lardner, Versuche über den Widerstand, welchen die Luft den Locomotiven und Eisenbahnwagen entgegensetzt. Technologist. Jan. 1848. Dingler's polyt. Journal, Bd. 98, p. 245. Organ f. Eisenbahnwesen, 1848, p. 99.
Luftwiderstand, über den auf Bahnen. Mechan. magaz., Vol. 30, p. 244, 265, 297, 300 u. 362.
Luftwiderstand, über den bei gewissen Arten von Eisenbahnrädern. Polyt. Centralblatt, 1849, p. 1501.
Luftwiderstand, Versuche über den ... bei Eisenbahnfahrten. Dingler's polyt. Journal, Bd. 108, p. 245.
Magnetisirung der Eisenbahnräder. Notizblatt des Civilingen., 1860, Nr. 1. Polytechn. Centralblatt, 1860, p. 276.
Meyer, über die Grösse des Widerstandes auf Eisenbahnen. Zeitschr. des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen, 1863, p. 594.
Nickle, electromagnetische Adhäsion der Schienen und Räder. Bullet. de la société d'encouragement, 1852, p. 835.
Osimitsch, über die Vornahme dynamometrischer Versuche und die Construction dynamometrischer Apparate für Eisenbahnen. Zeitschr. des Oesterreich. Ingenieur-Vereins, 1862, p. 203.
Pambour, Theoretisch-practisches Handbuch über Dampfwagen, deutsch von Schnuse. 1841.
Pambour, über die Grösse der rollenden Reibung an den Rädern der Eisenbahnwagen. Comptes rendus, 1843, T. XVII, p. 1050. Polyt. Centralblatt, 1844, Bd. 3, p. 87. Eisenb. Zeitg. 1844, p. 74.
Pambour, über schiefe Ebenen auf Eisenbahnen, über Luftwiderstand und Thibault's Versuche darüber. Compt. rend., T. 9, p. 802 u. T. 10, p. 331. Polyt. Centralblatt, 1840, p. 505.
Pambour, über den Widerstand der Wagen auf Schienenwegen. Karstens' Archiv, 1836, Bd. 9, p. 493. Polyt. Centralblatt, 1836, p. 887 u. 903.
Pambour, Versuche über den Widerstand der Luft gegen Eisenbahnwagen und über die Reibung ihrer Räder an den Schienen. Compt. rend., V. 9, p. 212. Polyt. Centralblatt, 1840, p. 4.
Pambour, über die Reibung und Luftwiderstand bei Eisenbahnen. Dingler's polyt. Journal, Bd. 74, p. 21.
Paulus, R., über die Adhäsion der Triebräder auf den Schienen. Eisenb. Zeitg., 1857, Nr. 13. Organ für Eisenbahnwes. 1857, p. 176. Dingler's polyt. Journal, Bd. 144, p. 243. Polyt. Centralblatt, 1857, p. 629.
Perdonnet, Traité élémentaire des chemins de fer. Paris.
Redtenbacher, die Gesetze des Locomotivbaues. Mannheim.
Reibung der Räder auf den Schienen. Förster's Bauzeitg., 1837, p. 437.
Right, mit Hülfe des Magnetismus die Adhärenz der Triebräder zu vermehren. Dingler's polyt. Journal, Bd. 99, p. 394.
Rühlmann, Allgemeine Maschinenlehre, Bd. 3, p. 400. Braunschweig 1868.
Russel's, Scott, Versuche über den Widerstand der Wagenzüge auf Eisenbahnen. Le Technologiste 1845, Janv. p. 175. Polyt. Centralblatt, 1845, Bd. 6, p. 173.
Sandbüchsen, verbesserte, für Locomotiven. Organ f. Eisenbahnwes., 1865, p. 41.
Schmidt, theoretische Bestimmung der Widerstände der Eisenbahnfahrzeuge in den Curven. Zeitschr. des Oesterreich. Ingen. Vereins, 1857, p. 338.
Stopsl, P., über die Reibung der Räder auf den Eisenbahnschienen und über Dampfwagen auf gewöhnlichen Strassen. Förster's Bauzeitg., 1837, p. 31.

Vuillemin, Dieudonné und Guebhard, Versuche über den Widerstand der Eisenbahnfahrzeuge. Organ f. Eisenbahnwes., 1868, p. 86. Mémoire et comptes rendus des ingenieurs civils., 1867, p. 701.

v. Weber, M. M., über magnetische Friction und ihre mögliche Anwendung auf Eisenbahnen. Polyt. Centralblatt, 1842, p. 759. Dingler's polyt. Journ., Bd. 86, p. 22.

v. Weber, M. M., die Ermittelung des Widerstandes, welchen Eisenbahnfuhrwerke in Curven erfahren auf experimentativem Wege. Organ f. Eisenbahnwes., 1863, p. 1.

v. Weber, M. M., Beiträge zur Ermittelung der Reibung der Eisenbahnfuhrwerke. Civilingenieur, 1854, p. 204. Organ f. Eisenbahnwes., 1854, p. 124. Polyt. Centralblatt, 1854, p. 967. Eisenb. Zeit., 1854, p. 129.

Welkner, die Locomotive. Göttingen.

Widerstand, in Curven und Steigungen. Organ f. Eisenbahnwes., 1865, p. 43.

Wind, über den Einfluss desselben auf die Geschwindigkeit der Dampfwagen. Förster's Bauzeitg., Bd. 3, p. 284. Polyt. Centralblatt, 1839, p. 589.

Widerstände, über die auf verschiedenen Arten von Strassen. Erbkam's Zeitschr. für Bauw., 1859, p. 419.

Widerstände, Berechnung derselben bei Krümmungen. Förster's Bauzeitg., 1837, p. 5.

Wöhler, über den Einfluss der Form des Schienenkopfes und der Radreifen auf deren gegenseitige Abnutzung und auf die Bewegung der Eisenbahnfahrzeuge. Erbkam's Zeitschr. f. Bauwesen, 1859, p. 359.

Zugwiderstände, Versuche über dieselben in Curven und geraden Linien auf der Altona-Kieler Bahn. Organ f. Eisenbahnwes., 1870, p. 135.

III. Capitel.

Die Locomotive im Allgemeinen und die Entwickelung ihrer Grundverhältnisse.

Bearbeitet von

O. Grove,

Professor an der polytechnischen Schule zu Hannover.

A. Aufgabe, Einrichtung und Eintheilung der Locomotiven.

§ 1. Aufgabe der Locomotive. — Von einer Locomotive für Eisenbahnen wird verlangt die Fortschaffung eines gegebenen Zuges auf einer hinsichtlich der Steigung und Krümmung bestimmten Bahnstrecke mit einer festgesetzten Geschwindigkeit durch unmittelbare Verbindung mit dem Zuge. Nach Anleitung des vorhergehenden Capitels kann die Grösse des Widerstandes ermittelt werden, welchen das Fortschaffen des Zuges unter vorliegenden Verhältnissen der Locomotive verursacht; es kommt darauf an, die Locomotive so kräftig herzustellen, dass sie diesen Widerstand mit der verlangten Geschwindigkeit zu überwinden vermag und zwar mit grosser Sicherheit und geringen Betriebskosten. Die von der Locomotive auf den Eisenbahnzug zu seiner Bewegung übertragene Kraft heisst die Zugkraft derselben.

Bei dem Eisenbahnbetriebe muss die Rücksicht auf die Sicherheit der Rücksicht auf die Kosten vorangestellt werden, weil die Gesundheit, selbst das Leben der Menschen auf dem Spiele steht. Die Sicherheit lässt sich fördern, soweit es die Locomotive angeht, indem man zunächst die möglichste Einfachheit der Construction anstrebt, weil die Weglassung jedes nur irgend für die Sicherheit entbehrlichen Theiles die Veranlassung zu Unfällen durch Bruch, Lösung, falschen Gebrauch u. s. w. desselben beseitigt, ferner die einzelnen Theile übersichtlich und zugänglich anordnet zur leichten Entdeckung und Ausbesserung entstehender Schäden, sodann die Dimensionen gewissenhaft bestimmt, ihrer Beanspruchung durch die auftretenden Kräfte gemäss, endlich das beste Material verwendet und sich der grössten Sorgfalt in der Anfertigung, Wartung und Unterhaltung der Maschine befleissigt.

§ 2. Einrichtung der Locomotive. — Die Locomotive besteht aus der Verbindung eines Eisenbahnwagens mit einer Kraftmaschine, zu welcher gegenwärtig die Dampfmaschine ausschliesslich benutzt wird. In Fig. 1 und 2 ist mit einfachen Linien eine vielfach angewandte Locomotive (Fig. 1 im Verticallängenschnitt und Fig. 2, die eine Hälfte im Grundriss, die andere im Horizontalschnitt) dargestellt.

Die locomotive Dampfmaschine unterscheidet sich von einer feststehenden nur dadurch, dass ihre Grundplatte *B*, hier der Form wegen Rahmen genannt, mit Achsen und Rädern versehen ist und also einen Wagen bildet, dessen Fortbewegung von der Dampfmaschine aus geschieht. Wie bei den übrigen Eisenbahnwagen sind auch hier zur Abschwächung der nachtheiligen Wirkungen der Radstösse auf den Bau die Lager der Achsen, die Achsbüchsen, nicht fest in dem Rahmen gelagert, sondern in den Achshaltern *h* beweglich und stützen sich gegen an dem Rahmen befestigte Federn *f*.

Fig. 1.

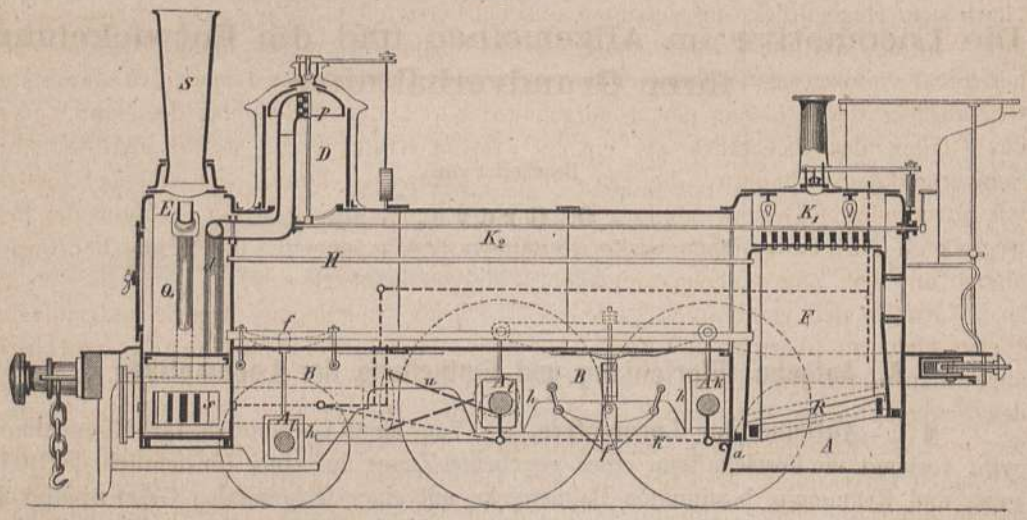
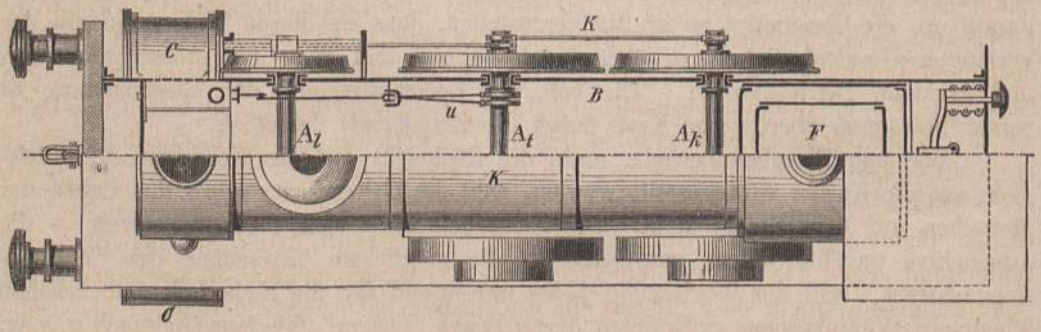


Fig. 2.



Zur Bewegung der Locomotive durch die in den Cylindern *C* der Dampfmaschine gewonnene Kolbenkraft dient wegen der erforderlichen Einfachheit der Construction fast ausnahmslos ihre Kurbelwelle A_t ohne Uebersetzung, indem auf ihr ein Rad oder meistens gleich ein Wagenräderpaar befestigt wird zum Eingriff in die festliegende Bahn; sie heisst dann die Triebachse, während die anderen nicht zur Uebertragung der Triebkraft dienenden Achsen des Wagens Laufachsen A_l und deren Räder Laufräder genannt werden. Die Kolbenkraft sucht durch den Kurbelmechanismus zunächst die Triebachse ohne fortschreitende Bewegung des Rahmens zu drehen; setzt sich dieser Drehung (dem Gleiten des Rades auf der Bahn) ein aus-

reichend starker Widerstand am Umfange des Triebrades entgegen, so verwandelt sich dieselbe in eine Drehung um den Angriffspunkt des Widerstandes, mit welcher dann ein Fortschreiten der Achse und also der Locomotive verknüpft ist. Die stattfindende Bewegung des Triebrades ist eine Drehung desselben um einen jeden Augenblick wechselnden Drehpunkt, eine sogenannte Rollbewegung.

Da alle vom Dampfe in den Cylindern herrührenden Kräfte in der Maschine nach dem Princip der Gleichheit des Druckes und Gegendruckes je zwei von gleicher Grösse und mit entgegengesetzter Richtung auftreten, innere Kräfte des bewegten Massensystemes sind (z. B. der Druck des Dampfes gegen den Kolben ist gleich dem Drucke desselben gegen den Deckel des Cylinders, der Druck der Achsbüchse gegen den Achshalter ist gleich dem Gegendruck des letzteren auf den ersteren u. s. w.), so vernichtet sich ihre Wirkung auf die Fortbewegung des Schwerpunkts und es bleibt, bei zunächst horizontal vorausgesetzter Bahn, für welche das Gewicht der Locomotive durch die Gegendrücke der Schienen genau aufgehoben wird, der Widerstand der Bahn gegen das Gleiten des Triebrades als einzige äussere Kraft übrig, welche den Ort des Schwerpunktes verändern, die Locomotive fortbewegen kann. Soll die Locomotive mit unveränderter Geschwindigkeit fortlaufen, so muss dieser in der Richtung der Bewegung an dem Radumfange wirkende Bahnwiderstand dem der Bewegung der Locomotive mit dem Zuge entgegentretenden Widerstande gleich sein.

Nur in den vereinzelten Fällen sehr starker Steigungen, welche auf einfache Weise nicht zu überwinden waren, hat man als Bahnwiderstand den Zahndruck angewandt durch Anordnung eines gezahnten Triebrades, welches in eine zwischen den Schienen sicher befestigte Zahnstange greift. Hierbei lässt sich der die Fortbewegung des Zuges bedingende Bahnwiderstand bei genügender Zahnstärke bis zu jeder beliebigen Grösse ohne Rücksicht auf das Maschinengewicht treiben. Dieser Umstand hat mitunter zu einer Zahnstangenbahn veranlasst, trotz des vergrösserten Kraftaufwandes durch die Zahnreibung und der Gefahren, welche für den Betrieb aus der schwierigen Reinhaltung der Zähne, der starken Abnutzung und der Möglichkeit eines Zahnbruchs entstehen. Schon 1812 baute Murray eine Locomotive für Blenkinsop's 1 : 12 ansteigende Kohlenbahn bei Leeds, dann wurde in Nordamerika auf der Madison and Indianapolis Railway von 1848 an einige Jahre eine provisorische schiefe Ebene (1 : 17) mit Zahnradlocomotiven befahren und in neuester Zeit bieten die Bahn auf den Mount Washington bei Philadelphia (1 : 3) und die Rigibahn in der Schweiz (1 : 4) Beispiele der Anwendung des Zahnstangensystems.

Einfacher, folglich zweckmässiger und sicherer als das eben erwähnte System, ist die Benutzung der Reibung (Adhäsion) der Triebräder auf der Bahn als Widerstand gegen das Gleiten derselben. Die Triebräder müssen so stark gegen die Bahn gepresst werden, dass die aus dieser Pressung entspringende Reibung bei beabsichtigtem Gleiten der Räder in normalen Witterungsverhältnissen mehr beträgt als der grösste Widerstand, welcher sich der Bewegung der Locomotive entgegensetzt, es wird dann nur ein Theil dieser Reibung zur Schaffung der Zugkraft benutzt. Dividirt man den erwähnten grössten Widerstand durch den Reibungscoëfficienten zwischen Rad und Schiene bei normaler Witterung, so findet sich die mindestens erforderliche Pressung der Triebräder. Gewöhnlich ist diese Pressung kleiner als das Gewicht der Maschine, also als die Kraft, mit welcher die sämmtlichen Räder der Maschine auf die Schienen gedrückt werden; dann kann man dieselben in der für die Widerstandskraft erforderlichen Zahl als Triebräder benutzen. Wenn mehr als zwei nöthig sind, so müssen die Achsen derselben durch Kuppelstangen k mit der Kurbelachse A_l verbunden

werden; dadurch ergiebt sich eine übereinstimmende Drehung der Achsen und die Nothwendigkeit genau gleicher Grösse der Triebräder zur Vermeidung des Schleifens auf den Schienen. Die Achsen heissen dann gekuppelte, die mit der Triebachse verbundenen insbesondere die Kuppelachsen A_k, ihre Räder auch wohl Kuppelräder, obwohl sich ihr Dienst nicht von dem der Triebräder unterscheidet.

Ist das Maschinengewicht bei starken Steigungen ungenügend zur Erreichung der für die grosse Zugkraft der Locomotive nöthigen Reibung der Triebräder auf den Schienen, so kann man den Weg künstlicher Pressung der Triebräder gegen die Bahn einschlagen. Zweckmässig wird hierbei eine eigens für die Anpressung bestimmte Schiene in der Mitte der Bahn sicher befestigt und gegen dieselbe werden horizontale Räder von entgegengesetzten Seiten vermittelst Federn angedrückt, um die Schiene dadurch nicht auf Biegung zu beanspruchen. Die Idee ist bereits 1830 von Vignoles und Erikson ausgesprochen, nachher von Sellers verfolgt und kürzlich von Fell für die provisorische Bahn über den Mont Cenis mit Steigung von 1 : 12 ausgeführt worden. Wenn dieser Weg auch Vorzüge vor der Anlage einer Zahnstange besitzt, so sind doch die Betriebsschwierigkeiten auch hier sehr bedeutend.

Da die Zahl der Umdrehungen in der Minute bei den Triebrädern nicht beliebig wachsen darf wegen der Sicherheit der Fahrt, so muss der Durchmesser derselben um so grösser angenommen werden, je grösser die Fahrgeschwindigkeit sein soll. Mit dem Durchmesser der Räder wächst aber auch ihre Neigung zum Entgleisen; man sieht sich deshalb veranlasst, den Laufrädern, welche zweckmässig vor den Triebrädern liegen, kleinere Durchmesser zu geben als den Triebrädern, und erlangt dadurch eine gute Leitung der Maschine in der Bahn.

Die Dampfmaschine ist, der Ueberwindung des todten Punktes und des gleichförmigen Ganges ohne besondres Schwungrad wegen, eine Zwillingsmaschine mit um 90° versetzten Kurbeln; um mit Leichtigkeit die Fahrrichtung ändern zu können, wird sie mit Umsteuerung u versehen. Zu dieser Umsteuerung verwendet man gegenwärtig fast ausschliesslich die Coulissensteuerungen, weil sie bei Einfachheit und Solidität der Construction eine ökonomische Benutzung des Dampfes gestatten.

Der Rahmen trägt auch den Kessel K zur Erzeugung des in den Cylindern zu verbrauchenden Dampfes. Des beschränkten Raumes wegen wird stets der schon von Stephenson benutzte Röhrenkessel angewendet, welcher eine grosse Heizfläche bei verhältnissmässig geringer Grösse ohne Einmauerung gewährt. Man legt ihn aus Stabilitätsrücksichten horizontal über den Rahmen und befestigt ihn nur an dem Cylinderende unwandelbar mit demselben, um seine Ausdehnung bei Temperaturveränderungen nicht zu hindern. Der Kessel besteht aus einem meist parallelepipedischem Theile K_1, in dem der den Rost R enthaltende Feuerkasten F mit Stehbolzen befestigt ist und dem cylindrischen Langkessel K_2, welcher im Innern zahlreiche Siederöhren H enthält. In der Figur sind nur die beiden äussersten Siederöhren gezeichnet. Die auf dem Roste durch die Verbrennung des Brennmaterials entstehenden Heizgase ziehen durch die in der Rohrwand des Feuerkastens und der den Kessel abschliessenden vorderen Rohrwand befestigten Siederöhren nach der Rauchkammer Q vor dem Kessel und entweichen von dort durch den Schornstein S. Um bei flüchtigem Brennmaterial die Entstehung von Feuersbrünsten durch das Funkenwerfen aus dem Schornstein zu verhüten, werden in der Rauchkammer oder in dem Schornsteine Funkenfänger angebracht. Die dem Einflusse der strahlenden Wärme und der Berührung der Heizgase zugleich ausgesetzte directe Heizfläche der Feuerkiste und die allein durch die Berührung der vorbeiziehenden Heiz-

gase Wärme aufnehmende indirecte Heizfläche der Siederöhren sind stets vom Wasser des Kessels umgeben, an welches die Wärme von der Heizfläche abgegeben wird. Der dadurch entstehende Dampf sammelt sich in dem obern Theile des Kessels und dem zur Vergrösserung des Dampfraumes auf dem Kessel in der Regel angebrachten Dome D; bei geöffnetem Absperrventil r, hier Regulator genannt, strömt der Dampf durch das Dampfrohr d in die Schieberkasten s, und wird von dort vermöge der Schieberbewegung nach der richtigen Seite der Kolben geleitet.

Nachdem der Dampf in den Cylindern gewirkt hat, geht er durch das Blasrohr E in den Schornstein und reisst durch sein Ausströmen die in der Rauchkammer befindlichen Gase mit sich fort; dabei wird der wegen der unbedeutenden Schornsteinhöhe erforderliche künstliche Zug für die Verbrennung hergestellt, indem die äussere atmosphärische Luft in den luftverdünnten Raum der Rauchkammer nur durch den Rost eintreten kann. Die Regulirung des Zuges geschieht zunächst in der wirksamsten Weise von der Maschine selbst, indem bei stärkerer Arbeit derselben und dadurch veranlasstem grösseren Dampfverbrauche in den Cylindern mehr Dampf durch das Blasrohr ausströmt und eine grössere Gasmenge aus der Rauchkammer mitnimmt. Hierdurch wird aber eine vermehrte Luftverdünnung erzielt, und diese veranlasst wieder eine grössere Luftmenge, vom Atmosphärendrucke getrieben, zum Eintritt in die Rauchkammer durch den Rost; das Feuer auf demselben wird lebhafter angefacht und die Dampfbildung verstärkt. Ausserdem beherrscht der Führer der Locomotive den Zug durch Veränderung der Lufteinströmungsöffnung vermittelst der Klappe a am Aschenkasten A unter dem Roste und durch die Stellung der Blasrohrmündung. Eine Verkleinerung der Lufteinströmungsöffnung am Aschenkasten erschwert natürlich den Luftzutritt und mässigt den Zug, während eine Verengung der Blasrohröffnung eine Vergrösserung der Geschwindigkeit des ausströmenden Dampfes und somit eine Erhöhung der Arbeitsfähigkeit desselben für die Mitnahme der Heizgase, also einen stärkern Zug, erzwingt. Die Erhöhung der Dampfgeschwindigkeit im Blasrohr geschieht natürlich durch eine Verstärkung der Dampfpressung im Ausströmungsrohr und folglich vor dem Kolben, erschwert mithin den Gang der Maschine.

Vor der Einführung der Dampfstrahlpumpen zur Kesselspeisung, welche die Benutzung von kaltem Wasser bedingen, wurde häufig ein zur Herstellung des Zuges entbehrlicher Theil des aus den Cylindern tretenden Dampfes zum Vorwärmen des Kesselspeisewassers benutzt; diese Einrichtung ist unter dem Namen Condensation aufgetreten, obgleich sie nichts mit der Condensation bei Dampfmaschinen gemein hat, deren Zweck in der Herstellung einer geringeren Spannung des Dampfes vor dem Kolben als die der Atmosphäre besteht.

Der Locomotivkessel verlangt, wie jeder andere Dampfkessel, zu seinem regelmässigen und sicheren Betriebe die Ausrüstung mit folgenden Gegenständen:

1) Pumpen zur Einführung des Speisewassers in den Kessel; mitunter wird auch ein Zweigdruckrohr derselben in die Rauchkammer geführt, um dort Funken auslöschen zu können. Sie sind entweder Kolbenpumpen, sowohl durch die Maschine, vermittelst Excentriks auf der Triebachse oder des Kreuzkopfes, als auch direct durch Dampf getrieben, oder in neuester Zeit meistens Dampfstrahlpumpen. Der grösseren Sicherheit wegen werden zwei Speiseapparate angebracht, von denen mindestens einer unabhängig vom Gange der Maschine arbeiten muss.

2) Wasserstandglas und drei Probirhähne oder Probirventile zur Erkennung des Wasserstandes im Kessel, da der niedrigste Stand 10^{cm} über dem höchsten Theile des Feuerkastens liegen soll.

3) Ein Manometer zur Angabe des Dampfdrucks im Kessel.

4) Mindestens zwei Sicherheitsventile zum selbstthätigen Abfluss des überflüssig erzeugten Dampfes, um die Steigerung des Dampfdruckes über das zulässige Maass zu hindern.

5) Eine Dampfpfeife zum Signalgeben.

6) Ablasshähne unten im äusseren Feuerkasten und, im Falle eines zur Schaumbildung geneigten Kesselwassers, auch in der Höhe des normalen Wasserstandes, und Reinigungsöffnungen.

Seit der Einführung der Kohlenfeuerung wird ein Hülfsblasrohr hergestellt, um während des Stillstandes der Maschine durch Einblasen von Kesseldampf in den Schornstein den lästigen Rauch zu mässigen, womit auch ein schwacher Zug für die Feuerung erzielt wird.

Bei den Locomotiven ohne Dampfstrahlpumpen finden sich Wärmeröhren vor, deren Hähne während des Abblasens der Sicherheitsventile geöffnet werden, um den überflüssigen Dampf in den Tender zur Erwärmung des Speisewassers eintreten zu lassen.

Die Dampfmaschine im engeren Sinne (ohne Kessel) ist natürlich auch mit den zum Betriebe jeder Dampfmaschine erforderlichen Apparaten zum Schmieren, zum Ablassen des in den Cylindern angesammelten Wassers u. s. w. zu versehen.

An dem vorn und hinten befindlichen Querbalken des Locomotivrahmens befinden sich die zur Verbindung mit andern Wagen dienenden Einrichtungen, als Zughaken, Ketten, Buffer, Tenderkuppelung, sowie die zur Entfernung von fremden Körpern auf der Bahn dienenden Bahnräumer. Auch werden an der Locomotive bei Nachtfahrten die vorschriftsmässigen Signallaternen an den dazu bestimmten Stützen angebracht.

Zur Vergrösserung der Reibung der Triebräder auf glatten oder nassen Schienen dienen Vorrichtungen zum Bestreuen der Schienen mit Sand vor den Triebrädern.

Das während der Fahrt erforderliche Kesselspeisewasser und Brennmaterial, sowie etwa nöthige Werkzeuge, werden in der Regel auf einem besondern Wagen unmittelbar hinter der Locomotive, dem Tender, geführt, oder bei den kleinen Vorräthen der Locomotiven für kurze Strecken und zum Rangiren auf den Bahnhöfen auch auf der Maschine selbst untergebracht. Letztere Maschinen führen den Namen Tenderlocomotiven; sie zeichnen sich dadurch aus, dass das Gewicht der Vorräthe zur Vergrösserung der Reibung der Triebräder nutzbar gemacht wird, und dass sie für die Rückfahrt nicht gewendet zu werden brauchen.

Zum raschen Anhalten der in Bewegung begriffenen Maschine muss eine kräftige Bremse vorhanden sein. Meistens verwendet man die Räderbremsen, und wenn die Locomotive mit einem besonderen Tender versehen ist, so beschränkt man sich zur Schonung der Locomotivradreifen darauf, die Bremse auf die Tenderräder wirken zu lassen. Seltener sind die Schlittenbremsen ausgeführt, bei denen die Bremsschuhe auf die Schienen gepresst und die Räder um den entsprechenden Druck entlastet werden; sie schonen die Räder, greifen aber die Schienen durch die gleitende Reibung desto stärker an. Bei Maschinen für starke Steigungen hat man auch wohl Dampfbremsen angebracht. Da durch die gewöhnlichen Bremsen entweder die Räder oder Schienen angegriffen werden, so hat man in neuester Zeit angefangen, die Bremsarbeit nach dem Ursprunge der Bewegungsarbeit, den Dampfcylindern, zu verlegen, indem man die Dampfvertheilung so herstellt, wie sie bei entgegengesetzter Fahrrichtung sein müsste, und dadurch der lebendigen Kraft des Zuges ausser der

Ueberwindung der Widerstandsarbeit des Zuges auch noch die Gegendampfarbeit im Cylinder auflader. Vorrichtungen dieser Art sind die Gegendampfbremse von Le Chatelier und die Repressionsbremse von Krauss.

Alle die erwähnten Vorrichtungen müssen von dem Führerstande hinter dem Feuerkasten aus leicht gehandhabt werden können. Dieser Platz ist in neuerer Zeit allgemein mit einem Schutzdache gegen die Einflüsse der Witterung versehen. Einige Trittstufen erleichtern das Besteigen des Führerstandes ohne Perron, während ein Geländer dem Herabfallen von demselben vorbeugt. Um nöthigenfalls während der Fahrt zu den vom Führerstande entlegenen Theilen der Locomotive gelangen zu können, sind Laufbleche mit dem Rahmen verbunden und Handstangen an dem Kessel befestigt.

§ 3. Eintheilung der Locomotiven. — Ohne eine genaue Besprechung der Leistungsfähigkeit einer Locomotive lässt sich leicht einsehen, dass ihr gewisse Grenzen gesteckt sind durch die Verdampfungsfähigkeit des Kessels. Ein Kessel von dem Gewichte, welches der zulässigen Belastung der Räder bei der gewöhnlichen Zahl und Einrichtung der Achsen entspricht, hat eine gewisse Grösse der Heizfläche und vermag in einer gegebenen Zeit nicht über eine bestimmte Dampfmenge zu erzeugen; es kann daher auch in den Cylindern anhaltend nicht mehr Dampf verbraucht, mithin nur eine bestimmte, dem Dampfaufwande entsprechende Arbeit in dieser Zeit gewonnen werden. Die in einer Secunde geleistete Arbeit der Maschine, ihr Effect, d. i. das Product aus der Zugkraft und Zuggeschwindigkeit, liegt daher in seinem grössten Werthe fest; wird der eine Factor desselben gross verlangt, so muss der andere nothwendig klein gehalten werden. Die Züge müssen um so langsamer fahren, je schwerer sie sind und je stärker die zu überwindende Steigung der Bahn ist, was auch mit den Anforderungen des Betriebes verträglich ist, indem für die leichten Personenzüge grosse, für die schweren Güterzüge kleine Geschwindigkeiten angemessen sind. Das deutsche Bahnpolizeireglement bestimmt im § 25 die Maximalgeschwindigkeit der Schnellzüge zu 25^m, die der Personenzüge zu $20^m,8$ und die der Güterzüge zu $12^m,5$ in der Secunde.

Obgleich hiernach mit einer Maschine von genügender Heizfläche schwere und leichte Züge mit den entsprechenden Geschwindigkeiten gefahren werden könnten, verlangt doch ein zweckmässiger Betrieb Abweichungen in der Construction für die verschiedenen Geschwindigkeiten. Es wird z. B. angemessen sein, Maschinen für grosse Geschwindigkeiten mit grossen Triebrädern zu versehen, ihre Achsen entweder gar nicht oder deren nur zwei zu kuppeln, weil die Zugkraft verhältnissmässig klein ist, eine überflüssige Kuppelstange aber durch die Möglichkeit ihres Bruches die Sicherheit der Fahrt verringert. Man unterscheidet deshalb nach dem Fahrdienste der Maschinen gewöhnlich die folgenden Classen:

1. Schnellzugmaschinen für verhältnissmässig leichte Personenzüge von etwa 15 bis 30 Achsen oder ungefähr 75 bis 150 Tonnen Gewicht mit sehr grosser Fahrgeschwindigkeit von 16 bis 25^m in der Secunde. Sie müssen rasch diese Geschwindigkeit herstellen und erhalten können, erfordern also anfangs einen grossen Ueberschuss der Zugkraft über den Zugwiderstand zur Beschleunigung des Zuges und während der Fahrt grosse Verdampfungsfähigkeit des Kessels. Wegen des daraus entstehenden grossen Kesselgewichts braucht man nur eine oder bei starken Zügen oder entsprechenden Ansteigungen zwei Triebachsen. Die gewöhnlichen Constructionsverhältnisse sind

Cylinderdurchmesser . .	$0^m,38$ bis $0^m,42$,
Kolbenhub	$0^m,51$ - $0^m,61$,

Durchmesser der Triebräder $1^m,7$ bis $2^m,1$, in England bis $2^m,5$,
- - Laufräder 1^m - $1^m,25$,
Rostfläche . . . . . $0\square^m,95$ - $1\square^m,7$,
Heizfläche, directe . . . $6\square^m$ - $7\square^m$,
- , indirecte . . $70\square^m$ - $100\square^m$,
Gewicht der Maschine, leer . . 450 bis 630 Ctr.,
- - - , dienstfähig 50 bis 80 Ctr. mehr.

2. Personenzugmaschinen für Züge von etwa 20 bis 40 Achsen oder ungefähr 100 bis 200 Tonnen Gewicht mit Geschwindigkeiten von 10 bis 18 Meter. Auch hier sind ein bis zwei Triebachsen hinreichend. Uebliche Verhältnisse:

Cylinderdurchmesser . . . $0^m,40$ bis $0^m,43$,
Kolbenhub . . . . . $0^m,51$ - $0^m,61$,
Durchmesser der Triebräder $1^m,4$ - $1^m,7$,
- - Laufräder 1^m - $1^m,25$,
Rostfläche . . . . . $0\square^m,95$ bis $1\square^m,75$,
Heizfläche, directe . . . $5\square^m,5$ - $8\square^m$,
- , indirecte . . . $70\square^m$ - $110\square^m$,
Gewicht der Maschine, leer . . 450 bis 640 Ctr.,
- - - , dienstfähig 50 bis 80 Ctr. mehr.

3. Güter- oder Lastzugmaschinen für Züge von etwa 60 bis 180 Achsen oder ungefähr 250 bis 700 Tonnen Gewicht mit einer Fahrgeschwindigkeit von 6 bis 9 Meter. Mindestens zwei, besser drei Achsen gekuppelt. Gewöhnliche Verhältnisse:

Cylinderdurchmesser . . . $0^m,41$ bis $0^m,48$,
Kolbenhub . . . . . $0^m,61$ - $0^m,66$,
Durchmesser der Triebräder $1^m,2$ - $1^m,4$,
- - Laufräder $0^m,94$ - $1^m,1$,
Rostfläche . . . . . $1\square^m,1$ - $2\square^m$,
Heizfläche, directe . . . $6\square^m$ - $9\square^m$,
- , indirecte . . . $80\square^m$ - $120\square^m$,
Gewicht der Maschine, leer 525 bis 700 Ctr.,
- - - , dienstfähig 60 bis 120 Ctr. mehr.

4. Maschinen für gemischte Züge, d. i. für Güterzüge mit Personenbeförderung mit Geschwindigkeit von 9 bis 12 Meter. Sie erhalten zwei gekuppelte Achsen und können als Uebergang von den Personenzug- zu den Güterzug-Maschinen betrachtet werden.

Die bisher angegebenen Verhältnisse gelten für Hauptbahnen des flachen Landes. Für starke Steigungen bauet man besondere

5. Gebirgsmaschinen. Die Züge und ihre Geschwindigkeiten müssen in dem Maasse kleiner werden wie die Steigungen wachsen. Auf Steigungen, welche das Verhältniss 1:40 haben oder demselben sich nähern, kann die Geschwindigkeit der Personenzüge nur 6 bis 10 Meter betragen, während sich die Güterzüge mit 4 bis 6 Meter Geschwindigkeit bewegen. Bei diesen Maschinen sind mindestens drei, auch wohl vier gekuppelte Achsen mit kleinen Triebrädern vorhanden. Verhältnisse:

Cylinderdurchmesser . . . $0^m,46$ bis $0^m,5$,
Kolbenhub . . . . . $0^m,61$ - $0^m,68$,
Durchmesser der Triebräder $1^m,06$ - $1^m,3$,

Rostfläche . . . . . 1□m,3 bis 2□m,
Heizfläche, directe . . . 7□m - 10□m,
- , indirecte . . . 100□m - 200□m,
Gewicht der Maschine, leer 650 bis 825 Ctr.,
- - - , dienstfähig 100 bis 120 Ctr. mehr.

6. Maschinen zum Rangiren der Züge auf Bahnhöfen mit starkem Verkehre und Maschinen für kurze Zweigbahnen. Sie werden zur Vermeidung des häufigen Wendens zweckmässig als Tendermaschinen ausgeführt; die zum Tragen ihres Gewichts erforderlichen zwei oder drei Achsen sind in der Regel gekuppelt und mit kleinen Rädern versehen, um bei der ausreichenden geringen Geschwindigkeit eine grosse Zugkraft zu erhalten. Ausführungen zeigen folgende Verhältnisse:

Cylinderdurchmesser . . . 0m,2 bis 0m,4,
Kolbenhub . . . . . 0m,51 - 0m,61,
Durchmesser der Triebräder 0m,95 - 1m,37,
- - Laufräder 0m,91 - 1m,05,
Rostfläche . . . . . 0□m,70 bis 1□m,1,
Heizfläche, directe . . . 4□m,5 - 8□m,
- , indirecte . . . 42□m - 90□m,
Gewicht der Maschine, leer 350 bis 650 Ctr.,
- - - , dienstfähig 80 bis 200 Ctr. mehr.

Die zur Zeit übliche Spannung des Dampfes im Kessel beträgt bei sämmtlichen Classen der Locomotiven 8 bis 12 Atmosphären (7 bis 11 Atmosphären Ueberdruck).

Die Verschiedenheit der Construction der Locomotiven bietet Veranlassung zu mannigfacher Eintheilung.

Fasst man zunächst die Unterbringung der Vorräthe an Brennmaterial und Wasser ins Auge, so zerfallen die Locomotiven in

Maschinen mit eigenem Tender zur Aufnahme des Brennstoff- und Wasservorrathes und in

Tendermaschinen, bei denen diese Vorräthe auf der Maschine selbst untergebracht sind, oder Maschine und Tender ein Ganzes bilden.

Die richtige Einfügung der Maschinen in diese beiden Classen ist mitunter etwas schwierig. Benutzt man den Tender, wie Beugniot bei seinen schweren Lastzugmaschinen, auch zur Stützung des überhängenden Theiles der Feuerbüchse, um schädliche Schwankungen des letzteren während der Fahrt zu vermeiden, ohne sonst das Maschinengewicht den Maschinenachsen zu entziehen, so ist deshalb die Maschine noch nicht den Tendermaschinen beizuzählen.

Anders verhält es sich bei den Maschinen des Systems Behne-Köol. Hier sind die Längswände des Tenderrahmens bis beinahe zur Mitte der Feuerkiste fortgesetzt und übertragen durch Hängestangen mit Universalgelenk- oder Kugelzapfen einen nicht unerheblichen Theil des Maschinengewichts auf die erste unter der Feuerkiste liegende Tenderachse. Der hintere Theil des Maschinenrahmens, welcher sich zwischen dem vorspringenden Tenderrahmen befindet, wird durch, an letzterem angebrachte elastische Buffer seitlich geführt, während sonst die Kuppelung des Tenders mit der Maschine wie gewöhnlich eingerichtet ist. Der Tender erscheint hier nicht als ein blosser Beiwagen der Maschine, sondern er bildet einen wesentlichen Theil derselben, weshalb man diese Locomotiven angemessen als Tendermaschinen mit gegliedertem Rahmen auffasst.

Die Engerth'schen Gebirgsmaschinen wurden von ihrem Erbauer ganz

richtig als Tendermaschinen bezeichnet, weil die Verlängerung des Tenderrahmens so weit neben der Feuerbüchse hin fortgesetzt ist, dass die erste Tenderachse vor der Feuerkiste liegt und die Feuerbüchse sich durch angeschraubte Tragarme auf diesen Rahmen stützt. Der verticale Kupplungsbolzen für die beiden Gestellrahmen liegt vor der Feuerkiste zwischen der ersten Tenderachse und der letzten Maschinenachse, wodurch ein leichtes Durchlaufen scharfer Curven bewirkt wird. Diese Gestellkuppelung hat mit dem Wesen einer Tenderlocomotive eben so wenig zu schaffen, wie die versuchte Kuppelung der Maschinen- und Tenderachsen, welche von Engerth ohne Erfolg durch Zahnräder und darauf von Fink nach Kirchweger's Idee durch Kuppelstangen mit Hülfe einer zwischen ihnen eingeschobenen etwas beweglichen Blindachse hergestellt wurde. Dieses leuchtet ein, wenn man das Vorhandensein zahlreicher Tendermaschinen mit Laufachsen berücksichtigt und bedenkt, dass bei den von Schneider in Creuzot für die französischen Nord- und Ostbahnen erbauten sogenannten modificirten Engerth'schen Lastzugmaschinen die Engerth'sche Kuppelung beibehalten, dagegen die Stützung des überhängenden Maschinengewichts durch den Tender und damit das Tendermaschinenprincip aufgegeben worden ist, indem die Einschiebung einer (vierten) Maschinenachse vor der Feuerkiste statt der Tenderachse die Maschine lediglich auf eigene Räder stellt und die an ihrem gewöhnlichen Platze befindlichen Tenderräder nur das Gewicht des Tenders mit seinen Vorräthen zu tragen haben.

Eine andere Eintheilung macht man nach der für die Maschinen gewählten Rahmenanordnung. Die Lage der Räder auf den Achsen ist durch die Spurweite bestimmt, und lässt sich der Rahmen mit den Achslagern entweder innerhalb, oder ausserhalb, oder auch innerhalb und ausserhalb der Räder anordnen; darnach unterscheidet man:

Locomotiven mit Innenrahmen,
Locomotiven mit Aussenrahmen und
Locomotiven mit Doppelrahmen.

Bei der letzten Classe ist es natürlich ausreichend, in einer der beiden Rahmenwände an jeder Seite ein Lager für die Achsen herzustellen, wenn es auch mitunter in beiden geschieht.

Die Cylinder veranlassen zu weiterer Eintheilung der Maschinen. Berücksichtigt man zunächst die Lage derselben an dem Rahmen, so unterscheidet man

Locomotiven mit Innencylindern und
Locomotiven mit Aussencylindern,

je nachdem die Cylinder innerhalb oder ausserhalb des Rahmens liegen.

Man kann jede dieser beiden Classen mit den verschiedenen Rahmen ausführen und erhält dadurch Maschinen mit Innencylindern und Innenrahmen, oder Maschinen mit Innencylindern und Aussenrahmen u. s. w. Bei den Maschinen mit Innencylindern liegen die Kurbeln zwischen den in dem Rahmen gehaltenen Achslagern und müssen wegen der nothwendigen Herstellung der Achse aus einem Stück durch doppelte Kröpfung der Triebachse gebildet werden, während bei Aussencylindern auch die Kurbeln ausserhalb der Lager sitzen. Werden die Aussencylindermaschinen mit innerem Rahmen ausgeführt, so hat man die Räder ausserhalb der Rahmenwand, und der Kurbelzapfen lässt sich in einer Verstärkung der Radspeichen befestigen. Versieht man dagegen die Maschine mit Aussencylindern auch mit Aussenrahmen, so muss man auf der Triebachse ausserhalb der Lager Kurbeln anbringen und erhält dann bei der gewöhnlichen Auf-

keilung der Kurbel leicht eine grössere Entfernung der Dampfcylinder von Mitte zu Mitte, als für den Betrieb wegen der Perrons, Weichenböcke u. s. w. zulässig ist. Zur Beseitigung dieses Uebelstandes hat man nach Hall's Patent die Kurbelnabe in das Achslager gelegt, wodurch allerdings ein anderes Uebel in der Vermehrung der Zapfenreibung wegen des vergrösserten Zapfendurchmessers entsteht.

Ferner wird nach der Lage der Dampfcylinder gegen die Horizontale gesprochen von

Locomotiven mit horizontalen Cylindern und

Locomotiven mit geneigten Cylindern.

Die im Anfange des Locomotivbaues vorgekommene verticale Lage der Cylinder ist hier nicht mit aufgezählt worden, weil dieselbe bei der jetzt üblichen directen Uebertragung der Bewegung vom Kolben auf die Triebachse keine Anwendung mehr findet. Die Furcht vor ungleicher Ausnutzung der horizontalen Cylinder ist geschwunden, und die Nachtheile der verticalen Cylinder sind erkannt worden. Sie bestehen in einer wegen der Biegsamkeit der Tragfedern veränderlichen Entfernung des Cylinders von der Triebachse und in der Gefährdung der Stabilität der Locomotive durch die vom Dampfdruck hervorgerufenen Verticalschwingungen des auf den Federn liegenden Baues, in Verbindung mit bedeutender Veränderlichkeit der Radpressungen gegen die Schienen. In einem mit der Verminderung der Neigung gegen den Horizont abnehmenden Maasse sind auch die geneigten Cylinder mit diesen Uebelständen behaftet; man sollte deshalb dieselben nicht ohne triftigen Grund anwenden und dann mit einer möglichst geringen Neigung.

Eine Abweichung von der gewöhnlichen Lage der Cylinder neben oder in der Rauchkammer, wie sie z. B. die Crampton'schen Maschinen zeigen, bei welchen die Cylinder näher dem Schwerpunkte der Maschine zu befestigt sind, hat keine Veranlassung zu einer besonderen Bezeichnung gegeben.

Dagegen unterscheidet man wieder nach der Zahl der an einer Locomotive befindlichen Dampfcylinder zwei-, drei- und viercylindrige Maschinen.

Wegen der Erhaltung der Einfachheit in der Construction ist man indessen nur selten von der gewöhnlichen Einrichtung einer Zwillingsmaschine abgewichen. Eine dreicylindrige Maschine hat Stephenson ausgeführt, um während der Fahrt das Schlingern oder Schlängeln der Locomotive zu verhüten, welches in einer Hin- und Herdrehung der Maschine um eine verticale Schwerpunktsachse besteht und durch den Hin- und Hergang der Massen der Kolben, Kolbenstangen, Kreuzköpfe und Schubstangen hervorgerufen wird. Die Schubstangen zweier Cylinder von gleicher Grösse erfassten die an den Enden der Triebachse in gleicher Richtung aufgesteckten Kurbeln, während die Schubstange des dritten, in der Mitte zwischen den andern liegenden Cylinders vom doppelten Querschnitte eines kleinen auf eine, um 90° gegen die ersten Kurbeln verstellte Wellenkröpfung wirkte. Die viercylindrige Maschine von Haswell beseitigt ausser dem Schlingern auch das Rucken oder Zucken, d. i. das ruckweise Vorrücken oder Zurückbleiben des Schwerpunkts der Maschine gegen seine gleichförmige Bewegung, indem durch Ersetzung jedes der zwei Cylinder durch zwei übereinanderliegende von halbem Querschnitt mit entgegengesetzter Kolbenbewegung die störenden Einflüsse der Kolben-, Schubstangen- und Kurbel-Massen sich gegenseitig aufheben. Sowohl Stephenson als Haswell haben wenig oder gar keine Nachahmer gefunden, weil sich bei den zur Zeit üblichen Fahrgeschwindigkeiten jene störenden Bewegungen einfacher durch Gegengewichte an den Triebrädern in genügender Weise unschädlich machen lassen. Vier Cylinder sind ausserdem von Petiet, Fairlie,

der Société Cockerill, Günther in Wien u. a. angewandt worden, um zahlreiche Achsen, die sie wegen der Bahncurven in zwei gegeneinander bewegliche Systeme abtheilten, ohne Hülfe von Kuppelstangen als Triebräder verwenden zu können, indem für jedes Achsensystem eine besondere Zwillingsmaschine dient.

Endlich entstehen durch die Achsen der Locomotive einige Unterschiede. In der Regel wird zwar von den Dampfkolben aus die Achse mit den Triebrädern direct bewegt, jedoch auch mitunter zunächst eine Achse ohne Räder, eine Blindachse, und diese treibt dann die Triebachse durch Kuppelstangen. Darnach hat man

Locomotiven mit direct bewegter Triebachse und
Locomotiven mit Blindachse.

Nach der Zahl der unter der Locomotive befindlichen Achsen oder üblicher nach der Zahl der auf ihnen befindlichen Räder macht man die Eintheilung in

vier-, sechs-, acht- u. s. w. rädrige Locomotiven.

Sodann wird berücksichtigt, ob und wie viele Achsen gekuppelt sind und darnach unterschieden

Locomotiven mit nicht gekuppelten Achsen und
Locomotiven mit zwei, drei u. s. w. gekuppelten Achsen.

Schliesslich richtet man das Augenmerk auf die Lagerung der Achsen in dem Rahmen der Maschine.

Für gerade oder auch mit Curven von grösseren Halbmessern versehene Bahnstrecken sind die parallel und nach der Achsenrichtung unverschiebbar in dem Rahmen gelagerten Achsen am einfachsten und sichersten, folglich am besten. Um bei dieser Lagerung der Achsen für sechsrädrige Maschinen das Durchlaufen von Curven zu erleichtern, dreht man wohl die Spurkränze der Mittelräder schwächer als die der Endräder; ein gänzliches Wegdrehen der Spurkränze soll aber nach § 160 der »technischen Vereinbarungen des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen« nicht stattfinden. Enthält daher die Bahn, z. B. in Gebirgsgegenden, sehr kleine Krümmungshalbmesser, so muss man die Achsen gegen einander beweglich machen, damit sie sich nach der Bahnkrümmung einstellen können. Die Locomotiven zerfallen darnach in Locomotiven mit parallelen und unverschiebbaren Achsen und Locomotiven mit theilweis oder sämmtlich beweglichen Achsen.

Die letzte Classe theilt sich wieder nach der Herstellung der Beweglichkeit in zwei Abtheilungen:

Locomotiven mit Achsen, welche in der Richtung ihrer geometrischen Achse verschiebbar sind, und

Locomotiven mit drehbaren Achsen, d. h. mit einer Vorrichtung, welche das Einstellen der Achsen unter einem Winkel gegeneinander gestattet.

Bei den Maschinen der ersten Abtheilung hat man die Mittelachse der dreiachsigen Maschinen verschiebbar gemacht, und die äusseren Achsen geben der Maschine eine sichere Führung in der Bahn, während bei den vierachsigen Maschinen der Semmering- und Brennerbahn die hinterste Achse verschiebbar ist. Beugniot stellt in ähnlicher Weise, wie Baldwin vor ihm, stets zwei Achsen gleichzeitig und um gleichviel in entgegengesetzter Richtung verschiebbar her, indem er sie zwischen den beiden gewöhnlichen, die Verschiebung zulassenden Achslagern mit einem Halslager versieht, und diese Halslager durch einen gleicharmigen Balancier verbindet, dessen Drehpunkt an dem Rahmen sicher befestigt ist. Bei seinen sechsachsigen Maschinen sind die erste und dritte, sowie die vierte und sechste in der angegebenen Weise verbunden,

die zweite und fünfte Achse aber unverschiebbar gelagert, und erhalten dadurch die Maschinen eine gute Führung in der Bahn, während sich die Einrichtung bei den vierachsigen Maschinen durch den Wegfall der unverrückbaren Achsen misslich gestaltet.

Ungezwungener werden die Curven von den Maschinen der zweiten Abtheilung durchlaufen, weil sich hier die Achsen nach dem Radius der Curve einstellen können. Entweder sind die Achsen einzeln (meistens die äusseren) mit einer entsprechenden Beweglichkeit ausgerüstet, oder man hat mehrere Achsen zusammen in ein gemeinsames Gestell gelegt, was in Bezug auf die Vermeidung einer Entgleisung günstiger ist.

Zu der ersten Art gehörte das complicirte, schon im zweiten Band aufgeführte System Arnoux, welches aber wegen der losen Räder auf den Achsen nach den technischen Vereinbarungen des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen für den durchgehenden Verkehr nicht angewandt werden kann. Ferner sind hierher zu rechnen der Bissel'sche Achsrahmen in der Form eines gleichschenkligen Dreiecks, welches in seiner Basis die Achse trägt und sich um einen in der Spitze des Dreiecks am Locomotivrahmen befestigten Bolzen dreht, und die, demselben in ihrer Wirkung gleichenden, radialen Achsbüchsen von Adams, welche mit ihren Achshaltern durch cylindrische Flächen begrenzt sind, deren verticale Achse durch jenen Drehpunkt geht. Bei beiden Einrichtungen muss der Drehpunkt in der Mitte zwischen der beweglichen und der nächsten festen radial stehenden Achse oder der Mittellinie des sie vertretenden Achssystems sich befinden, um für jede Curve ein richtiges Einstellen der Achse nach derem Radius zu erreichen. Endlich gehören auch die für ausgedehnte Anwendung zu complicirten Radialachsen von Clark hierher, bei welchen als Vorder- und Hinterachse eine hohle Achse mit den Rädern ähnlich wie bei Bissel geführt wird; dieselbe nimmt in ihrer Höhlung eine, mit ihr universalgelenkartig und verschiebbar verbundene, massive Achse auf, welche in dem Rahmen der Maschine parallel und unverschiebbar mit den übrigen Achsen gelagert und mit Kurbeln zur Aufnahme von Kuppelstangen für die Verbindung mit den andern Achsen versehen ist.

Das zweite Verfahren, mehrere Achsen in einem besondern Radgestell zu einem im Ganzen beweglichen Systeme zu vereinigen, ging von Baldwin und Norris aus und hat besonders in Amerika Verbreitung gefunden. Es liegen gewöhnlich die beiden vorderen Laufachsen zusammen in dem Radgestell, welches sich um einen, in seinem Mittelpunkte befindlichen und unter der Rauchkammer befestigten Bolzen drehen kann. Dabei verhält sich das Gestell für das Durchlaufen der Curven etwa wie eine, in seiner Mittellinie unverschiebbar im Rahmen der Locomotive gelagerte Achse. Mehr Geschmeidigkeit für die Bewegung in den Curven erlangt man durch Einschlagen des von Engerth zuerst betretenen Weges, den Drehpunkt des Radgestelles für die beiden hintern Achsen ausserhalb desselben, weiter nach den festen Achsen hin, zu legen. Dabei gliederte er auch den Hauptrahmen der Locomotive, und konnte ihn deshalb selbst zur Lagerung der Achsen benutzen. Bissel änderte in ähnlicher Weise das bewegliche Vorderrädergestell von Norris ab, indem er die Mitte desselben nur zur Lastaufnahme einrichtete und die Drehung wie bei Engerth ausführte. Da beim Vorwärtsfahren der Drehpunkt hinter dem Radgestell liegt, so wird in dem letzteren die Herstellung eines Bestrebens zur Einstellung seines Mittelpunkts in die Maschinenachse erforderlich, welches durch die Gestaltung der Tragflächen als schiefe Ebenen oder auch durch elastische Buffer erreicht werden kann. Die richtige Lage des Drehpunktes be-

stimmt sich, wie oben bei der Bissel'schen Einzelachse angegeben war; es tritt hier die Mittellinie des Achssystems in die Stelle der Einzelachse. Um die wegen der Leitung beim Vorwärtsfahren missliche Lage des Drehpunkts hinter dem Vordergestelle zu vermeiden, hat Vaesen den Drehpunkt vor das Gestell gelegt, musste aber deshalb auf die schöne Eigenschaft der radialen Einstellung der Mittellinie des Achsengestells durch die Leitarme Verzicht leisten.

Sollen die Achsen eines beweglichen Gestelles mit als Triebräder dienen, so kann man entweder den oben erwähnten zweifelhaften Weg Engerth's oder Fink's einschlagen, oder besser die Räder in zwei Systeme eintheilen, die jedes Systems unter sich kuppeln und durch eine besondere an ihrem Radgestell angebrachte Zwillingsmaschine treiben. Derartige Maschinen sind von der Société Cockerill in Seraing, Günther in Wien, Fairlie u. s. w. ausgeführt worden. Der Kessel ruht dann entweder auf dem Hauptrahmen der Maschine, unter welchem sich die Radgestelle mit ihren Cylindern befinden, oder er wird, z. B. von Fairlie, ohne besonderen Rahmen auf die Triebradgestelle gelegt, wie bei dem amerikanischen Wagensysteme der Wagenkasten auf die Radgestelle. Den Dampf leitet man von dem Kessel durch die Drehachse der Radgestelle nach den Cylindern und durch die Achsen zurück nach dem Schornstein, ähnlich wie durch die Zapfen oscillirender Dampfcylinder. Bei den von Cockerill und Fairlie ausgeführten Locomotiven ist der Heizapparat in dem Kessel doppelt angelegt, von den beiden Feuerkisten in der Mitte führen die Siederöhren nach den an den beiden Enden befindlichen Rauchkammern mit den Schornsteinen.

Diese Systeme mit beweglichen Radgestellen bilden den Uebergang zu den vollständigen Doppelmaschinen, d. s. zwei selbstständige Tendermaschinen, welche mit ihren Feuerkistenenden zusammengekuppelt werden. Solche Maschinen hat man z. B. auf der schiefen Ebene der Genua-Turiner Eisenbahn auf den Vorschlag Stephenson's angewandt.

Der Vollständigkeit halber muss noch hingewiesen werden auf den mitunter angegebenen Unterschied der Locomotiven nach dem in ihnen zur Verwendung kommenden Brennmateriale: Coke, Steinkohlen, Braunkohlen, Holz, Torf u. s. w. Man spricht dann von Locomotiven mit Cokeheizung, Kohlenheizung u. s. w. Die Verschiedenheit in der Construction beschränkt sich, wenn eine solche überhaupt hervortritt, im Wesentlichen auf die Grösse und Gestalt des Rostes, Anbringung einer Vorrichtung zum Rauchverbrennen und auf Herstellung einer Einrichtung im Schornstein, um das Funkenwerfen bei flüchtigem Brennmaterial zu verhüten.

Hiermit wäre eine Uebersicht über die verschiedenen Locomotivconstructionen gegeben; die eingehende Besprechung muss den betreffenden einzelnen Capiteln überlassen bleiben.

B. Die Erzeugung des Dampfes im Kessel.

§ 4. Aufgabe des Kessels. — Die Einrichtung eines Locomotivkessels ist aus § 2 dieses Capitels im Allgemeinen bekannt; wir wenden uns daher jetzt zu einer genauen Betrachtung der Vorgänge in dem Kessel.

Es handelt sich bei der Kesselanlage darum, die zum Betriebe der Maschine während einer gewissen Zeit erforderliche Dampfmenge in derselben Zeit zu bilden. Zu diesem Zwecke hält man den Kessel mit Wasser gefüllt, wegen der periodischen Speisung desselben in einer Höhe von mindestens 10^{cm} und höchstens 20^{cm}, also im

Mittel 15^{cm}, über der Decke des Feuerkastens (damit einerseits bei den Schwankungen während der Fahrt die Feuerkastendecke nicht der Gefahr des Blosliegens ausgesetzt und anderseits der Dampfraum nicht zu sehr verkleinert wird), und leitet durch die Heizfläche des Kessels die zur Bildung jener Dampfmenge erforderliche Wärmemenge, welche nach § 12 des ersten Capitels zu bestimmen ist, in das Wasser ein. Die durch die Verbrennung auf dem Roste hervorgerufene Wärmemenge muss natürlich grösser als die in den Kessel eindringende sein, weil die aus dem Schornsteine entweichenden Gase noch beträchtliche Wärme mit sich führen, und ausserdem durch Abkühlung und Strahlung Wärme verloren geht, d. h. nicht zur Dampfbildung verwandt wird. Das Verhältniss der im Verlaufe einer bestimmten Zeit in den Kessel eingetretenen Wärmemenge zu der auf dem Roste zur Verfügung der Heizfläche während derselben Zeit hergestellten Wärmemenge heisst das Güteverhältniss der Heizfläche, weil die Güte des Kessels unter sonst gleichen Umständen mit diesem Verhältnisse wächst. Das auf dem Roste während jener Zeit verbrannte Brennmaterial würde bei vollkommener Verbrennung eine grössere Wärmemenge erzeugen, als es wirklich durch seine unvollkommene Verbrennung liefert, und von dieser letzteren geht noch ein Theil durch Strahlung und Abkühlung für die Heizfläche verloren. Das Verhältniss der, der Heizfläche zur Benutzung dargebotenen Wärmemenge zu der, einer vollkommenen Verbrennung des Brennmaterials entsprechenden Wärmemenge wird das Güteverhältniss der Feuerung genannt. Aus dem Producte der beiden genannten Güteverhältnisse bildet sich das Güteverhältniss der ganzen Kesselanlage, welches den Theil der durch eine vollkommene Verbrennung des Brennmaterials zu bildenden Wärmemenge angiebt, welcher wirklich in den Kessel zur Temperaturerhöhung des Wassers (Dampfbildung) eindringt. Wir werden sehen, dass das Güteverhältniss eines Kessels durch Ausdehnung seiner Heizfläche sich vergrössern lässt; aber, da dieselbe mit einer Erhöhung der Anschaffungs- und Erhaltungskosten verbunden ist, wodurch der pecuniäre Nutzen der Heizflächenvergrösserung geschmälert, oft ganz aufgehoben wird, und da auch der zulässige Radstand, sowie das Gewicht der Locomotive, die Grösse des Kessels einschränkt, so begnügt man sich zweckmässigerweise mit einem gewissen Werthe des Güteverhältnisses. Wir stellen daher dem Kessel die Aufgabe, eine gegebene Dampfmenge von einer bestimmten Spannung in einer gewissen Zeit und bei einem festgesetzten Güteverhältnisse zu liefern.

Zur Verbrennung der für diesen Zweck erforderlichen Brennstoffmenge muss eine derselben proportionale Luftmenge durch den Rost eintreten. Wir wollen zunächst die Erfüllung dieser Bedingung voraussetzen, uns mit dem Vorgange der Verbrennung auf dem Roste beschäftigen, sodann die Wärmeaufnahme des Kessels untersuchen und schliesslich die Herstellung des vorausgesetzten Zuges besprechen.

§ 5. Die Verbrennung auf dem Roste. Grösse der Rostfläche. — Die zur Verwendung kommenden Brennstoffe sind in der Regel Coke oder Steinkohlen, seltener Braunkohlen, Holzkohlen, Holz und Torf. Sie bestehen hauptsächlich aus Kohlenstoff, dann aus Wasserstoff, Sauerstoff, geringen Mengen unverbrennlicher erdiger (Asche und Schlacken bildender) Theile, mitunter etwas Schwefel u. s. w. Bei der vollkommenen Verbrennung verbindet sich der Sauerstoff der hinzutretenden Luft mit dem Kohlenstoff zu Kohlensäure und mit dem freien (nicht im Wasser mit Sauerstoff gebundenen) Wasserstoff zu Wasser.

Es ist bestimmt worden, dass sich bei der Verbrennung eines Kilogrammes Kohlenstoff zu Kohlensäure 7500 Wärmeeinheiten und der eines Kilogrammes Wasser-

stoff zu Wasser 34500 Wärmeeinheiten entwickelt werden. Da der im Brennmateriale anwesende Sauerstoff mit dem achten Theile seines Gewichts Wasserstoff bereits chemisch verbunden als Wasser vorkommt, so bleibt zur Verbrennung nur der etwaige Rest Wasserstoff übrig. Sollte der Brennstoff hygroscopisch Wasser enthalten, so würde dasselbe während der Verbrennung verdampfen und dadurch für jedes Kilogramm ungefähr 640 Wärmeeinheiten beanspruchen. Bezeichnet bei einem Brennmaterial

C den Kohlenstoff-
H den Wasserstoff-
O den Sauerstoff-
und W den Wasser- } Gehalt in Kilogrammen,

so entstehen durch vollständige Verbrennung desselben an Wärmeeinheiten

$$7500\ C + 34500\ (H - \frac{O}{8}) - 640\ W,$$

wenn man die geringfügigen Einflüsse des Gehaltes an Schwefel u. s. w. vernachlässigt.

Kennt man die chemische Zusammensetzung eines Brennstoffs, so kann nach der angegebenen Formel die Heizkraft $\mathfrak{H}$ desselben berechnet werden, d. h. die Anzahl Wärmeeinheiten, welche durch das vollkommene Verbrennen eines Kilogrammes dieses Stoffes entstehen. Gute Steinkohlen bestehen z. B. im Mittel dem Gewichte nach aus:

0,80 Kohlenstoff,
0,054 Wasserstoff,
0,071 Sauerstoff,
0,03 Wasser,
0,045 Asche.

Setzt man diese Werthe in obigen Ausdruck ein, so findet sich:

$$\mathfrak{H} = 7500\ .\ 0{,}8 + 34500\ (0{,}054 - 0{,}009) - 640\ .\ 0{,}03 = 7533.$$

Coke besteht aus:

0,85 Kohlenstoff,
0,05 Wasser und
0,1 Asche;

man erhält daher für denselben:

$$\mathfrak{H} = 7500\ .\ 0{,}85 - 640\ .\ 0{,}05 = 6343.$$

Wir müssen uns darauf beschränken, nur diese beiden Brennstoffe, welche bei Locomotivfeuerungen fast ausschliesslich vorkommen, zu berücksichtigen und es dem Leser überlassen, in dem seltenen Falle der Verwendung anderer Materialien, die betreffenden Zahlenwerthe sich selbst zu sammeln.

In den Kesselfeuerungen gelingt die vollständige Verbrennung nicht. Viele Atome des Kohlenstoffs verbinden sich statt mit zwei Atomen Sauerstoff, wie zur Entstehung von Kohlensäure nöthig ist, nur mit einem Atom Sauerstoff und erzeugen dadurch Kohlenoxydgas, welches bei seiner Bildung aus jedem Kilogramme Kohlenstoff nur 2400 Wärmeeinheiten hervorruft, also kaum den dritten Theil der durch die Kohlensäurebildung entstehenden. Ferner büsst man einen Theil der erzeugten Wärme für die Heizfläche durch Strahlung und Abkühlung ein, viele Kohlenstofftheile gehen gänzlich unverbrannt als Rauch mit fort, namentlich ist bei Steinkohlen die Verbrennung nach erfolgter

Beschickung des Rostes sehr unvollkommen und oft muss eine bedeutende Menge hygroscopisches Wasser verdampft werden. Wir dürfen daher für die Praxis nur bei

$$\left.\begin{array}{l}\text{Steinkohlen } 0{,}75 \,.\, 7553 = 5600 \\ \text{Coke} \quad . \quad . \quad 0{,}9 \quad .\, 6343 = 5700\end{array}\right\} = g_f \cdot \mathfrak{H}$$

als abgerundeten Heizwerth in Rechnung stellen, oder müssen als Güteverhältniss g_f der Feuerung 0,75 bez. 0,9 einführen.

Die zur Verbrennung erforderliche Luftmenge berechnet sich in folgender Weise. Ein Kilogramm Kohlensäure enthält 0,73 Kilogr. Sauerstoff und 0,27 Kilogr. Kohlenstoff. Um also 1 Kilogr. Kohlenstoff zu Kohlensäure zu verbrennen, müssen $\frac{0{,}73}{0{,}27} = 2{,}7$ Kilogr. Sauerstoff zugeführt werden; da nun 1 Kilogr. atmosphärischer Luft nur 0,23 Kilogr. Sauerstoff neben 0,77 Kilogr. Stickstoff enthält, so sind zur Verbrennung jedes Kilogrammes Kohlenstoff $\frac{2{,}7}{0{,}23} = 11{,}7$ Kilogr. atmosphärischer Luft erforderlich. In gleicher Weise findet sich die zur Verbrennung des im Brennmateriale enthaltenen freien Wasserstoffes zu Wasser nöthige Luftmenge. Da 1 Kilogr. Wasser aus 0,89 Kilogr. Sauerstoff und 0,11 Kilogr. Wasserstoff besteht, so erfordert 1 Kilogr. Wasserstoff $\frac{0{,}89}{0{,}11} = 8{,}1$ Kilogr. Sauerstoff und diese finden sich in $\frac{8{,}1}{0{,}23} =$ 35,2 Kilogr. atmosphärische Luft vor.

Um ein Kilogramm irgend eines Brennstoffes vollständig zu verbrennen, sind daher an atmosphärischer Luft nöthig:

$$11{,}7\ C + 35{,}2\left(H - \frac{O}{8}\right);$$

z. B. für Steinkohlen:

$$11{,}7 \,.\, 0{,}8 + 35{,}2\ (0{,}054 - 0{,}009) = 10{,}9 \text{ Kilogr.}$$

und für Coke:

$$11{,}7 \,.\, 0{,}85 = 9{,}9 \text{ Kilogr.}$$

Weil nicht jedes Sauerstofftheilchen zu einem Kohlenstofftheilchen hin geführt wird, mit dem es sich verbinden müsste, sondern ein grosser Theil Sauerstoff unbenutzt mit den Heizgasen entweicht, so muss für diesen Theil Ersatz geschafft, also mehr Luft zugeführt werden, als eben berechnet wurde. Bei den gewöhnlichen Kesselfeuerungen nimmt man beinahe das Doppelte des berechneten Werthes, während man bei den Locomotivkesseln mit verhältnissmässig kleiner Heizfläche und starker Dampfspannung auf höhere Temperatur der Heizgase zum Nachtheile der Haltbarkeit der Roststäbe u. s. w. sehen und sich deshalb mit dem kaum anderthalbfachen des obigen Werthes begnügen muss. Wir rechnen ein und drei Achtel mal so viel Luft als theoretisch erforderlich ist und erhalten das zu der Verbrennung von 1 Kilogramm nöthige Luftgewicht L für

Steinkohlen 15 Kilogr.,
Coke . . . 13,5 Kilogr.

Mit Hülfe dieser Zahlen lässt sich die während der Verbrennung über dem Roste herrschende Temperatur berechnen. Die durch die Verbrennung entwickelte Wärmemenge geht zum Theil durch Strahlung an andere Körper (die directe Heizfläche und den Aschenkasten) über und der übrige Theil wird zur Temperaturerhöhung der Heizproducte verwendet. Die Angaben über die Grösse der ausgestrahlten Wärmemenge sind schwankend; wir wollen den Quotienten

$$\frac{\text{ausgestrahlte Wärmemenge}}{\text{ganze auf dem Roste nutzbar gemachte Wärmemenge}} = \sigma$$

setzen und für die Locomotivfeuerungen mit Coke und Steinkohlen $\sigma = \frac{1}{5}$ nach Grashof annehmen. Zur Erhöhung der Temperatur der Heizgase dienen daher pro 1 Kilogr. Brennmaterial, welches $g_f \cdot \mathfrak{H}$ benutzbare Wärmeeinheiten durch seine Verbrennung entstehen lässt, $(1 - \sigma)\, g_f \cdot \mathfrak{H}$ Wärmeeinheiten; diese treten in die gasförmige Verbindung von 1 Kilogr. Brennmaterial und L Kilogr. Luft, deren Temperatur dadurch von

T_0 der ursprünglichen mittleren Temperatur des Brennmaterials und der Luft

auf

T_1 die Temperatur in den Heizgasen über dem Roste

steigt.

Bezeichnet s die specifische Wärme der Heizgase (d. i. die Anzahl Wärmeeinheiten, welche für 1 Kilogramm der Gase zur Temperaturerhöhung um 1° erforderlich sind), so erhalten wir die Gleichung

$$(1 + L)\, s\, (T_1 - T_0) = (1 - \sigma)\, g_f \cdot \mathfrak{H},$$

woraus sich ergiebt

$$T_1 = T_0 + \frac{(1 - \sigma)\, g_f \cdot \mathfrak{H}}{(1 + L)\, s} \quad \ldots\ldots 1).$$

Zu numerischer Berechnung dieses Werthes darf man für s den Werth 0,24 der specifischen Wärme für die atmosphärische Luft anwenden, weil die Heizgase hauptsächlich aus derselben bestehen. Setzen wir für $g_f \cdot \mathfrak{H}$, L und σ die früher angegebenen Werthe und $T_0 = 0$, so folgt nach kleiner Abrundung

für Steinkohlen $T_1 = 1150°$
für Coke . . . $T_1 = 1300°$ . . . . . 1a).

Aus 1) ersieht man, wie die Temperatur T_1 abnimmt mit steigender Luftzuführung. Weshalb bei den Locomotivkesseln eine geringere Luftzuführung und folglich eine, für die Dauer der Kesselanlage schädliche höhere Temperatur, als bei den gewöhnlichen Kesseln angenommen werden muss, ist bereits erwähnt worden.

Durch die Verbrennung eines Kilogrammes Brennstoff entsteht eine bestimmte Wärmemenge; es muss daher zur stündlichen Erzeugung einer gegebenen Wärmemenge auf dem Roste eine ihr proportionale Brennstoffmenge stündlich verbrannt werden. Zu dem Zwecke ist eine gewisse Grösse der Rostfläche erforderlich, die wir mit R bezeichnen und jetzt bestimmen wollen.

Das Brennmaterial wird auf dem Roste in einer gewissen Menge aufgeschichtet, und der hergestellte Zug nöthigt die zur Verbrennung erforderliche Luft zum Eintritt durch die Rostspalten in die zwischen den einzelnen Brennmaterialstücken gebildeten Canäle. Hier tritt dieselbe mit dem Brennstoff in Verbindung, verbrennt denselben, und die dadurch im Innern der Schichten entstehenden Gase müssen durch die Canäle der glühenden Brennschicht entweichen. Die Grösse der Rostspalten hängt von dem zu verwendenden Brennstoffe ab, weil derselbe nicht durch die Spalten fallen darf. Man nimmt bei Coke 2^{cm} bis $2^{cm},8$ und bei Steinkohlen $0^{cm},7$ bis 2^{cm}. Die Summe der sämmtlichen Rostspalten, die freie Rostfläche, welche wir als einen Theil von R mit $m \cdot R$ bezeichnen wollen, bestimmt sich aus dieser Spaltbreite und der zur Haltbarkeit erforderlichen Breite der Roststäbe von 2^{cm} bis $3^{cm},5$; wir finden bei ausgeführten Feuerungen den Werth m für Coke zwischen 0,4 und 0,5, für Steinkohlen zwischen 0,25 und 0,4. Zwischen dem freien Rostquerschnitte und dem Querschnitte

der leeren Räume im Brennstoffe muss natürlich eine Uebereinstimmung herrschen; feines Brennmaterial erfordert geringere Spaltenbreite als gröberes.

Sollen auf dem Roste B Kilogr. Brennstoff in der Stunde oder $\frac{B}{3600}$ Kilogr. in der Secunde verbrannt werden, so erfordert dies eine Luftzuführung von $\frac{B \,.\, L}{3600}$ Kilogr. oder, da ein Cubikmeter Luft nahe 1,3 Kilogr. wiegt, $\frac{B \,.\, L}{1{,}3 \,.\, 3600}$ Cubikm. in der Secunde. Bezeichnen wir mit v die Geschwindigkeit der Luft in den Rostspalten, so beträgt $m\,R\,.\,v$ die wirklich in den Rost tretende Luftmenge und diese muss dem obigen Werthe gleich sein. Aus

$$\frac{B \,.\, L}{1{,}3 \,.\, 3600} = m\,R\,.\,v$$

folgt die auf jedem Quadratmeter Rostfläche verbrennende Brennstoffmenge

$$\frac{B}{R} = \frac{1{,}3 \,.\, 3600 \,.\, m \,.\, v}{L} \quad \ldots\ldots 2).$$

Für constante Werthe von m, v und L, also bei bestimmtem Brennmateriale und unveränderlicher Luftzuführung ist $\frac{B}{R}$ selbst ein constanter Werth und die Rostfläche findet sich dann mit seiner Hülfe zu

$$R = \frac{B}{\frac{B}{R}} \quad \ldots\ldots 2^a).$$

Der Werth $\frac{B}{R}$ ist abhängig von der Höhe Δ der auf dem Roste liegenden Brennstoffschichten. Jedes verbrennende Stofftheilchen bedarf während der Zeit des Verbrennungsacts ein, seinem Gewichte proportionales Luftgewicht. Da die Anzahl jener Theilchen aber bei gleichmässig durchgebrannter Schicht eines Brennstoffs von überall gleicher Beschaffenheit offenbar proportional der Schichthöhe sein wird, so muss die in jener Zeit und folglich auch in einer Secunde zuzuführende Luftmenge im Verhältniss der Schichtenhöhe wachsen. Die Durchgangsöffnung $m\,R$ bleibt aber constant, und die Luftmenge lässt sich in jener Weise nur durch die Geschwindigkeit v vermehren. Wir können daher setzen

$$v = a \,.\, \Delta \quad \ldots\ldots 3),$$

wenn a einen constanten Werth ausdrückt. Führen wir 3) in 2) ein, so erhalten wir

$$\frac{B}{R} = \frac{1{,}3 \,.\, 3600 \,.\, a}{L} \,.\, m \,.\, \Delta \quad \ldots\ldots 4)$$

und das auf dem Roste befindliche Volumen $\mathfrak{V}$ des Brennmateriales

$$\mathfrak{V} = R \,.\, \Delta = \frac{L}{1{,}3 \,.\, 3600 \,.\, a} \cdot \frac{B}{m} \quad \ldots\ldots 5).$$

Der Werth a bestimmt sich nach bewährten Feuerungen. Bei dem Cokefeuer der Locomotiven lassen sich erfahrungsmässig auf $1\,\square^m$ Rostfläche bei $0^m{,}5$ hoher Schicht auf dem Rost ungefähr 500 Kilogr. Brennstoff in der Secunde günstig verbrennen. Setzen wir in 4)

$$\frac{B}{R} = 500, \quad L = 13{,}5, \quad m = 0{,}45, \quad \Delta = 0{,}5,$$

so ergiebt sich für Cokefeuer $a = 6{,}5$ und die Gleichungen 3) bis 5) gehen über in

$$v = 6{,}5\ \Delta \ldots . 3^a),$$

$$\frac{B}{R} = 2250\ .\ m\ .\ \Delta \ldots . 4^a),$$

$$\mathfrak{V} = R\ .\ \Delta = \frac{1}{2250} \cdot \frac{B}{m} \ldots . 5^a).$$

Steinkohlenfeuerung ist erst in neuerer Zeit bei den Locomotiven eingeführt worden; die Angaben darüber sind noch mangelhaft. Wir benutzen daher die Ergebnisse der gewöhnlichen Kesselfeuerungen; hier verbrennt man stündlich etwa 60 Kilogr. nicht zu feine Kohle auf $1\square^m$ Rostfläche mit $m = 0{,}25$ bei $0^m{,}08$ Schichtenhöhe und reichlicher Luftzuführung von $L = 20$. Aus diesen Angaben folgt $a = 13$ oder doppelt so gross als bei Coke, und dies ist auch angemessen, weil, gleiches Gewicht Brennstoffe auf derselben Rostfläche vorausgesetzt, bei Steinkohlen die Schichten wegen des etwa doppelt so grossen Gewichtes per 1 Cubikm. nur ungefähr halb so hoch wie bei Coke und daher nach 3) die Luftgeschwindigkeiten nahe gleich ausfallen. Bei den Locomotiven ist der geringern Luftzuführung wegen $L = 15$ und daher

$$v = 13\ .\ \Delta \ldots . 3^b),$$

$$\frac{B}{R} = 4050\ .\ m\ .\ \Delta \ldots . 4^b),$$

$$\mathfrak{V} = R\ .\ \Delta = \frac{1}{4050} \cdot \frac{B}{m} \ldots . 5^b).$$

Das Volumen $\mathfrak{V}$ muss also der stündlich zu verbrennenden Brennstoffmenge proportional gehalten werden. Die periodische Beschickung des Rostes erlaubt natürlich nur eine annäherungsweise Ausführung dieses Satzes. Jedenfalls ist aber der Feuerraum so geräumig zu machen, dass er ein, der grössten geforderten Wärmeentwickelung entsprechendes Volumen aufzunehmen vermag. Die Grösse der Rostfläche selbst kann dabei verschieden ausgeführt werden, weil sich nach 4) auf einem kleinen Roste mit hoher Schicht eine ebenso grosse Brennstoffmenge stündlich verbrennen lässt, wie auf einem grossen Rost mit niedriger Schicht; vorausgesetzt, dass man die Luftgeschwindigkeit 3) entsprechend im ersten Falle grösser als im zweiten herstellt, oder mit andern Worten, den Zug verstärkt. Weil bei den Locomotiven der Raum beschränkt ist, führt man kleine Rostflächen aus; der erforderliche starke Zug lässt sich durch das Blasrohr leicht bewirken. Es werden bei Verwendung von Coke je nach der Stärke der auf dem Roste liegenden Schichten von $0^m{,}4$ bis $0^m{,}6$, wie aus $4^a)$ mit diesen Zahlen für Δ und dem Durchschnittswerthe $m = 0{,}45$ folgt, 400 bis 600 Kilogramm Coke stündlich auf einem Quadratmeter Rostfläche verbrannt. Rechnet man im Mittel $\frac{B}{R} = 500$ Kilogr., so bestimmt sich nach $2^a)$ die Rostfläche

$$R = \frac{B}{500} \ldots . 6^a).$$

Die Steinkohlenfeuerung verträgt, der Zugwirkung wegen, je nach der Grösse der Kohlenstücke nur Schichten von $0^m{,}20$ bis $0^m{,}33$ und damit erhält man aus $4^b)$, wenn $m = \frac{1}{3}$ im Mittel gesetzt wird, eine stündliche Verbrennung von

$$R = 300 \text{ bis } 450 \text{ Kilogr. Steinkohlen.}$$

Die auszuführende Rostfläche berechnet sich dann nach $2^a)$ zu

$$R = \frac{B}{300} \text{ bis } \frac{B}{450} \ldots . 6^b)$$

nach der Beschaffenheit der Kohle.

Weil bei gleicher Dampfentwickelung durch gleich grosse Heizflächen etwas mehr Kohle als Coke gebraucht wird, so fallen hiernach die Rostflächen für Steinkohlen ungefähr vierdrittel bis zwei Mal grösser als die für Coke aus. Die neuesten Locomotiven zeigen auch bereits diese Verhältnisse.

§ 6. Die Verdampfung des Kesselwassers. Grösse der Heizfläche und Dimensionen des Kessels. — Durch Verbrennung von B Kilogr. Brennstoff in einer Stunde auf dem Roste entwickeln sich für den Kessel nutzbar $g_f \cdot \mathfrak{H} \cdot B$ Wärmeeinheiten, von welchen $\sigma \cdot g_f \cdot \mathfrak{H} \cdot B$ direct durch Strahlung an die Heizfläche abgegeben, während $(1 - \sigma)\, g_f \cdot \mathfrak{H} \cdot B$ in die Heizgase dringen und von diesen während des Durchganges an der Heizfläche durch Leitung an dieselbe theilweise abgegeben werden. Die Heizfläche übermittelt die durch Strahlung und Leitung aufgenommene Wärme an das Kesselwasser, welches durch dieselbe zur Verdampfung veranlasst wird. Dagegen ist die Wärme, welche die Heizgase beim Eintritt in die Rauchkammer noch besitzen, für die Dampfbildung im Kessel verloren. Sehen wir von dem bei guter Einhüllung des Kessels sehr geringen Wärmeverluste durch die äussere Kesselwand ab, so ist die ganze durch die Heizfläche aufgenommene Wärme für die Verdampfung nutzbar und das Güteverhältniss der Heizfläche

$$g_H = \frac{\text{aufgenommene Wärme}}{\text{auf dem Roste nutzbar entwickelte Wärme}}$$

drückt auch das Güteverhältniss des Kessels hinsichtlich der Benutzung der auf dem Roste entwickelten Wärme zur Verdampfung aus. Den Werth g_H wollen wir jetzt bestimmen.

Bezeichnet

T_1 die Temperatur der Heizgase über dem Roste,

T_2 die Temperatur derselben beim Eintritt in die Rauchkammer,

Q das Gewicht der durch die Verbrennung stündlich entwickelten Heizgase und

s die specifische Wärme derselben,

so ist $s \cdot Q \cdot T_1$ die Wärmemenge, welche nicht durch Strahlung an die Heizfläche übertragen wird, also

$$s \cdot Q \cdot T_1 = (1 - \sigma)\, g_f \cdot \mathfrak{H} \cdot B \quad \ldots \quad 1).$$

Weil die Heizgase mit der Wärme

$$s \cdot Q \cdot T_2$$

die Heizfläche verlassen, so wird von letzterer durch Leitung an Wärme aufgenommen

$$s \cdot Q\,(T_1 - T_2)$$

und mit der durch Strahlung empfangenen zusammen

$$\sigma \cdot g_f \cdot \mathfrak{H}\, B + s\, Q\,(T_1 - T_2).$$

Die Division dieses Werthes durch die auf dem Roste entwickelte Wärmemenge bestimmt

$$g_H = \frac{\sigma\, g_f \cdot \mathfrak{H}\, B + s\, Q\,(T_1 - T_2)}{g_f \cdot \mathfrak{H} \cdot B}$$

oder, weil nach 1)

$$g_f \cdot \mathfrak{H} \cdot B = \frac{s \cdot Q \cdot T_1}{1 - \sigma},$$

$$g_H = \sigma + (1 - \sigma)\,\frac{T_1 - T_2}{T_1} \quad \ldots \quad 2).$$

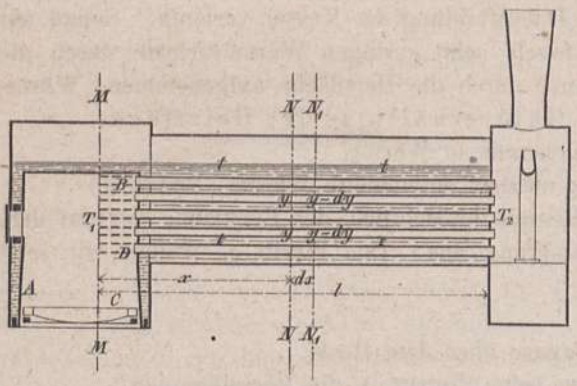
Das Güteverhältniss wird um so schlechter, je grösser T_2 bleibt. Verlangt man von dem Kessel einen gewissen Werth von g_H, so muss ein bestimmtes Temperaturverhältniss $\frac{T_2}{T_1}$ hergestellt werden und dieses beträgt

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{1 - g_{II}}{1 - \sigma} \quad \ldots \ldots 3).$$

Zur Feststellung von T_2 nehmen wir eine Untersuchung über die Abgabe der Wärme von den Heizgasen durch Leitung an die Heizfläche vor.

Wir machen hierbei die Annahme einer gleichen Temperatur der Gastheile in einem Querschnitte normal zur Siederöhrenachse. In Wirklichkeit ist dies nicht genau der Fall, weil ein Gastheilchen die an einer Stelle an die Feuerfläche abgegebene Wärme erst etwas später von seinen näher dem Mittelpunkte des Rohres liegenden Nachbartheilchen wieder empfangen kann. Es nimmt die Temperatur zu von dem Rohrumfange nach der Mitte hin; der Unterschied ist aber in den Siederöhren sehr gering. Verwickelter ist die Sache in der Feuerbüchse. Die Gastheile, welche am entferntesten von den Siederöhren auf dem Roste gebildet sind, haben den weitesten Weg $A - B$ (Fig. 3) an der Heizfläche entlang zu machen und also mehr Gelegenheit zur Abgabe von Wärme, als die näher bei den Röhren gebildeten, welche auf dem Wege $C - D$ leicht in dieselben gelangen. Wiederum sind in einem Querschnitt normal zur Kesselachse Theile, welche weiter von den Seitenwänden der Feuerkiste abliegen, wärmer als die näherliegenden. Da aber die Theile in $A\ B$ von denen in $C\ D$ auch Wärme empfangen, indem die Temperaturen sich auszugleichen suchen, so können wir auch hier die Annahme der Temperaturgleichheit in einem Querschnitte gelten lassen und den Vorgang so auffassen, als ob alle Theilchen denselben Weg an der Feuerfläche entlang machten. Sie beginnen ihre Wanderung mit der Temperatur T_1 und gelangen mit der von T_2 in die Rauchkammer. Weil es sich hier allein um Wärmeleitung, nicht auch um Wärmestrahlung handelt, so können wir uns die directe Feuerkastenheizfläche durch eine Siederöhrenheizfläche von gleicher Grösse ersetzt denken, indem wir die Siederöhren über die Feuerkastenrohrwand hinaus bis $M\ M$ verlängern. Dann beginnen alle Heizgastheilchen ihren Weg an der Heizfläche entlang bei $M\ M$ mit der Temperatur T_1, geben einen Theil ihrer Wärme an die Heizfläche ab und treten mit der Temperatur T_2 in die Rauchkammer. Wir setzen ferner einen Beharrungszustand voraus, in welchem stets ebensoviele Gase auf dem Roste gebildet werden, wie durch die Rauchkammer abziehen; es herrscht dann in ein und demselben Querschnitte immer dieselbe Temperatur.

Fig. 3.



Die früheren Bezeichnungen behalten wir bei und fügen noch folgende hinzu:

t die Temperatur des Kesselwassers,

y und $y - dy$ die Temperaturen der Heizgase in zwei unendlich nahe an einander liegenden Querschnitten $N\ N$ und $N_1\ N_1$,

x und $x + dx$ die Abstände dieser Querschnitte von $M\ M$,

l die Länge der Heizfläche von $M\ M$ ab bis zur Rauchkammer,

$\mathfrak{h} = i\ .\ \delta\ \pi$ den Gesammtumfang des überall gleichen Querschnitts der i Siederöhren vom Durchmesser δ,

$H = \mathfrak{h} \cdot l$ die Gesammtheizfläche des Kessels (in Quadratmetern),

Q das Gewicht der durch die Verbrennung von B Kilogr. Brennmaterial stündlich auf dem Roste erzeugten Gase (in Kilogr.),

k diejenige Wärmemenge, welche durch die Flächeneinheit (ein Quadratmeter) Heizfläche bei einer Temperaturdifferenz von 1° zwischen den Heizgasen und dem Kesselwasser dringen würde.

Nach dem Gesetze der Proportionalität der durchgehenden Wärmemenge mit der Temperaturdifferenz zwischen Heizgasen und Kesselwasser ergiebt sich die durch die Heizfläche $\mathfrak{h} \cdot dx$ mit der Achsenlänge $N N_1 = dx$ tretende Wärmemenge zu

$$k \cdot \mathfrak{h}\, dx\, (y - t).$$

Jedes Heizgastheilchen vom Gewichte q verliert auf dem Wege von $N N$ bis $N_1 N_1$ durch Wärmeabgabe an die Heizfläche die Temperatur dy, mithin die Wärmemenge $s \cdot q \cdot dy$, wenn s die specifische Wärme der Heizgase ausdrückt. Da in in einer Stunde Q Kilogr. Gase durchgehen, so beträgt ihre Wärmeabgabe an die Heizfläche $s \cdot Q \cdot dy$. Dieser Werth muss der in den Kessel eintretenden Wärmemenge, welche vorstehend berechnet wurde, gleich sein; wir erhalten daher

$$-s \cdot Q \cdot dy = k \cdot \mathfrak{h}\, dx\, (y - t).$$

In dieser Gleichung musste $s \cdot Q \cdot dy$ negativ gesetzt werden zur Herstellung des positiven Werthes, weil der analytische Werth von dy wegen der Temperaturabnahme mit wachsendem x negativ ausfällt. Aus dieser Gleichung folgt

$$\frac{dy}{y - t} = -\frac{k \cdot \mathfrak{h} \cdot dx}{s \cdot Q}$$

und durch Integration innerhalb der Grenzen $y = T_1$ bis T_2 und $x = 0$ bis $x = l$, wenn man $\mathfrak{h} \cdot l$ durch H ersetzt,

$$\log \text{nat.} \frac{T_2 - t}{T_1 - t} = -\frac{k \cdot H}{s \cdot Q} \quad \ldots \quad 4)$$

oder

$$\frac{k \cdot H}{s \cdot Q} = \log \text{nat.} \frac{T_1 - t}{T_2 - t} \quad \ldots \quad 4^a).$$

Um die Temperatur T_2 zu finden, mit welcher die Heizgase entweichen, stellen wir statt der logarithmischen Form von 4) die exponentiale her und erhalten

$$T_2 = t + (T_1 - t)\, e^{-\frac{k H}{s Q}} \quad \ldots \quad 5).$$

Die Subtraction dieses Werthes von T_1 ergiebt die durch die Heizfläche bewirkte Temperaturabnahme der Heizgase zu

$$T_1 - T_2 = (T_1 - t)\left(1 - e^{-\frac{k H}{s Q}}\right),$$

deren Einführung in Gleichung 2) dieses § das Güteverhältniss $\mathfrak{g}_H$ der Heizfläche

$$\mathfrak{g}_H = \sigma + (1 - \sigma)\left(1 - \frac{t}{T_1}\right)\left(1 - e^{-\frac{k H}{s Q}}\right) \quad \ldots \quad 6)$$

bestimmt.

Nach der Ermittelung von $\mathfrak{g}_H$ kann auch das totale Güteverhältniss $\mathfrak{g}$ der Kesselanlage durch

$$\mathfrak{g} = \mathfrak{g}_f \cdot \mathfrak{g}_H$$

berechnet werden, wie im § 4 bestimmt wurde.

Um das Güteverhältniss gross zu erhalten, oder die auf dem Roste erzeugte Wärme gut zu benutzen, muss man nach Gleichung 6 folgende Punkte beachten.

1) Brennmaterial mit grosser strahlender Wärme ist vortheilhaft, weil σ ganz in Anrechnung kommt.

2) Die Temperatur t des Kesselwassers oder des erzeugten Dampfes sollte niedrig sein. Sie muss aber bei Locomotiven aus anderen Gründen hoch gehalten werden, was für die Dampfbildung nachtheilig ist.

3) Eine hohe Temperatur T_1 auf dem Roste wirkt günstig; um sie zu erhalten, muss möglichst wenig Luft für die Verbrennung zugeführt werden. Die Dauer der Roststäbe und der directen Heizfläche leidet dagegen unter der hohen Temperatur T_1, weshalb man bei stationären Kesseln, welche mit grossen Heizflächen ausgerüstet werden können, T_1 niedriger als bei Locomotiven mit beschränkten Heizflächen hält.

4) Ein gutes Leitungsvermögen der Heizfläche erhöht k und damit das Güteverhältniss. In dieser Hinsicht stehen die Locomotivkessel wegen der geringen Wandstärke der Siederöhren und der sorgfältigen Reinigung der Heizfläche von Kesselstein u. s. w. günstig da.

5) Das Güteverhältniss wächst mit dem Verhältniss der Heizfläche zu der auf dem Roste stündlich erzeugten Gasmenge. Grosse Heizflächen sind also vortheilhaft, ihre Ausdehnung wird indessen durch den Radstand und die Spurweite beschränkt. Man muss sich bei Locomotiven mit verhältnissmässig kleinen Heizflächen begnügen und deshalb den vorhergehenden Umständen um so grössere Beachtung schenken.

6) Da die Rostfläche in 6) nicht vorkommt, so ist es für die Wärmeaufnahme des Kessels direct allerdings gleichgültig, ob man das Brennmaterial auf einer kleinen Rostfläche in dicker Schicht oder auf einer grossen Rostfläche in dünner Schicht verbrennt, sobald die Verbrennung gut vor sich geht, was aber nach § 5 eine gewisse Grösse der Rostfläche bedingt. Indirect hat die Grösse der Rostfläche indessen Einfluss, indem eine Ausdehnung der Rostfläche wegen der beschränkten totalen Kessellänge in der Regel nur auf Kosten der Heizfläche geschehen kann, und dann liefern grosse Rostflächen, wie sie z. B. die Steinkohlenfeuerung bedingt, schlechtere Resultate für g_H als kleine.

Für die praktische Berechnung der Locomotiven ist es zweckmässig, das Verhältniss der Heizfläche zur Rostfläche in der Gleichung 6) einzuführen; sie lässt sich in folgender Gestalt schreiben:

$$g_H = \sigma + (1-\sigma)\left(1-\frac{t}{T_1}\right)\left(1-\frac{1}{e^{s\frac{Q}{B}\frac{B}{R}}}\right) \quad \text{6a)}.$$

Hiernach sind die folgenden beiden Tabellen berechnet. Dabei wurde für die Temperatur t der Mittelwerth 180° gesetzt, von welchem die, den jetzt üblichen Dampfspannungen von 8 bis 12 Atmosphären entsprechenden Temperaturen (s. Tabelle auf p. 38 und 39 dieses Bandes) nur wenig abweichen; ferner hat man zu nehmen

$$\text{für Coke } \sigma = 0{,}2;\ T_1 = 1300;\ k = 30;\ s = 0{,}24;\ \frac{Q}{B} = 14{,}5$$

und

$$\text{für Steinkohlen } \sigma = 0{,}2;\ T_1 = 1150;\ k = 30;\ s = 0{,}24;\ \frac{Q}{B} = 16.$$

Tabelle der Werthe η_H bei Cokeheizung.

$\frac{B}{R}$ =	$\frac{H}{R}$ =											
	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	∞
100	0,88	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89
200	0,81	0,84	0,86	0,87	0,88	0,88	0,88	0,89	0,89	0,89	0,89	0,89
300	0,73	0,77	0,80	0,82	0,84	0,85	0,86	0,87	0,87	0,88	0,88	0,89
400	0,65	0,70	0,74	0,77	0,79	0,81	0,83	0,84	0,85	0,86	0,86	0,89
500	0,60	0,64	0,68	0,72	0,74	0,77	0,79	0,80	0,82	0,83	0,84	0,89
600	0,55	0,60	0,64	0,67	0,70	0,73	0,75	0,77	0,78	0,80	0,81	0,89
700	0,52	0,56	0,60	0,63	0,66	0,69	0,71	0,73	0,75	0,77	0,78	0,89

Tabelle der Werthe η_H bei Steinkohlenheizung.

$\frac{B}{R}$ =	$\frac{H}{R}$ =											
	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	∞
100	0,84	0,86	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87
200	0,73	0,78	0,81	0,83	0,84	0,85	0,86	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87
300	0,64	0,69	0,73	0,77	0,79	0,81	0,83	0,84	0,84	0,85	0,86	0,87
400	0,56	0,62	0,67	0,70	0,73	0,76	0,78	0,80	0,81	0,82	0,83	0,87
500	0,51	0,56	0,61	0,65	0,68	0,71	0,73	0,75	0,77	0,79	0,80	0,87
600	0,47	0,52	0,56	0,60	0,64	0,67	0,69	0,71	0,73	0,75	0,77	0,87
700	0,44	0,49	0,53	0,56	0,60	0,63	0,65	0,68	0,70	0,72	0,73	0,87

In den horizontalen Reihen finden sich die Güteverhältnisse η_H zusammengestellt für die vorn in der Reihe stehenden Werthe der Verhältnisse $\frac{B}{R}$ der stündlichen Brennstoffmenge zur Rostfläche und in den verticalen Reihen die Werthe η_H, welche den am Kopfe angegebenen Verhältnissen $\frac{H}{R}$ der Heizfläche zur Rostfläche entsprechen. Für die zusammen vorkommenden Werthe von $\frac{B}{R}$ und $\frac{H}{R}$ liefert die im Durchschnitt der betreffenden horizontalen und verticalen Reihe stehende Zahl den zugehörigen Werth von η_H; z. B. findet sich für $\frac{B}{R} = 600$ und $\frac{H}{R} = 120$ der schweren Gebirgsmaschinen $\eta_H = 0{,}77$ bei Cokefeuer. Die Tabellen zeigen, wie mit der Grösse der Heizfläche bei gleicher Feuerung oder gleichem $\frac{B}{R}$ das Güteverhältniss des Kessels steigt; es wird aber die Verbesserung für gleiche Zunahme der Heizfläche um so unerheblicher, je grösser die Heizfläche bereits ist und nimmt bei einem gewissen Verhältniss $\frac{H}{R}$ gar nicht mehr zu, weil ein Eindringen der Wärme in den Kessel nur so lange erfolgen kann, wie die Temperatur der Gase grösser als die Temperatur des Kesselwassers ist. Für schwache Feuerung mit $\frac{B}{R} = 100$ wird dieses grösste Güteverhältniss schon bei $\frac{H}{R} = 60$ erreicht, während dasselbe um so mehr zurückgeht, je stärker die Feuerung gehalten werden muss. Bei normaler Leistung der Locomotiven die Heizfläche für das Maximum des Güteverhältnisses einzurichten ist nicht

zweckmässig, weil die Verdampfungsfähigkeit der Heizfläche bei geringer Temperaturdifferenz zwischen Heizgasen und Kesselwasser äusserst schwach und das Kesselgewicht sehr gross ausfällt. Man begnügt sich in der Praxis mit einem um so kleineren Güteverhältnisse, je weniger man ein grosses Kesselgewicht für die Adhäsion der Triebräder nutzbar machen kann; bei Güterzug-Maschinen mit sämmtlich gekuppelten Rädern nimmt man zweckmässig die Heizfläche verhältnissmässig grösser, als bei Personenzug-Maschinen. Ueblich sind die folgenden Verhältnisse:

		$\frac{H}{R}$	$\frac{B}{R}$	$\mathfrak{g}_H$	$\mathfrak{g}$
Cokefeuerung.	Personenzug-maschinen	= 70—90	= 500—550	= 0,67—0,74	= 0,60—0,67
	Güterzug-maschinen	= 80—100	= 500	= 0,72—0,77	= 0,65—0,69
	Gebirgs-maschinen	= 120	= 600	= 0,77	= 0,69.
Steinkohlen-feuerung.	Personenzug-maschinen	= 50—70	= 400—450	= 0,60—0,70	= 0,45—0,52
	Güterzug-maschinen	= 60—80	= 400	= 0,67—0,73	= 0,5—0,55
	Gebirgs-maschinen	= 100	= 500	= 0,73	= 0,55.

Die Kenntniss des Werthes $\mathfrak{g}_H$ ermöglicht die Berechnung der stündlich in den Kessel eindringenden Wärmemenge W und daraus die der stattfindenden Verdampfung des Wassers. Von den durch stündliche Verbrennung von B Kilogramm Brennmaterial auf dem Roste erzeugten Wärmeeinheiten $\mathfrak{g}_f \cdot \mathfrak{H} \cdot B$ gehen durch die gesammte Heizfläche in den Kessel

$$W = \mathfrak{g}_H \cdot \mathfrak{g}_f \cdot \mathfrak{H} \cdot B \quad \ldots \quad 7)$$

und folglich durch die Flächeneinheit (ein Quadratmeter) der Heizfläche

$$\frac{W}{H} = \mathfrak{g}_H \cdot \mathfrak{g}_f \cdot \mathfrak{H} \cdot \frac{B}{H} = \mathfrak{g}_H \cdot \mathfrak{g}_f \cdot \mathfrak{H} \, \frac{\frac{B}{R}}{\frac{H}{R}} \quad \ldots \quad 7^a).$$

Da $\frac{B}{R}$ und $\frac{H}{R}$ nach $6^a)$ oder den berechneten Tabellen $\mathfrak{g}_H$ bestimmen, so kann $\frac{W}{H}$ nach $7^a)$ ermittelt werden. Unabhängig von $6^a)$ ergiebt sich $\frac{W}{H}$ folgendermaassen.

Nach 1) ist

$$\mathfrak{g}_f \cdot \mathfrak{H} \cdot B = \frac{s \cdot Q}{1 - \sigma} \cdot T_1$$

und daraus folgt, wenn man $s \cdot Q$ aus $4^a)$ einführt, für $7^a)$

$$\frac{W}{H} = \frac{\mathfrak{g}_H \cdot k}{1 - \sigma} \cdot \frac{T_1}{\text{log nat.} \, \frac{T_1 - t}{T_2 - t}} \quad \ldots \quad 8).$$

Die zur numerischen Berechnung dieses Ausdruckes erforderliche Temperatur T_2 braucht man nicht nach der weitläufigen Gleichung 5) zu ermitteln, sie ergiebt sich bei Kenntniss von $\mathfrak{g}_H$ einfacher nach 3) zu

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{1 - \mathfrak{g}_H}{1 - \sigma} \quad \ldots \quad 3).$$

Zur Bildung eines Kilogramm Dampf gehören nach p. 13 genau $606{,}5 + 0{,}305\,t$ Wärmeeinheiten; für die bei Locomotiven üblichen Dampfspannungen von 8—12 Atmosphären weichen die darnach berechneten und in der Tabelle auf p. 39 enthaltenen Werthe nur ganz unbedeutend von 660 ab, so dass wir für unsere Rechnung 660 Wärmeeinheiten zur Bildung eines Kilogramm Dampf annehmen dürfen.

Wegen des beschränkten Dampfraumes der Locomotiven wird bei der lebhaften Dampfbildung Wasser, mechanisch dem Dampfe beigemengt, mit fortgerissen; auch condensirt sich ein Theil des Dampfes auf dem Wege nach dem Cylinder und in demselben während der Einströmung in Folge der geringeren Temperatur der Wände als die des Dampfes. Da dieses dem Dampfe beigemengte Wasser auf die Temperatur t von ungefähr 180° gebracht werden musste, so geht die dazu aufgewendete Wärmemenge für die Dampfbildung verloren. Bezeichnet $\mathfrak{f}$ das Gewicht des Wassers, welches sich neben jedem Kilogramm Dampf aus dem Kessel entfernt und t_0 die Temperatur des zum Speisen des Kessels verwandten Wassers, so beträgt die zur Bildung eines Kilogramm Dampf und Erwärmung des mitgerissenen Wassers erforderliche Wärmemenge

$$660 - t_0 + (180 - t_0)\,\mathfrak{f}.$$

Der Werth von $\mathfrak{f}$ ist sehr verschieden nach der Construction des Kessels, der Lebhaftigkeit der Verdampfung und der Beschaffenheit des Wassers zur Speisung des Kessels; für mittlere Verhältnisse darf man $\mathfrak{f} = 0{,}2$ in Rechnung bringen. Setzen wir in dem gewöhnlichen Falle der Nichtvorwärmung des Speisewassers die Temperatur $t_0 = 20°$ als Mittelwerth, so liefert der vorstehende Ausdruck den Bedarf an Wärmeeinheiten für jedes Kilogramm Dampf zu 672. Bei einem stündlichen Dampfverbrauche von D Kil. müssen wir also in einer Stunde durch die Heizfläche $672 \cdot D$ Wärmeeinheiten treten lassen; vorhin war diese Wärmemenge zu W berechnet. Wir haben also

$$W = 672\,D \text{ oder } D = \frac{W}{672} \quad \ldots\ 9),$$

und die im Durchschnitt auf $1\,\square^m$ Heizfläche kommende stündliche Dampfproduction $\frac{D}{H}$ ergiebt sich zu $\frac{D}{H} = \frac{1}{672} \cdot \frac{W}{H}$ oder mit Rücksicht auf 8) zu

$$\frac{D}{H} = \frac{1}{672} \cdot \frac{\mathfrak{g}_H \cdot k}{1 - \sigma} \cdot \frac{T_1}{\log \text{nat.} \frac{T_1 - t}{T_2 - t}} \quad \ldots\ 10).$$

Da stündlich auf dem Roste B Kilogramm Brennmaterial verbrannt wurden, um die zu dieser Dampfbildung erforderliche Wärmemenge zu erzeugen, so kommt auf 1 Kilogramm Brennmaterial $\frac{D}{B}$ Kilogramm Dampf, mithin wegen 9)

$$\frac{D}{B} = \frac{1}{672} \cdot \frac{W}{B}$$

oder nach 7)

$$\frac{D}{B} = \frac{1}{672} \cdot \mathfrak{g}_H \cdot \mathfrak{g}_f \cdot \mathfrak{H} \quad \ldots\ 11).$$

Mit Hülfe der Formeln 3), 10) und 11 ist die folgende Tabelle berechnet worden, deren Einrichtung keiner Erläuterung bedarf.

Tabelle über das stündliche Dampfgewicht für ein Quadratmeter Heizfläche und für ein in derselben Zeit verbranntes Kilogramm Brennmaterial.

Für $g_H =$		0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	0,85
ist $\frac{T_2}{T_1} =$		$\frac{5}{8}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{16}$
und bei Cokefeuer $T_1 = 1300°$	$T_2 =$	812°	731°	650°	569°	487°	406°	325°	244°
	$\frac{D}{H}$ in Kilogr. =	63,6	56,4	50,0	45,0	39,4	34,0	28,4	21,6
	$\frac{D}{B}$ in Kilogr. =	4,2	4,7	5,1	5,5	5,9	6,4	6,8	7,2
und bei Steinkohlenfeuer $T_1 = 1150°$	$T_2 =$	719°	649°	575°	503°	431°	359°	287°	216°
	$\frac{D}{H}$ in Kilogr. =	54,5	48,5	42,8	38,0	33,3	28,5	23,3	16,6
	$\frac{D}{B}$ in Kilogr. =	4,2	4,6	5,0	5,4	5,8	6,2	6,6	7,1

Für die oben ermittelten Werthe g_H bei normaler Leistung der ausgeführten Locomotiven finden wir eine Verdampfungsfähigkeit pro Quadratmeter Heizfläche von 32 bis 43 Kilogramme durch einen entsprechenden Aufwand von 1 Kilogramm Coke für 6,6 bis 5,7 Kilogramme Dampf und 30 bis 43 Kilogramme durch einen entsprechenden Aufwand von 1 Kilogramm Steinkohle für 6 bis 5,2 Kilogramme Dampf.

Für geringere Dampfproductionen pro Quadratmeter Heizfläche steigt das mit 1 Kilogramm Brennmaterial erzeugte Dampfgewicht, vermindert sich also der Brennmaterialverbrauch für ein Kilogramm Dampf, während eine gesteigerte Dampferzeugung den Brennmaterialverbrauch pro Kilogramm Dampf erhöht. Für eine Dampfproduction von 50 Kilogrammen pro Quadratmeter Heizfläche lassen sich mit einem Kilogramm Coke nur fünf Kilogramme Dampf bilden. Die früher über g_H gemachten Bemerkungen gelten auch für den Brennmaterialverbrauch, da derselbe nach 11) dem Werthe g_H proportional ist.

Die hier ermittelten Zahlen über das Dampfgewicht, welches mit einem Kilogramm Brennmaterial erzeugt wird, erscheinen gering gegenüber der gewöhnlichen Angabe der Verdampfung von acht Kilogramm Wasser durch ein Kilogramm Coke. Man hat aber zu beachten, dass sich unsere Angaben auf das Gewicht des wirklichen Dampfes beziehen; das Gewicht des aus dem Kessel entfernten Wassers beträgt 1,2 mal so viel, also das 6,8 bis 7,9fache des verbrauchten Cokes. Ausserdem ist hier keine Vorwärmung des Speisewassers angenommen. Die durch die gewöhnlichen Injecteure erzielte Temperaturerhöhung des Speisewassers darf man nicht in Anrechnung bringen, da sie der Kesseldampf bewirkt; die Wärme wird dem Kessel entzogen und ihm dann wieder — allerdings etwas vermindert — zugeführt. Findet aber eine Vorwärmung des Speisewassers nach Kirchweger, Gooch u. s. w. durch einen Theil der ausströmenden Dämpfe der Cylinder oder durch die entweichenden Heizgase statt, so kann das in den Kessel tretende Speisewasser auf 100° erwärmt werden ohne Benutzung der Wärme des Kessels, und dann berechnet sich der Wärmebedarf im Kessel pro ein Kilogramm Dampf auf

$$660 - 100 + (180 - 100)\ 0{,}2 = 576$$

statt 672 Einheiten. Sowohl die Dampfproduction pro Quadratmeter Heizfläche, als auch das pro Kilogramm Brennmaterial erzeugte Dampfgewicht erhöht sich auf das $\frac{672}{576}$ oder $\frac{7}{6}$fache des obigen Werthes; man erhält z. B. statt 6,6 Kilogramm Dampf pro 1 Kilogramm Coke bei 30 Kilogramm Dampf pro Quadratmeter Heizfläche, dann 7,7 Kilogramm Dampf oder $1{,}2 \,.\, 7{,}7 = 9{,}24$ Kilogramm aus dem Kessel entferntes Wasser durch 1 Kilogramm Coke bei 35 Kilogramm Dampf pro Quadratmeter Heizfläche. Gebraucht man aber nur 30 Kilogramm Dampf pro Quadratmeter Heizfläche, so kann man die Feuerung mässigen, wodurch g_H steigt und es werden dann 8,1 Kilogramm Dampf mit einem Kilogramm Coke geliefert. Die Vortheile der Vorwärmung sind der Anforderung der Einfachheit gegenüber zur Zeit in den Hintergrund getreten durch die Anwendung der Injecteure; man wird später wohl wieder darauf zurückkommen, wenn auch der Nutzen bei Injecteuren nicht mehr so bedeutend sein kann, wie vorstehend ausgerechnet wurde, weil mit der Condensationswirkung des Injecteurs eine Erwärmung des Speisewassers auf etwa 40° verbunden ist.

Die angegebene Tabelle gestattet auch die Auffindung des Verhältnisses des Kohlen- zum Cokeverbrauch einer und derselben Maschine für gleiche Leistung. Mit beiden Brennmaterialien muss dieselbe stündliche Dampfmenge pro Quadratmeter Heizfläche erzeugt werden; nehmen wir z. B. 34 Kilogramm an. Dies ist nach den Angaben der Tabelle mittelst Kohlen durch $\frac{34}{5{,}7}$ Kilogramme und mittelst Coke durch $\frac{34}{6{,}4}$ Kilogramme zu erreichen, gute Verbrennung beider Materialien auf demselben Roste vorausgesetzt. Das Verhältniss der Gewichte an gebrauchten Kohlen und Coke beträgt mithin $\frac{6{,}4}{5{,}7} = \frac{9}{8}$ nahe; es leisten also 9 Kilogramm Kohlen ebensoviel wie 8 Kilogramm Coke. In Wirklichkeit wird das Verhältniss etwas ungünstiger für Kohlen sein, weil auf dem kleinen Cokeroste die Kohlen unvollkommen verbrennen, sie bedürfen zu ihrer guten Verbrennung eines grösseren Rostes als Coke; der grössere Rost bedingt aber wegen der beschränkten Kessellänge eine kleinere Heizfläche und somit wieder schlechtere Ausnutzung der durch gute Verbrennung erzielten Wärme. Die mitunter ausgeführte bedeutende Ausdehnung der Kohlenroste ist daher nachtheilig. Bei der hannoverschen Staatsbahn rechnet man 5 Kilogramm Kohlen gleich 4 Kilogramm Coke. Das Verhältniss wird natürlich durch die Güte der in Vergleichung kommenden Materialien bedingt. Wegen des bedeutend geringeren Preises der Steinkohlen gegen Coke pro Gewichtseinheit gewährt die Anwendung von Steinkohlen eine erhebliche Kostenersparniss.

Mit Hülfe der gefundenen Zahlen über die Verdampfung und den Brennmaterialverbrauch lässt sich die für einen Locomotivkessel erforderliche Heizfläche und Rostfläche aus dem Dampfverbrauche in den Cylindern berechnen. Die Division des stündlich zu erzeugenden Dampfgewichts D durch die Verdampfung $\frac{D}{H}$ eines Quadratmeter Heizfläche liefert die Heizfläche H oder

$$H = \frac{D}{\frac{D}{H}} \quad \ldots \quad 12).$$

Da hierbei ein Kilogramm Brennmaterial $\frac{D}{B}$ Kilogramm Dampf liefert, so

gebraucht man zur Production von D Kilogramm Dampf stündlich an Brennmaterial B

$$B = \frac{D}{\frac{D}{B}} \quad \ldots \quad 13),$$

woraus dann nach § 5, 6[a]) oder 6[b]) die Rostfläche folgt. Oder man ermittelt aus den Tabellen das der Verdampfungsstärke entsprechende Verhältniss $\frac{H}{R}$ und findet

$$R = \frac{H}{\frac{H}{R}} \quad \ldots \quad 14).$$

Die Herstellung der berechneten Heizfläche kann in der Weise erfolgen, dass man zunächst über dem Roste die Feuerkiste mit Rücksicht auf die Räder und die Höhenlage des Kessels über den Achsen construirt und dadurch die directe Heizfläche bestimmt. Hierbei werden die Wände der innern Feuerkiste zweckmässig etwas gegen die Verticale geneigt, so dass der die Feuerkiste umgebende Wasserkörper eine Breite unten von 6[cm] und oben von 8 bis 10[cm] erhält, um das Aufsteigen der an den Wänden gebildeten Dampfbläschen zu erleichtern. Die Grösse der directen Heizfläche H_d fällt zwischen $4\,R$ und $6{,}5\,R$; sie nähert sich dem ersteren Werthe bei grossen Kohlenrosten und dem letzteren bei Cokefeuerung. Der nach Subtraction des Werthes H_d von der gesammten Heizfläche H bleibende Betrag muss durch die indirecte oder Siederöhren-Heizfläche H_i gebildet werden.

Setzt man wieder δ den innern Durchmesser und i die Anzahl der Siederöhren, so ist, wenn λ die Länge derselben zwischen den Rohrwänden bezeichnet,

$$H_i = i \,.\, \delta\, \pi \,.\, \lambda \quad \ldots \quad 15).$$

Da die Heizgase durch die Röhren ziehen müssen, so hat man den Querschnitt $i\,\frac{\delta^2\,\pi}{4}$ angemessen weit zu machen, um eine zu grosse Durchgangsgeschwindigkeit zu vermeiden, welche den Gasen nicht die erforderliche Zeit zur Wärmeabgabe an die Heizfläche gewähren und auch den Zugwiderstand beträchtlich erhöhen würde. Bei Festhaltung einer passenden Geschwindigkeit muss der Röhrenquerschnitt proportional der stündlich erzeugten Gasmenge oder der in derselben Zeit verbrannten Brennmaterialmenge oder endlich der Grösse der Rostfläche für dasselbe Brennmaterial ausgeführt werden. Wir dürfen daher setzen

$$i \,.\, \frac{\delta^2\,\pi}{4} = \mathfrak{m} \,.\, R \quad \ldots \quad 16),$$

wenn $\mathfrak{m}$ eine durch die Erfahrung zu ermittelnde Constante für ein bestimmtes Brennmaterial und gegebene Beschickung des Rostes darstellt.

Der Werth $\mathfrak{m}$ schwankt in der Praxis für Cokeroste zwischen 0,2 und 0,25, fällt auch wohl unzweckmässig durch einseitig vergrösserte Heizfläche auf 0,17; für Steinkohlenroste sind 0,15 bis 0,20, resp. 0,13 die entsprechenden Werthe.

Um die Gleichungen 15) und 16) zu erfüllen, führen wir aus 15) den Werth

$$i\,\delta\,\pi = \frac{H_i}{\lambda}$$

in 16) ein und erhalten die Bedingung

$$\frac{\lambda}{\delta} = \frac{1}{4\,\mathfrak{m}} \cdot \frac{H_i}{R} \quad \ldots \quad 17).$$

Meistens ist λ durch die gewählte Achsenstellung zum Feuerkasten und den für die Bahn zulässigen Radstand ungefähr bestimmt. Es liegt λ bei den ausgeführten Locomotiven gewöhnlicher Construction zwischen 3^m und $4^m,4$, verringert sich bei Rangirmaschinen bis auf $2^m,5$ und steigt bei schweren Gebirgsmaschinen auf 5^m. Nach der Annahme von λ folgt aus 17)

$$\delta = \frac{\lambda}{\frac{\lambda}{\delta}} \quad \ldots \quad 18)$$

und aus 15)

$$i = \frac{H_i}{\delta \,.\, \pi \,.\, \lambda} \quad \ldots \quad 19).$$

Es sei z. B. ein Locomotivkessel zu berechnen, welcher stündlich 3000 Kilogramm Dampf durch entsprechendes Cokefeuer zu liefern vermag unter den Verhältnissen $\frac{H}{R} = 85$; $\frac{B}{R} = 500$ und daher nach den obigen Tabellen $g_H = 0{,}73$; $\frac{B}{D} = 6{,}2$ und $\frac{D}{H} = 36$.

Wir müssen demselben nach 12) eine Heizfläche

$$H = \frac{3000}{36} = 84 \square^m$$

und nach 14) eine Rostfläche

$$R = \frac{84}{85} \text{ oder nahe } 1 \square^m$$

geben. Nach Abzug der directen Heizfläche, welche $5 \square^m,5$ betrage, von H bleibt für die indirecte Heizfläche

$$H_i = 78 \square^m,5.$$

Setzen wir $m = 0{,}23$, so folgt aus 17)

$$\frac{\lambda}{\delta} = \frac{1}{4 \,.\, 0{,}23} \cdot \frac{78{,}5}{1} = 85{,}3$$

und aus 18) und 19), wenn λ $3^m,7$ betragen soll,

$$\delta = \frac{3{,}7}{85{,}3} = 0^m,043,$$

$$i = \frac{78{,}5}{0{,}043 \,.\, \pi \,.\, 3{,}7} = 159.$$

Sollte diese Zahl bei Aufzeichnung des Röhrenquerschnitts nicht passen, so kann man nach festgestelltem Querschnitte die demselben entsprechende Rohrlänge durch den Quotienten aus der geforderten indirecten Heizfläche H_i und der auf ein Meter Rohrlänge fallenden Heizfläche $i \,\delta\, \pi \,.\, 1$ leicht ermitteln.

Die aus Messing oder Schmiedeeisen hergestellten Siederöhren der ausgeführten Locomotiven haben einen äussern Durchmesser von 4^{cm} bis $5^{cm},3$, gewöhnlich $4^{cm},5 - 5^{cm}$, und erhalten eine Wandstärke von $0^{cm},2 - 0^{cm},3$. Die Anzahl derselben schwankt zwischen 130 und 230 bei den Maschinen für den gewöhnlichen Fahrdienst und sinkt bei Rangirmaschinen bis auf 110 herab. Ihre Anordnung kann entweder in horizontalen und in verticalen Reihen derart geschehen, dass je zwei Rohrmittelpunkte einer Reihe mit den beiden nächstliegenden der Nachbarreihe die Ecken eines Quadrats bilden, oder in horizontalen und in gegen den Horizont unter 30° oder 60° geneigten Reihen, wobei die Mittelpunkte von zwei benachbarten Röhren mit dem

nächstliegenden Rohrmittelpunkte in die Eckpunkte eines gleichseitigen Dreiecks fallen. Die erste Rohrstellung gestattet eine gute Wassercirculation und ein leichtes Entweichen des Dampfes, welcher sich an den Röhren gebildet hat, nach dem Dampfraume des Kessels; aber sie hat den Nachtheil gegen die zweite Anordnung, dass weniger Röhren in gleicher Rohrwandfläche angebracht werden können, und man findet sie deshalb bei dem vorhandenen Bedürfnisse grosser Heizfläche nur selten angewandt. Die Herstellung der unter 30° geneigten Rohrreihen gewährt zwischen den vertikalen Rohrreihen noch gerade durchgehende Wassercanäle und vereinigt also die Vorzüge einer guten Wassercirculation und Dampfentweichung mit geringem Raumbedarf; sie ist daher empfehlenswerth.

Die lichte Entfernung zwischen zwei Rohrumfängen muss offenbar um so grösser genommen werden, je grösser die durchgehende Dampf- oder Wassermenge, also je grösser die Zahl der übereinander liegenden Rohrreihen oder auch die der Röhren selbst ist. Man rechnet auf je 10 bis 12 Röhren etwa 1^{mm} lichten Abstand der Röhren. Auch muss aus gleichem Grunde die Entfernung der äussersten Röhren der oberen Reihen von der Wand des cylindrischen Langkessels über 6^{cm} betragen.

Die Anordnung der Siederöhren wird natürlich mit Rücksicht auf den äusseren Kessel ausgeführt, dessen Lage und Durchmesser sich durch den Anschluss an den Feuerkasten, die Grösse der Räder und die Lage der Achsfedern, sowie durch den Umstand bestimmt, dass der Kessel einen Dampfraum, dessen Grösse zur Unterdrückung des Wasserüberganges aus dem Kessel in die Cylinder genügt, erhalten soll. Ordnet man den normalen Wasserspiegel in dem Abstande von mindestens 15^{cm} über den Siederöhren so an, dass die Höhe des normalen Dampfraumes etwa $^1/_4$ des Kesseldurchmessers beträgt, so bekommt erfahrungsmässig der Dampfraum eine genügende Grösse, wenn man einen Dampfdom hinzufügt, dessen Inhalt das vier- bis fünffache eines Cylindervolumens ausmacht. Gewöhnlich wird in diesem Dome die Mündung des Dampfrohres nach den Cylindern mit dem Regulator (Absperrventil) angebracht; dann soll der Dom nicht über dem Feuerkasten, dem Orte der heftigsten Wasserwallungen, sitzen und der Regulator möglichst hoch liegen, um dem vom Dampfe mitgerissenen Wasser auf einem langen Wege von der Wasseroberfläche bis zum Regulator genügende Zeit zur Trennung vom Dampfe zu geben. Wird kein Dom angebracht, so sucht man das Wasserwerfen zu verhüten durch Anlage eines Sammelrohres, dessen obere Seite mit feinen Schlitzen für den Dampfeintritt versehen ist. Der Regulator liegt dann zweckmässig am Ende dieses Rohres in der Rauchkammer.

Die ausgeführten Locomotivkessel besitzen in der Regel Durchmesser von $1^m,1$ bis $1^m,35$; ausnahmsweise bei starken Gebirgsmaschinen erhebt sich derselbe auf $1^m,5$, während er bei Rangirmaschinen bis auf 1^m sinkt. Die Länge des cylindrischen Kessels ist um den Abstand des äusseren vom innern Feuerkasten geringer als die bereits angegebene Länge der Siederöhren.

§ 7. Die Zugwirkung des Blasrohres. Bestimmung der Dimensionen des Blasrohres und des Schornsteines. — Wie bereits im § 2 erwähnt wurde, benutzt man die lebendige Kraft des aus den Cylindern strömenden Dampfes zur Erzeugung des starken Luftzuges, welchen die Verbrennung auf dem Roste erfordert. Die gemeinschaftliche Mündung der beiden Dampfausströmungsröhren, der Exhaustor oder das Blasrohr *B* (Fig. 4 und 5), wird conisch hergestellt, um die zur beabsichtigten Wirkung erforderliche Geschwindigkeit des Dampfes beim

Austritt desselben aus dem Blasrohre zu erzielen. Diese Ausströmung erfolgt wegen der beiden Cylinder der Zwillingsdampfmaschine mit unter 90° verstellten Kurbel ununterbrochen, aber mit veränderlicher Pressung des Dampfes im Blasrohr. Im Anfange jeder Ausströmungsperiode besitzt der bisher im Cylinder wirksam gewesene Dampf eine erhebliche Pressung, unter deren Einfluss der grösste Theil des Dampfes rasch entweicht mit so lange abnehmender Spannung, bis dieselbe auf jenen Werth gesunken ist, welchen das Vertreiben des Dampfes vor dem Kolben bedingt, und diese Spannung bleibt bis zum Ende der Ausströmung. Bei einer langsam gehenden Locomotive ist daher während einer Triebradumdrehung die Pressung des Dampfes im Blasrohre sehr verschieden, nämlich einer viermaligen starken Anschwellung unterworfen, während die Schwankungen der Blasrohrpressung bei rascher Fahrt geringer ausfallen. Wir nehmen für die Berechnung der Blasrohrwirkung zunächst eine unveränderliche Blasrohrpressung an.

Der Strahl D des ausgeblasenen Dampfes tritt vermöge seiner zackigen Oberfläche oder der Reibung an den ihn umgebenden Gastheilchen in der Rauchkammer, sowie der Gastheilchen unter sich in Wechselwirkung mit den Gasen; er veranlasst dieselben zum Mitgange durch den Schornstein oder die Esse S. In der Rauchkammer entsteht daher eine Verminderung der Pressung unter die der Gase in der Feuerkiste, welche sich deshalb durch die Siederöhren nach der Rauchkammer begeben. Der Abzug der Heizgase aus der Feuerkiste stellt in diesem Raume ebenfalls eine Pressungsabnahme her, welche endlich die äussere Atmosphäre veranlasst, durch den Rost zu treten und also das Feuer anzufachen.

Durch die Einwirkung des Dampfstrahles D auf die Heizgastheilchen erhalten in jedem Querschnitte, normal zur Strahlachse, sowohl die Dampf- als auch die Gastheilchen eine mit ihrer Entfernung von der Dampfstrahloberfläche abnehmende Geschwindigkeit; wir führen statt dieser verschiedenen Geschwindigkeiten in jedem Querschnitte sowohl eine mittlere Geschwindigkeit des Dampfes als auch eine der Heizgase ein.

In Folge der Abnahme der Geschwindigkeit des Dampfes erweitert sich der Dampfstrahl vom Blasrohr ab und füllt mit dem ihn umgebenden Gasmantel irgendwo den Schornstein aus, unter der Voraussetzung eines zweckmässigen Schornsteindurchmessers und des Zusammenfallens der Achsen des Schornsteines und des Dampfstrahles. Diese Ausfüllung des Schornsteines durch den austretenden Strahl verhindert den Eintritt der äusseren Luft in die Rauchkammer durch einen Spielraum zwischen Strahl und Schornsteinwand und ermöglicht die Luftverdünnung in der Rauchkammer.

Bei der Anwendung eines cylindrischen Schornsteins (Fig. 4, p. 140) kann nach bei $E\,E$ erfolgter Ausfüllung seines Querschnitts durch den Strahl wegen des constanten Durchflussquerschnittes die mittlere Geschwindigkeit des Strahles sich nicht mehr ändern, und folglich muss auch die Pressung von $E\,E$ ab unverändert bleiben. Es herrscht also schon in $E\,E$ die atmosphärische Pressung, wie beim Austritt aus dem Schornstein.

Wenden wir aber nach dem Vorgange von Prüsmann einen conischen Schornstein (Fig. 5, p. 140) an und erweitern dabei den Schornstein von dem ersten Querschnitte $E\,E$, welchen der Strahl ausfüllt, derartig, dass der Strahl dieser Erweiterung folgen kann, so steigert sich durch die erzielte Geschwindigkeitsverminderung die Pressung des Strahles gegen den Ausgang $A\,A$ zu, indem die Summe der Geschwindigkeitshöhe und Pressungshöhe denselben Werth behalten muss. Die Pressungshöhe $E\,E$ fällt mithin um die Differenz der Geschwindigkeitshöhen bei $E\,E$

und $A\,A$ geringer als die bei $A\,A$ vorhandene atmosphärische aus, wodurch der Austritt des Strahles begünstigt und die Wirksamkeit des Apparates erhöht wird.

Fig. 4.

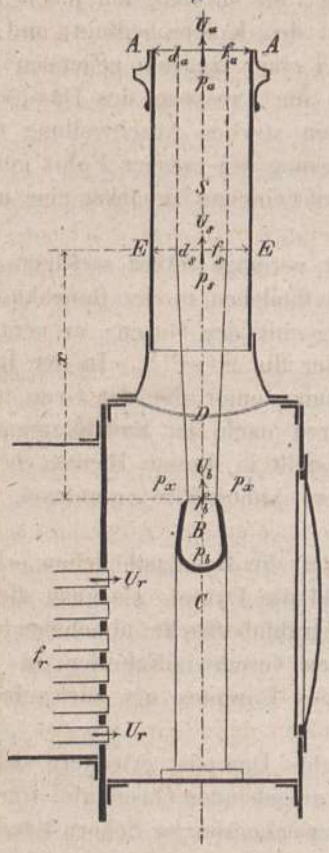
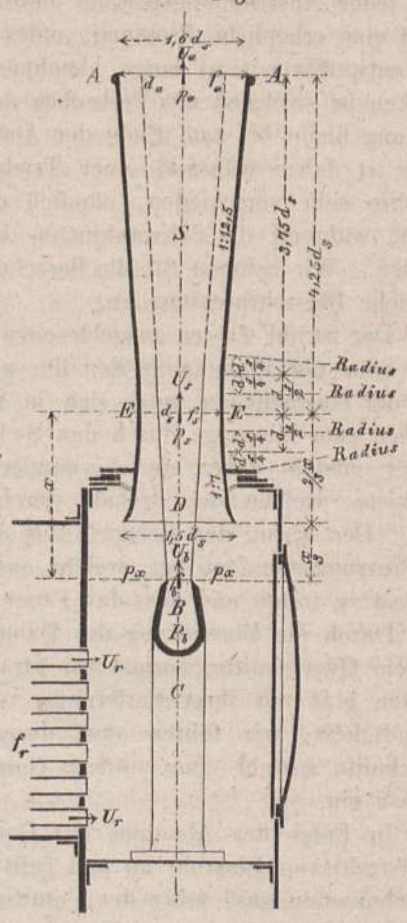


Fig. 5.



Für die Berechnung legen wir den conischen Schornstein zu Grunde, weil der cylindrische als ein specieller Fall des conischen erscheint, wenn man bei letzterem die Kegelseite parallel der Achse werden lässt. Es bezeichnet

U_b die mittlere Geschwindigkeit des aus dem Blasrohr tretenden Dampfes,

U_r die Geschwindigkeit der Heizgase in den Siederöhren,

U_s die mittlere Geschwindigkeit des Dampfes und der Heizgase in dem Schornstein nach erfolgter Ausfüllung desselben bei dem Beginne der gemeinsamen Bewegung beider Flüssigkeiten,

U_a diese Geschwindigkeit bei dem Austritte aus dem Schornsteine;

p_b die der Summe der Pressungshöhe und Geschwindigkeitshöhe des Dampfes im Austrittsrohr C entsprechende Blasrohrpressung,

p_x die Pressung in der Rauchkammer,

p_s die Pressung im Schornstein bei $E\,E$,

p_a die atmosphärische Pressung;

μ den Ausflusscoëfficienten der Blasrohrmündung,

f_b den Querschnitt der Blasrohrmündung,

f_s den engsten Schornsteinquerschnitt bei $E\,E$,
f_a den Schornsteinquerschnitt an der Ausmündung bei $A\,A$,
f_r den Querschnitt der Siederöhren,
D das Gewicht des secundlich aus dem Blasrohr tretenden Dampfes,
Q das Gewicht der Heizgase, welche in derselben Zeit fortgeschafft werden,
γ das Gewicht der Cubikeinheit des Gemenges von Dampf und Heizgasen im Schornstein, sowie des Dampfes und der Heizgase allein, denn bei den vorhandenen Temperaturen und geringen Pressungsverschiedenheiten kann man diese Gewichte als gleich ansehen;

$\frac{p_b}{\gamma}$, $\frac{p_x}{\gamma}$ und $\frac{p_s}{\gamma}$ die Höhen der Flüssigkeitssäulen, welche durch die Pressungen p_b, p_x und p_s getragen werden können (die Pressungshöhen).

Die Heizgase treten horizontal mit der Geschwindigkeit U_r aus den Siederöhren in die Rauchkammer; sie verlieren diese Geschwindigkeit zum grössten Theil wegen des grossen Querschnittes der Rauchkammer und in Folge der Aenderung der Bewegungsrichtung nach dem Schornsteine hin. Bei der Geringfügigkeit der verbleibenden Geschwindigkeit nehmen wir zur Vereinfachung der Rechnung vollständige Ruhe der Heizgase in der Rauchkammer vor der Berührung mit dem Dampfstrahle an. Die relative Geschwindigkeit des Dampfes gegen die Heizgase ist dann anfangs U_b, und sie verliert sich allmählich, bis beide Flüssigkeiten mit der Geschwindigkeit U_s gemeinsam fortgehen. Wegen dieser relativen Bewegung entsteht durch Stoss oder Reibung nach dem Carnot'schen Satze ein Verlust an lebendiger Kraft oder Arbeitsfähigkeit der in Wechselwirkung tretenden Flüssigkeiten, welche für jede derselben der durch die Einwirkung der anderen Flüssigkeit in ihr bewirkten Geschwindigkeitsänderung entspricht. Ziehen wir von der lebendigen Kraft des Dampfes beim Austritt aus dem Blasrohr jenen Verlust ab und bedenken ferner, dass die Gas- und Dampftheilchen in der Rauchkammer der Pressung p_x, im Schornstein bei $E\,E$ aber der grösseren Pressung p_s unterworfen sind, also gleichsam durch ihre lebendige Kraft auf die Höhe $\frac{p_s - p_x}{\gamma}$ gehoben werden müssen, so erhalten wir mit zulässiger Vernachlässigung der unbedeutenden Schwerkraftsarbeit, welche der verticalen Erhebung der Theilchen entspricht, die Gleichung für die im Querschnitt $E\,E$ des Schornsteins noch vorhandene lebendige Kraft

$$(D+Q)\frac{U_s^2}{2g} = D\frac{U_b^2}{2g} - D\frac{(U_b - U_s)^2}{2g} - Q\frac{U_s^2}{2g} - (D+Q)\frac{p_s - p_x}{\gamma},$$

woraus durch Ausführung des Quadrats und Zusammenziehung folgt

$$\frac{D+Q}{D}\left(\frac{U_s^2}{g} + \frac{p_s - p_x}{\gamma}\right) = \frac{U_b \cdot U_s}{g}.$$

Wegen der bekannten Beziehungen

$$D + Q = \gamma \cdot f_s \cdot U_s \text{ und } D = \gamma \cdot \mu f_b \cdot U_b$$

ergiebt sich

$$\frac{f_s \cdot U_s}{\mu f_b \cdot U_b}\left(\frac{U_s^2}{g} + \frac{p_s - p_x}{\gamma}\right) = \frac{U_b \cdot U_s}{g}$$

und dann die Differenz der Pressungshöhen bei $E\,E$ im Schornstein und in der Rauchkammer

$$\frac{p_s - p_x}{\gamma} = \frac{\mu f_b}{f_s} \cdot \frac{U_b^2}{g} - \frac{U_s^2}{g} \quad \ldots \quad 1).$$

Für die Bewegung der Dampf- und Gassäule über $E\,E$ hinaus bis zum Austritt aus dem Schornstein besteht bei zulässiger Vernachlässigung der geringen Reibung an der Schornsteinwand die bekannte hydraulische Gleichung

$$\frac{U_s^2}{2g} + \frac{p_s}{\gamma} = \frac{U_a^2}{2g} + \frac{p_a}{\gamma},$$

woraus sich die Pressungshöhe in $E\,E$ berechnet zu

$$\frac{p_s}{\gamma} = \frac{p_a}{\gamma} - \left(\frac{U_s^2}{2g} - \frac{U_a^2}{2g}\right),$$

oder, weil $f_a \cdot U_a = f_s \cdot U_s$ ist,

$$\frac{p_s}{\gamma} = \frac{p_a}{\gamma} - \frac{U_s^2}{2g}\left[1 - \left(\frac{f_s}{f_a}\right)^2\right] \quad \ldots \quad 2).$$

Die Einführung dieses Werthes in 1) liefert die eintretende Differenz der Pressungshöhe der Atmosphäre und der in der Rauchkammer

$$\frac{p_a - p_x}{\gamma} = \frac{\mu f_b}{f_s} \cdot \frac{U_b^2}{g} - c \cdot \frac{U_s^2}{g} \quad \ldots \quad 3),$$

nachdem zur Abkürzung der durch die Conicität des Schornsteins bestimmte echte Bruch

$$\frac{1 + \left(\frac{f_s}{f_a}\right)^2}{2} = c \quad \ldots \quad 4)$$

gesetzt worden ist.

Diese Gleichung gilt auch für den cylindrischen Schornstein, sobald man $f_a = f_s$ oder $c = 1$ einsetzt.

Da in derselben Zeit durch den Schornstein die Summe des aus dem Blasrohre strömenden Dampfgewichts und des aus den Siederöhren kommenden Gasgewichts gehen muss, so folgt

$$\gamma \cdot f_s \cdot U_s = \gamma \cdot \mu f_b \cdot U_b + \gamma \cdot f_r \cdot U_r$$

und daraus

$$U_s = \frac{\mu f_b}{f_s} \cdot U_b + \frac{f_r}{f_s} \cdot U_r.$$

Die Einschaltung dieses Werthes in 3) ergiebt

$$\frac{p_a - p_x}{\gamma} = \frac{\mu f_b}{f_s}\left(1 - c\,\frac{\mu f_b}{f_s}\right)\frac{U_b^2}{g} - 2c\,\frac{\mu f_b}{f_s}\cdot\frac{f_r}{f_s}\cdot\frac{U_b U_r}{g} - c\left(\frac{f_r}{f_s}\right)^2\frac{U_r^2}{g} \quad \ldots \quad 5).$$

Zur Berechnung der Ausflussgeschwindigkeiten U_b und U_r dürfen wir wegen der geringen Verschiedenheit der Pressungen p_b, p_x und p_a von den einfachen Formeln

$$U_b = \sqrt{2g\frac{p_b - p_x}{\gamma}} \quad \ldots \quad 6^a)$$

$$U_r = \psi\sqrt{2g\frac{p_a - p_x}{\gamma}} \quad \ldots \quad 6^b)$$

Gebrauch machen (s. p. 28 des ersten Capitels). In der zweiten Gleichung drückt ψ einen Reductionscoëfficienten aus, welcher den Widerstand der Luft auf dem Wege vom Eintritt in den Aschenkasten bis zur Rauchkammer berücksichtigen soll und daher hauptsächlich abhängig ist von der Stellung der Aschenkastenklappe, der Grösse der Rostspalten, dem Zustande des Feuers, dem Querschnitte und der Länge der Siederöhren, sowie dem Vorhandensein eines Funkensiebes in der Rauchkammer.

Für mittlere Verhältnisse liegt der Werth ψ zwischen 0,3 und 0,4; er kann aber durch Schluss der Aschenklappe beliebig heruntergebracht werden, während weitgeöffnete Aschenklappe, grosser freier Rostquerschnitt, niedrige und locker liegende Brennmaterialschicht, weite und kurze Siederöhren ihn erhöhen. Wegen mangelhafter Kenntniss von ψ sind wir genöthigt, ihn bei Coke und Kohlen als gleich unter normalen Verhältnissen anzunehmen; dies wird wahrscheinlich nicht viel von der Wahrheit abweichen, weil die Kohle zwar dichter, aber mit geringerer Schichtenhöhe als Coke auf dem Roste liegt.

Nach Einsetzung der Werthe aus 6) findet sich durch eine kleine Umformung

$$\mathfrak{A}\,(p_b - p_x) - \mathfrak{B}\,(p_a - p_x) = \sqrt{(p_b - p_x)\,(p_a - p_x)} \quad \ldots\ldots 7).$$

Hier wurde zur Abkürzung gesetzt

$$\frac{1 - c\,\frac{\mu f_b}{f_s}}{2\,\psi\,c\,\frac{f_r}{f_s}} = \mathfrak{A} \text{ und } \frac{1 + 2\,\psi^2\,c\left(\frac{f_r}{f_s}\right)^2}{4\,\psi\,c\,\frac{\mu f_b}{f_s}\cdot\frac{f_r}{f_s}} = \mathfrak{B} \quad \ldots\ldots 7^a);$$

$\mathfrak{A}$ und $\mathfrak{B}$ sind bei einer bestimmten Maschine constante Zahlen, wenn f_b und ψ, also die Stellung des Exhaustors, der Aschenkastenklappe und die Höhe der Brennmaterialschicht unverändert bleiben.

Erheben wir die Gleichung 7) zum Quadrat und ordnen die Glieder, so entsteht

$$(p_b - p_x)^2 - \frac{2\,\mathfrak{A}\,\mathfrak{B} + 1}{\mathfrak{A}^2}\,(p_a - p_x)\,(p_b - p_x) + \frac{\mathfrak{B}^2}{\mathfrak{A}^2}\,(p_a - p_x)^2 = 0.$$

Die Auflösung dieser quadratischen Gleichung bestimmt die Blasrohrpressung, welche zur Erzielung eines gewissen Vacuums in der Rauchkammer erforderlich ist, zu

$$p_b - p_x = (p_a - p_x)\,\frac{2\,\mathfrak{A}\,\mathfrak{B} + 1}{2\,\mathfrak{A}^2}\left[1 \pm \sqrt{1 - \left(\frac{2\,\mathfrak{A}\,\mathfrak{B}}{2\,\mathfrak{A}\,\mathfrak{B} + 1}\right)^2}\right].$$

Von den beiden Werthen $p_b - p_x$, welche sonach dem gewünschten $p_a - p_x$ entsprechen, würde man selbstverständlich den kleineren wählen, wegen des Gegendruckes auf den Kolben; es zeigen aber die numerischen Berechnungen sofort, dass $2\,\mathfrak{A}\,\mathfrak{B}$ gross gegen 1, mithin $\frac{2\,\mathfrak{A}\,\mathfrak{B}}{2\,\mathfrak{A}\,\mathfrak{B} + 1}$ nicht wesentlich von 1 verschieden ausfällt, und man darf daher den Wurzelwerth vernachlässigen. Wir erhalten somit einfacher

$$\frac{p_b - p_x}{p_a - p_x} = \frac{2\,\mathfrak{A}\,\mathfrak{B} + 1}{2\,\mathfrak{A}^2} \quad \ldots\ldots 8).$$

Subtrahiren wir auf beiden Seiten der Gleichung 8) 1 und ziehen links zusammen, so findet sich auch

$$\frac{p_b - p_a}{p_a - p_x} = \frac{2\,\mathfrak{A}\,\mathfrak{B} + 1}{2\,\mathfrak{A}^2} - 1 \quad \ldots\ldots 8^a).$$

Wir durften unter gewissen Voraussetzungen $\mathfrak{A}$ und $\mathfrak{B}$ als constant ansehen und dann sind auch

$$\frac{2\,\mathfrak{A}\,\mathfrak{B} + 1}{2\,\mathfrak{A}^2} \text{ und } \frac{2\,\mathfrak{A}\,\mathfrak{B} + 1}{2\,\mathfrak{A}^2} - 1$$

constante Werthe. In Gleichung 8^a) ist sonach der schon von Clark aus Versuchen gefolgerte Satz der Proportionalität des Blasrohrüberdruckes und des Vacuums der Rauchkammer enthalten.

Zur Ermittelung dieses Verhältnisses empfiehlt es sich, in Gleichung 8) die Werthe für $\mathfrak{A}$ und $\mathfrak{B}$ aus 7a) einzuführen. Es findet sich

$$\frac{p_b - p_x}{p_a - p_x} = \frac{f_s}{\mu f_b} \cdot \frac{1 + 2\,c\,\psi^2 \left(\frac{f_r}{f_s}\right)^2 \frac{\frac{f_s}{\mu f_b} + c}{\frac{f_s}{\mu f_b} - c}}{2\left(1 - c \cdot \frac{\mu f_b}{f_s}\right)} \quad \ldots\ldots 9),$$

woraus dann weiter folgt

$$\frac{p_b - p_a}{p_a - p_x} = \frac{p_b - p_x}{p_a - p_x} - 1 \quad \ldots\ldots 9a).$$

Für $c = 1$ und die mittleren Verhältnisse

$$\frac{f_s}{\mu f_b} = 13, \frac{f_r}{f_s} = 2, \psi = \frac{1}{3}$$

erhält man z. B.

$$\frac{p_b - p_x}{p_a - p_x} = 14{,}36 \text{ und } \frac{p_b - p_a}{p_a - p_x} = 13{,}36,$$

d. h. das Vacuum in der Rauchkammer beträgt unter diesen Verhältnissen den 13,36ten Theil des Blasrohrüberdruckes in Uebereinstimmung mit den Clark'schen Versuchen. Drückt man den Blasrohrüberdruck durch die Höhe der von ihm getragenen Quecksilbersäule aus, misst dagegen das Vacuum in der Rauchkammer durch die Höhe einer Wassersäule, so fallen beide Säulen sehr nahe gleich hoch aus, weil bei gleicher Pressung eine Wassersäule 13,6 mal so hoch wie eine Quecksilbersäule ist.

Mit Hülfe der Gleichung 9) können wir auch jetzt das Gasgewicht berechnen, welches der ausgeblasene Dampf aus der Rauchkammer entfernt. Durch Division der Gleichungen

$$Q = \gamma \cdot f_r \cdot U_r$$
$$D = \gamma \cdot \mu f_b \cdot U_b$$

folgt mit Berücksichtigung von 6a) und 6b)

$$\frac{Q}{D} = \psi \frac{f_r}{\mu f_b} \sqrt{\frac{p_a - p_x}{p_b - p_x}}.$$

Setzen wir den Werth $\frac{p_a - p_x}{p_b - p_x}$ aus 9) ein, so erhalten wir

$$\frac{Q}{D} = \sqrt{\frac{\frac{f_s}{\mu f_b} - c}{\frac{1}{2\,\psi^2}\left(\frac{f_s}{f_r}\right)^2 + c\,\frac{\frac{f_s}{\mu f_b} + c}{\frac{f_s}{\mu f_b} - c}}} \quad \ldots\ldots 10).$$

Erlauben wir uns, f_s gegen μf_b als sehr gross anzusehen, so fällt $\frac{\frac{f_s}{\mu f_b} + c}{\frac{f_s}{\mu f_b} - c}$

nahe eins aus, und durch Annahme dieses letzteren Werthes geht Gleichung 10) in die etwas einfachere Form

$$\frac{Q}{D} = \sqrt{\frac{\frac{f_s}{\mu f_b} - c}{\frac{1}{2\,\psi^2}\left(\frac{f_s}{f_r}\right)^2 + c}} \quad \ldots \ldots 10^a)$$

über, welche Zeuner in seinem Werke »das Locomotivblasrohr« für cylindrische Schornsteine mit $c = 1$ abgeleitet und zu seinen weiteren Untersuchungen benutzt hat.

Die genauere Gleichung 10) liefert, namentlich für cylindrische Schornsteine, von den Ergebnissen der Näherungsgleichung 10^a) etwas abweichende und zwar geringere Werthe; da sie besseren Anschluss an die Versuchsresultate von »Nozo und Geoffroy« im Civilingenieur Bd. 6 gewährt, so verdient sie bei ihrer immer noch einfachen Gestalt den Vorzug vor der Näherungsgleichung in wichtigen Fragen.

Die Betrachtung der Gleichung lehrt zunächst, dass das Verhältniss des aufgesaugten Gasgewichts zum verbrauchten Dampfgewicht bei unveränderlichen Werthen f_b, f_r, f_s, ψ und c constant und unabhängig von der im Blasrohr herrschenden Pressung ist. Trotz der veränderlichen Blasrohrpressung wird in jedem Zeittheilchen eine der entweichenden Dampfmenge proportionale Luftmenge herbeigeschafft; im Anfange jeder Ausströmung also eine grössere als während des weiteren Verlaufes derselben. Bei langsamer Fahrt mit stark veränderlichem Blasrohrdrucke tritt eine periodisch lebhafte Anfachung des Feuers hervor, welche der vortheilhaften Verbrennung nicht günstig ist, während auf der raschen Fahrt die ausgleichende Wirkung des Ausströmungsrohrvolumens den Dampfaustritt aus dem Blasrohr und damit auch die Anfachung des Feuers gleichmässiger herstellt. Ob nun das Verhältniss des Luftgewichts zum Dampfgewicht oder mit anderen Worten der hergestellte Zug genügt, hängt von der Grösse der in Betracht kommenden Werthe ab. Ein Kilogr. Coke liefert durch seine Verbrennung 14,5 Kilogr. Heizgase und unter mittleren Verhältnissen 6,25 Kilogr. Dampf, so dass 1 Kilogr. Dampf 2,3 Kilogr. Gase fortschaffen oder $\frac{Q}{D} = 2{,}3$ sein muss; für Steinkohlen gelten die Zahlen 16 und 5,75, folglich $\frac{Q}{D} = 2{,}8$ (siehe p. 130 und 134). Hierbei ist vorausgesetzt, dass sämmtlicher Dampf durch das Blasrohr entweicht und nicht, wie bei Kirchweger's Condensation, theilweis dem Blasrohr entzogen wird; im entgegengesetzten Falle muss natürlich $\frac{Q}{D}$ entsprechend grösser genommen werden. Hat man die Dimensionen der Maschine für die angeführte Zahl eingerichtet, und es steigert sich der Dampfverbrauch in den Cylindern, so veranlasst der Austritt der grösseren Dampfmenge aus dem Blasrohre eine ihr entsprechende grössere Luftmenge zum Mitgange durch den Schornstein, also eine gleiche zum Eintritt in die Feuerkiste, und es bildet sich wegen der lebhafteren Verbrennung (bei geeigneter Beschickung des Rostes) mehr Dampf in dem Kessel. Wäre das Güteverhältniss des Kessels (p. 129 u. f.) eine constante Grösse, so würde die Locomotive ihre Dampferzeugung selbstthätig dem Verbrauch gemäss regeln. Leider sinkt mit zunehmender Dampfproduction pro Quadratmeter Heizfläche das Güteverhältniss, ein Kilogr. Brennmaterial liefert weniger Dampf als vorhin und es kommt mithin ein grösserer Werth von $\frac{Q}{D}$ zum Vorschein, dem die Maschine ohne Aenderung

der bestimmenden Grössen nicht gewachsen ist. Ebenso ist leicht einzusehen, wie eine Verminderung des Dampfverbrauches eine Abnahme des Werthes $\frac{Q}{D}$ bedingt. Es muss daher bei einer bestehenden Maschine der Werth $\frac{Q}{D}$ veränderlich gehalten werden können.

Eine Verschiedenheit von $\frac{Q}{D}$ lässt sich bei einer Maschine mit gegebenen Werthen f_r, f_s und c bewirken, entweder durch Veränderung der Blasrohrmündung f_b, oder bei constantem Blasrohr durch Regulirung von ψ, d. h. der Widerstände, welche die angesaugte Luft auf ihrem Wege findet, vermittelst der Klappe am Aschenkasten, oder durch die Vereinigung beider Mittel, wenn von der unzweckmässigen Veränderung von f_r und f_s durch theilweises Zudecken der Siederöhren und des Schornsteins abgesehen wird. Die Veränderung des Blasrohres wirkt sehr energisch; mit einer Verkleinerung des Querschnitts wächst das Verhältniss der angesaugten Luftmenge zur Dampfmenge wie die Gleichung 10) oder 10a) zeigt. Die Verkleinerung von f_b ergiebt allerdings, weil nicht allein die frühere, sondern eine noch vergrösserte Dampfmenge aus der verminderten Oeffnung treten soll, eine Erhöhung des Rückdrucks auf den Dampfkolben und dadurch eine entsprechende Verminderung der nützlichen Arbeit im Cylinder. Eine bestimmte zu leistende Arbeit im Cylinder erfordert daher eine entsprechende Erhöhung der Triebarbeit vor dem Kolben, und diese bedingt einen etwas stärkeren Dampfverbrauch. Um mit einer constanten Blasrohrmündung auszukommen, muss man zu ihrer Bestimmung mittlere Verhältnisse zu Grunde legen; bei zu verstärkendem Zuge wird eine Vergrösserung von ψ oder eine Verminderung des Widerstandes der Luftbewegung durch eine grössere Oeffnung der Klappe am Aschenkasten helfen. Eine Verminderung der Höhe der Brennstoffschicht würde ψ sehr erhöhen, ist aber bei der geforderten stärkeren Dampfproduction auf die Dauer nicht allein unausführbar, sondern es muss im Gegentheil das Feuer höher gehalten werden und dies vermindert ψ wieder, wodurch der Effect des Klappenöffnens beeinträchtigt wird. Eine ausreichende Zugverschärfung durch Erhöhung von ψ würde auf einen für die mittleren, in der Regel vorhandenen Verhältnisse sehr kleinen Werth von ψ führen, der mit einer verhältnissmässig hohen Blasrohrpressung überwunden werden müsste. Es empfiehlt sich daher, unter normalen Verhältnissen ψ etwas grösser zu lassen und die Zugverstärkung nöthigenfalls durch die Thätigkeit des Hülfsblasrohres zu unterstützen.

Die Frage der Vortheilhaftigkeit der ersten oder zweiten Regulirungsmethode läuft im Wesentlichen auf die Untersuchung hinaus, bei welcher von beiden der Aufwand an Dampf zur Erzielung einer bestimmten Arbeit im Cylinder kleiner ist. Eine Entscheidung lässt sich bei der Unsicherheit der Coëfficienten, namentlich von ψ, selbst durch eine weitläuftige Rechnung nicht sicher treffen, die erst bei der Bestimmung der Arbeit des Dampfes im Cylinder vorgenommen werden könnte. In praktischer Hinsicht stellt sich der Anwendung veränderlicher Blasrohrmündungen auch die Schwierigkeit einer guten haltbaren Construction mit zweckmässiger Form des Dampfstrahles entgegen. Die Ansichten der Praktiker über die Sache sind getheilt; während man in England fast nur constante Blasrohrmündungen findet, sind in Deutschland und Frankreich veränderliche Exhaustoren vorherrschend.

In jedem Falle muss man sich aber bestreben, ein verlangtes Verhältniss der Luft- und Dampfmenge mit einer möglichst geringen Blasrohrpressung zu erhalten

und deshalb den Einfluss untersuchen, welchen die anderen Grössen f_r, f_s und c in Formel 10) haben.

Die Vergrösserung des Rohrquerschnittes f_r steigert sowohl direct, als indirect durch Vergrösserung von ψ bei der kleineren Gasgeschwindigkeit in den Röhren den Werth $\frac{Q}{D}$ und vermindert daher die Blasrohrpressung für ein bestimmtes $\frac{Q}{D}$; f_r, oder m in Gleichung 16) des vor. Paragraphen soll daher möglichst gross genommen werden. Aus diesem Grunde ist auch die Befestigung der Siederöhren ohne Eintreibung von Rohrringen zweckmässig.

In Bezug auf den Schornsteinquerschnitt sieht man aus den Gleichungen 10) und 10^a), dass für eine bestehende Maschine es einen bestimmten Querschnitt f_s geben muss, welcher $\frac{Q}{D}$ zu einem Maximum macht, oder den stärksten Zug liefert und daher am vortheilhaftesten für die Herabziehung der Blasrohrpressung ist. Es wird nämlich $\frac{Q}{D}$ für $f_s = c \,.\, \mu f_b$ und $f_s = \infty$ zu Null und zwischenliegende f_s liefern für $\frac{Q}{D}$ endliche positive Werthe. Die Werthe f_s, welche kleiner als μf_b sind und der algebraischen Function 10) ebenfalls positive Werthe liefern, kommen hier nicht in Betracht, weil natürlich $f_s > \mu f_b$ sein muss.

Sieht man f_s als veränderlich an und setzt den ersten Differenzialquotienten des Ausdruckes unter dem Wurzelzeichen in 10) der Null gleich, so findet sich zur Bestimmung des vortheilhaftesten Schornsteinquerschnitts die cubische Gleichung:

$$\left(\frac{f_s}{f_r}\right)^3 - 3\,c\,\frac{\mu f_b}{f_r}\left(\frac{f_s}{f_r}\right)^2 - 2\,c\left[\psi^2 - c\left(\frac{\mu f_b}{f_r}\right)^2\right]\left(\frac{f_s}{f_r}\right) - 6\,c^2\,\psi^2\,\frac{\mu f_b}{f_r} = 0,$$

deren numerische Lösung nicht schwierig, aber unbequem ist. Um zu sehen, ob die Wichtigkeit der Sache diesen Aufwand von Mühe erforderlich macht, setzen wir, da lediglich die Querschnittsverhältnisse bestimmend auftreten, in 10) und 10^a) aufeinanderfolgende Werthe für $\frac{f_s}{f_r}$ ein und nehmen dabei, den mittleren Verhältnissen der Praxis entsprechend, $\frac{f_r}{\mu f_b} = 24$, $\psi = \frac{1}{3}$, sowie $c = 1$. Die Resultate der Rechnung sind in der folgenden kleinen Tabelle zusammengestellt.

Für $\frac{f_s}{f_r} =$	$\frac{8}{24}$	$\frac{9}{24}$	$\frac{10}{24}$	$\frac{11}{24}$	$\frac{12}{24}$	$\frac{13}{24}$	$\frac{14}{24}$	$\frac{15}{24}$	$\frac{16}{24}$	$\frac{17}{24}$	$\frac{18}{24}$
10) $\frac{Q}{D} =$	1,98	2,06	2,12	2,16	2,18	2,20	2,20	2,20	2,19	2,17	2,16
wird nach 10^a) $\frac{Q}{D} =$	2,16	2,21	2,25	2,27	2,276	2,274	2,27	2,25	2,23	2,22	2,19

Die obige cubische Gleichung liefert $\frac{f_s}{f_r} = 0{,}58$ oder $\frac{13{,}92}{24}$ in Uebereinstimmung mit der nach 10) berechneten Zahlenreihe, während die Gleichung 10^a) den vortheil-

haftesten Querschnitt etwas kleiner, zu $\frac{12}{24} f_r$, und auch die Luftförderung zu günstig angiebt. Wir sehen aber aus der Tabelle, dass der Schornsteinquerschnitt sich ziemlich bedeutend von dem vortheilhaftesten Werthe entfernen kann, ohne eine beachtenswerthe Einbusse seiner Leistungsfähigkeit zu erleiden. Bedenkt man ferner, dass die Ausfüllung des Schornsteins durch den Luft- und Dampfstrahl bei jedem $\frac{Q}{D}$ unabweislich ist zur Vermeidung des Lufteintritts zwischen Strahl und Schornsteinwand, so wird man besser einen gegen den vortheilhaftesten Querschnitt etwas engeren als weiteren Schornstein anwenden, und es empfiehlt sich daher die Bestimmung des vortheilhaftesten Schornsteinquerschnitts nach der Näherungsformel 10^a), welche eine einfache Rechnung gestattet.

Die Nullsetzung der ersten Abgeleiteten giebt bei 10^a) die quadratische Gleichung

$$\left(\frac{f_s}{f_r}\right)^2 - 2\,c\,\frac{\mu f_b}{f_r}\left(\frac{f_s}{f_r}\right) - 2\,c\,\psi^2 = 0,$$

von deren Wurzeln

$$\frac{f_s}{f_r} = c\,\frac{\mu f_b}{f_r} \pm \sqrt{\left(c\,\frac{\mu f_b}{f_r}\right)^2 + 2\,c\,\psi^2}$$

nur die mit dem positiven Zeichen gelten kann, welche bei der statthaften Vernachlässigung des kleinen Werthes $\left(c\,\frac{\mu f_b}{f_r}\right)^2$ gegen $2\,c\,\psi^2$ genau genug bestimmt

$$\frac{f_s}{f_r} = c\,\frac{\mu f_b}{f_r} + \psi\sqrt{2\,c} \quad \ldots\ 11).$$

Für die über der Tabelle angegebenen Werthe erhält man die genaue Wurzel der quadratischen Gleichung zu $\frac{12{,}48}{24}$ und die Gleichung 11) giebt $\frac{12{,}31}{24}$, in Uebereinstimmung mit der entsprechenden Zahlenreihe der Tabelle.

Die Gleichung 11) zeigt deutlich, dass der vortheilhafteste Schornsteinquerschnitt f_s abhängig ist von den Werthen c, $\psi . f_r$ und f_b; bei der Kleinheit des Blasrohrquerschnitts gegen $\psi . f_r$ ist er vom Blasrohrquerschnitt nur wenig beeinflusst und erhält seine Bestimmung hauptsächlich durch den Rohrquerschnitt f_r und den Coëfficienten ψ. Die mit cylindrischen Schornsteinen angestellten Versuche von Nozo und Geoffroy bestätigen dies. Deshalb wird es bei der Veränderlichkeit des Werthes ψ und der zulässigen kleinen Abweichung von dem wirklich vortheilhaftesten Werthe f_s statthaft sein, für $\frac{\mu f_b}{f_r}$ einen Mittelwerth einzuführen, etwa $\frac{1}{30}$; ψ nimmt man zur Erlangung eines genügend engen, die Ausfüllung seines Querschnitts sichernden Schornsteins klein an, den ungünstigen Verhältnissen einer hohen Brennstoffschicht oder einer wenig geöffneten Aschenklappe entsprechend, etwa 0,3. Mit diesen Werthen erhält man aus 11) $\frac{f_s}{f_r} = 0{,}46$, wofür aber unbedenklich, ja sogar nach der genauen Formel richtiger 0,5 gesetzt werden kann. Es soll daher für cylindrische Schornsteine

$$\frac{f_s}{f_r} = 0{,}5 \quad \ldots\ 11^a)$$

gemacht werden.

Die Beziehung 11[a]) entspricht auch dem Mittel aus den Verhältnissen $\frac{f_s}{f_r}$ bei einer grossen Zahl ausgeführter Locomotiven, während einzelne Ausführungen erheblich davon abweichen.

Ehe wir die Formel 11) für conische Schornsteine verwerthen können, müssen wir uns erst Einsicht in den Einfluss von c auf $\frac{Q}{D}$ verschaffen. Die Gleichungen 10) und 10[a]) lassen erkennen, dass eine Abnahme von c, welche dem Anwachsen von f_a gegen f_s entspricht, mit einer Zunahme von $\frac{Q}{D}$ verbunden ist. Die Grösse des Einflusses von c, dessen kleinsten Werth man für $f_a = \infty$ zu $\frac{1 + \left(\frac{f_s}{\infty}\right)^2}{2} = 0{,}5$ erhält, zeigt folgende kleine Tabelle, in welcher die der Annahme $\frac{\mu f_b}{f_r} = \frac{1}{30}$, $\psi = 0{,}3$ entsprechenden Werthe von $\frac{f_s}{f_r}$ nach 11) und dann $\frac{Q}{D}$ nach 10) für verschiedene c enthalten sind.

c =	1	0,9	0,8	0,7	0,6	0,55	0,50
$\frac{f_s}{f_r}$ =	0,46	0,43	0,40	0,38	0,35	0,33	0,32
$\frac{Q}{D}$ =	2,35	2,42	2,50	2,60	2,71	2,78	2,85

Die äusserste Luftmenge, welche durch einen conischen Schornstein mit $c = 0{,}5$ gefördert werden könnte, beträgt nach den Angaben dieser Tabelle das $\frac{2{,}85}{2{,}35} = 1{,}21$fache der Luftmenge eines richtig construirten Cylinderschornsteines bei gleichem f_b und ψ. Bei einer bestimmten Luftförderung oder gleichem Zuge wird demnach der Blasrohrquerschnitt bei einem conischen Schornstein grösser als bei einem cylindrischen gehalten werden können, womit eine Verminderung der Blasrohrpressung und des Rückdruckes auf den Kolben verbunden ist. Dieser Umstand begründet den Vorzug der conischen Schornsteine vor den cylindrischen. Die beschränkte Höhe der Schornsteine, welche nur $4^m{,}57$ über Schienenoberkante betragen darf (§ 103 der technischen Vereinbarungen etc.), erlaubt bei der, von der Bedingung der Ausfüllung des Schornsteins durch den Luft- und Dampfstrahl geforderten geringen Neigung der Kegelseite gegen die Achse des Schornsteins keine sehr starke Erweiterung des Schornsteins nach oben. Die Prüsmann'schen Schornsteine besitzen den Werth $c = 0{,}55$ und würden $\frac{Q}{D} = 2{,}78$ oder 1,18 mal so viel Luft wie Cylinderschornsteine geben, wenn sie das richtige Verhältniss $\frac{f_s}{f_r} = \frac{1}{3}$ hätten; sie sind aber in Folge der unstatthaften Uebertragung von Versuchsresultaten für den Durchgang des Dampfstrahles durch eine dünne Scheibe auf die Bewegung in Röhren zu eng gehalten und geben mit $\frac{f_s}{f_r} = \frac{1}{4}$ nach

der Formel 10) nur $\frac{Q}{D} = 2{,}65$ oder 1,12 der Luftmenge eines cylindrischen Schornsteins. Setzen wir für conische Schornsteine zweckmässiger

$$\frac{f_s}{f_r} = \frac{1}{3} \ldots . \quad 11^b)$$

und nehmen zur Vermeidung eines zu weiten oberen Schornsteinquerschnitts den oberen Durchmesser nur 1,6 mal den kleinsten Durchmesser oder $\left(\frac{f_s}{f_a}\right)^2 = 0{,}153$ und $c = 0{,}58$, so wird $\frac{Q}{D} = 2{,}74$; es geben diese Schornsteine $\frac{2{,}74}{2{,}35}$ d. i. 1,16 mal so viel Luft wie die Cylinderschornsteine und 4 % mehr als die Prüsmann'schen.

Nach erfolgter Bestimmung des Werthes $\frac{f_s}{f_r}$ wird es möglich, aus Gleichung 10) den erforderlichen Blasrohrquerschnitt f_b zu berechnen, welcher ein bestimmtes $\frac{Q}{D}$ bei einem gewissen ψ liefert. Die Auflösung dieser Gleichung nach $\frac{f_s}{\mu f_b}$ ergiebt

$$\frac{f_s}{\mu f_b} = \left\{\left[1 + \frac{1}{2}\left(\frac{Q}{D}\right)^2\right] c + \frac{1}{2}\left(\frac{Q}{D}\right)^2 \frac{1}{2\psi^2}\left(\frac{f_s}{f_r}\right)^2\right\} \times$$

$$\left[1 \pm \sqrt{1 + c\,\frac{\left[\left(\frac{Q}{D}\right)^2 - 1\right] c - \left(\frac{Q}{D}\right)^2 \frac{1}{2\psi^2}\left(\frac{f_s}{f_r}\right)^2}{\left\{\left[1 + \frac{1}{2}\left(\frac{Q}{D}\right)^2\right] c + \frac{1}{2}\left(\frac{Q}{D}\right)^2 \frac{1}{2\psi^2}\left(\frac{f_s}{f_r}\right)^2\right\}^2}}\right].$$

Der Werth des Bruches unter dem Wurzelzeichen ist so klein, dass er gegen 1 vernachlässigt werden darf, und dann erhält man einfacher, weil nur das Zeichen + gültig sein kann,

$$\frac{f_s}{\mu f_b} = \left[2 + \left(\frac{Q}{D}\right)^2\right] c + \left(\frac{Q}{D}\right)^2 \frac{1}{2\psi^2}\left(\frac{f_s}{f_r}\right)^2 \ldots . \quad 12).$$

Setzen wir in dieser Gleichung, den mittleren Verhältnissen entsprechend, $\psi = \frac{1}{3}$, $\mu = 0{,}9$, $\frac{Q}{D} = 2{,}3$ für Coke und $\frac{Q}{D} = 2{,}8$ für Steinkohlen, so erhalten wir zur Berechnung der constanten Blasrohrmündung die Gleichungen:

$$\left.\begin{aligned} \frac{f_s}{f_b} &= 6{,}5\, c + 21{,}4\left(\frac{f_s}{f_r}\right)^2 \text{ für Cokefeuer } \ldots \\ \frac{f_s}{f_b} &= 8{,}8\, c + 31{,}7\left(\frac{f_s}{f_r}\right)^2 \text{ für Steinkohlenfeuer} \end{aligned}\right\} 12^a).$$

Die Annahme der vortheilhaften Werthe $\frac{f_s}{f_r}$ aus 11^a) und 11^b) liefert nach kleiner Abrundung der Verhältnisse $\frac{f_s}{f_b}$ zu 11,9, bez. 16,7 für cylindrische und 6,2, bez. 8,6 für conische Schornsteine; führt man wegen der Verschiedenheit von f_s zur besseren Vergleichung f_r ein, so stehen bei $\frac{f_r}{f_b}$ den Zahlen 23,8 und 33,4 für cylindrische

Schornsteine die kleineren Zahlen 18,6 und 25,8 für conische Schornsteine gegenüber. Wegen der Veränderlichkeit des Werthes ψ dürfen wir unbedenklich die Verhältnisse noch mehr abrunden und setzen

bei		Coke	Steinkohle
und cylindrischem Schornsteine	$\frac{f_r}{f_b} =$	24	33
und conischem Schornsteine .	$\frac{f_r}{f_b} =$	19	26

. . . . 12[b]).

Im Falle eines veränderlichen Blasrohres wird die grösste Mündung nicht viel von dem Querschnitte des Dampfausströmungsrohres verschieden gemacht; die kleinste Mündung muss so bemessen werden, dass für die stärkste Feuerung mit kleinem ψ und grossem $\frac{Q}{D}$ der Zug kräftig genug ausfällt. Setzen wir z. B. für eine stark arbeitende Gebirgslocomotive mit Steinkohlenfeuer $\psi = \frac{1}{4}$ und $\frac{Q}{D} = 3{,}5$, so findet sich bei einem cylindrischen Schornsteine mit $\frac{f_s}{f_r} = \frac{1}{2}$ und $\mu = 0{,}9$ aus 12) $\frac{f_s}{f_r} = 34{,}9$ und $\frac{f_r}{f_b} = 69{,}8$, also etwas mehr als das Doppelte des obigen Werthes. Dies Verhältniss haben die Maschinen der Brennerbahn ungefähr aufzuweisen. Für die gewöhnlichen Locomotiven genügt es dagegen, den grössten Werth $\frac{f_r}{f_b}$ auf $\frac{4}{3} - \frac{3}{2}$ des Normalwerthes zu bringen.

Nachdem die Hauptquerschnitte der Zugvorrichtung ermittelt worden sind, bleibt uns noch übrig, die Höhenverhältnisse des Blasrohres und des Schornsteines zu besprechen.

Die Mündung des Blasrohres muss etwas über der obersten Siederohrreihe liegen, damit die horizontal austretenden Heizgase nicht direct und deshalb störend gegen den verticalen Dampfstrahl treten, sondern sich ohne scharfe Krümmung in die verticale Richtung begeben und den Dampfstrahl allseitig umschliessen können. Meistens bestimmt sich die Höhenlage des Blasrohrs durch die Rücksicht auf eine leichte Reinigung der Siederöhren. Der Schnitt durch die Achse des Blasrohres wird zweckmässig schlank conisch gemacht, um einen gut geschlossenen Dampfstrahl in der Rauchkammer zu erzielen; eine Neigung der Kegelseite zur Achse von $^1/_7$ bis $^1/_{10}$ ist passend und erfordert kein zu langes Blasrohr zum allmählichen Uebergange aus dem Querschnitte des Dampfausströmungsrohres in den Mündungsquerschnitt des Blasrohres. Die Mündung muss entweder von einem dünnwandigen Materiale (Kupfer o. dergl.) hergestellt oder vorn an der äussern Oberfläche zugeschärft sein, um die sofortige Berührung der Heizgase mit dem Dampfstrahle bei dessen Austritt zu ermöglichen.

Wichtig ist die richtige Entfernung des Blasrohres vom Schornsteine, weil hiervon die zu einer günstigen Wirkung erforderliche Grösse der Berührungsfläche zwischen dem Dampfe und den Gasen abhängt. Wäre die Form des Dampfstrahls genau bekannt, so würde sich die erforderliche Entfernung des engsten Querschnitts $E\,E$ eines conischen oder des Querschnitts $E\,E$ eines cylindrischen Schornsteins, in welchem zuerst der Schornstein vollständig mit Gas- und Dampftheilchen von gleicher Geschwindigkeit ausgefüllt wird, leicht berechnen lassen. Durch diesen

Querschnitt $E\,E$ gehen $Q + D$ Cubikmeter Gase mit der Geschwindigkeit U_s; setzen wir $\mathfrak{d}_s$ den Durchmesser des Schornsteines in $E\,E$, so muss

$$\frac{\mathfrak{d}_s^2\,\pi}{4} = f_s = \frac{Q + D}{\gamma\, U_s}$$

sein. Der Querschnitt des Dampfkörpers beträgt davon

$$\frac{D}{Q + D} \cdot f_s,$$

und hieraus folgt sein Durchmesser bei Annahme eines kreisförmigen Blasrohres

$$\mathfrak{d}_s \sqrt{\frac{D}{Q + D}}.$$

Suchen wir nun bei bekannter Gestalt des Dampfkörpers die Stelle auf, welche jenen Durchmesser besitzt, so ist durch ihren Abstand von der Blasrohrmündung auch die richtige Entfernung des Querschnitts $E\,E$ von derselben Mündung gefunden. Leider fehlt die genaue Kenntniss der Dampfstrahlform; wir müssen uns daher mit einer Annäherung begnügen. Nachdem der Dampfstrahl die kreisförmige Blasrohrmündung mit etwas Contraction verlassen hat, erweitert sich derselbe wegen der allmählichen Abnahme der Geschwindigkeit und bildet einen Umdrehungskörper, der nicht bedeutend von einem gemeinen Kegel abweicht. Legen wir in $E\,E$ an die Dampfstrahloberfläche eine berührende gemeine Kegelfläche an, so dürfen wir diese auf eine beträchtliche Entfernung hin für die conoidische Fläche nehmen. Der Kegeldurchmesser an der Blasrohrmündung muss von dem Blasrohrdurchmesser abhängen und wird wahrscheinlich wenig von Letzterem verschieden sein; er möge $\mathfrak{a} \cdot \mathfrak{d}_b$ gesetzt werden. Bei einem Winkel β der Kegelseite mit der Achse findet sich für eine Entfernung x von der Mündung der Durchmesser $\mathfrak{a}\,\mathfrak{d}_b + 2\,x\,tg\,\beta$. Dieser Werth muss aber in $E\,E$ den oben berechneten Werth des Dampfstrahldurchmessers haben, und wir erhalten sonach

$$\mathfrak{a}\,\mathfrak{d}_b + 2\,x\,tg\,\beta = \mathfrak{d}_s \sqrt{\frac{D}{Q + D}},$$

woraus folgt

$$x = \frac{\mathfrak{d}_s}{2\,tg\,\beta} \sqrt{\frac{D}{Q + D}} - \frac{\mathfrak{a}}{2\,tg\,\beta}\,\mathfrak{d}_b.$$

Nach den Prüsmann'schen Versuchen über die conischen Schornsteine habe ich die Constanten ermittelt und gefunden, dass

bei Cokefeuer $x = 5\,(1{,}1\,\mathfrak{d}_s - 2\,\mathfrak{d}_b)$ und
bei Steinkohlenfeuer $x = 5\,(\mathfrak{d}_s - 2\,\mathfrak{d}_b)$ . . . . 13)

gesetzt werden kann.

Bei dem cylindrischen Schornsteine beträgt $\mathfrak{d}_b$ etwa $^1/_4\,\mathfrak{d}_s$ und deshalb wird $x = 2{,}5\,\mathfrak{d}_s$, bei verkleinertem Blasrohr etwas mehr. Die Höhe des Schornsteins über dem Blasrohre muss aber wegen des sicheren Abschlusses der äusseren Luft bei langsamer Fahrt grösser, etwa $4\mathfrak{d}_s$, genommen werden. Eine grössere Höhe wirkt bei der Geringfügigkeit der Reibung an der Schornsteinwandung innerhalb gewisser Grenzen nicht nachtheilig auf den Zug und ist oft erforderlich, um die Führer vor der Belästigung des Rauches zu schützen. Nach den »Technischen Vereinbarungen« soll die Schornsteinhöhe höchstens $4^m{,}57$ von der Schienenoberkante ab betragen; diese Maximalhöhe ist der Zugwirkung wegen meistens nicht erforderlich; man findet auch die Schornsteine bis zu $0^m{,}5$ niedriger ausgeführt.

Der unter $E\,E$ liegende Schornsteintheil gewährt bei cylindrischer Form wegen der Abnahme des Dampfquerschnitts nach dem Blasrohre hin allerdings eine Zunahme des Luftquerschnitts, allein nicht in dem der Abnahme der Luftgeschwindigkeit entsprechenden Maasse bis zu dem Blasrohre. Um einen ungehinderten Luftzutritt zu behalten, darf deshalb der cylindrische Schornstein nicht über ein gewisses Maass unter $E\,E$ hinabreichen; nach angestellten Versuchen soll der Abstand der Unterkante des Schornsteins vom Blasrohr dem Schornsteindurchmesser etwa gleichkommen. Eine kleine Erweiterung des Schornsteines an seinem untern Ende kann nur vortheilhaft wirken.

Der Querschnitt f_s bei den conischen Schornsteinen fällt zu klein aus, um neben dem Dampfstrahle auch noch genügenden Raum für die zutretenden Heizgase zu gewähren. Man muss deshalb unterhalb der engsten Stelle eine conische Erweiterung anbringen, die etwa mit $^1/_7$ Neigung der Seite zur Kegelachse bis auf $^2/_3$ des Abstandes zwischen dem engsten Querschnitte und der Blasrohrmündung hinuntergeführt und am Ende bis auf 1,5 $\mathfrak{d}_s$ erweitert werden kann. Wegen der Unsicherheit in der Bestimmung von x empfiehlt es sich, den Schornstein auf eine Höhe von etwa 0,5 $\mathfrak{d}_s$ über und unter der berechneten engsten Stelle cylindrisch zu halten und dann erst die conische Erweiterung nach oben und unten eintreten zu lassen. Der obere Theil des Schornsteins darf einfach conisch gehalten werden, und erreicht man eine Ausfüllung des Querschnitts durch die Gase bei einer Neigung von $1 : 12^1/_2$, welche mit einer Höhe des conischen Theiles von 3,75 $\mathfrak{d}_s$ und einem oberen Durchmesser von 1,6 $\mathfrak{d}_s$ erreicht wird. Die Uebergänge aus dem Cylinder in die Kegel können durch Kreisbögen vermittelt werden, welche die Seiten beider Körper in einer Entfernung $^1/_4$ $\mathfrak{d}_s$ von deren Schnittpunkten tangiren. Sollte bei hochliegendem Kessel und grossem Schornsteindurchmesser die Oberkante des Schornsteins um mehr als $4^m,57$ von Schienenoberkante entfernt zu liegen kommen, so muss selbstverständlich das über jenes Maass hinaus tretende Stück abgeschnitten werden.

Wir wollen nun mit Hülfe der entwickelten Formeln den Schornstein und das Blasrohr für den auf p. 137 berechneten Kessel ermitteln. Es war dort $f_r = m\,R = 0{,}23\,\square^m$. Für einen cylindrischen Schornstein würde dessen Querschnitt nach 11a) $^1/_2 f_r = 0{,}115\,\square^m$ sein, wozu ein Durchmesser $\mathfrak{d}_s = 0^m,383$ gehört; die Blasrohrmündung müsste bei dem angenommenen Cokefeuer nach 12b) $\frac{f_r}{24} = \frac{0{,}23}{24} = 0{,}0096\,\square^m$ Querschnitt und also den Durchmesser $\mathfrak{d}_b = 0^m,111$ erhalten. Die Anwendung eines conischen Schornsteins bedingt dagegen nach 11b) $f_s = \frac{1}{3} f_r = 0{,}077\,\square^m$, also $\mathfrak{d}_s = 0^m,313$, $\mathfrak{d}_a = 1{,}6 \,.\, 0{,}313 = 0^m,501$, während das Blasrohr nach 12b) $\frac{f_r}{19} = 0{,}0121$ und $\mathfrak{d}_b = 0^m,124$ erhält; die Entfernung der Mitte der engsten Schornsteinstelle vom Blasrohr muss nach 13) $5\,(1{,}1 \,.\, 0{,}313 - 2 \,.\, 0{,}124) = 0^m,48$ betragen.

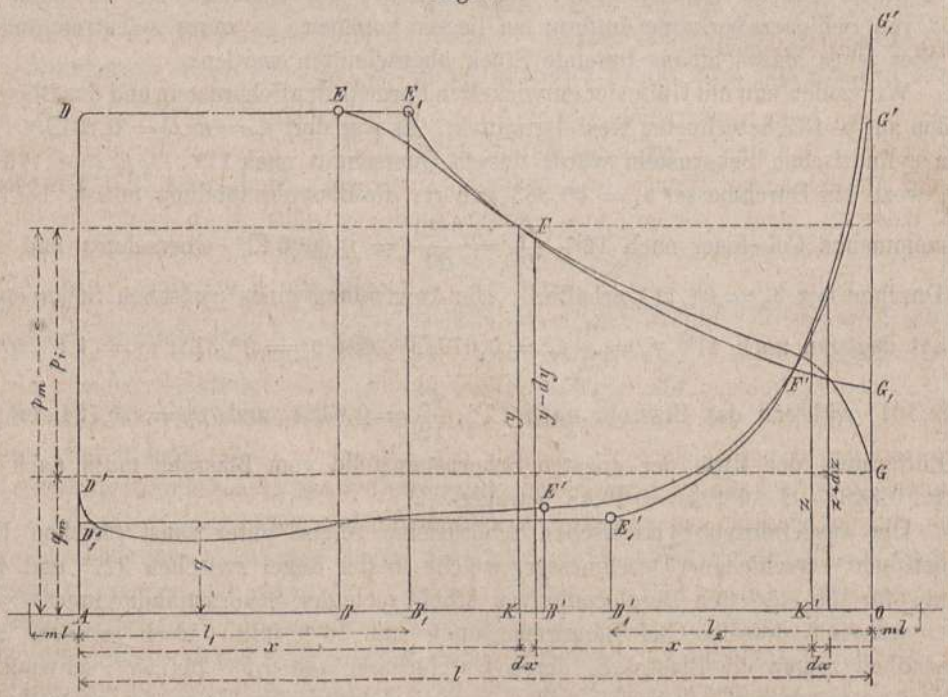
Die ausgeführten cylindrischen Schornsteine zeigen unter sonst gleichen Umständen sehr verschiedene Durchmesser, welche in der Regel zwischen 32^{cm} und 45^{cm} liegen; für die stärksten Berglocomotiven erhebt sich der Schornsteindurchmesser auf 48^{cm}, während derselbe bei Rangirmaschinen auf 26^{cm} fällt. Noch grössere Verschiedenheit zeigen die Blasrohre, deren Durchmesser von $6{,}5^{cm}$ bis 15^{cm} schwanken. Die Prüsmann'schen Schornsteine sind zu eng gehalten, in Folge der unstatthaften Bestimmung der Schornsteinform vermittelst des Durchgangs eines Dampfstrahls durch verschiebbare einfache Scheiben, während bei einem Austritte durch ein längeres Rohr ganz andre Umstände auftreten.

Hinsichtlich der Rauchkammer würde es für die Leistung des Blasrohrs am zweckmässigsten sein, wenn dieselbe die Heizgase von den Siederöhren ohne Querschnittsänderung und ohne starke Krümmung in einen den Dampfstrahl ringförmig umgebenden Saugraum leitete, der dann in den Schornstein übergehen müsste. Wegen der erforderlichen Reinigung der Siederöhren ist dies nicht gut ausführbar, man muss aber jede nicht durch die constructiven Rücksichten, als Befestigung des Schornsteins, Anbringung der Dampfröhren und des Funkensiebes, gebotene Ausdehnung der Rauchkammern vermeiden, weil dieselbe zu einer unregelmässigen Bewegung der Gase Veranlassung giebt. Gewöhnlich erhält die Rauchkammer die Länge der in oder neben ihr liegenden Cylinder oder Schieberkasten.

C. Die Arbeit des Dampfes im Cylinder und ihre Verwendung zum Treiben der Locomotive.

§ 8. Arbeit des Dampfes im Cylinder. Mittlere Kolbenkraft. — Im zweiten Capitel ist ausführlich über die Arbeit des Dampfes im Cylinder gesprochen worden; leider setzen uns die dort aufgeführten zahlreichen Formeln nicht in den Stand, die mittlere Kolbenkraft einfach und mit hinreichender Genauigkeit zu bestimmen. Wir müssen uns daher zunächst damit befassen, eine Berechnung des mittleren Dampfdrucks auf den Kolben anzugeben. Für unsern Zweck machen wir in Bezug auf die bewegende Arbeit hinter dem Kolben folgende Annahme:

Fig. 6.



1) Während der Einströmung $A\,B$ (Fig. 6) bleibe die Dampfspannung im Cylinder unverändert gleich p, was bei genügend weiten Regulator- und Schieberöffnungen (für geringe Füllungen mit Hülfe des Trick-Allan'schen Kanalschiebers) auch bis

kurz vor Dampfabschluss stattfindet. Sollte die Dampfspannung in Folge einer zu geringen Schieberöffnung während der Einströmung des Dampfes sinken, so ist der mittlere Werth der Eintrittsspannung in Rechnung zu ziehen.

2) Die Expansion des Dampfes währe bis zu dem Ende des Kolbenschubes trotz der vorher entstehenden Ausströmungsöffnung, welche Annahme bei rascher Fahrt der Maschine annähernd zutrifft.

3) Als Expansionsgesetz benutzen wir das Mariotte'sche, welches dem thatsächlichen Vorgange am nächsten kommt (s. p. 36 und 97).

Bei den Aussencylindern erhebt sich die Expansionslinie $E F G$ (Fig. 6) der Indicatorcurve über die gleichseitige Hyperbel des Mariotte'schen Gesetzes (p. 97), in Folge der theilweisen Verdampfung des mechanisch aus dem Kessel durch den Dampf mitgerissenen und des durch Condensation des Dampfes während der Einströmung gebildeten Wassers, auch wohl in Folge eines undichten Schlusses des Schiebers auf seiner Fläche. Um diesen Umstand zu berücksichtigen, führen wir bei der Berechnung statt der wirklichen bis E dauernden eine derartig grössere Einströmung bis E_1 ein, dass die daraus bei Anwendung des Mariotte'schen Gesetzes ermittelte Arbeit, welche durch die Figur $B E E_1 F G_1 O$ dargestellt wird, der wirklich vom Dampfe geleisteten $B E F G O$ gleichkommt. Mit Bauschinger's Diagrammen von Maschinen mit Aussencylindern erhält man eine gute Uebereinstimmung, wenn man für Maschinen mit einfacher Coulissensteuerung statt $\frac{l_1}{l}$ rechnet

$$\left(\frac{l_1}{l}\right)r = \frac{l_1}{l} + 0{,}2\,\frac{1-\frac{l_1}{l}}{v} \quad \ldots\ 1^a),$$

worin l den Kolbenschub,

l_1 den Kolbenweg bis zum Eintritt der Expansion,

v die Kolbengeschwindigkeit in Metern pro Secunde

bezeichnet. Man darf allerdings nicht in jedem Falle ein genaues Resultat erwarten, da die Abkühlungsverhältnisse der Cylinder verschieden sind, auch die Anwesenheit von Wasser in dem Cylinder einen grossen Einfluss ausübt; doch liefert die folgende Berechnungsweise bessere Resultate als die im 2. Capitel angegebenen Methoden.

Im Falle einer starken Drosselung des Dampfes durch die enge Schieberöffnung ist der Zuschlag der Stärke der Drosselung bis auf die Hälfte des obigen Werthes zu verkleinern, ebenfalls bei Maschinen mit Meyer'scher Expansionssteuerung.

Bei den Innencylindern ist die Verdampfung während der Expansion nicht so erheblich, wie bei den Aussencylindern; es stimmt daher die Expansionslinie sehr nahe mit der Hyperbel überein. Wegen der allmählichen Absperrung und des vorzeitigen Austritts kann man hier eine etwas verkleinerte Einströmung einführen, die nach einigen Diagrammen von Gooch gefunden wurde zu

$$\left(\frac{l_1}{l}\right)r = \frac{l_1}{l} - 0{,}045\left(1-\frac{l_1}{l}\right)v \quad \ldots\ 1^b).$$

Die Arbeit des Dampfes am Kolben mit einer Fläche F während der Einströmungsperiode von A bis B_1 beträgt $F p l_1$. Bezeichnet y die augenblickliche Dampfspannung, wenn der Kolben den Weg $A K = x$ zurückgelegt hat, so ist die Arbeit während der Expansion $\int_{l_1}^{l} F y\, dx$. Da nach dem Mariotte'schen Gesetze

$$\frac{y}{p} = \frac{l_1 + m\,l}{x + m\,l}$$

ist, worin $m\,l$ das Volumen eines schädlichen Raumes ausdrückt, so folgt

$$y\,d\,x = p\,(l_1 + m\,l)\,\frac{d\,(x + m\,l)}{x + m\,l}$$

und

$$\int_{l_1}^{l} F\,y\,d\,x = F\,p\,(l_1 + m\,l)\ \log\ \text{nat}\ \frac{l + m\,l}{l_1 + m\,l}.$$

Nun haben wir, wenn p_m die mittlere Spannung des treibenden Dampfes ist, für die Arbeit des treibenden Dampfes

$$F\,p_m\,.\,l = F\,p\,l_1 + F\,p\,(l_1 + m\,l)\ \log\ \text{nat}\ \frac{l + m\,l}{l_1 + m\,l},$$

woraus folgt

$$\frac{p_m}{p} = \frac{l_1}{l} + \left(\frac{l_1}{l} + m\right) \log\ \text{nat}\ \frac{1 + m}{\frac{l_1}{l} + m} \quad \ldots\ 2).$$

Bei Locomotiven darf $m = 0{,}06$ gesetzt werden und dann erhält man für die in der folgenden Tabelle angegebenen Füllungsverhältnisse die darunter stehenden Werthe von $\frac{p_m}{p}$:

$\frac{l_1}{l} =$	0,8	0,75	0,70	0,65	0,60	0,55	0,50	0,45	0,40	0,35	0,30	0,25	0,20	0,15	0,10
$\frac{p_m}{p} =$	0,98	0,97	0,95	0,93	0,91	0,89	0,86	0,82	0,78	0,74	0,69	0,63	0,57	0,49	0,40

Die Ausströmung des Dampfes vor dem Kolben hört auf, wenn der Kolben um l_2 vor dem Ende seines Schubes steht; die Spannung des austretenden Dampfes vermindert sich rasch durch eine zweckmässige Vorausströmung bis auf den Werth, welcher zur Entweichung des Dampfes durch Schieber- und Blasrohröffnung erforderlich bleibt. Der mittlere Werth q der Spannung des ausströmenden Dampfes (des Rückdrucks pro Flächeneinheit auf den Kolben) hängt ab von der Kolbengeschwindigkeit, der Grösse der erwähnten Oeffnungen und der Spannung am Ende der Expansion (oder auch von p_m) und kann nach folgenden Formeln mit einiger Sicherheit berechnet werden. Für

Aussencylinder: $q = 1 + 0{,}000045\,(p_m - 1{,}5)\,v^2\left[\left(\frac{F}{f_a}\right)^2 + 0{,}6\left(\frac{F}{f_b}\right)^2\right] \ldots\ 3^a),$

Innencylinder: $q = 1 + 0{,}00007\,\left(\frac{l_1}{l}\,p - 1{,}5\right)\,v^2\left[\left(\frac{F}{f_a}\right)^2 + 0{,}6\left(\frac{F}{f_b}\right)^2\right] \ldots\ 3^b).$

In diesen Formeln bezeichnet f_a den Querschnitt der durch den Schieber hergestellten Kanalöffnung für den Dampfaustritt und f_b den Querschnitt des Blasrohrs; q und p werden in Atmosphären oder in Kilogr. pro $\square^{cm}$ angegeben, wobei der Atmosphärendruck gleich 1 Kilogr. pro $\square^{cm}$ gerechnet werden kann.

Durch den Weg l_2 des Kolbens wird der im Cylinder zurückgebliebene Dampf comprimirt. Die Compressionscurve liegt bei Aussencylindern unter der Hyperbel wegen der Abkühlung des in Folge der Compression sich erhitzenden Dampfes durch die Cylinderwände. Um daher auch für die Berechnung der Compressionsarbeit das Mariotte'sche Gesetz anwenden zu können, legen wir den Anfang der Compression von E' nach E'_1 (Fig. 6), nämlich um so viel zurück, dass die berechnete Arbeit des Dampfes vor dem Kolben der wirklichen gleichkommt; wir führen statt der wirklichen Indicatorcurve $D'\ E'\ F'\ G'$ die Curve $D'_1\ E'_1\ F'\ G'_1$ ein, welche aus der Geraden $D_1'\ E_1'$ und der Hyperbel $E_1'\ F'\ G'_1$ besteht. Eine befriedigende Uebereinstimmung mit den Bauschinger'schen Diagrammen findet man durch Reduction der Compressionsstrecke $B'\ O = l_2$ auf $B_1'\ O = (l_2)_r = \frac{4}{5}\ l_2$.

Für Innencylinder ist die Abkühlung durch die Cylinderwände in geringerem Maasse oder gar nicht vorhanden; die Compressionscurve steigt daher stärker als die Hyperbel. Wir müssen in diesem Falle statt l_2 $(l_2)_r = \frac{5}{4}\ l_2$ rechnen.

Die Compression währt bekanntlich bis zum Beginne der Voreinströmung kurz vor Ende des Kolbenlaufes. Für die Rechnung ist es der Einfachheit wegen zweckmässig und hinsichtlich der Genauigkeit auch zulässig, die Compression bis zum Ende des Kolbenschubes ausgedehnt anzunehmen.

Nennen wir z die Dampfspannung vor dem Kolben während der Compression, wenn der Kolben den Weg x zurückgelegt hat und q_m den mittleren Werth der Vorderdampfspannung während des ganzen Kolbenschubes, so muss sein

$$F\ q_m\ l = F\ q\ (l - l_2) + \int_{l-l_2}^{l} F\ z\ d\ x.$$

Bedenkt man, dass

$$\frac{z}{q} = \frac{l_2 + m\ l}{l + m\ l - x}$$

ist, so folgt

$$\frac{q_m}{q} = 1 - \frac{l_2}{l} + \left(\frac{l_2}{l} + m\right) \log\ \text{nat}\ \frac{\frac{l_2}{l} + m}{m} \quad \ldots\ 4).$$

Die Resultate dieser Formel finden sich in der folgenden Tabelle zusammengestellt.

Werthe von $\frac{q_m}{q}$.

$\frac{l_2}{l} =$	0,06	0,10	0,14	0,18	0,22	0,26	0,30	0,34	0,38	0,42	0,46	0,50	0,54	0,58
$\frac{q_m}{q} =$	1,02	1,06	1,10	1,15	1,21	1,28	1,345	1,42	1,50	1,58	1,66	1,75	1,84	1,94

Die zusammengehörigen Werthe von p_m und q_m fallen nach der Steuerung der Maschine verschieden aus; für mittlere Verhältnisse sind dieselben in der Tabelle auf p. 160 ausgeführt.

Die mittlere nützliche oder effective Dampfspannung p_i für den ganzen Kolbenlauf findet sich durch

$$p_i = p_m - q_m \quad \ldots \quad 5)$$

und folglich die auf den Kolben übertragene (indicirte) Arbeit des Dampfes pro Hub A_i zu:

$$A_i = F \,.\, p_i \,.\, l \quad \ldots \quad 6)$$

oder der indicirte Effect E in Meterkilogrammen beider Cylinder

$$E_i = 2\, F p_i \,.\, v \quad \ldots \quad 7),$$

sowie der indicirte Effect der beiden Dampfmaschinen in Pferdekräften N_i (Indicatorpferden)

$$N_i = \frac{2\, F p_i \,.\, v}{75} \quad \ldots \quad 8);$$

hierbei wird F zweckmässig in $\square^{cm}$ und p_i in Kilogr. pro $\square^{cm}$ ausgedrückt. Nehmen wir z. B. die Berechnung des auf p. 90 abgedruckten Diagrammes der Maschine »Ampfing« vor. Hier ist aus beiden Diagrammen der Mittelwerth von $p = \frac{87 + 86}{2} + 15 = 101{,}5$; $q = \frac{5 + 4}{2} + 15 = 19{,}5$; $v = 2^m{,}4$; $\frac{l_1}{l} = \frac{0{,}14 + 0{,}19}{2} = 0{,}165$; $\left(\frac{l_1}{l}\right)_r = 0{,}165 + 0{,}2 \,.\, \frac{0{,}835}{2{,}4} = 0{,}235$; $\frac{l_2}{l} = \frac{0{,}61 + 0{,}51}{2} = 0{,}56$; $\left(\frac{l_2}{l}\right)_r = 0{,}8 \,.\, 0{,}56 = 0{,}45$. Daraus folgt $\frac{p_m}{p} = 0{,}63 - \frac{0{,}63 - 0{,}57}{0{,}05} \,.\, 0{,}015 = 0{,}61$; $p_m = 0{,}61 \,.\, 101{,}5 = 61{,}9$ Pfd.; ebenso $\frac{q_m}{q} = 1{,}66 - \frac{1{,}66 - 1{,}58}{0{,}04} \,.\, 0{,}01 = 1{,}64$ und $q_m = 1{,}64 \,.\, 19{,}5 = 32$ Pfd., woraus sich findet $p_i = 61{,}9$ Pfd. $- 32$ Pfd. $= 29{,}9$ Pfd., was gut mit der Angabe 30 Pfd. im Diagramme passt.

Von der Arbeit, welche der Dampf auf den Kolben übertragen hat, wird ein Theil zur Ueberwindung der Widerstände der Reibungen an den Kräfte übertragenden Maschinentheilen und zur Bewegung der Schieber verwendet. Drücken wir durch p_s den Druck pro Kolbenflächeneinheit aus, welcher diese Widerstände zu überwinden vermag, so bleibt in der Triebachse verwendbar zur Fortbewegung der Locomotive die Kolbenkraft

$$P = F\,(p_i - p_s) \quad \ldots \quad 9^a)$$

und der Effect

$$E = 2\, F\,(p_i - p_s)\, v \quad \ldots \quad 9^b)$$

oder, in Pferdekräften ausgedrückt,

$$N = \frac{2\, F\, p_i \left(1 - \frac{p_s}{p_i}\right) v}{75}.$$

Setzen wir $1 - \frac{p_s}{p_i} = \mathfrak{g}_m$, so folgt

$$P = \mathfrak{g}_m \,.\, F \,.\, p_i \quad \ldots \quad 10^a)$$

und

$$N = \mathfrak{g}_m \frac{2\, F p_i\, v}{75} \quad \ldots \quad 10^b).$$

Der Coëfficient $\mathfrak{g}_m$ oder das Güteverhältniss der Dampfmaschine fällt um so kleiner aus, je schwächer die Füllung genommen wird, weil die Widerstände nicht

in demselben Maasse wie der Effect abnehmen. Die Werthe ϑ_m der folgenden Tabelle sind angemessen.

Werthe für ϑ_m.

$\frac{l_1}{l} =$	0,7 oder mehr	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1
$\vartheta_m =$	0,80	0,79	0,78	0,77	0,76	0,72	0,62

Für die Maschine »Ampfing« hatten wir oben $p_i = 29{,}9$ Pfd. pro □″ engl. oder 2 Kg. pro □^{cm} gefunden; da der Cylinderdurchmesser 16″ engl. = 40,5^{cm} und $F = 1288$ □^{cm} beträgt, so ergiebt sich bei der Kolbengeschwindigkeit von 7,9′ engl. oder 2^m,4

$$N = 0{,}68 \,.\, \frac{2 \,.\, 1288 \,.\, 2 \,.\, 2{,}4}{75} = 112.$$

§ 9. Stündlicher Dampf- und Brennmaterialaufwand für eine Pferdekraft. Vortheile der Expansion. — Bei jedem Kolbenschube wird ein Dampfvolumen in den Cylinder geführt, welches gleich ist dem vom Kolben bis zur Expansion durchlaufenen Volumen plus dem Volumen des schädlichen Raumes minus dem auf die Spannung p des zutretenden Dampfes reducirten Volumen des comprimirten Dampfes, oder in Cubikmetern und den Bezeichnungen des vorigen Capitels ausgedrückt

$$\frac{F}{10000}\left[l_1 + m\,l - \frac{q}{p}\,(l_2 + m\,l)\right] = \frac{F\,l}{10000}\left[\frac{l_1}{l} + m - \frac{q}{p}\left(\frac{l_2}{l} + m\right)\right],$$

worin F in Quadratcentimetern anzugeben ist. Drückt γ das in der Tabelle p. 38 enthaltene Gewicht eines Cubikmeters Dampf von der Spannung p aus, so erhält man das bei n Umdrehungen der Triebachse in einer Minute stündlich verbrauchte Dampfgewicht in beiden Cylindern

$$(1 + \sigma)\,\gamma\,\frac{2\,F\,l}{10000}\left[\frac{l_1}{l} + m - \frac{q}{p}\left(\frac{l_2}{l} + m\right)\right] \,.\, 2 \,.\, n \,.\, 60.$$

Im Kessel muss wegen der durch Undichtigkeiten, sowie aus der Condensation des Dampfes in den Leitungsröhren und Cylindern entstehenden Verluste ein grösseres Dampfgewicht D erzeugt werden. Berücksichtigen wir diese Verluste durch den Factor $(1 + \sigma)$ und führen $\frac{2\,l\,n}{60} = v$ ein, so ergiebt sich das stündlich im Kessel zu erzeugende Dampfgewicht D

$$D = (1 + \sigma)\,\gamma \,.\, 0{,}36 \,.\, 2\,F\,v\left[\frac{l_1}{l} + m - \frac{q}{p}\left(\frac{l_2}{l} + m\right)\right] \,.\, .\, .\, .\, 1).$$

Dividiren wir 1) durch 10[b]) des vorigen Paragraphen, so findet sich das Dampfgewicht $\frac{D}{N}$, welches stündlich pro Pferdekraft verbraucht wird zu

$$\frac{D}{N} = \frac{27\,(1 + \sigma)\,\gamma\left[\frac{l_1}{l} + m - \frac{q}{p}\left(\frac{l_2}{l} + m\right)\right]}{\vartheta_m \cdot p_i} \,.\, .\, .\, .\, 2).$$

Um den Einfluss der verschiedenen Dampfspannungen und Füllungsgrade auf den Dampfverbrauch zu zeigen, ist nach 2) mit Hülfe der Gleichungen 1—5 des vorigen Paragraphen die folgende Tabelle berechnet worden unter Annahme der nachstehenden Verhältnisse:

$v = 3^m$, um einen mittleren Rückdruck q zu haben; Aussencylinder (für Innencylinder muss der Dampfverbrauch etwas kleiner ausfallen wegen des besseren Schutzes gegen Abkühlung); $\frac{F}{f_a} = 12$; $\frac{F}{f_b} = 16$.

Bei	$\frac{l_1}{l} = 0{,}7$	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1
ist gesetzt	$\frac{l_2}{l} = 0{,}09$	0,12	0,16	0,20	0,26	0,32	0,40
	$1 + \sigma = 1{,}05$	1,06	1,06	1,065	1,07	1,09	1,14

Die Compressionsstrecke $\frac{l_2}{l}$ ist unter der Annahme einer Deckung = 0 und eines constanten Voreilens, welches die Mitte zwischen zu- und abnehmendem Voreilen hält, aus dem Schieberdiagramme (siehe Capitel X) gefunden worden. Die Einführung steigender Werthe für $1 + \sigma$ mit abnehmender Füllung erscheint der Natur der Sache angemessen.

Mittlerer Kolbendruck und stündlicher Dampfverbrauch pro Pferdekraft.

$\frac{l_1}{l}$	$p = 4$				$p = 6$				$p = 8$				$p = 10$			
	p_m	q_m	p_i	$\frac{D}{N}$	p_m	q_m	p_i	$\frac{D}{N}$	p_m	q_m	p_i	$\frac{D}{N}$	p_m	q_m	p_i	$\frac{D}{N}$
0,7	3,84	1,33	2,51	22,6	5,76	1,58	4,18	20,0	7,68	1,78	5,90	18,7	9,60	2,06	7,54	18,1
0,6	3,68	1,33	2,35	21,0	5,52	1,58	3,94	18,7	7,36	1,81	5,55	17,4	9,20	2,06	7,14	16,8
0,5	3,52	1,35	2,17	18,9	5,28	1,59	3,69	16,7	7,04	1,82	5,22	15,6	8,80	2,06	6,74	15,05
0,4	3,24	1,37	1,87	17,5	4,86	1,59	3,27	15,2	6,48	1,82	4,66	14,2	8,10	2,04	6,06	13,6
0,3	2,96	1,40	1,56	15,4	4,44	1,61	2,83	13,5	5,92	1,82	4,10	12,2	7,40	2,02	5,38	11,7
0,2	2,52	1,43	1,09	14,2	3,78	1,64	2,14	12,0	5,04	1,82	3,22	11,0	6,30	2,02	4,28	10,6
0,1	2,00	1,46	0,54	12,3	3,00	1,63	1,37	10,0	4,00	1,79	2,21	9,6	5,00	1,97	3,03	9,2

Diese Tabelle zeigt zunächst für dieselbe Füllung $\frac{l_1}{l}$ die Abnahme des Dampfverbrauchs pro Stunde und Pferd durch die Steigerung der Dampfspannung; indessen wird die Verminderung um so geringer, je höher die Dampfspannung bereits war. Durch Einführung von 12 Atm. würde gegen 10 Atm. keine nennenswerthe Verbesserung mehr eintreten, ja, weil die höheren Dampfspannungen unter sonst gleichen Umständen $1 + \sigma$ vergrössern und die Dichtungen immer schwieriger werden, jede Spur einer Verbesserung verschwinden. Diese Erscheinung hat ihren Grund in

dem Factor $\frac{\gamma}{p_i} = \frac{\gamma}{p_m - q_m} = \frac{\gamma}{p_m\left(1 - \frac{q_m}{p_m}\right)}$ des Ausdrucks für $\frac{D}{N}$. Da $\frac{\gamma}{p_m}$ nach Tabelle p. 38 ziemlich constant ausfällt, so hängt das Resultat hauptsächlich von $1 - \frac{q_m}{p_m}$ ab, welcher Werth um so geringere Zunahme erleidet, je grösser p_m gegen q_m wird.

Sodann sieht man aus der Tabelle, wie erheblich der stündliche Dampfverbrauch pro Pferd abnimmt mit Verkleinerung der Füllung oder Vergrösserung der Expansion, woraus die Vortheilhaftigkeit hoher Expansion hervorgeht. Bei 0,1 Füllung ist nur etwa die Hälfte des Dampfes erforderlich, den 0,7 Füllung beansprucht bei gleichem Effecte. Es muss aber dahin gestrebt werden, die Anfangsspannung für die starken Expansionsgrade auf derselben Höhe zu erhalten durch eine hinreichende Canalöffnung vermittelst der Schieber; bei zu kleiner Oeffnung sinkt die Spannung und damit verschlechtert sich das Resultat. In dieser Hinsicht leistet der Trick-Allan'sche Canalschieber gute Dienste. Eine Grenze findet die Vortheilhaftigkeit der Expansionsvergrösserung in dem Umstande, dass die Endspannung immer noch grösser bleiben muss als die Widerstände des abziehenden Dampfes und der Maschine selbst, damit bei dem Fortschreiten des Kolbens noch nützliche Arbeit verrichtet wird.

Aus dem Gesagten ergiebt sich die Regel, den Regulator weit geöffnet zu halten und die Leistung der Maschine möglichst durch die Füllungsgrade zu regeln. Wollte man z. B. vermittelst einer Maschine, welche mit 10 Atm. im Cylinder und 0,4 Füllung, also $p_i = 6$, gearbeitet und dabei für jede Pferdekraft 13,6 Kilogr. Dampf stündlich verbraucht hat, nur die Hälfte der Leistung bei gleicher Geschwindigkeit herstellen, so könnte man den Druck $p_i = 3$ entweder erlangen bei gleicher Füllung durch Verkleinerung des Regulatorquerschnitts, bis p etwas unter 6 Atm. sänke oder bei Erhaltung der 10 Atm. Spannung durch Reduction des Füllungsgrades auf 0,1. Im ersten Falle stiege der Dampfverbrauch auf etwas über 15 Kilogr. Dampf pro Stunde und Pferd, während er im zweiten Falle auf ungefähr 9 Kilogr. oder etwa 0,6 des ersten Falls abnehmen würde. Der Brennmaterialverbrauch ergäbe eine verhältnissmässig noch grössere Differenz, weil nach p. 134 bei einer schwächeren Dampfproduction eine bessere Ausnützung des Brennmaterials stattfindet, so lange nicht das Maximum des Heizflächengüteverhältnisses erreicht ist. Hätte man z. B. bei 0,4 Füllung auf 1 □^{m} Heizfläche 42,8 Kilogr. Dampf gebildet und dabei pro Stunde und Pferde $\frac{13,6}{5}$ = 2,7 Kilogr. Kohlen verbraucht, so würde bei der halben Leistung und gleich gebliebenem Dampfverbrauch pro Stunde und Pferd 1 □^{m} Heizfläche 21,4 Kilogr. bilden müssen; in Folge des veränderten Dampfverbrauchs pro Stunde und Pferd erhöht sich diese Zahl im ersten Falle auf $\frac{15}{13,6} \cdot 21,4 = 23,6$ Kilogr. und sinkt im zweiten Falle auf $\frac{9}{13,6} \cdot 21,4 = 14,2$ Kilogr. Erstere Production gewährt 6,6 Kilogr. Dampf pro 1 Kilogr. Kohlen, folglich stündlich pro Pferd $\frac{15}{6,6} = 2,3$ Kilogr., während bei der zweiten auf 7,25 Kilogr. Dampf 1 Kilogr. Kohlen oder auf 1 Pferd stündlich $\frac{9}{7,25} = 1,24$ Klgr. Kohlen kommen, folglich nur $\frac{1,24}{2,3} = 0,54$ des Kohlenverbrauchs im ersten Falle.

Eine Vergrösserung der Leistung der Maschine ist umgekehrt zunächst mit einem höhern Dampfverbrauch pro Stunde und Pferd verbunden (wenn sie nicht durch

weiteres Oeffnen des Regulators bei angemessen hoher Kesselspannung hervorgebracht wird) und sodann mit einer grösseren Verdampfungsstärke derselben Heizfläche, was wiederum ungünstig für den Kohlenverbrauch ausfällt. Man soll daher mit der Heizfläche nicht zu karg sein und die Maschine für eine Leistung construiren, welche der Maximalleistung nahe kommt.

Mit der Expansion wächst der Cylinderdurchmesser, grössere Geschwindigkeit des Kolbens vermindert ihn dagegen. Weil der verfügbare Raum die Cylinderdimensionen in enge Grenzen einschliesst, muss man die Expansion um so geringer nehmen, je kleiner die Kolbengeschwindigkeit ausfällt, d. h. bei Güterzugmaschinen stärkere Füllung als bei Personenzugmaschinen anwenden. Der dadurch den ersteren Maschinen erwachsende Nachtheil in Bezug auf Brennmaterialverbrauch wird durch die bei ihnen der Adhäsion wegen vorhandene grössere Heizfläche wieder ausgeglichen.

Setzen wir eine bestimmte Füllung und Dampfspannung für eine Maschinengattung fest, so ist nach den vorstehenden Formeln und Tabellen $\frac{D}{N}$ zu berechnen; aus der weiteren Annahme der Verdampfungsstärke $\frac{D}{H}$ pro Quadratmeter Heizfläche folgt auch $\frac{D}{B}$ oder das Dampfgewicht pro Kilogramm Brennmaterial nach p. 134. Die Quotienten

$$\frac{\frac{D}{H}}{\frac{D}{N}} = \frac{N}{H} \text{ und } \frac{\frac{D}{N}}{\frac{D}{B}} = \frac{B}{N} \quad \ldots . \; 3)$$

zeigen die Zahl der Pferdekräfte, welche ein Quadratmeter Heizfläche liefert, wenn auf jede Pferdekraft $\frac{B}{N}$ Kilogr. Brennmaterial verbrannt werden. Für die jetzt üblichen Dampfspannungen von 8—10 Atm. (7—9 Atm. Ueberdruck) im Cylinder sind die mittleren Resultate in folgender Tabelle zusammengestellt.

Maschinengattung	$\frac{l_1}{l}$	$\frac{p_i}{p}$	$\frac{D}{N}$	$\frac{D}{H}$	$\frac{N}{H}$	$\frac{D}{B}$		$\frac{B}{N}$	
						Coke	Kohlen	Coke	Kohlen
Schnellzugmaschinen . .	0,25	0,45	11,5	43	3,75	5,7	5,0	2	2,3
Personenzugmaschinen .	0,30	0,5	12	39	3,25	5,9	5,3	2	2,3
Güterzugmaschinen . . .	0,40	0,6	13,5	34	2,5	6,4	5,75	2,1	2,35
Gebirgsmaschinen . . .	0,50	0,7	14,5	31	2,15	6,6	6	2,2	2,4

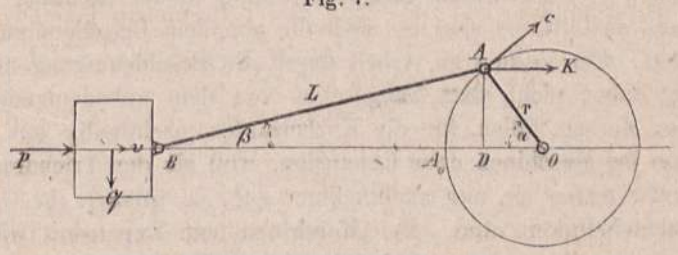
Dies sind zwar nur Mittelwerthe, denn die genauen Werthe hängen von vielen Umständen ab, welche nicht immer in der hier angenommenen Weise zusammentreffen, doch leisten die Angaben für Annäherungsrechnungen und bei der Construction neuer Maschinen gute Dienste.

Mit Hülfe des Ausdrucks für $\frac{D}{N}$ lässt sich auch ein Urtheil über den Nutzen oder Schaden der Compression des Dampfes im Cylinder fällen. Denkt man sich die Compression beseitigt und rechnet $\frac{D}{N}$ aus, so finden sich höhere Werthe für den Dampfverbrauch als die, welche mit Compression erscheinen, weil im letztern Falle

die Füllung der schädlichen Räume weniger Dampf beansprucht. Die Compression ist daher nützlich und wird zweckmässig so eingerichtet, dass der eingeschlossene Dampf die Spannung des eintretenden Dampfes erlangt. Ein weiterer Nutzen besteht in der Beseitigung der Stösse durch den plötzlichen Wechsel zwischen Zug und Druck in der Kolben- und Schubstange beim Durchgange der Kurbel durch den todten Punkt, indem die Compression die Spannung der Theile für den folgenden Schub allmählich herstellt.

§ 10. Einfluss der Massen des Kolbens, Kreuzkopfes, der Kolbenstange und Schubstange auf den Triebdruck. — Der auf den Kolben übertragene Dampfdruck P hat während der ersten Hälfte des Kolbenschubes zunächst die angeführten Massen zu beschleunigen, und nur der dazu nicht erforderliche Theil der Kraft pflanzt sich auf den Kurbelzapfen fort. In der andern Hälfte des Kolbenlaufes müssen dagegen die Massen wieder verzögert werden, so dass dieselben am Ende des Kolbenschubes zur Ruhe gelangen; es verstärkt sich dadurch der Druck auf den Kurbelzapfen. Die Massen beeinflussen also den Triebdruck, und wir müssen daher diesen Einfluss durch Rechnung festzustellen suchen.

Fig. 7.



Befindet sich der Kurbelzapfen A (Fig. 7) unter dem Bogen α hinter dem todten Punkte A_0, so steht der Kreuzkopf B um ein Stück s hinter der äussersten Stellung, welches bei grosser Schubstangenlänge L gegen den Kurbelhalbmesser r ist

$$A_0 D = s = r\,(1 - \cos\,\alpha),$$

woraus die Geschwindigkeit des Kreuzkopfes sich findet zu

$$v = \frac{ds}{dt} = r \sin\,\alpha \frac{d\,\alpha}{dt} = c \sin\,\alpha,$$

wenn c die als constant anzusehende Geschwindigkeit des Kurbelzapfens bezeichnet. Für die Acceleration der Kreuzkopfbewegung daselbst erhalten wir $\frac{dv}{dt} = c \cos\,\alpha \frac{d\,\alpha}{dt}$ oder, weil $\frac{r\,d\,\alpha}{dt} = c$ ist,

$$\frac{dv}{dt} = \frac{c^2 \cos\,\alpha}{r}.$$

Dieselbe Bewegung macht der Kolben mit seiner Stange und, wenn wir von dem hier nicht in Betracht kommenden Ausschlage β der Schubstange aus der Richtung der Kolbenstange absehen, auch die Schubstange. Ist daher Ω das Gewicht dieser Theile in Kilogr. und g die Erdacceleration, so beträgt die zur Beschleunigung der Masse erforderliche horizontale Kraft in der betreffenden Kolbenstellung B

$$\frac{\Omega}{g} \frac{c^2 \cos\,\alpha}{r}.$$

Es bleibt sonach zur Uebertragung auf den Kurbelzapfen die Kraft, parallel zur Kolbenstange gerichtet,

$$K = P - \frac{\Omega}{g} \frac{c^2 \cos \alpha}{r} \quad \ldots \ldots 1).$$

Für $\alpha = o$ ist die Beschleunigungskraft am grössten und dann

$$K = P - \frac{\Omega}{g} \cdot \frac{c^2}{r}.$$

Für $\alpha = \frac{\pi}{2}$ verschwindet die Beschleunigungskraft und die Kolbenkraft wird unverändert übertragen. Im zweiten Quadranten kehren dieselben Werthe von $\frac{\Omega}{g} \frac{c^2}{r} \cos \alpha$ wieder, aber mit entgegengesetzten Zeichen, so dass der Kurbelzapfendruck des Bogens $\pi - \alpha$ gegen die Kolbenkraft um ebensoviel vergrössert erscheint, wie er in der Stellung α verkleinert wurde. Den grössten Werth des Beschleunigungsdruckes gewährt wieder der todte Punkt, wo der Triebdruck $K = P + \frac{\Omega}{g} \frac{c^2}{r}$ stattfindet. Da in den Stellungen α und $\pi - \alpha$ die Geschwindigkeit $c \sin \alpha$ in der Richtung der treibenden Kraft gleich gross ausfällt, so sind es auch die von dem Beschleunigungsdrucke verrichteten Arbeiten. Ein Verlust an Arbeit durch die Beschleunigung und Verzögerung der Masse findet daher nicht statt, abgesehen von dem unbedeutenden Einfluss der Reibungen. Die Massen fallen für die Kurbelzapfen nachtheilig aus bei constanter Kolbenkraft, also bei Maschinen ohne Expansion, weil sie den Triebdruck veränderlich machen, und zwar treten sie nun nachtheiliger auf, je grösser ihr Gewicht und die Kurbelzapfengeschwindigkeit sind. Bei Maschinen mit Expansion wirken aber die Maschinen günstig, weil sie den anfänglich starken Triebdruck vermindern, dagegen den schwächern Tiefdruck in der zweiten Hälfte des Kolbenschubs vergrössern, so dass der Kurbelzapfendruck gleichmässiger ausfällt.

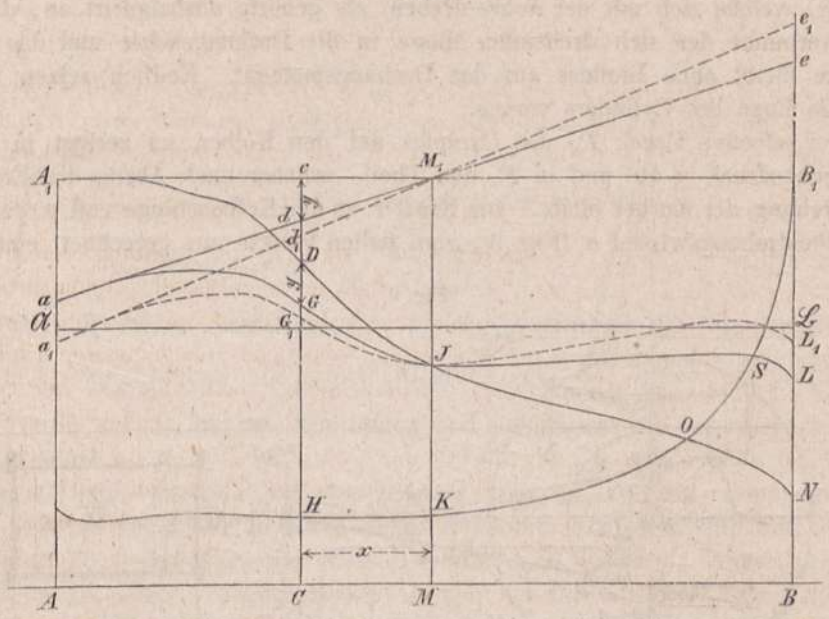
Zu einer klaren Anschauung des Vorganges gelangt man durch eine graphische Darstellung. Man trägt die reducirten Kolbenwege als Abscissen und die denselben zugehörigen Kolbenkräfte als Ordinaten auf oder benutzt zu diesem Zwecke die Indicatordiagramme. In dem letztern Falle muss bei etwaiger Verschiedenheit der Diagramme auf beiden Kolbenseiten die Trieb- und Rückdampfcurve von den verschiedenen Seiten des Kolbens genommen werden. Es kommt nun darauf an, für jede Kolbenstellung den Beschleunigungsdruck zu construiren. Nennt man x den Abstand des Kolbens von der Mitte M (Fig. 8, p. 165) seines Laufes, so ist $x = r \cos \alpha$ und der dort stattfindende Beschleunigungsdruck $y = \frac{\Omega}{g} \cdot \frac{c^2}{r} \cos \alpha$. Durch Einsetzung von $\cos \alpha = \frac{x}{r}$ in den Werth y folgt

$$y = \left(\frac{\Omega}{g} \cdot \frac{c^2}{r}\right) \frac{x}{r}.$$

Die Beschleunigungskräfte sind daher x proportional. Die Endpunkte der Ordinaten, welche diese Kräfte darstellen, liegen in einer Geraden, welche durch die Mitte M_1 des Kolbenlaufes geht und deren Ordinaten im Anfang A_1 und Ende B_1 des Kolbenlaufes den grössten Beschleunigungsdruck $\frac{\Omega}{g} \frac{c^2}{r} A_1 a = B_1 e$ darstellt. In der Kolbenstellung C ist CD der treibende und CH der widerstehende Dampfdruck, also DH

die effective Kolbenkraft und $c\ d$ der Beschleunigungsdruck y; setzt man von $D\ H$ am obern Ende $D\ G = c\ d$ ab, so bleibt als Kurbelzapfendruck $H\ G$ übrig; in M fallen Kurbel- und Kolbenkraft gleich $J\ K$ aus und hinter M sind die Kolbenkräfte um die Beschleunigungsdrucke (bez. Verzögerungsdrucke) zu vergrössern. Die Endpunkte der Kurbelkraftordinaten bilden die Curve $a\ G\ J\ L$, welche von der den mittleren treibenden Dampfdruck angebenden Geraden $\mathfrak{A}\ \mathfrak{B}$ viel weniger abweicht als die Kolbenkraftcurve $A_1\ D\ J\ N$. Ohne den Einfluss der Massen würde die effective Kurbelkraft schon in O verschwinden, während sie jetzt bis S anhält.

Fig. 8.



Das in Fig. 8 gezeichnete Diagramm ist von Bauschinger an der Maschine »Neue Ampfing« bei $\frac{l_1}{l} = 0{,}21$ genommen worden, als die Kolbengeschwindigkeit 11,3′ engl. $\doteq 3^m{,}44$ und sonach $c = \frac{\pi}{2} \cdot 3{,}44 = 5^m{,}4$ betrug. Da über das Gewicht der Massen keine Angaben vorlagen, so wurde dasselbe zu 300 Kilogr. angenommen. Es berechnet sich bei $r = 0^m{,}3$ der grösste Beschleunigungsdruck zu $\frac{300}{9{,}81} \cdot \frac{5{,}4^2}{0{,}3} = 2972$ Kilogr. oder 6552 Pfd. engl., mithin auf jeden □″ engl. der 201 □″ haltenden Fläche des Kolbens von 16″ Durchmesser $\frac{6552}{201} = 32{,}6$ Pfd., welche Zahl als $A_1\ a$ im Maassstabe des Indicatordiagramms aufgetragen wurde. Eine Steigerung der Kolbengeschwindigkeit auf 4^m hätte die Curve $a_1\ G_1\ J\ L_1$ gezogen, welche die mittlere Kraftlinie viermal durchschneidet, und daher noch weniger von der mittleren Kraft abweichende Kolbenkräfte zur Folge gehabt.

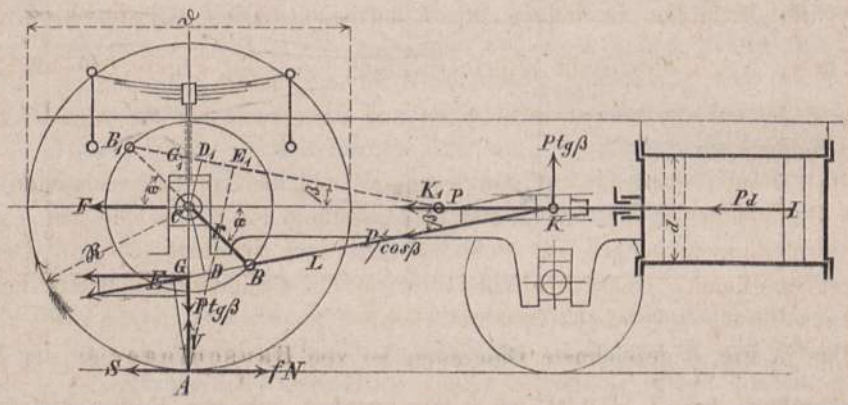
Bei starken Expansionen ist daher ein angemessen grosser Beschleunigungsdruck für die Gleichförmigkeit des Ganges der Maschine sehr wichtig und wird derselbe ohne erhebliche Masse durch eine grosse Kolbengeschwindigkeit erzielt, weshalb starke Expansion und grosse Kolbengeschwindigkeit vereinigt vorkommen sollen, wie

dies auch bei den Personenzugmaschinen geschieht. Die Kolbengeschwindigkeit der Güterzugmaschinen ist geringer und daher der Beschleunigungsdruck kleiner, aber hier fallen die Kolbenkräfte wegen der stärkeren Füllung schon an und für sich gleichförmiger als bei den Personenzugmaschinen aus.

§ 11. Bewegung, Zugkraft und Effect der Locomotive. — Für diese Untersuchung denken wir der Einfachheit wegen den Rahmen, das Triebrad und die Kurbel in einer Ebene liegend; es fällt dann die Zerlegung der Kräfte nach den verschiedenen Stützpunkten der Achsen weg, welche das Resultat dieses Paragraphen nicht ändern und die Ausdrucksweise nur weitschweifig machen würde. Wir nehmen ferner die Theile, welche sich mit der Achse drehen, als gehörig ausbalancirt an; dann fällt der Schwerpunkt der sich drehenden Masse in die Drehungsachse und das Gewicht der Masse bleibt ohne Einfluss auf das Drehungsmoment. Endlich setzen wir eine horizontale Lage des Cylinders voraus.

Der effective Druck P_d des Dampfes auf den Kolben sei zerlegt in den Beschleunigungsdruck (§ 10) und in P, den Theil, welcher nach Abzug des Erstern für die Umdrehung der Kurbel bleibt. Die Kraft P in der Kolbenstange ruft wegen des bei dem Kurbeldrehungswinkel α (Fig. 9), vom todten Punkte aus gerechnet, eintretenden

Fig. 9.



Winkels β zwischen der Kolbenstange $J\,K$ und der Schubstange $B\,K$ in der Letzteren eine Kraft $\frac{P}{\cos\beta}$ hervor und presst den Kreuzkopf mit $P\,tg\,\beta$ gegen die Gleitbahn aufwärts beim Vorwärtsfahren, für welches die Pfeilrichtungen gelten. Die erste Componente wird auf den Kurbelzapfen und das Triebrad übertragen. Das Rad hat zwei um den Halbmesser $\Re$ des Triebrades entfernte Stützpunkte A und C zur Aufnahme der Kraft $\frac{P}{\cos\beta}$, nämlich die Schiene vermöge der Reibung zwischen Rad und Schiene und die Achsgabel in dem durch den Zugwiderstand zurückgehaltenen Rahmen. Befinden sich die Theile in der in Fig. 9 ausgezogenen Stellung, so liegt die Kraft $\frac{P}{\cos\beta}$ zwischen den Stützen; sie vertheilt sich auf dieselben nach dem Satze der statischen Momente, wie folgt. Nimmt man C als Momentenpunkt, so berechnet sich der auf die Schienen fallende Theil S aus

$$S \,.\, \overline{A\,C} = \frac{P}{\cos\beta} \,.\, \overline{C\,D} = P \,.\, \overline{C\,G}$$

zu

$$S = P\frac{\overline{C\,G}}{\overline{A\,C}} = P\,.\,\frac{\overline{C\,G}}{\Re} \quad \ldots \ldots \; 1^a)$$

oder, da in dem Dreiecke $B\,C\,G$ $\frac{\overline{C\,G}}{\overline{B\,C}} = \frac{\sin\,(\alpha+\beta)}{\cos\,\beta}$ ist,

$$S = P\,.\,\frac{r}{\Re}\,.\,\frac{\sin\,(\alpha+\beta)}{\cos\,\beta} \quad \ldots \ldots \; 1^b).$$

Wird dagegen A als Momentenpunkt gewählt, so folgt der Druck F gegen die Achsgabel aus

$$F\,.\,\overline{A\,C} = \frac{P}{\cos\,\beta}\,.\,\overline{A\,E} = P\,.\,\overline{A\,G}$$

zu

$$F = P\,.\,\frac{\overline{A\,G}}{\overline{A\,C}} = P\,.\,\frac{\overline{A\,G}}{\Re} \quad \ldots \ldots \; 2^a)$$

oder auch

$F = P\,.\,\frac{\Re - \overline{C\,G}}{\Re}$, woraus sich mit Rücksicht auf 1) ergiebt

$$F = P - P\,.\,\frac{r}{\Re}\,.\,\frac{\sin\,(\alpha+\beta)}{\cos\,\beta} \quad \ldots \ldots \; 2^b).$$

S und F bilden zusammen die Kolbenstangenkraft P; die Verticalcomponente $P\,\mathrm{tg}\,\beta$, welche durch die schiefe Richtung von $\frac{P}{\cos\,\beta}$ gegen $A\,C$ entsteht, wird von dem Rade auf die Schiene übertragen und vergrössert die Pressung N zwischen Rad und Schiene.

Der Cylinder überträgt auf den Rahmen, mit dem er fest verbunden ist, die von dem Dampfe gegen den Cylinderdeckel ausgeübte Kraft, welche mit P_d gleiche Grösse, aber ihr entgegengesetzte Richtung, hier nach vorwärts, besitzt. Der Abzug des entgegenwirkenden Achsgabeldruckes F von der Cylinderkraft liefert die in dem Rahmen resultirende vorwärts gerichtete Kraft

$$P_d - F = P\,.\,\frac{r}{\Re}\,.\,\frac{\sin\,(\alpha+\beta)}{\cos\,\beta} + (P_d - P) \quad \ldots \ldots \; 3^a).$$

Dasselbe Resultat findet sich für die Bewegung der Kurbel durch die andere halbe Umdrehung; die dann eintretende Stellung der Theile ist in Fig. 9 punktirt worden. Hier wirkt $\frac{P}{\cos\,\beta}$ in der Schubstange ziehend und greift ausserhalb der Radstützen A und C an. Für C als Momentenpunkt ist

$$S = \frac{P}{\cos\,\beta}\,.\,\frac{\overline{C\,D_1}}{\overline{A\,C}} = P\,.\,\frac{\overline{C\,G_1}}{\overline{A\,C}} = P\,\frac{r}{\Re}\,\frac{\sin\,(\alpha-\beta)}{\cos\,\beta},$$

während A als Momentenpunkt liefert

$$F = \frac{P}{\cos\,\beta}\,.\,\frac{\overline{A\,E_1}}{\overline{A\,C}} = P\,.\,\frac{\overline{A\,G_1}}{\overline{A\,C}} = P\,\frac{\overline{A\,C} + \overline{C\,G_1}}{\overline{A\,C}}\;P = P + P\,.\,\frac{r}{\Re}\,\frac{\sin\,(\alpha-\beta)}{\cos\,\beta}.$$

Der Rahmen wird durch die Kraft F vorwärts und durch den Cylinderdruck P_d rückwärts getrieben; es resultirt also die vorwärts gerichtete Rahmenkraft

$$F - P_d = P\,\frac{r}{\Re}\,.\,\frac{\sin\,(\alpha-\beta)}{\cos\,\beta} - (P_d - P) \quad \ldots \ldots \; 3^b).$$

Durch Einsetzen von $\pi - \alpha_1$ für α geht $\sin\,(\alpha-\beta)$ in $\sin\,(\alpha_1+\beta)$ über, wie oben in $3^a)$, so dass die zur Cylinderachse symmetrischen Kurbelstellungen α und α_1 gleiche Werthe für S liefern.

Eine Bewegung entsteht, wenn eine der beiden Stützen des Rades weicht; für eine Fortbewegung des Zuges muss dies der Rahmen thun, während die Schienenreibung der Kraft S widersteht und das Rad in A hält, wodurch dasselbe gezwungen wird, sich um A zu drehen. Nur der erste Theil der Rahmenkraft, welcher nach 1) mit dem das Rad angreifenden, nach vorwärts gerichteten und S gleichen Theile der Reibung, also mit der äusseren Kraft des Massensystems übereinstimmt, wird zur Zugkraft, d. i. auf Fortbewegung des Schwerpunktes der Locomotive verwandt, während der zweite Theil $\pm (P_d - P)$, welcher mit dem Beschleunigungsdruck der Kolbenmassen der Grösse nach übereinstimmt, der Richtung nach entgegengesetzt ist, nur ein wechselndes relatives Vor- und Rückgehen des Rahmens und der mit ihm verbundenen Theile gegen den Schwerpunkt bewirkt. Werden die Massen des Kolbens u. s. w. rückwärts getrieben, so gehen die Massen des Rahmens vorwärts und umgekehrt. Auf die Bewegung des Locomotivschwerpunktes und somit auf die wirkliche Fortbewegung der Locomotive haben die Kräfte $\pm (P_d - P)$ keinen Einfluss, weil sie sich aufheben, wenn sie nach dem Schwerpunkte versetzt werden.

Für die Rückwärtsfahrt tritt die entgegengesetzte Richtung der Kräfte ein, ihre Grösse bleibt dieselbe; der Kreuzkopfdruck $P \operatorname{tg} \beta$ wirkt dann abwärts und die Pressung zwischen Rad und Schiene wird um $P \operatorname{tg} \beta$ vermindert.

Die Grösse der von einem Cylinder herrührenden Zugkraft lässt sich leicht graphisch darstellen durch den Abstand des Schnittpunktes G oder G_1 der Schubstangenrichtung mit der Verticalen durch C von diesem Punkte C. Drückt man nämlich die nach § 10 ziemlich constant auftretende Kolbenstangenkraft P durch den Halbmesser $A\,C$ des Rades aus, so folgt aus 1[a]) $S = C\,G$ oder $C\,G_1$. In den todten Punkten ist die Zugkraft des betreffenden Cylinders Null, und sie besitzt den grössten Werth $\frac{P}{\cos \beta} \cdot \frac{r}{\Re}$ in der zum Kurbelkreise tangentialen Lage der Schubstange. Ueberhaupt folgt die Zugkraft genau den Veränderungen der Tangentialcomponente der Schubstangenkraft eines festliegenden Kurbelmechanismus; sie ist die an den Umfang des Triebrades reducirte Tangentialcomponente, wie sich auch leicht mit Hülfe der Kräftepaare nachweisen lässt, indessen ohne die genauere Einsicht in den wirklichen Vorgang.

Die ganze Zugkraft erhält man in jedem Augenblick durch die Addition der betreffenden Abschnitte $C\,G$ und $C\,G_1$ beider Schubstangen. Die Betrachtung einer Figur mit den verschiedenen Kurbel- und Schubstangenstellungen ergiebt sofort, dass die Zugkraft jedesmal ein Minimum wird beim Passiren des todten Punktes einer Kurbel und ein Maximum, wenn die Kurbeln unter 45° gegen die Kolbenstangenrichtung geneigt stehen. Unter diesen Maxima liefert Dasjenige den grössten Werth, welches der dem Kolben zugekehrten Lage beider Kurbeln entspricht, weil dann die Zugkräfte beider Cylinder gleichzeitig ihren grösseren Werth annehmen. Der während einer Umdrehung des Triebrades stattfindende grösste Werth $Z\max$ der Zugkraft wird also gefunden, wenn man den für $\alpha = 45°$ und das zugehörige β_1 sich aus 1[b]) ergebenden Werth für S doppelt nimmt. Es ist also

$$Z\max = 2\,P \frac{r}{\Re} \frac{\sin (45° + \beta_1)}{\cos \beta_1}$$

oder nach Auflösung, wenn man für $\operatorname{tg} \beta_1$ wegen der Kleinheit von β_1 $\sin \beta_1 = \frac{r \sin 45°}{L}$ setzt, worin L die Länge der Schubstange ausdrückt, und $\sin 45° = \cos 45° = \sqrt{\frac{1}{2}}$ einführt,

$$Z\max = P\,\frac{r}{\mathfrak{R}}\left(\sqrt{2}+\frac{r}{L}\right) \quad \ldots \quad 4).$$

Soll die Herstellung der Zugkraft in jedem Augenblicke gesichert sein, so darf S für beide Cylinder nie grösser als die Reibung $f\,N$ der Triebräder werden, welche bei einer Pressung N der Räder auf die Schienen und dem Reibungscoëfficienten f stattfindet, weil sonst ein Gleiten der Räder eintreten und der $f\,N$ überschiessende Theil von S vom Achslager aufgenommen würde, wodurch er für die Zugkraft verloren ginge. Wir nehmen zunächst an, dass dieser Bedingung genügt, also

$$Z\max < f\,N \quad \ldots \quad 5)$$

sei. Dies ist wegen der Einwirkung der Pressungen $P\,\mathrm{tg}\,\beta$ beim Vorwärtsfahren sicherer als beim Rückwärtsgange erfüllt.

Durch eine geneigte Lage des Cylinders wird die Kraft S und folglich auch die Zugkraft nicht geändert, dagegen fällt die Pressung zwischen Rad und Schiene um so veränderlicher aus, je stärker die Cylinderneigung ist, weshalb man Letztere so viel als möglich zu vermeiden hat.

Der mittlere Werth Z der Zugkraft findet sich aus der Gleichheit ihrer Arbeit während einer Triebradumdrehung mit der Arbeit der mittleren Kolbenkräfte in den beiden stattfindenden Kolbenschüben, wie bei dem gewöhnlichen Kurbelmechanismus, d. i. aus

$$Z\,.\,2\,\mathfrak{R}\,\pi = 2\,P\,.\,4\,r$$

zu

$$Z = \frac{4}{\pi}\,P\,\frac{r}{\mathfrak{R}} = \frac{4}{\pi}\,.\,P\,.\,\frac{l}{\mathfrak{D}} \quad \ldots \quad 6).$$

In dem zweiten Ausdrucke für Z bezeichnet l den Kolbenschub und $\mathfrak{D}$ den Durchmesser des Triebrades, welche Grössen gewöhnlich zur Ausrechnung benutzt werden. Ermittelt man noch P aus der Kolbenfläche $F = \frac{d^2\,\pi}{4}$ und der effectiven Dampfspannung p_i mit Berücksichtigung des Verlustes an Triebkraft durch die Reibung der Maschinentheile u. s. w. zu $\mathfrak{g}_m\,p_i\,\frac{d^2\,\pi}{4}$, so folgt

$$Z = \mathfrak{g}_m\,p_i\,d^2\,\frac{l}{\mathfrak{D}} \quad \ldots \quad 7).$$

Hiernach fällt die Zugkraft einer Locomotive unter sonst gleichen Verhältnissen der Dampfspannung und dem Volumen $\frac{d^2\,\pi}{4}\,l$ der Cylinder direct, dem Triebraddurchmesser dagegen indirect proportional aus. Um eine bedeutende Zugkraft bei einem gewissen Dampfdrucke äussern zu können, sind grosse Cylinder und kleine Triebräder zweckmässig.

Das Verhältniss der Maximalzugkraft zu der mittleren Zugkraft während derselben Umdrehung findet sich durch Division von 4) und 6) zu

$$\frac{Z\max}{Z} = \frac{\pi}{4}\left(\sqrt{2}+\frac{r}{L}\right) \quad \ldots \quad 8).$$

Die Abweichungen der Zugkraft von ihrem mittleren Werthe, welcher im Beharrungszustande dem Widerstande des Zuges gleich sein und im Anlaufe denselben um den zur Beschleunigung des Zuges erforderlichen Werth übertreffen muss, werden durch die lebendige Kraft der Locomotive ausgeglichen. Bei der bedeutenden Masse einer Locomotive entstehen durch die Aufnahme oder Abgabe der Differenz zwischen

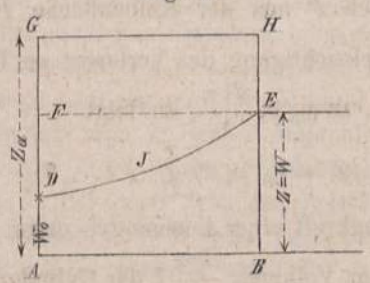
der Arbeit der Zugkraft und der Arbeit des Widerstandes so kleine Geschwindigkeitsänderungen, dass wir dieselben unbeachtet lassen können. Der Nachweis ist ganz derselbe wie bei einem Schwungrade. Wir sehen daher die Bewegung einer Locomotive im Beharrungszustande als eine gleichförmige an.

Während des Anfahrens muss die Zugkraft stets grösser bleiben als der sich darbietende Zugwiderstand, damit noch Kraft zur Beschleunigung der Zugmasse übrig bleibt. Sorgt man bei richtiger Dampfspannung durch ausreichende Heizfläche und gehörige Feuerung dafür, dass der Dampfverbrauch in den Cylindern stets wieder durch die Dampferzeugung im Kessel ersetzt wird, so bleibt die Dampfspannung im Cylinder auf ihrer Höhe und es lässt sich jede beliebige Geschwindigkeit des Zuges herstellen. Bei einer beschränkten Heizfläche tritt indessen der Fall ein, dass der sich mit der Geschwindigkeit steigernde Dampfabgang durch die stärkste Feuerung nicht wieder ersetzt werden kann; dann sinkt die Dampfspannung, der Ueberschuss der Zugkraft über den Zugwiderstand hört auf und folglich auch die Geschwindigkeitszunahme, der Zug läuft mit der einmal erlangten Geschwindigkeit fort, bei welcher sich Dampfverbrauch und Dampferzeugung ins Gleichgewicht stellen. Hat dagegen der Zug die verlangte Geschwindigkeit angenommen, und ist die Zugkraft noch grösser als der Zugwiderstand W geblieben, so muss durch Vergrösserung der Expansion oder auch, weniger gut, durch geringere Regulatoröffnung der Druck p_i und somit die Zugkraft Z auf den Zugwiderstand W reducirt, zugleich auch die Dampfproduction durch schwächeres Feuer entsprechend gemässigt werden.

Die Bestimmung der Zugkraft Z_a während des Anfahrens kann mit Hülfe der genauen Rechnung im § 30 des zweiten Capitels geschehen oder kürzer und mit hinreichender Genauigkeit durch folgenden Weg.

Es sei

Fig. 10.



Q das Gewicht der Maschine } in Tonnen à 1000 Kilogr.,
T das des Zuges }
W_0 der anfängliche Zugwiderstand (ohne Geschwindigkeit) (AD),
W der Zugwiderstand oder die Zugkraft bei der normalen Geschwindigkeit (BE),
Z_a der mittlere Werth der Zugkraft (AG) während des Anfahrens bis zur Erreichung von
V der verlangten Zuggeschwindigkeit in Metern pro Secunde,
g die Acceleration der Schwerkraft und
t die Anzahl Secunden, welche während des Anfahrens verfliessen dürfen.

Sehen wir die Bewegung des Zuges als eine von der gleichförmig beschleunigten nicht wesentlich abweichende an, so wird während des Anfahrens der Weg $\frac{V.t}{2} = AB$

vom Zuge zurückgelegt. Tragen wir die zurückgelegten Wege des Zuges als Abscissen von A aus und die entsprechenden Zugwiderstände und Zugkräfte als Ordinaten dazu auf, so erhalten wir als Widerstandslinie $D\,J\,E$ eine Curve, die wir annäherungsweise als Parabel mit $D\,F$ als Achse auffassen wollen. Die von dem veränderlichen Zugwiderstande aufgezehrte Arbeit entspricht der Fläche der Figur $A\,B\,E\,D$, während die von der Zugkraft Z_a gelieferte Arbeit durch die Fläche des Rechtecks $A\,G\,H\,B$ dargestellt wird; die Fläche der Figur $D\,J\,E\,H\,G$ giebt daher den am Ende des Anlaufs in Form von lebendiger Kraft aufgesammelten Ueberschuss der bewegenden Arbeit über die widerstehende an. Aus der entsprechenden Gleichung

$$\frac{1000}{g}\,(Q+T)\,\frac{V^2}{2} = (Z_a - W)\,\frac{V.t}{2} + \frac{2}{3}\,(W - W_o)\,\frac{V\,t}{2}$$

folgt

$$Z_a = \frac{W + 2\,W_o}{3} + 1000\,(Q+T)\,.\,\frac{V}{g\,t} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 8^a).$$

Geben wir die Zugwiderstände und Zugkräfte durch die Werthe pro Tonne des Zuggewichts incl. Maschine an und setzen sie w, w_o, z, z_a, so kann geschrieben werden $W = (Q+T)\,w$, $W_o = (Q+T)\,w_o$, $Z_a = (Q+T)\,z_a$, und dann ist

$$z_a = \frac{w + 2\,w_o}{3} + 1000\,.\,\frac{V}{g\,t} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 8^b).$$

Betrachten wir jetzt den Beharrungszustand, für welchen $Z = W$ ist, und führen in 7)

$$Z = (T+Q)\,z \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 9^a)$$

ein, so ergiebt sich

$$(T+Q)\,z = \mathfrak{g}_m\,p_i\,d^2\,\frac{l}{\mathfrak{D}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 9^b).$$

Diese Gleichung zeigt, dass die Dampfspannung, welche in den Cylindern eintreten muss, um einen gegebenen Zug zu befördern, lediglich durch den Zugwiderstand bestimmt wird. Das Innehalten einer gewissen Fahrgeschwindigkeit V hängt von der Erhaltung dieses Dampfdruckes während der Fahrt ab, und der letzte Umstand ist durch eine genügende Verdampfungsfähigkeit des Kessels bedingt, wie bereits erwähnt wurde. Setzen wir diese Fähigkeit voraus, so verrichtet die Locomotive einen Effect

$$E = Z\,.\,V = (T+Q)\,z\,V \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 10^a)$$

in Meterkilogrammen (Mkg.), oder in Pferdekräften N à 75 Mkg.

$$N = \frac{Z\,V}{75} = \frac{(T+Q)\,z\,V}{75} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 10^b),$$

wenn Z in Kg. und V in Metern pro Secunde ausgedrückt ist.

Zur genaueren Ermittelung des Dampf- und Kohlenverbrauchs müssen wir die Kolbengeschwindigkeit v aus der Fahrgeschwindigkeit V berechnen. Während einer Umdrehung der Triebachse legt der Dampfkolben den Weg $2\,l$ und die Achse des Triebrades der Locomotive den Weg $\mathfrak{D}\,\pi$ zurück; wir haben also nach der Proportionalität der Geschwindigkeiten und Wege in derselben Zeit

$$\frac{v}{V} = \frac{2}{\pi}\,.\,\frac{l}{\mathfrak{D}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 11).$$

Die Ausrechnung geschieht dann nach § 9.

Für Annäherungsrechnungen ist folgender Weg bequem. Der Effect einer Locomotive kann unter gewissen Verhältnissen der Heizfläche H des Kessels proportional gesetzt werden, wie auf p. 162 nachgewiesen wurde. Wir dürfen daher statt $10^b)$ schreiben

$$\left(\frac{N}{H}\right) H = \frac{(T+Q)\, z\, V}{75} \quad \ldots \ldots \quad 12),$$

woraus sich mit Hülfe von $H \frac{N}{H}$ ermittelt und das Uebrige durch die Tabelle p. 162 bestimmt.

Mit Hülfe der letzten Gleichung lässt sich auch die Geschwindigkeit V ermitteln, mit welcher eine Maschine von gegebener Heizfläche H einen Zug von der Ladung T und der Zugkraft z pro Tonne fortschaffen kann oder umgekehrt die Ladung T bei gegebenem V. Es findet sich sofort

$$V = \frac{75 \left(\frac{N}{H}\right) H}{(T+Q)\, z} \quad \ldots \ldots \quad 13^a)$$

$$T = \frac{75 \left(\frac{N}{H}\right) H}{z \,.\, V} - Q \quad \ldots \ldots \quad 13^b).$$

Hierbei ist V in Metern pro Secunde einzuführen; sollte die Geschwindigkeit $\mathfrak{V}$ in Kilometern pro Stunde gegeben sein, so hat man zwischen beiden Werthen die einfache Beziehung

$$3{,}6 \,.\, V = \mathfrak{V} \text{ oder } V = 0{,}278\, \mathfrak{V} \quad \ldots \ldots \quad 14).$$

Der Werth z der Zugkraft pro Tonne des Gewichtes des Zuges incl. Maschine muss den vorliegenden Verhältnissen gemäss bestimmt werden, worüber im zweiten Capitel ausführlich gesprochen ist. Man hüte sich nur, aus den zahlreichen zum Theil sehr abweichenden Angaben einen Werth zu wählen, der in z den Widerstand der Dampfmaschine als solcher mit einschliesst, denn diesen haben wir bereits richtiger bei der Dampfmaschine durch g_m berücksichtigt. Hier handelt es sich nur um den Widerstand des Wagens der Dampfmaschine, und da dieser von dem gewöhnlichen Wagenwiderstande nicht wesentlich abweicht, so genügt es, bei der unsichern Bestimmung der betreffenden Zahlen denselben Werth z für Wagen und Locomotive zu benutzen. Wir werden für unsre Beispiele die einfache Clark'sche Formel mit etwas modificirten Coëfficienten benutzen. Darnach beträgt unter günstigen Verhältnissen (schwere Züge über 100 Tonnen (T), gut unterhaltene Wagen und Bahn, Curven mit grossen Radien, schwacher Wind)

$$z = 2{,}25 + \frac{V^2}{80} \pm 1000\, i \quad \ldots \ldots \quad 15^a)$$

und unter ungünstigen Verhältnissen

$$z = 4 + \frac{V^2}{50} \pm 1000\, i \quad \ldots \ldots \quad 15^b).$$

Hierin ist

z die Zugkraft in Kilogr. pro Tonne des ganzen Zuggewichts incl. Maschine,
V die Fahrgeschwindigkeit in Metern pro Secunde,
i das Steigungsverhältniss der Bahn,
$+$ gilt natürlich für die Bergfahrt,
$-$ für die Thalfahrt ohne Gebrauch der Bremse.

Beispiel. Welche Last kann eine Maschine von 100 $\square^m$ Heizfläche und einem Gewicht von 32^T ausser dem Tender von 20^T Gewicht fortschaffen auf einer Horizontalen mit 25^m Geschwindigkeit bei der für Schnellzugmaschinen normalen stündlichen Verdampfung von 13 Kilogr. pro $\square^m$ Heizfläche?

Es ist nach Tabelle p. 162 $\frac{N}{H} = 3{,}75$ und nach 15) $z = 10$, womit die Gleichung 13^b) liefert $T = \frac{75 \,.\, 3{,}75 \,.\, 100}{10 \,.\, 25} - 32 = 80{,}5$,

so dass nach Abzug des Tendergewichts $60{,}5^T$ als fortzuschaffende Last bleibt. Der Effect der Locomotive in Pferdekräften beträgt $N = 3{,}75\ H = 375$, und folglich der stündliche Dampf- oder Wasserverbrauch $D = \left(\frac{D}{N}\right) . N = 11{,}5 \,.\, 375 = 4312{,}5$ Kilogr. bei einem stündlichen Aufwande von Kohlen $B = \left(\frac{B}{N}\right) N = 2{,}3 \,.\, 375 = 862{,}5$ Kilogr. Jede Tonne der nützlich geförderten Last erfordert $\frac{862{,}5}{60{,}5} = 14{,}3$ Kilogramm Kohlen stündlich.

Verlangt man von derselben Maschine die Beförderung von 80^T oder 132^T incl. Maschine und Tender oder einen Effect von $\frac{132 \,.\, 10 \,.\, 25}{75} = 440$ Pferden, also auf einen Quadratmeter Heizfläche 4,4 Pferde, so ist $\frac{D}{H}$ zu steigern. Die Steigerung der stündlichen Dampfproduction muss aber in einem stärkerem Maasse als die des Effects geschehen, weil die im Verhältniss 132 : 112 erhöhte Zugkraft für p_i statt $0{,}45\ p$ jetzt $0{,}53\ p$, d. i. eine grössere Füllung bedingt; unter diesen Verhältnissen kommen nach der Tabelle p. 162 auf jede Pferdekraft etwa 12,5 Kilogr. Dampf d. i. im Ganzen $440 \,.\, 12{,}5 = 5500$ Kilogr. oder pro $\square^m$ Heizfläche 55 Kilogr. stündlich. Eine solche Dampfproduction ist laut Tabelle p. 134 nur zu erreichen, wenn man für je 4,2 Kilogr. Dampf 1 Kilogr. Kohlen aufwendet, mithin in einer Stunde $\frac{5500}{4{,}2} = 1310$ Kilogr., was für jede Pferdekraft $\frac{1310}{440} = 3$ Kilogr. und für eine Tonne der Nutzlast $\frac{1310}{80} = 16{,}4$ Kilogr. ausmacht. Der Transport ist also kostspieliger geworden.

Zweckmässiger würde man für den Transport von 80^T eine Maschine mit grösserer Heizfläche verwenden, um die grosse Dampfproduction pro $\square^m$ zu vermeiden. Nehmen wir eine solche mit $120\square^m$ in Dienst, welche etwa 36^T wiegen wird, so beträgt der Effect allerdings $\frac{(80 + 36 + 20)\ 10 \,.\, 25}{75} = 453$ Pferdekräfte statt 440; aber $\frac{N}{H}$ hat nun den normalen Werth $\frac{453}{120} = 3{,}77$. Wir gebrauchen jetzt stündlich $11{,}5 \,.\, 453 = 5210$ Kilogr. Dampf oder Wasser und $2{,}3 \,.\, 453 = 1042$ Kilogr. Kohle, was pro Tonne Nutzlast $\frac{1042}{80} = 13$ Kilogr. ausmacht, also weniger als in den vorgehenden Fällen. Der Nutzen grosser Heizflächen dürfte aus dieser Vergleichung hervorgehen.

Mit Hülfe der Gleichung 13^b) lässt sich der Dampf- und Brennmaterialverbrauch für die Tonne der nützlichen Last berechnen, welche eine Locomotive fortschafft. In der Last T ist für den Fall einer Maschine mit besonderem Tender das Gewicht T_t desselben enthalten; nach Abzug desselben von T erhalten wir das Gewicht T_n des Zuges excl. Maschine und Tender zu

$$T_n = \frac{75 \left(\frac{N}{H}\right) H}{z \,.\, V} - (Q + T_t) .$$

Das Verhältniss dieser Nutzlast T_n zur Bruttolast $T + Q$ wollen wir das »Güteverhältniss der Zugkraft« nennen und mit $\mathfrak{g}_z$ bezeichnen. Da

$$T + Q = \frac{75 \left(\frac{N}{H}\right) H}{z\ V}$$

ist, so findet sich durch Division dieser Gleichungen

$$\vartheta_z = \frac{T_n}{T+Q} = 1 - \frac{\left(1+\frac{T_l}{Q}\right)\left(\frac{Q}{H}\right) \cdot z \cdot V}{75\left(\frac{N}{H}\right)} \quad \ldots \quad 16).$$

Eine Vergleichung zahlreicher Locomotiven hat ergeben, dass Q durch H bestimmt wird; im Mittel kann gesetzt werden für Locomotiven mit besonderem Tender in dienstfähigem Zustande

$$Q^T = 15^T + \frac{H^{\square m}}{6} \quad \ldots \quad 17^a)$$

und für Tendermaschinen in dienstfähigem Zustande

$$Q^T = 11^T + 0{,}3\, H^{\square m} \quad \ldots \quad 17^b).$$

Während die ausgeführten Locomotiven mit besonderem Tender aus den verschiedenen Fabriken keine erheblichen Abweichungen von $16^a)$ zeigen, kommen solche bei Tendermaschinen bis zu $^1/_5$ des Werthes $17^b)$ vor, was hauptsächlich der verschiedenen Grösse der indirecten Heizfläche derselben und den Vorräthen an Wasser und Brennmaterial zuzuschreiben ist. Die Locomotiven von Krauss & Co. in München besitzen indessen nur 0,7 bis 0,8 des Gewichts aus 17) in Folge der ausgedehnten Verwendung von Stahl und der äussersten Sparsamkeit im Materialaufwande.

Führen wir 17) in der allgemeinen Form

$$Q = \mathfrak{A} + \mathfrak{B}\, H \quad \ldots \quad 17^c)$$

in 16) ein, so erhalten wir

$$\vartheta_z = 1 - \frac{\left(1+\frac{T_l}{Q}\right)\left(\frac{\mathfrak{A}}{H}+\mathfrak{B}\right) z\, V}{75\left(\frac{N}{H}\right)} \quad \ldots \quad 18).$$

Um die Nutzlast T_n fortschaffen zu können, müssen wir für die Bruttolast $T+Q$ Dampf und Brennmaterial aufwenden, also $\frac{T+Q}{T_n} = \frac{1}{\vartheta_z}$ mal so viel als auf die Nutzlast allein kommt. Drückt N_n die Pferdezahl des nützlichen Effectes der Beförderung der Last T_n aus, so erhalten wir für den stündlichen Dampf- und Brennmaterialverbrauch pro Pferd des Nutzeffects

$$\frac{D}{N_n} = \frac{1}{\vartheta_z}\left(\frac{D}{N}\right) \quad \ldots \quad 19^a)$$

$$\frac{B}{N_n} = \frac{1}{\vartheta_z}\left(\frac{B}{N}\right) \quad \ldots \quad 19^b),$$

worin $\frac{D}{N}$ und $\frac{B}{N}$ den stündlichen Dampf- und Brennmaterialverbrauch pro Pferdekraft der Dampfmaschine bedeuten, welcher im § 9 berechnet wurde.

Nach Gleichung 18) fällt ϑ_z gross aus, d. h. die Zugkraft wird gut verwerthet, wenn man $\frac{N}{H}$ im Nenner und also die Verdampfung pro $\square^m$ Heizfläche hoch nimmt; die Vergrösserung durch das Glied $\frac{\mathfrak{A}}{H}$ des Zählers ändert das Resultat nicht wesentlich. Es scheint demnach zweckmässig, die Heizfläche pro Pferdekraft klein zu nehmen. Allein nicht ϑ_z, sondern der Brennmaterialverbrauch $\frac{B}{N_n}$ spricht das Endurtheil, und

dieser hängt nach 19b) auch von dem Factor $\frac{B}{N}$ ab, welcher bei angestrengter Thätigkeit der Heizfläche mehr steigt als $\frac{1}{\mathfrak{g}_z}$ abnimmt, wie numerische Rechnungen leicht ergeben. Es wirkt daher die Vergrösserung der Heizfläche so lange vortheilhaft, wie nicht das Maximum des Heizflächengüteverhältnisses $\mathfrak{g}_H$ (p. 131) erreicht wird.

Günstigen Einfluss auf die Ausnutzung des Locomotiveffectes haben nach 18) und 19) kleine Fahrgeschwindigkeit und geringe Zugkraft pro Tonne. Die Fortschaffung von Güterzügen in der Ebene gestaltet sich hinsichtlich der Heizkosten am vortheilhaftesten, während die Beförderung von Schnellzügen und Zügen auf Gebirgsbahnen kostspielig ausfallen. Bei den Güterzügen der Ebene fällt $\mathfrak{g}_z$ so gross aus, dass sie trotz des etwas grösseren Werthes von $\frac{B}{N}$ als der bei den Personenzügen in die erste Stelle rücken; auf den Gebirgsbahnen sind beide Factoren von $\frac{B}{N_n}$ gross.

Tendermaschinen verlangen weniger Brennmaterial als die Maschinen mit besonderem Tender wegen des Wegfalles von $\frac{T_l}{Q}$, trotz des grösseren Gewichts $\frac{\mathfrak{A}}{H}+\mathfrak{B}$ pro $\square^m$ Heizfläche, welches den Werth $\mathfrak{g}_z$ wieder reducirt. Leider wird ihre Verwendbarkeit durch andere Umstände sehr beschränkt.

Die Krauss'schen Maschinen haben für $\frac{\mathfrak{A}}{H}+\mathfrak{B}$ kleinere Werthe und geben daher wegen des etwas besseren $\mathfrak{g}_z$ zu Brennmaterialersparniss Veranlassung; ob aber dieselben nicht in Folge der geringeren Masse heftigeren Vibrationen ausgesetzt sind, und aus diesem Grunde die Ersparung zu grösseren Reparaturkosten führen, vermag nur eine längere Erfahrung zu entscheiden.

§ 12. Verhinderung des Gleitens der Triebräder. Kupplung der Achsen. — Im vorigen Paragraph wurde das Nichtgleiten der Triebräder vorausgesetzt; es muss nun untersucht werden, ob die Bedingung der Gl. 5) § 11 auch erfüllt wird. Die grösste mittlere Zugkraft Z^1 findet statt bei der Beschleunigung des Zuges während des Anfahrens oder auf Steigungen. Setzen wir das Verhältniss der zeitweilig geäusserten grösseren Zugkraft Z' zur normalen Zugkraft Z oder

$$\frac{Z'}{Z}=m \quad \ldots \quad 1),$$

so darf auch beim Maximalwerth Z' max während der Triebradumdrehung kein Gleiten stattfinden; dieser Maximalwerth ist aber nach 8) des vor. Paragraph bestimmt durch

$$Z' \max = \frac{m\,\pi}{4}\left(\sqrt{2}+\frac{r}{L}\right) Z \quad \ldots \quad 2),$$

und derselbe muss kleiner als die Reibung der Triebräder auf den Schienen bleiben. Bieten dieselben vermöge ihres Druckes gegen die Bahn diese Reibung nicht dar, so ist man gezwungen, sie mit einem zweiten und nöthigenfalls auch mit einem dritten Räderpaare zu kuppeln, um deren Reibung mit zur Stützung der Zugkraft nutzbar zu machen. Die gekuppelten Räder müssen von genau gleichem Durchmesser sein, um ein Schleifen derselben auf den Schienen möglichst zu vermeiden.

Eine solche Kupplung ist bei sorgfältiger Ausführung für festgelagerte Achsen ohne Bedenken; für die während der Fahrt sich verschiebenden Achsen der Locomotiven giebt sie aber zu starker Anspannung der Achsen, Kurbeln, Zapfen und Stangen, sowie

zu bedeutenden Reibungen in Folge des Zwanges Anlass, namentlich in Curven. Der Uebelstand verschlimmert sich in Folge der allmählichen Einbusse der kreisförmigen Gestalt der Räder durch die Abnutzung ausserordentlich. Unnöthigerweise die Achsen zu kuppeln, nur, um sich vor dem Vorwurf des »todten Gewichts« zu sichern, ist verwerflich. Die Kupplung der Räder vergrössert die Zugkraft nicht, denn diese wird von dem Kolbendruck hervorgerufen, sie erweitert nur die Grenze, innerhalb welcher sich dieselbe halten muss. Wenn nun unter den normalen Verhältnissen der Verwendung einer gewissen Maschinengattung keine Ueberschreitung der ohne Ausdehnung der Kupplung bestehenden Grenze eintritt, so ist auch keine Veranlassung zu einer erweiterten Kupplung vorhanden. Wenn man sich lieber in den aussergewöhnlichen Verhältnissen des Glatteises u. s. w. der Sandstreuvorrichtungen bedient, so hat man nicht die Nachtheile der Kupplung stets zu ertragen.

Bei Maschinen mit einer Laufachse vorn wird beim Vorwärtsfahren der Druck der Triebräder auf Kosten der Belastung der Laufräder durch die Schiefe der Schubstange gesteigert, beim Rückwärtsfahren aber vermindert (siehe p. 167 u. 168). Wir nehmen auf diese Veränderung keine Rücksicht, um uns im Mittel beiden Fahrrichtungen anzuschliessen; bei der Kupplung sämmtlicher Achsen erfährt der Gesammtdruck der Triebräder und somit die ganze Reibung gar keine Veränderung.

Setzen wir den Theil des Maschinengewichts in Tonnen, welcher für die Reibung der Triebräder nutzbar gemacht wird, Q_a, so muss also die bei einem Reibungscoëfficienten f stattfindende Reibung $1000 \,.f\, Q_a$ grösser sein als der Maximalwerth der Zugkraft Z' max oder nach 2)

$$1000 \,.f\, Q_a \rangle \frac{m\,\pi}{4}\left(\sqrt{2}+\frac{r}{L}\right) Z \;.\;.\;.\;. \;3^a),$$

wodurch die normale Zugkraft begrenzt wird.

Der Reibungscoëfficient f richtet sich nach den Witterungsverhältnissen; es genügt für die Berechnung der Locomotiven einen mittleren Werth einzuführen, weil im Nothfall die Sandstreuvorrichtungen aushelfen können, und man alsdann unter günstigen Verhältnissen den Uebelständen überflüssiger Kupplung der Achsen entgeht. Gewöhnlich findet man $f = \frac{1}{7}$ zu Grunde gelegt, wobei dann aber nur Z und nicht Z' max gerechnet wird; wir können daher bei der genaueren Auffassung der Sache $f = \frac{1}{5}$ einführen. Für $\frac{r}{L}$ wollen wir als mittleren Werth $\frac{1}{6}$ annehmen; wegen des schwankenden f darf man sich schon erlauben, die dann entstehende einfache Formel

$$Q_a \rangle 0{,}006\, m\, Z \;.\;.\;.\;. \;3^b)$$

für etwas abweichende $\frac{r}{L}$ ebenfalls anzuwenden.

Dem Ausdrucke $3^a)$ wollen wir noch eine andere Form geben. Zu dem Zwecke theilen wir beide Seiten durch Q, setzen $Z = \frac{75\,N}{V} = 75\left(\frac{N}{H}\right)\frac{H}{V}$ und dividiren ferner nach Einführung von $Q = \mathfrak{A} + \mathfrak{B}\,H$ auf der rechten Seite Zähler und Nenner durch H; dann entsteht

$$\frac{Q_a}{Q} \rangle \frac{75\,.\,m\,\pi}{4000\,f}\left(\sqrt{2}+\frac{r}{L}\right)\frac{\left(\frac{N}{H}\right)}{\left(\frac{\mathfrak{A}}{H}+\mathfrak{B}\right)V} \;.\;.\;.\;. \;4^a).$$

Nehmen wir wieder $\frac{r}{L} = \frac{1}{6}$ und $f = \frac{1}{5}$ als mittlere Werthe an, so vereinfacht sich die Formel auf

$$\frac{Q_a}{Q} \rangle 0{,}465\, m \, \frac{\frac{N}{H}}{\left(\frac{\mathfrak{A}}{H} + \mathfrak{B}\right) V} \quad \ldots . \quad 4^{b}).$$

Das Verhältniss $\frac{Q_a}{Q}$ muss natürlich durch die Belastung der Achsen hergestellt werden und kann niemals 1 überschreiten, woran sich für $\frac{N}{H}$ und V die Bedingung knüpft

$$\frac{2{,}15}{m}\left(\frac{\mathfrak{A}}{H} + \mathfrak{B}\right)\frac{Q_a}{Q} \rangle \frac{\frac{N}{H}}{V} \quad \ldots . \quad 5^{a})$$

und als äusserste Grenze bei sämmtlich gekuppelten Achsen oder $\frac{Q_a}{Q} = 1$

$$\frac{2{,}15}{m}\left(\frac{\mathfrak{A}}{H} + \mathfrak{B}\right) \rangle \frac{\frac{N}{H}}{V} \quad \ldots . \quad 5^{b}).$$

Die geringste Geschwindigkeit V, welche bei dem Betriebe der Gebirgsbahnen vorkommt, ist etwa 15 Kilom. pro Stunde oder $4^{m},2$ pro Secunde. Die dabei üblichen Maschinen haben ungefähr 180 Quadratmeter Heizfläche, und m wird wenig über 1 liegen. Unter diesen Verhältnissen kann die durch die Adhäsion begrenzte Ausnutzung des Kessels nur pro Quadratmeter Heizfläche

$$\frac{N}{H} = 2{,}15\left(\frac{15}{180} + \frac{1}{6}\right) . 4{,}2 \text{ d. i. } 2{,}25 \text{ Pferde}$$

betragen, was auch mit der Tabelle p. 162 beinahe stimmt.

Um die Zugkraft ausüben zu können, muss ein grosses $\frac{N}{H}$ nur mit grossem V verbunden vorkommen. Da nach p. 114 u. 162 bei Personenzugmaschinen $\frac{\frac{N}{H}}{V}$ kleiner als bei Güterzugmaschinen ist, so braucht man bei Ersteren nicht $\frac{Q_a}{Q} = 1$ zu nehmen, d. h. nicht alle Achsen zu kuppeln. Dass übrigens der auf eine Laufachse übertragene Theil des Maschinengewichts nicht »todt« ist, sondern tüchtig an der Reduction des Brennmaterialverbrauches wirkt, ist oben nachgewiesen worden.

Die Gleichungen 3^{b}) und 5) befähigen uns, die Grenze zu ermitteln, bis zu welcher ein Locomotivbetrieb möglich oder vortheilhaft ist. Wenn es sich nur darum handelte, die Locomotive allein über eine Steigung weg zu schaffen und zur Erzielung der grössten Adhäsion alle Räder gekuppelt wären, so verlangte die Ausübung der Zugkraft ohne Gleiten nach 3^{b}), wenn $m = 1$ gesetzt oder keine grosse Geschwindigkeit verlangt wird,

$$Q \rangle 0{,}006 \, . \, z\, Q,$$

woraus $167 \rangle z$ folgte. Rechnete man selbst 7 Kilogr. Zugkraft pro Tonne auf der Horizontalen, so würden noch 160 Kilogr. pro Tonne für die Steigung bleiben, wodurch also die Maschine befähigt wäre, Bahnen mit $i = 0{,}16$ zu ersteigen.

Man will aber Züge vermittelst der Locomotive befördern, und zwar müssen

die Züge von nicht zu kleinem Gewicht sein, um einen umständlichen und kostspieligen Betrieb zu vermeiden oder es muss φ_z (p. 173) angemessen hoch gehalten werden. Dies erreicht man um so besser, je grösser T gegen Q wird, wir verlangen also ein bestimmtes $\frac{T}{Q}$. Um auch hier der Grenze, welche das Gleiten der Triebräder der Zugkraft steckt, nahe zu bleiben, kuppeln wir alle Räder oder machen in 3[b]) $Q_a = Q$; dann muss sein

$$Q > 0{,}006\, m\, z\, (T + Q)$$

oder durch Division mit Q und Umformung

$$\frac{1000}{6\, m \left(\frac{T}{Q} + 1\right)} > z \quad \ldots \quad 6).$$

Setzen wir nun von z zunächst den der Horizontalen entsprechenden Werth ab, so bleibt der auf die Steigung verwendbare Theil übrig, und damit ist die grösste unter den gegebenen Verhältnissen zulässige Steigung selbst bestimmt. Je stärker die Bahn steigen soll, desto kleiner bleibt der auf Geschwindigkeit verwendbare Theil von z oder desto langsamer muss gefahren werden. Aus der angenommenen Beziehung $\frac{T}{Q}$ und dem Zuggewicht folgt das Maschinengewicht $\frac{T}{\frac{T}{Q}} = Q$ und daraus wieder die Heizfläche der Locomotive. Damit die Verdampfungsfähigkeit des Kessels und die Adhäsion der Triebräder sich entsprechen, müssen $\frac{N}{H}$ und V der Bedingung 5) genügen.

Fordern wir z. B. $\frac{T}{Q} = 2$, $T = 80^{\mathrm{T}}$ und $V = 12^{\mathrm{m}}$, so ergiebt die Gleich. 6), wenn $m = 1{,}2$ vorläufig angenommen wird,

$$\frac{1000}{6 \,.\, 1{,}2\, (2 + 1)} > z$$

oder

$$z < 46{,}3.$$

Rechnen wir bei der Geschwindigkeit 12^{m} und ungünstigen Umständen für die Horizontale 6,3 Kilogr., so bleibt für die Steigung die Zugkraft von 40 Kilogr. pro Tonne, oder unter den vorliegenden Verhältnissen kann des Gleitens der Triebräder wegen die Steigung von 0,04 nicht überschritten werden. Wollten wir dieselbe annehmen, so ergäbe sich bei $Q = 40^{\mathrm{T}}$ der Effect der Locomotive zu $\frac{(80 + 40) \,.\, 46{,}3 \,.\, 12}{75}$ $= 889$ Pferde, und da die Heizfläche nach 17) § 11 etwa 150 Quadratmeter betragen würde, so müssten auf den Quadratmeter derselben sehr nahe 6 Pferde kommen. Diese colossale Dampferzeugung wäre der Adhäsion wegen wohl zulässig, weil z nach 6) bestimmt worden ist, aber sie würde so kostspielig ausfallen, dass eine Reduction der Anforderungen angemessen erscheint.

§ 13. Vertheilung der Last auf die Achsen. — Zunächst denken wir uns die Locomotive in Ruhe und bestimmen die Belastungen, welche alsdann auf die einzelnen Achsen fallen.

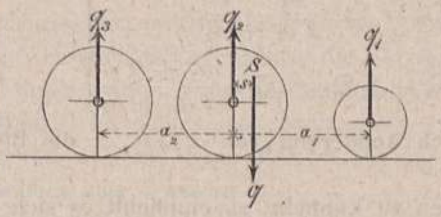
Die Vertheilung der Last bei einer zweiachsigen Maschine geschieht in einer einfachen und unabänderlichen Weise nach dem bekannten Hebelgesetze. Sie bedarf keiner Erläuterung. Wir gehen daher sogleich zu dem Falle einer dreiachsigen Locomotive über.

Es bezeichnen

$\mathfrak{Q}$ das Gewicht, welches durch die Federn auf die Achsen übertragen wird und in dem Schwerpunkte S (Fig. 11) angreift,

$\mathfrak{Q}_1$, $\mathfrak{Q}_2$, $\mathfrak{Q}_3$ die Belastungen, welche der Reihe nach die Achsen tragen, von der Rauchkammer ab gerechnet,

Fig. 11.



q_1, q_2, q_3 die eigenen Gewichte der einzelnen Achsen mit Rädern und Achsbüchsen,

a_1, a_2 die Entfernungen der einzelnen Achsen von einander und

s den Abstand des Schwerpunkts S von der zweiten Achse, positiv genommen, wenn derselbe zwischen der Vorderachse und der Mittelachse liegt, dagegen negativ, wenn er sich von der Mittelachse ab nach der Hinterachse zu befindet.

Die Lastvertheilung muss den Gleichgewichtsbedingungen paralleler Kräfte genügen, also den beiden Gleichungen folgen

$$\mathfrak{Q}_1 + \mathfrak{Q}_2 + \mathfrak{Q}_3 = \mathfrak{Q} \quad \ldots \quad 1)$$

$$\mathfrak{Q}_1 (a_1 - s) = \mathfrak{Q}_2 s + \mathfrak{Q}_3 (a_2 + s) \quad \ldots \quad 2).$$

Wegen der zwei Gleichungen mit drei Unbekannten kann die Lastvertheilung in vielfacher Weise erfolgen; erst die Berücksichtigung der Elasticität der Federn würde das Unbestimmte heben. Da wir die Federspannung in der Hand haben, so dürfen wir über die Lastvertheilung eine Annahme machen.

Setzen wir z. B. fest, die Vorderachse solle als Laufachse zur sichern Leitung der Maschine mit $\alpha\,\mathfrak{Q}$ belastet werden (in dem § 107 der »Technischen Vereinbarungen des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen« wird z. B. mindestens $^1/_4$ des Gesammtgewichts für $\mathfrak{Q}_1 + q_1$ gefordert), so folgt

$$\left.\begin{aligned} \mathfrak{Q}_1 &= \alpha\,\mathfrak{Q} \\ \mathfrak{Q}_2 &= \mathfrak{Q}\left(1 + \frac{s}{a_2}\right) - \mathfrak{Q}_1\left(1 + \frac{a_1}{a_2}\right) \\ \mathfrak{Q}_3 &= \mathfrak{Q}_1 \frac{a_1}{a_2} - \mathfrak{Q}\frac{s}{a_2} \end{aligned}\right\} \quad \ldots \quad 3).$$

Die Drücke auf die Schienen betragen folglich der Reihe nach $\mathfrak{Q}_1 + q_1$, $\mathfrak{Q}_2 + q_2$, $\mathfrak{Q}_3 + q_3$.

Will man auch noch über $\mathfrak{Q}_2$ oder $\mathfrak{Q}_3$ Bestimmungen treffen, so muss man s oder a_1 oder a_2 entsprechend ändern, was sich leicht aus 3) berechnen lässt. Die angeführten »Technischen Vereinbarungen« (§ 107) legen darauf Gewicht, dass die

Hinterachse als Laufachse nicht unter $^1/_5$ des Gesammtgewichts erhält, der Leitung beim Rückwärtsfahren wegen, und die Treibachse muss natürlich so stark belastet sein, dass das Gleiten der Räder verhindert wird. Um diese Belastung der Triebachse zu sichern ohne zu grossen Radstand, welcher für die Bewegung in Curven nachtheilig sein würde, ist die Lage derselben in der Nähe des Locomotivschwerpunktes zweckmässig.

Muss man zwei Achsen kuppeln, um die erforderliche Radreibung zu erreichen, so ist es der gleichmässigen Abnutzung wegen gut, die gekuppelten Achsen gleich zu belasten. Nehmen wir z. B. die Mittel- und Hinterachse als gekuppelt an, so haben wir in 1) und 2) $\mathfrak{Q}_2 = \mathfrak{Q}_3$ einzusetzen, und dann ergiebt sich

$$\left.\begin{aligned} \mathfrak{Q}_2 = \mathfrak{Q}_3 &= \mathfrak{Q} \cdot \frac{a_1 - s}{2\,a_1 + a_2} \\ \mathfrak{Q}_1 = \mathfrak{Q} - 2\,\mathfrak{Q}_2 &= \mathfrak{Q} \cdot \frac{a_2 + 2\,s}{2\,a_1 + a_2} \end{aligned}\right\} \ldots\ldots 4).$$

Auch hier kann man durch Aenderung von a_1, a_2, s die Belastungen nach Wunsch verändern.

Sind alle drei Achsen zu kuppeln, so empfiehlt es sich, hier ebenfalls aus dem vorhin angeführten Grunde die Belastungen der Achsen gleich zu halten. Setzen wir in 1) und 2)

$$\mathfrak{Q}_1 = \mathfrak{Q}_2 = \mathfrak{Q}_3 = \frac{\mathfrak{Q}}{3} \ldots\ldots 5^a)$$

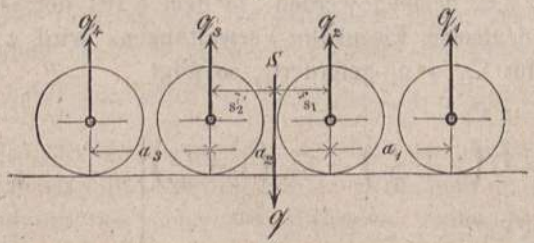
ein, so folgt aus 2) die dann zu erfüllende Bedingung

$$a_1 - a_2 = 3\,s \ldots\ldots 5^b),$$

oder umgekehrt, ist $5^b)$ erfüllt, so wird das Gewicht auf die Achsen gleichmässig vertheilt. Die Bedingung $5^b)$ fordert einen bestimmten Abstand der Schwerlinie von der Mittelachse; für $a_1 = a_2$ folgt z. B. $s = 0$, d. h. der Schwerpunkt muss vertical über der Mittelachse liegen. Dies ist aber auf der Horizontalen und einer Steigung nicht zugleich erfüllbar, da der Schwerpunkt S höher als das Achsenmittel liegt und der Abstand der Schwerlinie von der Mittelachse mit der Bahnneigung sich ändert, während $a_1 = a_2$ unverändert bleibt.

Vierachsige Maschinen werden entweder mit beweglichem Vordergestell, welches zwei Achsen aufnimmt, oder als schwere Gebirgsmaschinen mit sämmtlich gekuppelten Achsen ausgeführt. Im ersten Falle bildet das Vordergestell ein Achs-

Fig. 12.



system, welches für die Lastvertheilung zunächst als eine Achse anzusehen ist. Die Last $\mathfrak{Q}_1$ kommt dann auf jede Achse desselben zur Hälfte, wenn der Stützpunkt in der Mitte des beweglichen Achsenpaares liegt. Im zweiten Falle (Fig. 12) ist allgemein

$$\left.\begin{aligned} &\mathfrak{Q}_1 + \mathfrak{Q}_2 + \mathfrak{Q}_3 + \mathfrak{Q}_4 = \mathfrak{Q} \\ &\mathfrak{Q}_1\,(a_1 + s_1) + \mathfrak{Q}_2\,s_1 = \mathfrak{Q}_3\,s_2 + \mathfrak{Q}_4\,(a_3 + s_2) \end{aligned}\right\} \ldots\ldots 6).$$

Hier sind zwei Annahmen zulässig. Wünschen wir wegen der gleichmässigen Abnutzung der sämmtlich gekuppelten Räder

$$\mathfrak{Q}_1 = \mathfrak{Q}_2 = \mathfrak{Q}_3 = \mathfrak{Q}_4 = \frac{\mathfrak{Q}}{4} \quad \ldots \quad 7^a),$$

so giebt die zweite der Gleichungen 6)

$$(a_1 - a_3) = 2\,(s_2 - s_1) \quad \ldots \quad 7^b).$$

Wäre auch hier $a_1 = a_3$, so müsste nothwendig $s_2 = s_1$ sein, also der Schwerpunkt in der Verticalen durch die Mitte von a_2 liegen, eine Bedingung, die neben der allgemeinen in 7^b) wieder nicht für Horizontale und Steigung zugleich erfüllt werden kann.

Das Gewicht $\mathfrak{Q}$ ist während des Dienstes bei einer Maschine mit Tender geringen Schwankungen unterworfen durch die zeitweise Speisung des Kessels und Beschickung des Rostes; bei Tendermaschinen entsteht aus dem Verbrauche der Vorräthe eine grössere Veränderung der Achsenbelastung, welche die Verwendbarkeit dieser Maschinen auf kurze Fahrten beschränkt, wenn nicht eine anfängliche Ueberlastung der Achsen oder ein schliesslicher Mangel an Adhäsionsgewicht eintreten soll. Auch s verändert sich auf den Steigungen und während einer Beschleunigung der Locomotive, in Folge der eintretenden Verschiebung des Wassers.

Der Einfluss des Fahrens auf die Belastung der einzelnen Achsen wird im folgenden Abschnitte besprochen werden.

D. Die Störungen der Locomotivbewegung.

§ 14. Arten der Störungen. — Während der Fahrt ist die Locomotive Einwirkungen ausgesetzt, welche die einfache fortschreitende Bewegung derselben in dem Schienengleise mit den in dem vorigen Paragraphen bestimmten Radbelastungen hindern. Diese Einflüsse führen zu einem Anlaufen der Spurkränze an die Schienen, woraus nicht allein Reibung, Abnutzung beider Theile und Vermehrung des Zugwiderstandes entstehen, sondern auch unter gewissen Bedingungen eine Entgleisung der Maschine eintreten kann, ferner werden durch dieselben die Maschinentheile in fortwährende Erschütterungen und Schwingungen versetzt, welche deren Dauer verkürzen, und endlich bewirken sie im Verlaufe der Zeit eine Veränderung in der Spannung der Tragfedern, also der dadurch bestimmten Achsenbelastungen, welche sowohl der Stabilität der Maschine, als der Dauer der Achsen und Schienen ausserordentlich nachtheilig ist.

Entweder liegen die Ursachen dieser schädlichen Störungen *ausserhalb der Locomotive* in der Beschaffenheit des Gleises, oder sie sind *in der Construction der Locomotive selbst* begründet; kehren in dem letzteren Falle die Abweichungen von der einfach fortschreitenden Bewegung mit der Umdrehung der Triebachse periodisch wieder, so heissen dieselben *störende Bewegungen* im engern Sinne. Weil der Rahmen auf den Achsen durch elastische Federn getragen wird, ist eine relative Bewegung des Rahmens gegen die Achsen möglich, und deshalb können sich die störenden Bewegungen entweder auf die gesammte Locomotivmasse beziehen oder auf die in den Federn hängenden Theile, welche wir unter dem Namen »Rahmenbau« zusammenfassen wollen, beschränken. Sieht man von einer Entgleisung der Maschine ab, so sind für den Gesammtbau wegen der Unterstützung der Räder durch die Schienen nur zwei störende Bewegungen parallel der Bahnebene möglich. Die eine Bewegung besteht in einem abwechselnden Vor- und Rückwärtsgange des Rahmens und der Achsen während der entgegengesetzten Bewegung der

mit den Kolben verbundenen Massen relativ gegen den Schwerpunkt der Gesammtmasse, welcher sich nach § 11 im Beharrungszustande fast ganz gleichförmig bewegt, und heisst das Zucken oder Rucken der Maschine. Die andere Bewegung ist eine durch den Spielraum zwischen den Spurkränzen und Schienen gestattete Schwingung um eine verticale Schwerpunktsachse und tritt während der Fahrt als das Schlängeln oder Schlingern hervor. Die Bewegungen des Rahmenbaues allein werden in ihrer Gesammtheit als das »Gaukeln« bezeichnet und zerfallen in 1) ein gleichmässiges Heben und Senken des Baues, das Wogen, 2) eine Schwingung um eine horizontale und zur Bahnlinie parallele Schwerpunktsachse, das Wanken, und 3) eine Schwingung um eine horizontale und zur Bahnlinie normale Schwerpunktsachse, das Nicken oder Stampfen oder Galopiren.

§ 15. Einfluss der Construction der Locomotiven auf die Störungen. — Da eine vollständige Beseitigung der Ursachen der im vorigen Paragraphen aufgezählten Störungen unmöglich ist, indem eingetretene Unregelmässigkeiten in der Lage des Gleises nur zeitweise verbessert und manche aus der Arbeit der Locomotive entspringenden Störungen gar nicht vermieden werden können, so muss man die Locomotive so bauen, dass die Störungen für den Gang und die Dauer derselben möglichst wenig Nachtheil anrichten.

In dieser Hinsicht empfiehlt sich zunächst ein grosser Radstand, damit sowohl die von den Schienenköpfen an den Spurkränzen (bei der Leitung der Maschine in der Bahn oder durch die im vorigen Paragraphen genannten Störungen) hervorgerufenen horizontalen Ablenkungskräfte, als auch die Veränderungen in den Verticalpressungen der Räder, welche durch Unebenheiten des Oberbaues oder innere Ursachen entstehen, klein ausfallen in Folge ihres langen Hebelarmes. Mit der Ausdehnung des Radstandes ist zugleich ein weiterer Vortheil verbunden, nämlich der dadurch gewonnene grössere Abstand der Stützpunkte des in Federn hängenden Baues von einander, oder mit andern Worten, eine Vergrösserung der Federbasis des Rahmens. Je weiter diese Stützen von dem Schwerpunkte abstehen, desto geringerer Aenderungen in den Spannungen und Durchbiegungen der Federn bedarf es, um das »Nicken« zu begrenzen. Sehr nachtheilig sind in dieser Hinsicht diejenigen Massen, welche über die Stützen hinausragen, besonders, wenn eine grosse Fahrgeschwindigkeit die Schwingungen des Baues befördert. Daher empfiehlt es sich, bei raschlaufenden Personenzugmaschinen die Feuerbüchse nicht freitragend anzuordnen, sondern eine Achse hinter oder unter dieselbe zu stellen, während bei den Güterzugmaschinen das Freitragen der Feuerbüchse keinem Bedenken unterliegt. Aus demselben Grunde ist wegen der vorderen Massen die Anwendung der Innencylinder bei Innenrahmen und die der Aussencylinder bei Aussenrahmen vortheilhaft, weil bei ihnen die Lage der Cylinder gegen die Räder eine weit nach vorn gestellte Vorderachse zulässt.

Der beliebigen Ausdehnung des Radstandes setzt sich bei festen Achsen entgegen die in den Curven eintretende Abweichung der Achsen von dem Radius der Curve, wodurch ein Reiben der Spurkränze an den Schienen und die Gefahr des Aufsteigens der Räder auf dieselben eintritt, sowie bei mehr als zwei Achsen der Locomotive die Unmöglichkeit des Verbleibens der Spurkränze der dritten u. s. w. Achse zwischen den Schienen in einer Curve, wenn die Spurkränze der anderen Räder die Position der Locomotive bestimmt haben. Die »Technischen Vereinbarungen« setzen im § 104 als Maximum des Standes der festen Achsen fest 3^m bis 250^m Curvenradius R in freier Bahn, $3^m,4$ bis 300^m R, $3^m,8$ bis 350^m R, $4^m,2$ bis 400^m R, $4^m,6$ bis 450^m R, 5^m bis 500^m R, $5^m,4$ bis 550^m R, $5^m,8$ bis 600^m R, 6^m über 600^m R und em-

pfehlen im § 105 die Anwendung einer verschiebbaren Achse oder eines beweglichen Radgestelles für Curven unter 250^{m} R in freier Bahn, um einen zu kleinen Radstand zu umgehen. Für dreiachsige Maschinen kann ein grosser Radstand nachtheilig werden insofern, als bei einem starken Wechsel im Längenprofil der Bahn die Mittelachse ent- oder überlastet wird, wenn man es versäumt hat, die Gefälle allmählich in einander überzuführen.

Einen ebenso günstigen Einfluss, wie die Vergrösserung des Radstandes auf die Belastungsveränderungen ausübte, würde eine Vergrösserung der Spurweite für die Aenderungen der Belastungen beider Räder derselben Achse durch den Auftritt einer parallel zur Achse gegen einen Spurkranz gerichteten Schienenkraft zur Folge haben. Allein die Spurweite ist festgesetzt, und es bleibt uns nur übrig, den Hebelarm solcher Schienenkräfte für eine Drehung der Locomotive um eine horizontale und der Bahn parallele Schwerpunktsachse durch eine möglichst tiefe Lage des Schwerpunktes der Locomotive herabzuziehen. Da Innencylinder unter sonst gleichen Umständen mit Aussencylindern wegen der Kurbelachsen und Innenrahmen gegen Aussenrahmen, bei oberhalb der Rahmen liegenden Achsfedern, eine etwas höhere Lage des Kessels und folglich des Schwerpunkts bedingen, so befinden sich die Innen-Cylinder und Rahmen im Nachtheile gegen die anderen, allein der Unterschied ist von keiner grossen Bedeutung. Soll der Schwerpunkt tief liegen, so muss man kleine Räder unter den Kessel stellen, die aber als Triebräder für grosse Geschwindigkeiten, bei welchen gerade die in Rede stehenden Kräfte stark auftreten, nicht angemessen sind. Aus dieser schwierigen Lage würde man durch die Annahme des Crampton'schen Systemes mit einer Triebachse hinter der Feuerbüchse befreiet werden. Allein, um hier die für die Adhäsion erforderliche, beinahe das halbe Maschinengewicht ausmachende Belastung der Triebachse ohne ein todtes Belastungsgewicht über derselben zu erhalten, muss der Abstand der resultirenden Laufachsenbelastung vom Schwerpunkte der grossen Entfernung der Triebachse vom Schwerpunkte nahe kommen. Dadurch wird der Radstand so bedeutend, dass die Maschinen sich nicht mit gehöriger Leichtigkeit in den Curven ohne die Anwendung eines beweglichen Laufradgestelles bewegen; ausserdem ist die Triebachse als äusserste Achse den das Gleiten der Räder begünstigenden Belastungsveränderungen und der Abnutzung sehr unterworfen, und bedenkt man noch, dass die gesteigerten Anforderungen an Schnellzugmaschinen hinsichtlich ihrer Zugkraft beim Anfahren meistens auf zwei gekuppelte Triebachsen hinweisen, so ist es erklärlich, dass die Crampton'schen Maschinen trotz sonstiger Vorzüge verlassen sind. Man begnügt sich lieber mit etwas kleineren Triebrädern, deren Anbringung unter dem Kessel statthaft ist, und welche wegen ihrer Lage in der Nähe des Schwerpunktes eine gesicherte Belastung haben, auch in Folge ihres geringeren Gewichtes die Bandagen und Schienen nicht so rasch zerstören, wie die schweren Crampton'schen Triebräder.

Die Tragfedern der Achsen können entweder innerhalb der Räder an einem Innenrahmen oder ausserhalb derselben an einem Aussenrahmen befestigt werden. Die Schwingungen des Rahmenbaues um eine horizontale Längsachse erhalten natürlich eine um so bessere Begrenzung ohne zu starke Aenderungen in der Federspannung und Durchbiegung, je länger man den Hebelarm der Federkraft herstellt, was bei Aussenrahmen erreicht wird. Obgleich dieselben noch den Vortheil leichter Anbringung der Federn, zugänglicher Achsbüchsen, einer tieferen Lage oder eines grösseren Durchmessers des Kessels und kleiner Durchmesser für die Laufzapfen gewähren, sind doch die Innenrahmen namentlich für Aussencylinder beliebter und für

Güterzugmaschinen, welche hinsichtlich des Wankens keine grosse Sorgfalt erfordern, mit vollkommenem Rechte, weil sie grössere Einfachheit in der Befestigung des Kessels, der Anbringung von Kurbel- und Kuppelzapfen und eine geringere Entfernung der Cylinderachsen gestatten. Bei Innencylindern ist wegen der Aufnahme des Triebdruckes die Anbringung von Lagern in der Nähe der Kurbeln, also innerhalb der Räder wünschenswerth, weshalb man auch hier wohl Innenrahmen allein oder besser Doppelrahmen anwendet, um die äusseren leitenden Achsen in den Aussenrahmen lagern zu können; eine doppelte Lagerung der Triebachse gewährt eine sichere Haltung der Räder im Falle eines Kurbelbruches.

Im Vorstehenden wurden die Mittel aufgeführt, welche die Schwankungen in den Räderbelastungen gering machen; die Schwankungen werden aber bei einer gleichen absoluten Grösse desto unschädlicher, je grösser die normalen Belastungen sind. Um ein Rad sicher in der Bahn zu halten, ist es zweckmässig, den niederhaltenden Druck gross und den Durchmesser des Rades klein zu nehmen, weil dann die Ueberwindung des Spurkranzes als Hinderniss beim beabsichtigten Aufsteigen Schwierigkeit findet. Für die sichere Bewegung einer Locomotive in der Bahn ist es daher wichtig, die leitenden Räder gehörig belastet und klein zu haben. Ueber die Belastung dieser Achsen bestimmt § 107 der Techn. Vereinbarungen, dass bei dreiachsigen Maschinen die Belastung der leitenden Vorderachse mindestens $^1/_4$ des ganzen Maschinengewichts und die einer hintern Laufachse, welche beim Rückwärtsfahren die Leitung übernimmt, nicht unter $^1/_5$ desselben betragen soll. Wegen des kleinen Raddurchmessers ist es für grössere Fahrgeschwindigkeiten empfehlenswerth, die Vorderachse als Laufachse herzustellen, und nur bei der geringeren Fahrgeschwindigkeit der gemischten oder Güterzüge wird man die Vorderachse statt der Hinterachse kuppeln dürfen, um ihre grössere Belastung für die Adhäsion nutzbar zu machen, weil dann der Triebraddurchmesser unter $1^m,75$ bleibt.

Da durch die in Folge eines Stosses eintretende Erhebung des Mittelrades dasjenige Rad vollständig entlastet werden kann, welches nicht auf der Seite des Schwerpunktes, von der Mittelachse aus gerechnet, liegt, so ist es bei dem Vorherrschen des Vorwärtsfahrens zweckmässig, den Schwerpunkt etwas vor der Mittelachse zu haben, um die besonders gefährliche Entlastung der Vorderräder zu verhüten.

Das ununterbrochene Spielen der Federn während der Fahrt bringt bei einer Unabhängigkeit der Federn von einander leicht eine Aenderung ihrer Anspannung hervor, durch welche sich die Vertheilung der Belastung auf die einzelnen Räder und Achsen von ihren richtigen Werthen weit entfernen kann zum grössten Nachtheil der Stabilität und Dauer der Maschine. Es darf daher ein häufiges Prüfen der Radbelastungen nicht versäumt werden. Die Verbindung von zwei benachbarten Federn durch einen Balancier sichert ein constantes Verhältniss der beiden Belastungen und verhindert also eine Ueberlastung. Da die Resultirende dieser Belastungen stets durch den Drehpunkt des Balanciers gehen muss, so wird man bei einer Herstellung von drei solchen Angriffspunkten am ganzen Rahmenbau eine selbst bei geringen Abweichungen in der Höhenlage der drei Stützen unveränderliche Vertheilung des Gewichts des Rahmenbaues auf jene drei Punkte und folglich auf die Räder erzielen. Unebenheiten der Bahn werden also für diese Vertheilung unschädlich gemacht. Leider hat die Anwendung des Balanciers Nachtheile im Gefolge, nämlich die Uebertragung der Schwingungen einer Feder auf die andere und die Verkürzung der Federbasis, den unverbundenen Federn gegenüber, wodurch das Nicken verstärkt wird, wenn man nicht zu starreren Federn greifen will, was sich wegen der geringeren Abschwächung

der Stösse für den Rahmenbau kaum empfiehlt. Englische Ingenieure sind deshalb gegen die Anwendung des Balanciers, aber wohl mit Unrecht. Man muss sich nur hüten, sämmtliche Federn auf einer Seite der Maschine durch Balanciers zu verbinden wegen des auf p. 180 Gesagten, und weil, um dem Nicken entgegenzutreten, vor und hinter dem Schwerpunkte entgegengesetzt gerichtete Aenderungen in den Federkräften eintreten müssen, was zwei selbstständige Federsysteme erfordert.

Der Einfluss der Lage der Cylinder wird in den folgenden beiden Paragraphen mit besprochen.

§ 16. Einfluss der Zugkraft auf die störenden Bewegungen. — Die in dem Rahmen der Locomotive wachgerufene Zugkraft (§ 11) hat den eigenen Widerstand des Locomotivwagens und den an dem Zughaken oder der Tenderkupplung wirkenden Widerstand des angehängten Zuges incl. des Tenders zu überwinden. Liegen die Achslagermittel nicht in derselben Höhe mit dem Zughaken, etwa 1^m, so entsteht ein Kräftepaar, welches durch seinen Hinzutritt zu den Momenten der Verticalkräfte die Lastvertheilung der Achsen ändert, indem es den Locomotivrahmen um eine Querachse so lange dreht, bis aus der Veränderung der Federspannung ein dem Zugkraftpaare gleiches Kräftepaar gebildet ist. Bei Triebrädern über 1^m Halbmesser wird hierdurch die Vorderachse belastet und die Hinterachse entlastet, während bei Rädern unter 1^m das Umgekehrte eintritt. Im An- und Endlauf kommen Geschwindigkeitsänderungen der Locomotivmasse vor, ebenso im Beharrungszustande durch die Ausgleichung der bewegenden und widerstehenden Arbeit. Es bewirkt dann bei einer vom Radhalbmesser verschiedenen Höhe des Schwerpunkts über den Schienen die Trägheit der Locomotivmasse ebenfalls eine mit Veränderung der Achsenbelastung verbundene Drehung um eine horizontale Querachse und zwar im Beharrungszustande ein fortwährendes Schwingen um die Gleichgewichtslage für eine constante Zugkraft. Da der Schwerpunkt der Locomotive stets höher als der Zughaken liegt, so sind diese Bewegungen nicht zu vermeiden, aber sie haben keine grosse Bedeutung.

Der auf den Federn liegende Bau wird ferner in Bewegung gesetzt durch den beim Vorwärtsfahren stets aufwärts, beim Rückwärtsfahren stets abwärts gerichteten veränderlichen Druck der beiden Kreuzköpfe gegen ihre Gleitbahnen, und zwar entstehen dadurch die drei Bewegungen des Gaukelns. Will man diese Bewegungen sämmtlich reduciren, was namentlich bei Schnellzügen wünschenswerth ist, so hat man den Druck $P \operatorname{tg} \beta$ in § 11 klein zu machen durch möglichst lange Schubstange und kurzen Hub. Das Wanken und das Nicken treten ausserdem um so weniger auf, je kürzer die Hebelarme des Gleitbahnendrucks in Bezug auf die Schwerpunktsachsen gehalten sind. Das wegen der Veränderung der Belastungen der äusseren Achsen besonders schädliche Nicken fällt am kleinsten aus, wenn die mittlere Lage des Kreuzkopfs gerade in der Verticalebene durch den Schwerpunkt des Rahmenbaues liegt. Die Erfüllung dieser Bedingung macht die Lagerung der Cylinder an der Langseite des Kessels nöthig, wie sie von Crampton und Stephenson ausgeführt worden ist. Dabei wird aber leicht der Vorderachse das für ihre Belastung nöthige Gewicht entzogen, wenn man nicht zu dem schädlichen Mittel einer weit überhängenden Rauchkammer greifen will. Das Wanken wird desto schwächer ausfallen, je näher die Gleitbahnen oder Cylinder der Längsachse der Maschine liegen; daher sind hier die Innencylinder am vorzüglichsten und in Bezug auf die Begrenzung der Schwingungen durch die Federn Aussenrahmen geeigneter als Innenrahmen.

Bei einer geneigten Lage der Dampfcylinder bewirkt der Dampfdruck

gegen die Cylinderdeckel ein mit der Neigung wachsendes Gaukeln, weshalb Letztere nach Möglichkeit zu beschränken ist.

Der Widerstand des angehängten Zuges greift an dem Zughaken an und mit dem Eigenwiderstande der Maschine in der Längsachse, während der Angriffspunkt der resultirenden Zugkraft sich zwischen beiden Dampfcylindern hin- und herschiebt in der Periode einer Radumdrehung, weil wegen der Elasticität der Räder und der Welle keine völlig gleiche Vertheilung des Drehmomentes der einseitigen Zugkraft nach beiden Seiten möglich ist. Es entsteht daher für den Fall der Abweichung der resultirenden Zugkraft aus der Achse der Locomotive ein Kräftepaar, welches die gesammte Masse der Maschine um ihren Schwerpunkt dreht und sonach ein Schlängeln der Maschine zwischen den Schienen bewirkt. Auch hier sind Innencylinder den Aussencylindern gegenüber im Vortheil; bei Letzteren wird im Falle eines Spielraums der Triebachsen in ihren Lagern oder dieser in den Achshaltern das Schlängeln wesentlich verstärkt durch das eintretende Schiefstellen der Triebachse. Den Drehungswinkel des Schlängelns schliessen die Reibung der Räder auf den Schienen, die Conicität und Spurkränze der Radreifen in um so engere Grenzen ein, je grösser der Radstand gehalten ist.

Durch Gegengewichte lässt sich gegen diese Wirkungen der Triebkraft nichts ausrichten; um das Uebel zu beseitigen, muss die in den Schienen geweckte Zugkraft stets gleich gross auf beiden Seiten ausfallen, wie es Stephenson mit seiner dreicylindrigen Maschine erreichte.

§ 17. Einfluss der relativen Bewegung der Massen auf die Störungen und seine Beseitigung durch Gegengewichte. — Die im vorigen Paragraph angeführten Störungen würden bleiben, wenn auch die Massen der kraftübertragenden Theile beseitigt werden könnten; die Anwesenheit dieser Massen schafft eine neue Ursache der Störungen, die sich beim Gange der Maschine mit abgeschlossenem Regulator erhält. Wir haben schon in § 10 gesehen, dass die Beschleunigung der hin- und hergehenden Massen des Kolbens etc. den Druck auf den Kurbelzapfen und folglich auf das Lager vermindert, wodurch der Dampfdruck auf den Cylinderdeckel in entgegengesetzter Richtung um den gleichen Betrag zur Bewegung des Rahmens frei wird. Bei dem Laufe der Locomotive ohne Dampf muss die Beschleunigungskraft vom Kurbelzapfen ausgeübt werden, und dann erfährt der Rahmen auch denselben Druck in entgegengesetzter Richtung durch die Welle.

Eine gleiche Wirkung üben excentrische Massen der Räder in Folge ihrer Centrifugalkraft aus. Denken wir uns z. B. das Gewicht Ω Fig. 7 p. 163 in dem Kurbelzapfen A angebracht, so wirkt die Centrifugalkraft $\frac{\Omega}{g} \cdot \frac{c^2}{r}$ radial auswärts, und ihre hier zunächst in Betracht kommende Componente parallel der Kolbenstange beträgt $\frac{\Omega}{g} \cdot \frac{c^2}{r} \cos \alpha$; sie vermindert also wie der Beschleunigungsdruck den Druck auf den Achshalter und verstärkt den zur Wirkung kommenden Theil des Dampfdrucks auf den Cylinderdeckel.

Zwei Massen von den Gewichten Ω und Ω_1 in den Entfernungen r und r_1 von der Drehachse auf demselben Radius werden sonach gleiche Wirkung äussern, wenn sich ihre Centrifugalkräfte gleichen, also bei der Winkelgeschwindigkeit der Drehung ω

$$\frac{\Omega}{g} \omega^2 r = \frac{\Omega_1}{g} \omega^2 r_1$$

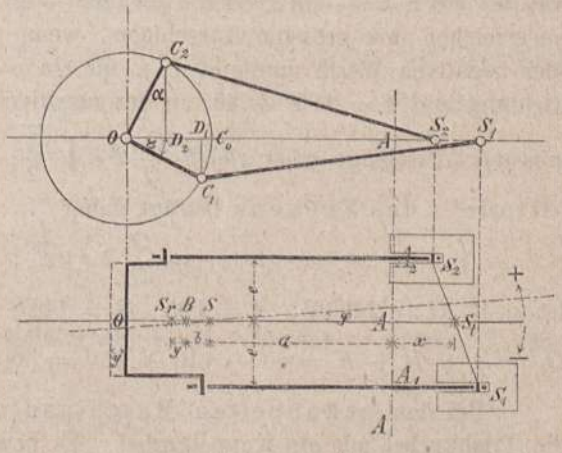
oder

$$\Omega \cdot r = \Omega_1 \cdot r_1 \quad \ldots \quad 1)$$

ist, d. h. wenn ihre statischen Momente in Bezug auf die Drehachse gleich gross sind, wie es das statische Gleichgewicht fordert. Das Gewicht des Kurbelarms $\mathfrak{A}$ kann man sich also in seinem um r von der Achse entfernten Schwerpunkte vereinigt denken oder auch auf den Kurbelzapfen reduciren, wo es $A = \mathfrak{A} \cdot \frac{r}{r}$ zu rechnen ist.

Für jeden Winkel α der Kurbeldrehung kann man sonach die in horizontaler Richtung wirksamen Kräfte aufstellen, und daraus lässt sich die durch dieselben hervorgerufene Bewegung des Rahmens selbst finden. Die Kräfte werden den Rahmen sowohl gegen den Schwerpunkt der Gesammtmasse vor- und zurückschieben, ein Zucken oder Rucken veranlassen, als auch eine Schwingung des Rahmens um den Schwerpunkt, ein Schlängeln oder Schlingern bewirken, weil ihre Drehmomente sich im Allgemeinen nicht im Gleichgewichte befinden. Erleichtert wird die Betrachtung, wenn wir von der Einwirkung der Zugkraft, die uns ja aus dem vorigen Paragraphen bekannt ist, hier ganz absehen, die Locomotive nach Feststellung der Achslager frei in einer horizontalen Ebene beweglich an Ketten aufhängen, und dann durch die Wirkung des Dampfes eine Bewegung der Massen eintreten lassen. In diesem Falle haben wir ausser den Gewichten und Kettenspannungen, welche einander aufheben, nur innere Kräfte, und der Schwerpunkt der Gesammtmasse kann daher seinen Ort nicht ändern. Eine stattfindende Bewegung einzelner Theile muss eine solche Bewegung der übrigen Theile veranlassen, dass der Gesammtschwerpunkt in Ruhe bleibt. Sehen wir von dem geringen Einflusse der Bewegung der Schieber und deren Stangen ab, so bleibt nur die Bewegung der mit den Triebrädern verbundenen Massen von Einfluss für die Bewegung des Rahmens. Diese Massen sind auf beiden Seiten der Maschine in gleicher Grösse vorhanden; ihr gemeinschaftlicher Schwerpunkt fällt daher stets in die den Gesammtschwerpunkt enthaltende Verticalebene durch die Längsachse der Maschine, und deshalb muss auch der Rahmenschwerpunkt immer in dieser Ebene liegen.

Fig. 13.



Befindet sich der unbewegliche Gesammtschwerpunkt in S (Fig. 13), die mittlere Lage des Schwerpunkts der vorderen Triebmassen vom Gewichte Q_t in A_1, des Schwerpunkts der hinteren Triebmassen vom Gewichte Q_t in A_2 und folglich des Schwerpunkts der ganzen Triebmassen in A um a von S entfernt, so muss der Schwerpunkt B der mit dem Rahmen verbundenen Theile vom Gewichte Q_r um eine Strecke b von S auf der a entgegengesetzten Seite abstehen, für welche

$$Q_r \cdot b = 2\, Q_t \cdot a \quad \ldots \quad 2)$$

ist. Weicht nun der Triebmassenschwerpunkt z. B. nach rechts bis S_t um x weiter aus, so ist der Rahmenschwerpunkt zu einer Bewegung nach links um y bis S_r gezwungen, welche der Bedingung entspricht

$$Q_r\,(b + y) = 2\, Q_t\,(a + x),$$

woraus nach Abzug der Gleichung 2) folgt

$$Q_r \cdot y = 2\, Q_l \cdot x \quad \ldots \quad 3).$$

Geht dagegen S_l nach links, so weicht S_r nach rechts aus unter Erfüllung der Gleichung 3). Das Gewicht der Triebmasse Q_l und der Ausschlag x für einen beliebigen vom todten Punkte C_0 ab gerechneten Drehungswinkel α der vorderen Kurbel bestimmen sich bei den verschiedenen Maschinensystemen leicht. Nehmen wir zunächst eine Maschine mit freien Triebrädern, so besteht Q_l aus dem Gewichte A des Kurbelzapfens und des auf ihn reducirten Kurbelarms, dem Gewichte B der Schub- oder Bleuelstange und dem Gewichte K des Kolbens mit seiner Stange und dem Kreuzkopfe. Da alle diese Theile sich in horizontaler Richtung übereinstimmend bewegen, so ergiebt sich auch für den Schwerpunkt derselben die gleiche Bewegung. Wäre die Triebachse unabhängig vom Rahmen gelagert, so würde $A\,S_1 = O\,D_1 = r\cos\alpha$, $A\,S_2 = O\,D_2 = r\sin\alpha$ und $A\,S_l = x = \frac{r}{2}(\cos\alpha + \sin\alpha)$ sein; da dieselbe indessen an der entgegengesetzten Bewegung des Rahmens um y theilnehmen muss, so folgt der wirkliche Ausschlag x des Triebachsenschwerpunktes aus seiner mittleren Lage zu $\frac{r}{2}(\cos\alpha + \sin\alpha) - y$ und nach 3) ist dann

$$Q_r \cdot y = 2\, Q_l \left[\frac{r}{2}(\cos\alpha + \sin\alpha) - y\right],$$

woraus sich ergiebt wegen $Q_r + 2\,Q_l = Q =$ dem Gewichte der ganzen Locomotive

$$y = \frac{Q_l}{Q}\, r\,(\cos\alpha + \sin\alpha) \quad \ldots \quad 4).$$

Die Schwerpunkte S_l und S_r befinden sich in ihrer mittleren Lage, wenn $y = o$ ist, was bei $\cos\alpha = -\sin\alpha$ oder $\alpha = 180^\circ - 45^\circ$ und $\alpha = 360^\circ - 45^\circ$ stattfindet, und sie erreichen ihre grössten Ausschläge, wenn $(\cos\alpha + \sin\alpha)$ den grössten positiven oder negativen Werth annimmt d. i. für $\sin\alpha = \cos\alpha$ oder $\alpha = 45^\circ$ in der positiven Richtung und $\alpha = 180^\circ + 45^\circ$ in der negativen Richtung. Der absolute Werth dieser grössten Ausschläge y ist gleich $\frac{Q_l}{Q}\, 2\, r \sqrt{\frac{1}{2}}$, und die Gesammtbewegung (Amplitude) $\mathfrak{f}$ des Zuckens beträgt daher

$$\mathfrak{f} = \frac{Q_l}{Q}\, 2\, r \sqrt{2} \quad \ldots \quad 5).$$

Ist z. B. $Q = 24000^k$, $A = 60^k$, $B = 140^k$, $K = 160^k$, $r = 0^m,3$, so folgt, wegen $Q_l = A + B + K = 60 + 140 + 160 = 360$, $\mathfrak{f} = \frac{360}{24000} \cdot 2 \cdot 0,3 \cdot 1,414 = 0^m,0127$.

Bei den gekuppelten Maschinen mit Aussencylindern benutzt man die Triebkurbel mit als Kuppelkurbel. Es bewegen sich daher die Kuppelmassen in vollständiger Uebereinstimmung mit den Triebmassen, so dass man nur in 5) statt Q_l den Werth $Q_l + Q_k$ zu setzen hat, um das Zucken $\mathfrak{f}$ dieser Maschinen berechnen zu können aus

$$\mathfrak{f} = \frac{Q_l + Q_k}{Q}\, r \sqrt{2} \quad \ldots \quad 6)$$

wobei Q_l die frühere Bedeutung beibehält und Q_k die Summe der Gewichte der auf den Warzenkreis reducirten Kuppelkurbeln und der Kuppelstangen bezeichnet.

Dagegen stellt man die Kuppelkurbeln der Innencylinder-Maschinen den Triebkurbeln entgegengesetzt. Denkt man sich nun die Triebmassen zunächst allein auf die Verschiebung des Rahmenschwerpunktes wirkend, so erhält man dieselbe zu

$\frac{Q_l}{Q} r (\cos \alpha + \sin \alpha)$; durch die nachträgliche Thätigkeit der sich entgegengesetzt bewegenden Kuppelmassen verschiebt sich der Schwerpunkt des Rahmens in entgegengesetzter Richtung um $\frac{Q_k}{Q} r (\cos \alpha + \sin \alpha)$, und es bleibt der Weg $y = \frac{Q_l - Q_k}{Q} r \times (\cos \alpha + \sin \alpha)$, woraus sich wieder die Amplitüde

$$f = \frac{Q_l - Q_k}{Q} 2 r \sqrt{2} \quad \ldots \quad 7)$$

findet. Diese Maschinen zucken daher am wenigsten, die gekuppelten Aussencylinder-Maschinen am meisten, und bei allen Systemen wird das Zucken um so geringer, je schwerer die Maschinen und je leichter die bewegten Massen sind. Ist die Locomotive mit dem Zuge verbunden, so kann das Zucken nicht in der berechneten Grösse entstehen wegen des Einflusses der Spannung der Zugapparate. Wären die Verbindungen der Wagen starr, so müsste die ganze Zugmasse an der Bewegung des Rahmens theilnehmen, und es würde das Zucken auf den Werth herabsinken, welchen man aus den obigen Gleichungen durch Hinzufügen des Zuggewichts zu Q findet. In Folge der Elasticität der Kupplungen liegt das wirkliche Zucken zwischen diesem und dem obigen Werthe; dasselbe bleibt aber wegen des hervorgerufenen fortwährenden Arbeitens der Elasticitätskräfte der Zugvorrichtungen für die Dauer dieser Theile höchst nachtheilig.

Wir haben uns vorhin die Locomotive aufgehangen gedacht. Geschieht dies derart, dass die Maschine sich auch in verticaler Richtung frei bewegen kann, etwa mit Hülfe sehr elastischer Federn in den Ketten, so muss sich wegen der stattfindenden Verticalbewegung der Schwerpunkte der Schubstange, Kurbel und Kuppelstange auch eine verticale Bewegung des Rahmens zeigen, die sich in gleicher Weise wie die Horizontalbewegung bestimmt. Da der Weg des um λ vom Kreuzkopfe abstehenden Schwerpunktes der Schubstange von der Länge ϱ nur $\frac{\lambda}{\varrho}$ des verticalen Kurbelzapfen-Weges beträgt, so ist auch von dem Gewichte B der Schubstange nur $\frac{\lambda}{\varrho} B$ im Kurbelzapfen zu rechnen, und man erhält die Amplitude der Verticalschwingung

$$f_v = \frac{A + \frac{\lambda}{\varrho} B \pm Q_k}{Q} 2 r \sqrt{2} \quad \ldots \quad 8),$$

worin $+$ gilt, wenn die Kuppel- und Triebkurbeln gleich, dagegen $-$, wenn sie entgegengesetzt gerichtet sind.

Die Daten des obigen Beispieles geben mit $\frac{\lambda}{\varrho} = 0{,}6$

$$f_v = \frac{60 + 0{,}6 \,.\, 140}{24000} \,.\, 0{,}3 \sqrt{2} = 2 \,.\, 0^{m},005.$$

Bewegen sich die Triebmassen bei einem geneigten Cylinder auch in verticaler Richtung, so wird dadurch natürlich die Verticalschwingung des Rahmens verstärkt. Bei einer auf der Bahn stehenden Locomotive kann sich die betrachtete Bewegung zeigen am Rahmenbaue, jedenfalls aber bewirkt sie schädliche Schwankungen in den Schienendrücken der Räder.

Nachdem wir die Bewegung des Rahmenschwerpunktes in der Mittelebene der Locomotive bestimmt haben, müssen wir noch untersuchen, ob diese Ebene selbst eine Bewegung, die natürlich nur eine Drehung um den Schwerpunkt sein kann, erhält.

Die Beschleunigungskräfte des § 10 üben ihre Wirkung durch die Beschleunigung der Trieb- und Kuppel-Massen aus, während die entgegengesetzt auftretenden Rahmenbeschleunigungskräfte von gleicher Grösse den Locomotivrahmen fortschieben und zugleich um den Schwerpunkt drehen, da ihre Resultirende im Allgemeinen nicht durch den Schwerpunkt geht. Die Fortschiebung ist bereits ermittelt; für die jetzt zu untersuchende Drehbewegung nehmen wir zunächst eine verticale Schwerpunktsachse an, bestimmen also das Schlingern oder Schlängeln und zwar zunächst wieder für eine durch Ketten aufgehangene Maschine.

Eine Drehung des Rahmens kann nicht stattfinden ohne Mitnahme der Trieb- und Kuppel-Massen; es wird daher die gesammte Locomotivmasse durch die Rahmenkräfte um den Gesammtschwerpunkt gedreht. Drücken wir durch $2e$ den Abstand der Cylinderachsen, durch $2e_1$ die Entfernung der Kuppelstangenachsen der beiden Seiten aus, setzen das Trägheitsmoment der Locomotive in Bezug auf die Drehachse $= T$ und behalten die vorigen Bezeichnungen bei, so findet sich die Winkelgeschwindigkeit $\mathfrak{w}$ des Schlängelns zu der Zeit t aus der Gleichung für die Winkelbeschleunigung $\frac{d\mathfrak{w}}{dt}$

$$\frac{d\mathfrak{w}}{dt} = \frac{Q_l e \pm Q_k \cdot e_1}{T \cdot g} \cdot \frac{c^2}{r} (\cos\alpha - \sin\alpha),$$

wenn $\frac{r\,d\alpha}{dt} = c$ oder $dt = \frac{r\,d\alpha}{c}$ eingeführt und integrirt wird, zu

$$\mathfrak{w} = \frac{Q_l e \pm Q_k e_1}{T g} \cdot c\,(\sin\alpha + \cos\alpha) \quad \ldots\ 9),$$

worin die Integrationsconstante Null sein muss, weil für $c = 0$ auch $\mathfrak{w} = 0$ ist. Das Zeichen + gilt für gleichgerichtete, das Zeichen − für entgegenstehende Trieb- und Kuppelkurbeln.

Setzen wir den zur Zeit t vorhandenen Ausschlagbogen aus der Längsachse $= \varphi$, so erhalten wir nach Einführung des Werthes $\mathfrak{w} = \frac{d\varphi}{dt}$ in 9) und folgender Integration

$$\varphi = \frac{Q_l e \pm Q_k e_1}{T g} r\,(\sin\alpha - \cos\alpha) + C \quad \ldots\ 10),$$

worin unter C die Integrationsconstante verstanden ist. Den grössten Ausschlag zu jeder Seite der Achse erhalten wir, wenn $\sin\alpha - \cos\alpha$ den grössten Werth erreicht, also für $\cos\alpha = -\sin\alpha$ d. i. für $\alpha = 135° = 180° - 45°$ und $\alpha = 315° = 360° - 45°$, nämlich

$$\varphi_{135°} = \frac{Q_l e \pm Q_k e_1}{T g} 2r\sqrt{\frac{1}{2}} + C$$
$$\varphi_{315°} = -\left(\frac{Q_l e \pm Q_k e_1}{T g} 2r\sqrt{\frac{1}{2}} - C\right) \quad \ldots\ 11),$$

wo $\varphi_{135°}$ nach links und $\varphi_{315°}$ nach rechts von der Achse zu nehmen ist, wenn man vom Schwerpunkte S aus nach vorn sieht. Der ganze Schwingungsbogen σ (die Amplitüde) des Schlängelns folgt durch Addition der absoluten Werthe $\varphi_{135°}$ und $\varphi_{315°}$ zu

$$\sigma = \frac{Q_l e \pm Q_k e_1}{T g} 2r\sqrt{2} \quad \ldots\ 12).$$

Die Constante $C = \varphi_{135°} - \frac{\sigma}{2}$ wird durch die Stellung der Kurbeln beim Beginn der Bewegung bestimmt und giebt den Abstand der Mittellinie der Schwingung von der Maschinenachse an. Die Sache gestaltet sich am günstigsten, wenn der Schwin-

gungsbogen σ sich auf beide Seiten der Achse gleich vertheilt, oder $C = 0$ ist, was (nach 10) den anfänglich bei $\varphi = 0$ vorhandenen Winkel $\alpha = 45^\circ$ oder $180^\circ + 45^\circ$ bedingt. Dagegen kommt der Schwingungsbogen ganz auf eine Seite der Achse zu liegen, wenn die Bewegung mit $\alpha = 180^\circ - 45^\circ$ oder $360^\circ - 45^\circ$ beginnt.

Das Schlängeln in Folge der relativen Bewegung der Massen ist nach 12) von der Kolben- und Fahrgeschwindigkeit unabhängig und fällt bei Innencylindern kleiner als bei Aussencylindern aus, die Kupplung der Räder vermindert es bei den Ersteren noch, während sie dasselbe bei den Letzteren verstärkt; das Schlängeln wird ferner um so kleiner, je leichter die bewegten Massen und je grösser das Trägheitsmoment der Locomotive ausfällt, d. h. je schwerer die Maschine ist und je weiter die Massen von dem Schwerpunkt derselben abstehen (Nutzen des grossen Radstandes, langer Kessel, vorn liegender Cylinder u. s. w.).

Für die numerische Berechnung ist die genaue Ermittelung des Trägheitsmomentes sehr umständlich; fassen wir die Locomotive als ein Parallelepiped mit den zur Drehachse normalen Kanten b und h auf, so wird der Werth $T = \frac{1}{12}\frac{Q}{g}(b^2 + h^2)$ wenigstens eine Annäherung gewähren. Die beim Zucken angeführten Daten mögen einer ungekuppelten Aussencylindermaschine angehören, für welche noch sei $e = 0^m,95$, $b = 2^m$, $h = 6^m$. Es folgt dann $T \cdot g = \frac{1}{12}\,24000\,(2^2 + 6^2) = 80000$ und nach 12) $\sigma = \frac{360 \cdot 0,95}{80000} \cdot 2 \cdot 0,3 \cdot 1,414 = 0^m,0036$, was an der Vorderachse in 2^m Entfernung von dem Schwerpunkt $2 \cdot 0^m,0036 = 0^m,0072$ ausmacht.

Bei der Maschine vor dem Zuge wird das Schlängeln noch beeinflusst durch die Zugkraft. Die Ursachen heben sich bei einigen Kurbelstellungen auf, während sie sich bei anderen vereinigen. Die Umstände, welche das Schlängeln zurückhalten, sind bereits im vorigen Paragraphen auf p. 186 angeführt worden.

Die Resultirende der Beschleunigungskräfte für die verticale Bewegung der Massen wird im Allgemeinen nicht durch den Schwerpunkt gehen, und es treten daher auch durch die Massen die Bewegungen des Wankens und Nickens ein. Die näheren Untersuchungen über diesen Gegenstand können hier ihrer Ausdehnung halber nicht angegeben werden. Es ist jedoch ohne Rechnung einzusehen, dass es zweckmässig sein wird, die Beschleunigungskräfte möglichst nahe den Schwerpunktsachsen zu haben, woraus den Innencylindern und der Cylinderlage, bei welcher die Kreuzkopflaufmitte unter dem Schwerpunkte der Locomotive liegt, wieder Vorzüge erwachsen.

Die berechneten störenden Bewegungen erscheinen bedeutend genug, um an ihrer Beseitigung oder Verminderung zu arbeiten.

Bei der Stephenson'schen Dreicylindermaschine wird das Schlängeln durch die Massenbewegung vermieden, dagegen das Zucken durch die grossen Kolbenmassen erhöht. Eine Beseitigung beider Störungen strebt die Viercylindermaschine von Haswell an, welche statt eines Cylinders an jeder Seite deren zwei mit entgegengesetzter Kolbenbewegung trägt. Allein diese Constructionen sind für den jetzigen Werth der Sache zu complicirt; ein einfaches und die heutigen Anforderungen noch befriedigendes Mittel bietet die Anwendung der Gegengewichte in den Triebrädern. Ihre Erfindung wird von Clark dem bekannten Stephenson zugeschrieben; die erste eingehende Untersuchung über die Wirkung derselben rührt von Nollau her.

Man wird auf die Gegengewichte geführt durch die Verminderung der Störungen in Folge der den Triebmassen entgegengesetzt bewegten Kuppelmassen. Wollte man

durch solche Gegengewichte nur das Zucken verhüten, so hätte man nach 3) und 7) das Product aus ihrem Gewichte in den horizontalen resp. verticalen Schwerpunktsweg dem Producte des Triebgewichts und seines entsprechenden Schwerpunktsweges bei derselben Kurbeldrehung gleich und die Bewegungen selbst entgegengesetzt herzustellen, um die horizontale resp. verticale Schwingung aufzuheben. Die Vertheilung der Gegengewichte auf die beiden Räder würde dabei gleichgültig sein. Nicht so, wenn man zugleich das Schlingern beseitigen will; dann müssen nach 12) auch die Momente in Bezug auf eine verticale Schwerpunktsachse gleich ausfallen und giebt es nur eine Gewichtsvertheilung, welche dieser Forderung genügt.

Um sowohl das Zucken als das Schlingern gänzlich zu beseitigen, kann man sich zunächst den betreffenden Trieb- und Kuppel-Massen Q_t und Q_k (siehe p. 187 u. 188) gegenüber Gegenmassen $\mathfrak{Q}_t$ und $\mathfrak{Q}_k$ von gleicher Grösse in demselben Abstande r von der Drehachse angebracht denken; die Wirkung dieser Massen und Gegenmassen muss sich vollständig aufheben. Jede solche Gegenmasse zerlege man in zwei Theile, welche in die Triebräder kommen nach dem Hebelgesetze, damit dieselben zusammen der Gegenmasse gleichkommen und an der Achse dasselbe Drehmoment wie die beseitigte Gegenmasse ausüben. Nun reducire man diese Gewichte auf die gewünschte Entfernung ρ ihres Schwerpunkts von der Drehachse und vereinige sie in jedem Rade zu einem resultirenden Gewichte.

Bezeichnet

$2e$ die Entfernung der Cylinderachsen und der Schwerpunkte der Gegentriebmassen $\mathfrak{Q}_t$ von einander,

$2e_1$ die Entfernung der Schwerpunkte der etwaigen Gegenkuppelmassen $\mathfrak{Q}_k$,

$2s$ den Abstand der Schienen- oder Rädermittel,

G_1 das Gewicht, welches bei der Zerlegung der Gegenmassen auf das der Kurbel nächstliegende Rad fällt,

G_2 das Gewicht, welches dabei das andere Rad erhält,

ρ den Schwerpunktsabstand der Gewichte G_1 und G_2 von der Achse und

r den Kurbelhalbmesser,

Fig. 14.

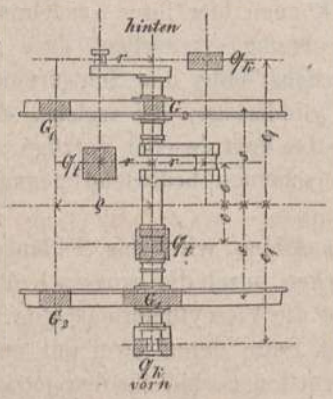
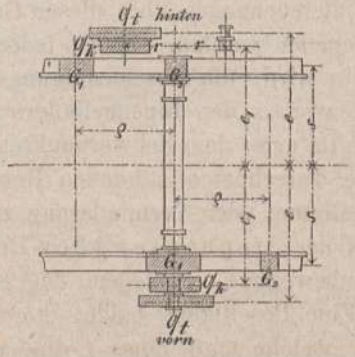


Fig. 15.



so ist nach dem Obigen für Innen- (Fig. 14) und Aussen- (Fig. 15) Cylinder

$$G_1 = \frac{r}{\rho}\left(\mathfrak{Q}_t \frac{s+e}{2s} \pm \mathfrak{Q}_k \frac{e_1+s}{2s}\right)$$

und

$$G_2 = \frac{r}{\rho}\left(\mathfrak{Q}_t \frac{s-e}{2s} \mp \mathfrak{Q}_k \frac{e_1-s}{2s}\right) \quad \ldots\ldots 13).$$

Die oberen Zeichen gelten für gleichgerichtete, die unteren für entgegengesetzt gerichtete Kuppel- und Triebkurbeln. Die Schwerpunkte von G_1 und G_2 liegen in der Ebene, welche durch die Drehachse um die Schwerpunkte von Ω_t und Ω_k gedacht werden kann; fällt G_2 negativ aus, so liegt es vom Mittelpunkte der Achse aus der zerlegten Masse entgegengesetzt.

Sollen nun die beiden Gewichte in eins von der Grösse G mit derselben Entfernung ρ zusammenfallen, so muss die Centrifugalkraft desselben, nach den Schwerpunktsradien von G_1 und G_2 zerlegt, Componenten liefern, welche den Centrifugalkräften der Gewichte G_1 und G_2 gleich sind. Setzen wir ψ den Winkel zwischen G und G_1, so folgt

$$\frac{G}{g}\,\omega^2\,\rho\,\cos\psi = \frac{G_1}{g}\,\omega^2\,\rho$$

$$\frac{G}{g}\,\omega^2\,\rho\,\sin\psi = \frac{G_2}{g}\,\omega^2\,\rho,$$

woraus sich findet durch Addition der Quadrate

$$G = \sqrt{G_1^2 + G_2^2} \quad \ldots\ 14)$$

und durch Division

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{G_2}{G_1} \quad \ldots\ 15).$$

Das Gegengewicht G fällt also in die Richtung der Diagonale eines Parallelogrammes, dessen Seiten G_1 und G_2 proportional sind. In Fig. 16 ist das Vorderrad und in Fig. 17 das Hinterrad mit den Gegengewichten gezeichnet, beide Räder von vorn ge-

Fig. 17.

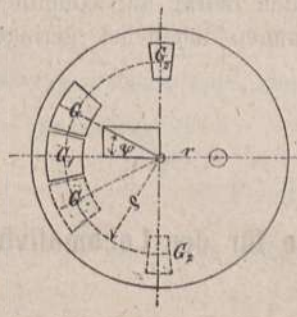
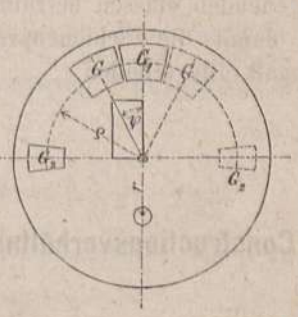


Fig. 16.



sehen. Das punktirte G_2 und das punktirte G entsprechen den Aussencylindermaschinen; bei denselben wird übrigens G_2 so klein, wenn e und e_1 nicht viel von s abweichen, dass man einfach das Gegengewicht $G = G_1 = \frac{r}{\rho}\,(\Omega_t + \Omega_k)$ nehmen und es der Triebkurbel genau entgegengesetzt stellen kann.

Aussencylinder bedingen grössere Gegengewichte als Innencylinder; am grössten fallen die Gewichte aus bei den gekuppelten Aussencylindermaschinen, während die gekuppelten Innencylindermaschinen mit entgegengesetzten Trieb- und Kuppelkurbeln die kleinsten erhalten.

Gegengewichte, welche die horizontalen Störungen gänzlich beseitigen sollen und daher die Grösse erhalten müssen, welche aus $\Omega_t = A + B + K$ und $\Omega_k = Q_k$ folgt, fallen namentlich für Aussencylinder wegen der Uebereinstimmungen der Kurbel-

richtungen von Q_l und Q_k sehr gross aus. Der Ueberschuss von $\mathfrak{Q}_l$ über $A + \frac{\lambda}{\mathfrak{v}} B$, welches mit $\pm \mathfrak{Q}_k$ verbunden, nach 8) die Verticalbewegung $\int_v$ aufheben würde, führt zu neuen Verticalstörungen, welche die Pressung zwischen Rad und Schiene so veränderlich machen, dass eine rasche und sehr nachtheilige ungleichmässige Abnutzung der Bandagen und die Gefahr des Aufspringens eines Rades von der Schiene hervorgerufen wird. Da nun derartige Schwankungen um so mehr gemieden werden müssen, je grösser die Fahrgeschwindigkeit sein soll, so ist es empfehlenswerth, die Gegengewichte für Personenzugmaschinen entweder lediglich auf die Beseitigung der Verticalstörung einzurichten, also $\mathfrak{Q}_l = A + \frac{\lambda}{\mathfrak{v}} B$ und $\mathfrak{Q}_k = Q_k$ zu nehmen, oder je nach der grösseren oder kleineren Fahrgeschwindigkeit $^1/_4$ bis $^1/_3$ der hin- und hergehenden Massen mit auszugleichen. Das dann bleibende Zucken ist bei der geringen Anspannung des Zughakens ohne Nachtheil. Bei den Güterzugmaschinen werden dagegen die Zugapparate sehr stark in Anspruch genommen, und empfiehlt es sich daher, hier das Zucken mehr zu beseitigen. Die vollständige Aufhebung desselben führt aber zu sehr grossen Gegengewichten, deren Anbringung in den kleinen Triebrädern schwierig ist, und man geht deshalb auch hier meistens zur Ausgleichung der rotirenden Theile und etwa der Hälfte der hin- und hergehenden Theile hinunter, obgleich wegen der geringeren Geschwindigkeit die Centrifugalkraft nicht so störend auftritt, wie bei den Personenzugmaschinen. Räder von circa 1^m Durchmesser gestatten kaum die Ausgleichung der rotirenden Theile.

Die Vertheilung von G auf die gekuppelten Räder kann zweckmässig in der Weise geschehen, dass man jedem Rade zunächst denjenigen Betrag von G giebt, welcher die Wirkung der mit demselben sich drehenden Massen aufhebt, und den von den hin- und hergehenden Massen herrührenden Betrag auf sämmtliche Räder gleichmässig vertheilt, damit die Schienenpressungen möglichst geringe Veränderungen durch die Centrifugalkräfte erleiden.

E. Constructionsverhältnisse für den Locomotivbau.

§ 18. Bestimmung des Effectes für die Berechnung der Locomotive. — Bei der Berechnung einer Locomotive wird zweckmässig eine zwischen der durchschnittlichen und der höchsten liegende Leistung zu Grunde gelegt. Weil der schädliche Einfluss einer Effectsteigerung auf den Brennmaterialverbrauch verhältnissmässig grösser ist, als der Vortheil bei einer Effectverminderung, so erhält man dann als durchschnittlichen Brennmaterialverbrauch den der Rechnung.

Gegeben ist das Gewicht des Zuges, welcher auf einer bestimmten Bahnstrecke mit der festgesetzten Geschwindigkeit unter normalen Witterungsverhältnissen befördert werden soll. Es muss zunächst der Widerstand des Zuges unter den gegebenen Verhältnissen ermittelt werden. Bezeichnet

T das Gewicht des Zuges incl. Tender und excl. Maschine in Tonnen à 1000 Kilogramm,

z den Zugwiderstand in Kilogrammen pro Tonne des Zuggewichts,

V die Fahrgeschwindigkeit in Metern pro Secunde,

$\mathfrak{V}$ die bei derselben zurückgelegte Wegstrecke in Kilometern pro Stunde,

so ist zunächst nach 14) des § 11

$$V = 0{,}278\ \mathfrak{V} \text{ oder } \mathfrak{V} = 3{,}6\ .\ V \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 1)$$

und ferner die an dem Zughaken oder der Tenderkupplung der Locomotive wirksame Nutzzugkraft Z_n

$$Z_n = z\ T \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 2).$$

Zur Bestimmung der Dimensionen der Locomotiven müssen wir aber auch den Widerstand kennen, welchen ihre eigene Bewegung verursacht. Dieser wird durch das Gewicht der Maschine bestimmt, welches entweder vorläufig nach ähnlichen Maschinen angenommen oder mit Hülfe von 17) § 11 auf folgendem Wege annäherungsweise bestimmt werden kann.

In den Formeln

$$\left.\begin{aligned} Q &= 15^{\mathrm{T}} + \frac{H}{6} \text{ für Maschinen mit bes. Tender} \\ Q &= 11^{\mathrm{T}} + 0{,}3\ H \text{ für Tendermaschinen} \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 3)$$

oder allgemein

$$Q = \mathfrak{A} + \mathfrak{B}\ H$$

giebt Q das Gewicht der Locomotive in Tonnen,

H die Heizfläche des Kessels in Quadratmetern an.

Die Zugkraft Z der Locomotive muss daher betragen $z\ (T + Q)$, und folglich ist der Effect derselben in Pferdekräften

$$\frac{z\ (T + Q)\ V}{75} = N.$$

Da nun nach § 9 p. 162 für eine bestimmte Maschinengattung die Pferdezahl $\frac{N}{H}$ pro Quadratmeter Heizfläche unter den mittleren Verhältnissen festgesetzt war, so folgt mit Hülfe der Beziehung 3)

$$\frac{z\ (T + Q)\ V}{75} = \left(\frac{N}{H}\right) H = \left(\frac{N}{H}\right) \cdot \frac{Q - \mathfrak{A}}{\mathfrak{B}},$$

woraus sich das Gewicht der zu verwendenden Locomotive findet zu

$$Q = \frac{T + \dfrac{75 \left(\dfrac{N}{H}\right) \mathfrak{A}}{\mathfrak{B}\ z\ V}}{\dfrac{75 \left(\dfrac{N}{H}\right)}{\mathfrak{B}\ z\ V} - 1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 4).$$

Um aus der jetzt bekannten Zugkraft

$$Z = z\ (T + Q) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 5)$$

mittelst Gleichung 7) § 11,

oder aus dem Effecte in Pferdekräften

$$N = \frac{Z\ .\ V}{75} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 6)$$

mittelst der Kolbengeschwindigkeit die Dimensionen des Cylinders bestimmen zu können, ist es nöthig, über Triebraddurchmesser und Kolbenschub sich zu entscheiden.

§ 19. Durchmesser der Räder und Dimensionen des Cylinders. — Der Durchmesser $\mathfrak{D}$ der Triebräder wird zweckmässig um so grösser gewählt, je grösser die Fahrgeschwindigkeit sein soll, um eine mässige Umdrehungszahl des Rades und nicht zu grosse Kolbengeschwindigkeit pro Secunde zu erhalten, welche wegen der Massenwirkungen zuträglich sind. Den jetzigen Ausführungen entspricht im Mittel

$$\mathfrak{D} = 0^m,95 + 0,04\ V \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 1).$$

Diese Formel giebt erst bei $V = 25^m$ $\mathfrak{D} = 1^m,95$. Man ist ja von dem sehr grossen Triebraddurchmesser zurückgekommen nach Aufgabe des Crampton'schen Systemes wegen der Unbequemlichkeit der grossen Räder beim Ein- und Ausbringen derselben, des zerstörenden Einflusses ihres grossen Gewichts auf die Schienen und der durch sie bedingten, für die Stabilität nachtheiligen hohen Lage des Kessels im Falle einer treibenden Mittelachse.

Die »Technischen Vereinbarungen« setzen in § 104 als geringsten Werth für $\mathfrak{D}$ fest:

$0^m,9$	wenn	$\mathfrak{V}$	$<$	25	Kilom.	pro	Stunde,
$1^m,1$	-	-	$<$	30	-	-	- ,
$1^m,3$	-	-	$<$	45	-	-	- und
$1^m,5$	-	-	$>$	45	-	-	- .

Da die Gefahr eines Aufsteigens des Rades auf die Schiene mit dem Durchmesser des Rades wächst, so nimmt man die Durchmesser der Laufräder kleiner als die der Triebräder. Sie liegen zwischen $0^m,9$ und $1^m,35$ und richten sich ebenfalls zweckmässig nach der Umdrehungszahl; gewöhnlich findet man indessen $1^m,1$.

Neben dem Durchmesser der Triebräder bestimmt der Kolbenschub l die Cylinderdimensionen. Da für alle Locomotivgattungen nahezu eine gleiche Pferdezahl gefordert wird, so fällt nach 6) § 18 die Zugkraft Z der Fahrgeschwindigkeit V etwa indirect proportional aus. Die zur Berechnung des Cylinderdurchmessers d verwendbare Formel 7 des § 11 liefert

$$d = \sqrt{\frac{Z}{\mathfrak{g}_m p_i} \frac{\mathfrak{D}}{l}} = \sqrt{\frac{75\ N}{\mathfrak{g}_m p_i V} \frac{\mathfrak{D}}{l}}.$$

Man richtet nun die Cylinder des Brennmaterialverbrauchs halber auf möglichst hohe Expansion ein und nutzt deshalb den verfügbaren beschränkten Raum für die Cylinder aus; die Durchmesser müssen daher, bei den verschiedenen Maschinen ziemlich übereinstimmend gehalten werden. Da $\mathfrak{D}$ nach 1) nicht proportional V, sondern in geringerem Maasse wächst, so können mit steigendem V die anderen Factoren p_i und l des Nenners abnehmen. Ersterer Factor gestattet den raschlaufenden Maschinen stärkere Expansion, was wegen des geringeren Güteverhältnisses $\mathfrak{g}_z$ der Zugkraft bei ihnen gegenüber den Güterzugmaschinen nützlich ist, und ein kürzerer Kolbenschub sichert einen ruhigeren Gang bei rascher Fahrt. Der Kolbenschub l darf daher nach 1) auch von $\mathfrak{D}$ abhängig gemacht werden; in guter Uebereinstimmung mit der Praxis kann man setzen

$$l = 0^m,86 - 0,17\ \mathfrak{D} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 2^a).$$

Die Anbringung des Kurbelzapfens in dem Triebrade und die Verhütung des Aufschlagens der Schub- oder Kuppelstangentheile auf den Erdboden verlangt aber die bei kleinen Triebrädern maassgebende Grenze von etwa

$$l \leqq \mathfrak{D} - 0^m,46 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 2^b).$$

Die Kolbengeschwindigkeit v wächst trotz der Zunahme von $\mathfrak{D}$ und der Abnahme von l mit V, wie die Ausrechnung nach der Gleichung 11) des § 11

$$v = \frac{2}{\pi} \cdot \frac{l}{\mathfrak{D}} \cdot V \ldots . 3)$$

zeigt. Die Betrachtung des § 10 stellte dies auch als nützlich heraus zur Ausgleichung der veränderlichen Kolbenkräfte, welche die mit V zunehmende Expansion liefert, für ihre Einwirkung auf den Kurbelzapfen. Gleichzeitig wird durch eine grössere Kolbengeschwindigkeit die Wirkung des Blasrohrs gehoben, weil die Ausströmung aus demselben gleichmässiger erfolgt.

Der Durchmesser der Dampfcylinder kann nun nach der obigen Formel

$$d = \sqrt{\frac{Z}{\vartheta_m p_i} \cdot \frac{\mathfrak{D}}{l}} \ldots . 4)$$

berechnet werden, worin

d den Durchmesser des Cylinders in Centimetern liefert, wenn

p_i den nach Gleichung 5) § 8 zu bestimmenden oder unter den für die Berechnung der Tabelle auf p. 162 angenommenen Verhältnissen einfacher aus dieser Tabelle zu entnehmenden Werth des mittleren Kolbendruckes in Kilogrammen pro Quadratcentimeter oder in Atmosphären und

ϑ_m das Güteverhältniss aus der Tabelle auf p. 159 eingeführt sind.

Damit sich in dem Cylinder die Eintrittsspannung p herstellt, muss im Kessel eine um so viel höhere Spannung herrschen, wie zur Ausgleichung der Spannungsverluste durch Querschnittsänderung, Abkühlung u. s. w. erforderlich ist. Unter normalen Verhältnissen (nahe geöffnetem Regulator und genügender Schieberöffnung) beträgt die Differenz bei Aussencylindern nicht über 10 %, bei den besser gegen Abkühlung gesicherten Innencylindern noch weniger, mitunter verschwindet sie ganz. Eine genaue Formel würde zu complicirt ausfallen; sie ist auch entbehrlich, weil man ohne Nachtheil für den Dampfverbrauch die Dampfspannung im Kessel höher als erforderlich nehmen und durch entsprechende Regulatoröffnung die gewünschte Spannungsreduction erzielen kann. Wird die Kesselspannung um 1—2 Atmosphären höher als die Cylinderspannung gewählt, so hat man für den Nothfall beim Anfahren u. s. w. eine etwas höhere Spannung zur Verfügung und erschwert unter normalen Verhältnissen durch eine kleinere Regulatoröffnung das Mitreissen des Wassers aus dem Kessel.

§ 20. Verbrauch an Dampf und Brennmaterial. Heiz- und Rostfläche. — Der stündliche Dampf- und Brennmaterialverbrauch ist nach dem Vorgange des § 9 aus den bisher bestimmten Daten zu berechnen oder bei Anschluss an die Verhältnisse der Tabelle p. 162 kürzer und mit genügender Genauigkeit aus der Tabelle sofort zu entnehmen. Aus diesen Zahlen findet sich

$$D = \frac{D}{N} \cdot N \ldots . 1)$$

und

$$B = \frac{D}{\frac{D}{B}} \text{ oder } B = \frac{B}{N} \cdot N \ldots . 2),$$

worin bezeichnet

D den totalen stündlichen Dampfverbrauch incl. der Verluste, in Kilogrammen,

$\frac{D}{N}$ denselben Werth für 1 Pferdekraft,

B den stündlichen Aufwand an Brennmaterial zur Dampferzeugung,

$\frac{B}{N}$ denselben Werth für 1 Pferdekraft und

$\frac{D}{B}$ die Anzahl Kilogramme Dampf, welche durch das Verbrennen von 1 Kilogramm Brennmaterial gebildet werden.

Darauf kann die zur Dampferzeugung erforderliche Heizfläche des Kessels und die zugehörige Rostfläche R ermittelt werden zu

$$H = \frac{D}{\frac{D}{H}} \text{ oder } H = \frac{N}{\frac{N}{H}} \quad \ldots \quad 3),$$

$$R = \frac{B}{500} - \frac{B}{600} \text{ für Coke und } \ldots \quad 4^a),$$

$$R = \frac{B}{400} - \frac{B}{500} \text{ für Kohlen } \ldots \quad 4^b).$$

Hierin ist

H und R die Heiz- und Rostfläche in Quadratmetern,

$\frac{D}{H}$ die Anzahl Kilogramme Dampf, welche mit einem Quadratmeter Heizfläche erzeugt werden sollen und

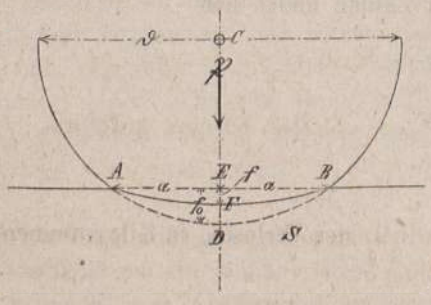
$\frac{N}{H}$ die Pferdezahl der Maschinen auf 1 Quadratmeter Heizfläche.

Der grössere Divisor wird bei starkem Brennmaterialverbrauch (der Schnellzug- und Gebirgsmaschinen) genommen, um nicht zu grosse Rostflächen für den geringen verfügbaren Raum zu erhalten. Da für die Berechnung der Locomotiven eine grosse Arbeitsleistung vorausgesetzt wurde, so sind hier sämmtliche Divisoren für R etwas höher eingeführt als die mittleren Werthe auf p. 126, damit Letztere bei den mittleren Leistungen zutreffen und bei schwachem Feuer die vollständige Bedeckung des Rostes mit Brennmaterial ohne Schwierigkeit auszuführen ist.

§ 21. Anzahl der Achsen. — Nach der Feststellung der Hauptdaten für die Locomotive ist man in den Stand gesetzt, das Gewicht derselben hinreichend genau zu ermitteln, wenn man sich nicht einfach auf die Formel 3) § 18 verlassen will. Bei der Annahme dieser Formel würde es räthlich sein, die Constanten $\mathfrak{A}$ und $\mathfrak{B}$ nach der in einer Fabrik oder bei einer Eisenbahnverwaltung üblichen Bauweise zu bestimmen; die hier eingeführten Werthe sind eben Mittelwerthe aus den verschiedensten Ausführungen.

Darauf lässt sich die Entscheidung treffen, wie viele Achsen die Locomotive erhalten muss, um das berechnete Gewicht auf die Schienen zu übertragen, ohne eine rasche Abnutzung der Räder und Schienen herbeizuführen. Die »Technischen Vereinbarungen« empfehlen in § 106, als Druck eines Rades gegen die Schienen 7^T nicht zu überschreiten, ohne auf den Durchmesser des Rades Rücksicht zu nehmen, der doch von grossem Einflusse sein muss. Um darüber Aufschluss zu erhalten, stelle Fig. 18 ein Rad vom Durchmesser $\mathfrak{D}$ vor, welches in Folge des Druckes eine kleine Vertiefung in die Schiene S gedrückt und dabei sich selbst an der Berührungsstelle comprimirt hat, so dass der Bogen $A\,F\,B$ die Grenze zwischen Rad und Schiene bildet. Die verticalen Schienenfasern sind in ihrer Gesammtheit um das Segment $A\,F\,B$ verkürzt, die verticalen Radfasern aber um die Sichel $A\,F\,B\,D$. Wären die in Anspruch

Fig. 18.



genommenen Fasern des Rades und der Schiene von gleicher Länge und aus gleichem Material, so würden sie sich bei derselben Spannung um ein gleiches Stück verkürzen, so dass der Bogen $A\,F\,B$ die verticalen Ordinaten des Kreissegmentes $A\,D\,B$ halbirte. Jedenfalls wird man die Tiefe $E\,F$ der Grube oder f als einen gewissen Theil des Kreisbogenpfeiles $E\,D$ oder f_o auffassen und $f = \alpha f_o$ setzen können, wobei α unter derselben Druckspannung und bei denselben Materialien wiederkehrt. Der Bogen $A\,F\,B$ gehört wegen der Verkürzung des Kreisordinaten bei ungeänderten Abscissen einer Ellipse an; wir wollen ihn aber der Einfachheit wegen als Parabel betrachten. Die mittlere Ordinate der Parabelfläche $A\,B\,F$ beträgt $^2/_3 f$ und repräsentirt die Verkürzung unter der mittleren Druckspannung, welche sich bei einer Faserlänge λ und dem Elasticitätsmodul E der Schiene zu $\frac{^2/_3 f}{\lambda} E$ berechnet. Setzen wir die Länge der eingedrückten Stelle $A\,B = 2\,a$ und die Breite des tragenden Schienenkopfes $= b$, so ist, da die Resultirende der Schienendruckspannungen gleich dem Raddruck $\mathfrak{P}$ sein muss,

$$\mathfrak{P} = {}^2/_3 \frac{\alpha f_o}{\lambda} E \,.\, 2 \,.\, a \,.\, b.$$

Bedenkt man, dass $a = \sqrt{f_o\,(\mathfrak{D} - f_o)}$ oder bei der Kleinheit des Werthes f_o genügend genau

$$a = \sqrt{f_o\,\mathfrak{D}}$$

sein muss, so folgt

$$\mathfrak{P} = \frac{4}{3} \frac{E}{\lambda} \frac{\alpha f_o}{\lambda} b \sqrt{f_o\,\mathfrak{D}}.$$

Sollen nun die Schienen und Räder niemals über ein gewisses Maass angegriffen werden, so darf f und folglich auch f_o einen bestimmten Werth nicht überschreiten. Da die andern Factoren von $\sqrt{\mathfrak{D}}$ ebenfalls constant sind, so können wir also setzen

$$\mathfrak{P} \leqq \mathfrak{C} \sqrt{\mathfrak{D}} \;.\;.\;.\;. \;1).$$

Die Räder schnellfahrender Züge dürfen wegen der heftigeren Radstösse gegen die Schienen bei Unebenheiten der Bahn nicht so stark belastet werden, wie die der langsam gehenden; es ist daher $\mathfrak{C}$ verschieden für die betreffenden Züge und nach den Ausführungen der Praxis folgendermaassen zu setzen

bei Personenzugmaschinen $\mathfrak{P} \leqq 5 \sqrt{\mathfrak{D}} \;.\;.\;.\;. \;1^a)$,

bei Güterzug- und Rangirmaschinen $\mathfrak{P} \leqq 6 \sqrt{\mathfrak{D}} \;.\;.\;.\;. \;1^b)$,

worin angiebt

$\mathfrak{P}$ den zulässigen Druck des Rades gegen die Schiene in Tonnen und

$\mathfrak{D}$ den Raddurchmesser in Metern.

Beträgt nun der ermittelte zulässige Druck $2\,\mathfrak{P}$ einer Triebachse mehr als das nach $3^b)$ § 12 zur Vermeidung des Gleitens erforderliche Gewicht

$$Q_a > 0{,}006 \,.\, m\,Z \;.\;.\;.\;. \;2),$$

so ist die Anwendung einer Triebachse ausreichend, wenn noch genügende Belastungen für die anderen Achsen bleiben, welche zusammen nicht unter die Hälfte des Gesammtgewichts erhalten sollen. Letztere Bedingung ist bei dem grössten Druck von etwa 14^T und dem heutigen Gewicht der Maschinen erfüllt. Fällt das Gewicht Q_a grösser als der Druck $2\,\mathfrak{P}$ aus, so bestimmt die dem Quotienten $\frac{Q_a}{2\,\mathfrak{P}}$ nächste grössere ganze

Zahl die Anzahl i der Triebachsen. Der Rest des Gewichts der Locomotive kommt auf die Achsen der Laufräder vom Durchmesser $\mathfrak{D}_1$, deren so viel (i_1) zu nehmen sind, dass der Bedingung genügt wird

$$2\,i\,\mathfrak{P} + 2\,i_1\,\mathfrak{P}_1 \rangle Q \ldots . 3),$$

wobei wieder $\mathfrak{P}_1 \left\langle \begin{matrix} 5 \\ \text{resp.} \\ 6 \end{matrix} \right. \sqrt{\mathfrak{D}_1}$ bleiben muss.

Lässt sich das vorhandene Maschinengewicht auf zwei Achsen mit Erfüllung von 3) unterbringen, so braucht man nicht drei Achsen auszuführen, welche in scharfen Curven nur lästig werden. Die Furcht vor den Folgen eines Achsenbruches hat keinen Grund, denn der Nutzen einer dritten Achse dürfte wohl ausgeglichen werden durch die Erhöhung der Wahrscheinlichkeit des Eintritts eines Achsenbruches überhaupt in Folge der Einfügung der dritten Achse unter der Annahme gleicher Sicherheit bei der Construction der Achsen. Ebenso ungerechtfertigt ist es aber auch, sich gegen drei oder mehr Achsen sträuben zu wollen, wenn das aus der erforderlichen Heizfläche resultirende Gewicht der Locomotive diese Zahl verlangt.

Die wirkliche Lastvertheilung auf die einzelnen Achsen soll dann nach § 13 geregelt werden.

Die Herstellung der Maschine aus den berechneten Elementen fällt natürlich nach dem gewählten Maschinensysteme verschieden aus, und muss das Weitere darüber den betreffenden einzelnen Capiteln überlassen bleiben. Wir zeigen zum Schluss dieses Capitels die Anwendung der aufgestellten Formeln an einigen Beispielen.

§ 22. Beispiele zur Berechnung der Locomotiven.

1) Berechnung einer Schnellzugmaschine, welche auf der Horizontalen einen Zug von 70^{T} Gewicht excl. Maschine und Tender mit einer Geschwindigkeit von 90 Kilometer pro Stunde fortschaffen und die normale Fahrgeschwindigkeit in 3 Minuten herstellen kann.

Die Fahrgeschwindigkeit V in Metern pro Secunde ist nach 1) § 18 $0{,}278 \,.\, 90 = 25^{\mathrm{m}}$, und daher nach Formel 15^{a}) § 11, welche wir der Kürze halber hier benutzen wollen, die Zugkraft pro Tonne

$$z = 2{,}25 + \frac{25^2}{80} = 10 \text{ Kilogr.}$$

für das Tendergewicht dürfen wir 20^{T} in Rechnung bringen; es beträgt also $T = 70 + 20 = 90^{\mathrm{T}}$, und daraus findet sich, wenn wir $\frac{N}{H} = 3{,}75$ nach der Tabelle auf p. 162 feststellen, das zu erwartende Maschinengewicht nach 4) § 18

$$Q = \frac{90 + \dfrac{75 \,.\, 3{,}75 \,.\, 15}{\frac{1}{6} \,.\, 10 \,.\, 25}}{\dfrac{75 \,.\, 3{,}75}{\frac{1}{6} \,.\, 10 \,.\, 25} - 1} = 33^{\mathrm{T}}.$$

Nun ergiebt sich die Zugkraft aus 5) § 18

$$Z = 10\,(90 + 33) = 1230 \text{ Kilogramm}$$

und der zu leistende Effect in Pferdekräften nach 6) § 18

$$N = \frac{1230 \,.\, 25}{75} = 410.$$

Es möge sein der Triebraddurchmesser (1, § 19)

$$\mathfrak{D} = 0^{\mathrm{m}},95 + 0{,}04 \,.\, 25 = 1^{\mathrm{m}},95$$

und der Kolbenschub (2ª, § 19)

$$l = 0^{m},86 - 0,17 \,.\, 1,95 = 0^{m},53.$$

Nehmen wir die Dampfspannung im Cylinder zu 9 Kilogramm pro Quadratcentimeter und 0,25 Füllung an, so ist nach der Tabelle p. 162 $p_i = 0,45 \,.\, 9 = 4$ Kilogramm und nach p. 159 $g_m = 0,74$, woraus der Cylinderdurchmesser d folgt (4, § 19)

$$d = \sqrt{\frac{1230 \,.\, 1,95}{0,74 \,.\, 4 \,.\, 0,53}} = 39,2^{cm}.$$

Nach der Angabe der Tabelle p. 162 beträgt

$$\frac{D}{N} = 11,5 \text{ Kilogramm}, \quad \frac{B}{N} = 2,3 \text{ Kilogramm (Kohlen)}$$

und daher der stündliche Verbrauch an Dampf (1, § 20)

$$D = 11,5 \,.\, 410 = 4715 \text{ Kilogramm},$$

sowie der an Kohlen (2, § 20)

$$B = 2,3 \,.\, 410 = 943 \text{ Kilogramm}.$$

Daraus findet sich die Heiz- und Rostfläche (3 u. 4, § 20)

$$H = \frac{4715}{43} = 110 \,\square^{m} \text{ oder } H = \frac{410}{3,75} = 109 \,\square^{m},$$

$$R = \frac{943}{500} = 1,88 \,\square^{m}.$$

Das Gewicht würde nach 3) § 18 $Q = 15 + \frac{109}{6} = 33^{T}$ betragen, wie schon oben gefunden wurde.

Zur Berechnung des Adhäsionsgewichts ist $m = \frac{Z'}{Z}$ nöthig; die grösste Zugkraft tritt hier beim Anfahren ein und beträgt nach 8) § 11 pro Tonne

$$z_a = \frac{10 + 2 \,.\, 2,25}{3} + 1000 \,.\, \frac{25}{9,81 \,.\, 3 \,.\, 60} = 19 \text{ Kilogramm},$$

so dass

$$\frac{Z'}{Z} = m = \frac{z_a}{z} = \frac{19}{10} = 1,9$$

zu setzen ist. Die Aeusserung dieser bedeutenden Kraft bedingt einen mittleren Kolbendruck $p_i = 1,9 \,.\, 0,45 \,.\, 9 = 7,7$ Kilogramm pro Quadratcentimeter, der vermittelst grösserer Cylinderfüllung und Erhöhung der Anfangsspannung p durch weiteres Oeffnen des Regulators hervorgebracht werden muss. Dann folgt nach 2) § 21

$$Q_a > 0,006 \,.\, 1,9 \,.\, 1230$$

d. i.

$$Q_a > 14^{T}.$$

Da die dem Triebraddurchmesser $1^{m},95$ entsprechende zulässige Achsenbelastung nach 1ª) § 21 $2 \,.\, 5\sqrt{1,95} = 13,96^{T}$ beträgt, so würde für diesen Fall die Anwendung nur einer Triebachse eben zulässig erscheinen. Die Zahl der Achsen muss drei sein, um das Gewicht der Maschine von 33^{T} ohne rasche Zerstörung auf die Schienen übertragen zu können. Es bliebe dann für die beiden Laufachsen 19^{T} übrig, welches Gewicht im Verhältnisse von etwa 5 : 4 auf Vorder- und Hinterachse mit $10^{T},5$ und $8^{T},5$ zu vertheilen wäre, wobei der zulässige Druck auf einer Laufachse mit Rädern von $1^{m},2$ Durchmesser nach 2) § 21 $2 \,.\, 5\sqrt{1,2} = 11^{T}$ nicht überschreiten würde.

Besser ist es zur Vermeidung des Gleitens im Falle eines etwas schwereren Zuges 2 Triebachsen auszuführen. Dann kann die Gewichtsvertheilung etwa ausgeführt werden, wie folgt:

Vorderachse 9^{T},
Mittelachse 12^{T} und
Hinterachse 12^{T}.

2) Die von einer Personenzugmaschine geforderte Leistung besteht in der Beförderung von 125^T excl. Maschine und Tender schweren Zügen mit einer Geschwindigkeit von 12^m in der Secunde auf einer Steigung von $\frac{1}{200}$ ohne starke Curven bei nicht günstiger Witterung.

Hier stellt sich die Zugkraft pro Tonne nach 15) § 11 auf etwa $2{,}6 + \frac{12^2}{60} + 5 = 10$ Kilogramm. Nehmen wir das Gewicht des Tenders zu 20^T an, so ergiebt sich bei $\frac{N}{H} = 3{,}25$ ein Locomotivgewicht (4, § 18)

$$Q = \frac{145 + \frac{75\ .\ .3{,}25\ .\ 15}{\frac{1}{6}\ .\ 10\ .\ 12}}{\frac{75\ .\ 3{,}25}{\frac{1}{6}\ .\ 10\ .\ 12} - 1} = 30^T,$$

die Zugkraft

$$Z = (145 + 30)\ 10 = 1750 \text{ Kilogramm}$$

und der Effect in Pferden

$$N = \frac{1750\ .\ 12}{75} = 280.$$

Der Triebraddurchmesser entspreche der grösseren Geschwindigkeit von 16^m auf geringeren Steigungen als $\frac{1}{200}$, sei also (1, § 19)

$$\mathfrak{D} = 0{,}95 + 0{,}04\ .\ 16 = 1^m{,}6$$

und der Kolbenschub (2^a, § 19)

$$l = 0{,}86 - 0{,}17\ .\ 1{,}6 = 0^m{,}59.$$

Unter Annahme eines Cylinder-Dampfdruckes $p = 8$ Kilogr. und 0,3 Füllung ist $p_i = 0{,}5\ .\ p = 4$ (Tabelle p. 162) und daher der Durchmesser des Cylinders (4, § 19) bei $\vartheta_m = 0{,}76$ (p. 159)

$$d = \sqrt{\frac{1750\ .\ 1{,}6}{0{,}76\ .\ 4\ .\ 0{,}59}} = 39{,}5^{cm}.$$

Ferner berechnet sich der stündliche Dampfverbrauch (Tabelle p. 162) auf

$$D = 12\ .\ 280 = 3360 \text{ Kilogramm},$$

wozu an Coke in der Stunde

$$B = 2\ .\ 280 = 560 \text{ Kilogramm}$$

erforderlich sind. Aus diesen Zahlen folgt für Heiz- und Rostfläche (4, § 20)

$$H = \frac{3360}{39} = 86\square^m,\ R = \frac{560}{500} = 1{,}12\square^m.$$

Das Maschinengewicht mag $15 + \frac{86}{6} = 29{,}5^T$ betragen. Nimmt man auf die Erleichterung des Anfahrens durch die anfängliche Horizontale des Bahnhofs keine Rücksicht, so ist (8, § 11) bei $t = 3\ .\ 60$ Secunden

$$z_a = \frac{10 + 2\ .\ 7{,}6}{3} + 1000\ \frac{12}{9{,}81\ .\ 180} = 15 \text{ Kilogramm}$$

und somit

$$m = \frac{z_a}{z} = \frac{15}{10} = 1{,}5,$$

woraus sich für das erforderliche Adhäsionsgewicht ergiebt (2, § 21)

$$Q_a > 0{,}006\ .\ 1{,}5\ .\ 1750$$

oder

$$Q_a > 15{,}75^T.$$

Da eine Triebachse nur $10\sqrt{1,6} = 12,6^{T}$ aufnehmen darf, so müssen zwei gekuppelte Achsen und eine Laufachse angebracht werden, deren Belastungen etwa sein mögen:

Laufachse (Vorderachse) . . 8^{T},
Triebachse (Mittelachse) . . $10,75^{T}$ und
Kuppelachse (Hinterachse) . $10,75^{T}$.

3) Eine Güterzugmaschine für einen Zug von 500^{T} (excl. Maschine und 20^{T} schwerem Tender), welcher auf einer Steigung von $\frac{1}{250}$ unter günstigen Verhältnissen mit $6^{m},5$ Geschwindigkeit in der Secunde oder 23,4 Kilometer pro Stunde bewegt werden soll.

Die Rechnung stellt sich folgendermaassen:

$$z = 2,5 + \frac{6,5^2}{80} + 4 = 7 \text{ Kilogramm},$$

$$\frac{N}{H} = 2,5.$$

$$Q = \frac{520 + \frac{75 \,.\, 2,5 \,.\, 15}{\frac{1}{6} \,.\, 7 \,.\, 6,5}}{\frac{75 \,.\, 2,5}{\frac{1}{6} \,.\, 7 \,.\, 6,5} - 1} = 38^{T} \text{ ca.},$$

$$Z = (520 + 38)\ 7 = 3906 \text{ Kilogramm},$$

$$N = \frac{3906 \,.\, 6,5}{75} = 338,5,$$

$\mathfrak{D} = 0,95 + 0,04 \,.\, 9 = 1^{m},3$ (wegen der grösseren Geschwindigkeit 9^{m} auf der Horinzontalen),

$$l = 0,86 - 0,17 \,.\, 1,3 = 0^{m},64,$$

$d = \sqrt{\frac{3906 \,.\, 1,3}{0,77 \,.\, (0,6 \,.\, 8,5) \,.\, 0,64}} = 45^{cm}$ (bei einer Füllung von $\frac{l_1}{l} = 0,4$ und 8,5 Kilogramm Dampfdruck im Cylinder),

$D = 13,5 \,.\, 338,5 = 4570$ Kilogramm,

$B = 2,35 \,.\, 338,5 = 795$ Kilogramm Kohlen,

$$H = \frac{338,5}{2,5} = 135 \square^{m},$$

$$R = \frac{795}{450} = 1,77 \square^{m}.$$

$$Q = 15 + \frac{135}{6} = 37,5^{T},$$

$$z_a = \frac{7 + 2 \,.\, 6,5}{3} + 1000 \,.\, \frac{6,5}{9,81 \,.\, 180} = 10,5,$$

$$m = \frac{10,5}{7} = 1,5,$$

$$Q_a > 0,006 \,.\, 1,5 \,.\, 3906 > 35^{T}.$$

(Die Anforderung, dem Zuge auf der Steigung in 3 Minuten die Geschwindigkeit von $6^{m},5$ zu ertheilen, ist eine hohe zu nennen; doch kann sie noch erfüllt werden, da bei 3 gekuppelten Achsen das Adhäsionsgewicht grösser als 35^{T} ausfällt, der Druck p_i im Cylinder muss alsdann $1,5 \,.\, 0,6 \,.\, 8,5 = 0,9 \,.\, 8,5 = 7,65$ Kilogramm betragen. Gewöhnlich ist es ausreichend, wenn auf der Horizontalen die grössere Geschwindigkeit rasch hergestellt werden kann.)

Zulässige Belastung einer Triebachse $12\sqrt{1,3} = 13,7^{T}$, so dass alle 3 Achsen gekuppelt werden müssen, von welchen jede $\frac{37,5}{3} = 12,5^{T}$ zu tragen hat.

4) Berechnung einer Gebirgslocomotive, welche bestimmt ist, Züge von 150^{T} Gewicht excl. Maschine und Tender auf einer Steigung von $\frac{1}{40}$ und in scharfen Curven mit $4^{m},5$ Geschwindigkeit pro Secunde zu ziehen. Das Tendergewicht mag 20^{T} betragen.

Hier finden sich folgende Zahlen:

$$z = 4 + \frac{4,5^2}{50} + 25 = 29,4, \text{ wofür } z = 30 \text{ gerechnet werden mag.}$$

$$\frac{N}{H} = 2,15,$$

$$Q = \frac{170 + \frac{75 \,.\, 2,15 \,.\, 15}{\frac{1}{6} \,.\, 30 \,.\, 4,5}}{\frac{75 \,.\, 2,15}{\frac{1}{6} \,.\, 30 \,.\, 4,5} - 1} = 45^{T},$$

$$Z = (170 + 45)\, 30 = 6450 \text{ Kilogramm,}$$

$$N = \frac{6450 \,.\, 4,5}{75} = 387.$$

$$\mathfrak{D} = 0,95 + 0,04 \,.\, 4,5 = 1^{m},13,$$

$$l = 0,86 - 0,17 \,.\, 1,13 = 0^{m},67, \text{ was auch wegen } 2^{b}) \text{ § 19}$$

$$l \leqq 1,13 - 0,46 \text{ noch ausführbar ist.}$$

$$\frac{l_1}{l} = 0,5; \; p = 8,5; \; p_i = 0,7 \,.\, 8,5 = 5,95; \; \vartheta_m = 0,78.$$

$$d = \sqrt{\frac{6450 \,.\, 1,13}{0,78 \,.\, 5,95 \,.\, 0,67}} = 48,4^{cm}.$$

$$D = 14,5 \,.\, 387 = 5611 \text{ Kilogramm,}$$

$$B = 2,4 \,.\, 387 = 929 \text{ Kilogramm Kohlen,}$$

$$H = \frac{387}{2,15} = 180 \square^{m},$$

$$R = \frac{929}{500} = 1 \square^{m},86.$$

$$Q = 15 + \frac{180}{6} = 45^{T},$$

$$z_a = \frac{30 + 2 \,.\, 29,5}{3} + 1000 \,.\, \frac{4,5}{9,81 \,.\, 180} = 29,7 + 2,5 = 32,2,$$

$$m = \frac{32,2}{30} = 1,07,$$

$$Q_a > 0,006 \,.\, 1,07 \,.\, 6450 \text{ d. i. } Q_a > 41,4^{T}.$$

Es müssen also alle Achsen gekuppelt werden, und da die zulässige Belastung einer Achse nur $12\sqrt{1,13} = 12,7^{T}$ beträgt, so hat man vier Achsen anzubringen, deren jede $\frac{45}{4} = 11,25^{T}$ zu tragen bekommt.

Literatur.

Armengaud ainé, Traité théorique et pratique des moteurs à vapeur. Tome II. Paris.

Bauschinger, Indicator-Versuche an Locomotiven. Civilingenieur. Neue Folge. Bd. 13 u. 14. Leipzig, 1867 u. 1868.

Clark, Experimentelle Untersuchungen über die Principien der Locomotivkessel. Heusinger's Organ für Eisenbahnwesen. 8. Bd. 1853.

Clark, Railway-machinery. Glasgow, Edinburgh, London and New-York. 1855.

Clark and Colburn, Recent practice in the locomotive engine. Glasgow, Edinburgh and London, 1860.

Colburn, Locomotive engineering. London and Glasgow, 1871.

Combes, Ueber die Anwendung der mechanischen Wärmetheorie auf die Locomotiven etc. Civilingenieur. Neue Folge. Bd. 15. Leipzig, 1869.

Couche, Voie materiel roulant et exploitation technique des chemins de fer. II. Paris. 1873.

Desmousseaux de Givré, De l'économie des bandages et de la stabilité des locomotives. Mém. et compte rendu des travaux de la Société des Ingénieurs-Civils, 1864 und Civilingenieur, 1867.

Fink, Prakt. Bestimmung der Dimensionen der Locomotiven. Zeitschr. d. öst. Ing.-Ver. 1870.

Frank, Ueber Abnutzung der Locomotiv-Triebräder. Heusinger's Organ 1867.

Grosse, Bestimmungen der Achsenbelastungen bei Locomotiven nach Clapeyron. Heusinger's Organ 1869.

Heusinger von Waldegg und Clauss, Abbildung und Beschreibung der Locomotiv-Maschine. Wiesbaden, 1858.

Heusinger von Waldegg, Skizzen und Hauptdimensionen der Locomotiven. Anhang des dritten Supplementbandes zum techn. Organ. 2. Aufl. Wiesbaden, 1870.

Lechatelier, Flachat, Petiet et Polonceau, Guide du mécanicien constructeur et conducteur de machines locomotives. Nouvelle édition. Paris 1859. Supplément 1865.

Lechatelier, Etudes sur la stabilité des machines locomotives en mouvement. Paris, 1849.

Nollau, Ueber das Anbringen von Gegengewichten an den Triebrädern der Locomotiven. Etzel's Eisenbahnzeitung. 1848.

Pambour, Traité théorique et pratique des machines locomotives. Deux. édition. Paris, 1840.

Pambour, Theor.-pract. Handbuch über Dampfwagen. Deutsch von Schnuse. Braunschweig, 1841.

Perdonnet, Traité élémentaire des chemins de fer. Trois. édition. Tome III. Paris, 1865.

Prüsmann, Construction der Locomotiv-Essen. Sep.-Abdruck aus Heusinger's Organ. 1865.

Redtenbacher, Die Gesetze des Locomotivbaues. Mannheim, 1855.

Redtenbacher, Der Maschinenbau. III. Bd. Mannheim, 1865.

Résal, Note sur la stabilité des machines locomotives. Annales des mines. Tome 3. 1853.

Robinson, On the distribution of weight on the axles of locomotives. Proceedings of the Institution of Mech. Engineers. 1864. Polyt. Centralblatt. 1867.

Rühlmann, Allgemeine Maschinenlehre. III. Bd. Braunschweig, 1868.

Scheffler, Bestimmung des Gegengewichts in den Triebrädern der Locomotiven. Heusinger's Organ 1856.

Villarcean, Théorie de la stabilité des machines locomotives en mouvement. Paris, 1852.

Weisbach, Die Mechanik des Dampfwagens. Civilingenieur, 1856.

Weisbach, Ingenieur- und Maschinen-Mechanik. 3. Bd. 2. Abth. Braunschweig, 1851—1860.

Welkner, Die Locomotive. Grundzüge ihrer Constructionsverhältnisse. Göttingen, 1859.

Wöhler, Den Locomotivbau betreffend. Erbkam's Zeitschr. für Bauwesen 1864.

Zech, Besprechung des Redtenbacher'schen Locomotivbaues. Zeitschr. des österreich. Ing.-Vereins 1857.

Zeuner, Das Locomotiv-Blasrohr. Zürich, 1863.

Zeuner, Ueber die Wirkung des Blasrohr-Apparates bei Locomotiven mit conisch-divergenter Esse. Civilingenieur, 1871.

Zeuner, Ueber das Wanken der Locomotiven. Programm der eidgen. polytechn. Schule für 1861/62. Zürich, 1861.

IV. Capitel.

Die Construction der Locomotivkessel.

Bearbeitet von

W. Basson,

Ingenieur in St. Petersburg (früher Obermaschinenmeister der Warschau-Wiener und Warschau-Bromberger Eisenbahnen),

und

Heusinger von Waldegg,

Oberingenieur in Hannover.

(Hierzu Tafel III—X.)

---

§ 1. Einleitung. — Geschichtliches. Wenn auch in dem letzten Capitel dieses Bandes die Geschichte der Locomotivmaschine ausführlich behandelt werden soll, so kann doch wohl hier, wo wir uns ganz speciell mit der Kesselconstruction beschäftigen, eine kurze geschichtliche Uebersicht über die Entstehung, Fortbildung und Vervollkommnung dieses wichtigsten Theiles der Locomotive den rechten Ort finden.

In der ersten Hälfte des Jahres 1814 baute Georg Stephenson für die Kohlenbahn der Killingworth Bergwerke eine Locomotive mit einem cylindrischen Kessel von $2^m,44$ Länge und $1^m,47$ Weite, welcher ein Feuerrohr von $0^m,507$ Durchmesser enthielt.

Im Jahre 1820 baute Stephenson ferner für diese Bahn Locomotiven von gleicher Kesselconstruction, bei welchen das Feuerrohr $0^m,05$ über dem Boden des Kessels lag und vorn in den Schornstein mündete. Am anderen Ende jedoch befand sich in dem Rohre unter der mittleren Ebene desselben ein ca. $1^m,22$ langer Rost, dessen hinteres Ende auf einer kleinen Brücke von Ziegelstein, welche den Raum unter dem Roste nach hinten verschloss, ruhte. Die Enden des cylindrischen Kessels waren durch Kugelabschnitte gebildet.

Robert Stephenson, Sohn Georg's lieferte 1828 eine Locomotive für die Bolton-Eisenbahn, die den Uebergang zu den später auf der Liverpool-Manchester Eisenbahn angewandten Maschinen bildet, die Kesselconstruction war der Form nach dieselbe. Der $2^m,67$ lange und $1^m,372$ weite cylindrische Kessel hatte jedoch, statt der früheren gewölbten, nun ebene Endflächen, welche durch zwei $0^m,507$ weite Feuerrohre, mit Innenfeuerung versehen und in den gemeinschaftlichen Schornstein ausmündend, verbunden waren.

Zu dieser Zeit liess Seguin, Director der Eisenbahn von St. Etienne nach Lyon, eine englische Locomotive nach Frankreich kommen und erkannte, nachdem mannigfache Versuche angestellt und Beobachtungen gemacht worden, dass die rasche

Dampfentwickelungsfähigkeit eines Kessels sehr durch die Heizfläche bedingt und durch die Vergrösserung derselben viel günstigere Resultate, wie die bereits erlangten, zu erzielen sein müssten. — Er wurde durch diese Betrachtungen zur Anbringung einer grösseren Zahl von Röhren an Stelle des weiten Feuerrohres geführt und schlug zugleich vor, diesen Siederöhren eine dünne Wandstärke zu geben, um einen noch grösseren Erfolg zu erzielen. Obgleich Seguin im Jahre 1827 ein Patent in Frankreich erhielt, auf die Construction eines Röhrenkessels, so kam jedoch eine Maschine mit solchem Kessel erst einige Jahre später zur Ausführung und in Betrieb. [1])

Der seiner Vollendung mit raschen Schritten entgegen eilende Bau der Liverpool-Manchester Eisenbahn wurde, da die Directoren der Bahn in Bezug auf die als Betriebsmittel zu verwendenden Kräfte noch keinen Entschluss fassen konnten, im Jahre 1829 die Veranlassung zu einer wichtigen Epoche des Locomotivbaues, indem der schaffende Geist der damaligen Constructeure, angespornt durch die Aussicht auf den Gewinn eines ausgesetzten Preises von 500 £ (circa 3400 Thalern), mehrere wichtige Verbesserungen an der Locomotivmaschine hervorrief.

Drei neue Locomotiven waren es, die um den Preis und um den Ruhm ihrer Meister wetteiferten.

1. Die »Sans Pareil« von Hackworth, von deren Kessel wir in nebenstehender Fig. 1 eine Skizze geben.

Der cylindrische Kessel hatte $2^m,388$ Länge und $1^m,83$ Weite, war an dem einen Ende flach, an dem andern sphärisch verschlossen und umschloss eine am Feuerende $0^m,61$ weite Röhre, die sich durch den Kessel hindurch bis zum andern Ende und von hier wieder zurück zu dem neben dem Feuerheerde liegenden Schornsteine zog, woselbst sie sich verengend bis zu ca. $0^m,4$ aus dem Kessel heraustrat.

Fig. 1.

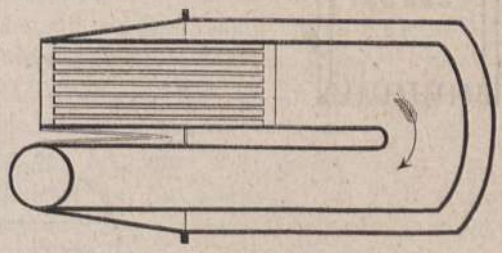
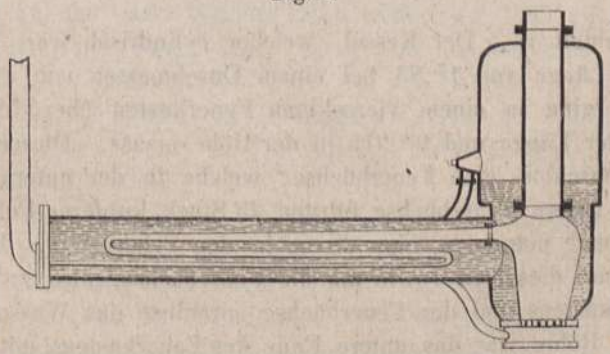


Fig. 2.



2. Die »Novelty« von Braithwaite & Erikson, gänzlich abweichend von dem Principe, welches bei den bisherigen Constructionen der Kessel verfolgt wurde. Siehe die vorstehende Fig. 2.

[1]) Der Amerikaner Stewens von Hoboken soll 1825 eine Locomotive construirt haben, deren Kessel ganz aus Röhren von sehr kleinen Durchmessern bestand und die eigentlich Sieder, d. h. die mit Wasser gefüllt waren.

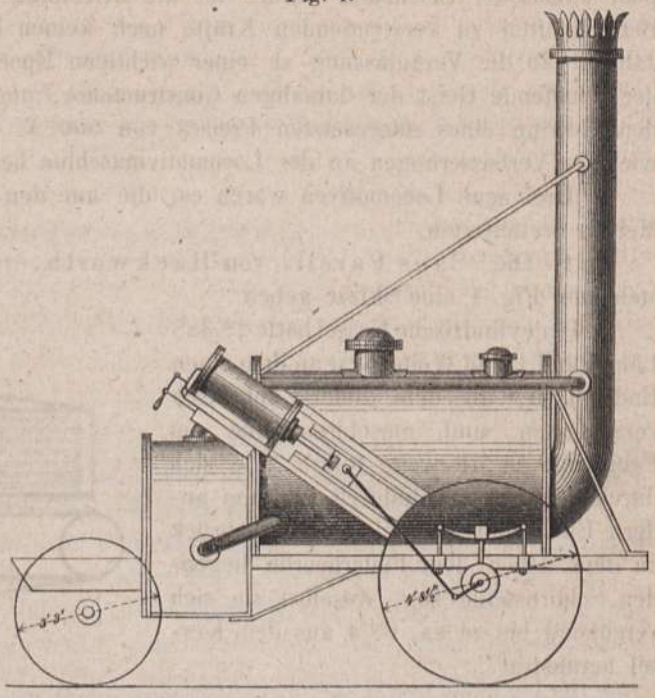
Ihr Kesselbau bestand aus einem verticalen und horizontalen Generator. Der horizontale enthielt eine Art Schlangenrohr, welches nach mehreren Wendungen aus der Vorderwand heraustrat und sich schliesslich mit dem Schornsteine verband.

3. Die von Robert Stephenson gebaute unter dem Namen »Rocket« allgemein bekannte Maschine Fig. 3 und 4.

Sie besass einen Kessel, dessen eigenthümliche Einrichtung zur Beförderung des raschen Dampferzeugens die Entwickelung der Locomotivmaschine und des ganzen Eisenbahnwesens begründete, da durch diese Construction die Locomotive erst ihre

Fig. 3.

Fig. 4.



Lebensfähigkeit erhielt. — Der Kessel, welcher cylindrisch war, hatte flache Endplatten und eine Länge von $1^m,83$ bei einem Durchmesser von $1^m,014$. Das eine Ende des Kessels ging in einem viereckigen Feuerkasten über, der $0^m,915$ in der Breite, $0^m,61$ in der Länge und $0^m,915$ in der Höhe maass. Dieser Feuerkasten war unten offen und umschloss eine Feuerbüchse, welche in der untern Fläche den Rost trug. Von dieser innern Feuerbüchse führten 25 Stück kupferne Rohre nach der vordern Kesselwand und mündeten hier direct in den Schornstein. Die Röhren waren Rauchröhren und um dieselben sowie um die Feuerbüchse, also zwischen den Wandungen des Feuerkastens und der Feuerbüchse, circulirte das Wasser.

Durch eine Röhre war das untere Ende des Feuerkastens mit dem Kessel verbunden, um den Feuerkasten mit Wasser zu speisen, während eine Röhre, zwischen den oberen Theilen des Feuerkastens und des Kessels, den im ersten entwickelten Dampf in den Dampfraum des Letzteren hinüberleitete. Diese Maschine, welche bei grösserer Einfachheit in der Construction allen Bedingungen des Preisausschreibens entsprach und den Preis davontrug, besass also schon die wesentlichsten Einrichtungen unserer heutigen Locomotiven.

Die hierauf nach demselben Princip von R. Stephenson im Jahre 1830 für die Liverpool-Manchester-Bahn gebauten Maschinen wurden nun noch mit Verbesserungen versehen, so z. B. liess Stephenson den äusseren Feuerkasten über den cylindrischen Kessel hervorragen, wie dieselben noch gegenwärtig gefertigt werden; Vorbild unserer jetzigen erhöhten Feuerkiste, ebenso waren diese Maschinen schon mit einem besondern Rauchkasten und Schornstein versehen. Die Anzahl der Rauchröhren vermehrte sich schon bis zu 130 Stück.

Hierbei bemerken wir, dass für diese Röhren sich allgemein der Name Siederöhre eingeführt hat, obgleich es nicht Sieder sind, sondern Rauchröhren. Wir wollen daher in Zukunft die fälschliche, aber allgemein angenommene Bezeichnung »Siederöhren« beibehalten. Ferner sei hier bemerkt, um für die Folge stets richtig verstanden zu werden, dass unter Feuerkasten oder Feuerkiste immer die äussere, unter Feuerbüchse aber stets der innere Theil des Kessels, welcher nach der Bedeutung des Wortes das Feuer kastenförmig umschliesst, verstanden wird. Es ist stets ein kastenförmiger Constructionstheil in den andern eingeschachtelt, und da man unter Büchse einen kleineren Behälter versteht, wie unter Kasten, so wird man das Wort Feuerbüchse für den inneren, im Gegensatz zu Feuerkasten für den äusseren, gerechtfertigt finden.

Immer mehr erkannte der berühmte Schöpfer der »Rocket«, dass die Leistungen einer Maschine, die bestimmt sein soll, auf einem Schienenwege grosse Lasten fortzuschleppen resp. getrennte Städte in ein nachbarliches Verhältniss zu setzen, von der Dampfentwickelungsfähigkeit des Kessels abhängig sei und somit durch Anwendung einer bedeutend grösseren Heizfläche noch mehr gesteigert werden könne. Gleichfalls war die unmittelbare Consequenz dieses Bestrebens der für die Erhaltung der Feuerbüchse so erwünschte Umstand, dass eine minder intensive Feuerung angewendet werden konnte. Diese Tendenz gab nun in der folgenden Periode zu vielen Veränderungen Veranlassung. Während wir bis jetzt nur höchstens 2^m bis $2^m,6$ lange Kessel antrafen, finden wir im Jahre 1842 bei den Norris'schen Locomotiven schon Kessel, deren Länge mehr als 3^m betrug. Die Feuerkiste wurde hoch und lief in einen kuppelförmigen Dom aus, wodurch der Dampfraum im cylindrischen Kessel kleiner sein konnte und somit die Anbringung einer grösseren Anzahl von Siederöhren ermöglicht wurde. Auf der Great-Western Bahn treffen wir 1837 eine Locomotive von Harrison construirt, deren Feuerbüchse durch eine hohle Wand (Doppelwand mit Wassercirculation) in zwei Theile getheilt war. Auf den Bahnen der vereinigten Staaten erregte zu derselben Zeit die grosse von Gillingham & Winans in Baltimore gebaute Locomotive Aufsehen, deren $1^m,525$ im Durchmesser haltender Kessel die enorme Zahl von 400 Stück Siederöhren enthielt.

Verfolgen wir die geschichtliche Entwickelung des Locomotivkessels noch einige Jahre hindurch, so wird uns berichtet, dass der allgemeine Typus des Kessels hinsichtlich äusserer Gestalt und Lage keine Veränderung erlitt, mit Ausnahme eines Kessels, auf welchen Rusch in Philadelphia 1838 ein Patent erhielt. Die Neuheit seiner Construction bezog sich auf die Form des Querschnitts, indem derselbe von der reinen Kreisgestalt abwich und durch zwei Kreise gebildet wurde; es waren also zwei cylindrische Kessel so in der Richtung ihrer Achsen zusammengefügt, dass die Centrale ihrer Querschnittskreise kleiner war, als die Summe der Radien. Das Princip dieser Kessel-Anordnung war ebenfalls das der Vergrösserung der Heizfläche.

Es ist jedoch unbekannt, ob Rusch solche Kessel wirklich ausführen liess.

Im Jahre 1850 wurde von Kessler in Esslingen eine Maschine für die

Pfälzische Ludwigsbahn gebaut, welche einen ganz ähnlichen Kessel hatte; derselbe zeigte, dass bei einer Länge von nur $2^m,7$ und einem Durchmesser von circa $1^m,1$ eine Heizfläche von $74 \square^m$ zu erlangen sei. Bei dieser Construction (vergl. Fig. 2 und 3, Tafel IV) werden zwei im Innern des Kessels hervortretende Kanten gebildet, welche von der Durchschnittslinie der beiden Cylinderflächen erzeugt, einer Verbindung bedurften; dieselbe wurde auch in sehr zweckmässiger Weise durch eine horizontal die ganze Länge des Kessels durchlaufende Blechwand hergestellt, sie war durchlöchert und trennte den oberen Theil des Kessels, den Dampfraum von dem unteren. Gleichzeitig bot sie ein geeignetes Mittel, das durch den Dampf mechanisch mit fortgerissene Wasser aufzufangen und in den Wasserraum zurückzuführen. In späterer Zeit, etwa um's Jahr 1848 begegnen wir nun noch der, nicht zu empfehlenden, ovalen Querschnittsform der Locomotivkessel. Wir finden dieselben zuerst auf der York-Newkastel und Berwick Eisenbahn bei Maschinen von Hawthorn in Newkastel angewendet. Der verticale Durchmesser übertraf jedoch den horizontalen nur um circa 50^{mm}.

In Betreff der inneren Einrichtung der Kessel kann man sagen, dass die Siederöhren Stephenson's bis zum heutigen Tage für die Dauer nicht verdrängt worden sind, obgleich man mehrfach bemüht war, durch andere Röhrensysteme die Berührung der Heizgase mit dem Wasser mehr auszudehnen und intensiver zu machen.

Ausserdem sind noch eine grosse Zahl von ganz abweichenden Locomotivkessel-Constructionen in einzelnen Exemplaren zur Ausführung gekommen, z. B. mit conischen in der Feuerbüchsdecke eingeschraubten Siederöhren (von Vulkan Foundry), mit gebogenen Siederöhren, die mit dem einen Ende in der Feuerbüchsdecke, mit dem andern Ende in der Rauchkammer-Rohrwand befestigt wurden (von Dymphel), mit geneigten Field'schen Röhren (von J. A. Miller in Boston) etc. zur Ausführung gekommen, aber keine dieser meist complicirten Constructionen hat bis jetzt Stephenson's ebenso einfachen, als wirksamen und soliden Röhrenkessel zu verdrängen vermocht.

Während wir nun in den vorstehenden Notizen die allmähliche Entwickelung des Locomotivkessels in aller Kürze und in den allgemeinsten Umrissen gegeben haben, wollen wir die folgenden Paragraphen einer aufmerksameren Betrachtung und Erörterung derjenigen Veränderungen an den einzelnen Constructionstheilen des Kessels widmen, welche, obgleich sie sich grösstentheils auf den ersten Blick der Wahrnehmung entziehen — doch sehr wesentlich sind.

Um eine bessere Uebersicht zu gewinnen und das Nachschlagen und Auffinden eines Gegenstandes im Handbuche zu erleichtern, zerlegen wir den ganzen Kessel in seine drei Hauptbestandtheile und behandeln diese in den folgenden drei Abtheilungen nacheinander.

I. Abtheilung.

Feuerkasten.

§ 2. Allgemeines, Form und Dimensionen. — Der eigentliche Feuerkasten, das ist, nach der in der Einleitung gegebenen Erklärung, der äussere Mantel des Feuerraumes, zerfällt hinsichtlich der Gestalt in drei Hauptgattungen.

Man spricht nämlich von glatten, überhöhten und hohen Feuerkisten.

Die Letzteren als die älteren unterscheiden sich von anderen dadurch, dass sie eine kuppelförmige Erhöhung nach oben bilden, welche zugleich die Stelle eines Domes vertritt. Absolut richtig ist es nicht, wenn wir eben behaupteten, dass die hohe Feuerkiste die älteste sei, denn R. Stephenson versah seine »Rocket« mit einem Feuerkasten, der in keine der vorhin unterschiedenen Gattungen gehört, indem derselbe kaum die Höhe bis zur Mitte des cylindrischen Kessels erreichte, auch finden wir schon 1831 Locomotivkessel mit überhöhten Feuerkasten ebenfalls von R. Stephenson gebaut; dessen ungeachtet ward der hohe Feuerkasten in der ersten Periode nach der von Stephenson verbesserten Locomotive allgemein als constructiv betrachtet.

Die Dimensionen der Feuerkasten variiren sehr. Im Allgemeinen macht man dieselben $0^m,9$ bis $1^m,2$ breit, fast eben so lang und je nach Form verschieden hoch. Wir werden jedoch im Laufe unserer Beschreibung finden, dass man bis zu Längen von 3^m gegangen ist.

§ 3. Hohe oder domartige Feuerkasten. — Im Horizontalschnitte zeigen die hohen zweierlei Formen, die kreisrunde und viereckige. Bei der Ersteren wird ein Cylinder aus Eisenblech gebildet, auf welchen der die Kuppel bildende Kugelabschnitt aufgesetzt wird. Die meisten dieser runden und kuppelförmigen Feuerkisten, sowohl für Personenzuglocomotiven, als auch für schwere Güterzugmaschinen bauten Bury Curtis & Kennedy in Liverpool Anfangs der Vierziger Jahre.

Der kuppelförmige Theil findet sich niemals als aus einem Stücke bestehend und ausgetrieben, sondern aus Theilen, welche durch Längsnähte mit einander verbunden sind, zusammengesetzt, oder aber nach folgender Methode von Meyer aus Mühlhausen hergestellt.

Derselbe lieferte etwa in den mittleren fünfziger Jahren eine grössere Zahl Maschinen namentlich für die österreichische Staatsbahn, und construirte die Feuerkiste als einen verticalen Cylinder vom Durchmesser des Langkessels circa $1^m,092$. Dieser Cylinder erhob sich über die Oberkante des Kessels um die Grösse seines Halbmessers und umfasste mit dem oberen Ende die Fläche einer Kugelzone, deren obere Oeffnung ein Deckel schloss (vergl. Fig. 7, Tafel III). Nach unten setzte sich der Feuerkastencylinder fort auf eine Länge von ca. $^2/_3$ seines Durchmessers, erhielt jedoch hier eine ebene Vorderwand, so dass der Schnitt in Form eines Halbcylinders erscheint (vergl. Fig. 8, Tafel III). Die Verbindung der Bleche geschah durch einfachen Uebergriff und Vernietung.

Ein nicht zu übersehender Vortheil, welchen die Form dieser runden hohen Feuerkasten gewährt, ist der, dass man eine besondere Verankerung sowie einen besonderen Dom auf dem Langkessel entbehren kann. Diese Construction von Meyer führt auch wohl den Namen »amerikanisches oder Norris'sches Locomotivkesselsystem«, da die Fabrik von Norris diese Kessel gleichfalls vorzugsweise ausführte.

Alle hohen Feuerkasten mit kreisförmigem Querschnitte weichen bezüglich ihrer Bildung sehr wenig von einander ab. Diejenigen Verschiedenheiten, welche eben stattfinden, beziehen sich auf die Dimensionen und Verbindungen, Erstere hauptsächlich wiederum auf die Höhe über dem Kessel.

Bei den runden Feuerkisten mit grösserem Durchmesser beginnt der kuppelförmige Theil meistens schon unmittelbar über dem Langkessel und trägt derselbe alsdann meistens noch einen besonders aufgesetzten Dom, der geringere Dimensionen erhält, als man gewöhnlich den Domen zu geben pflegt. Der Zweck dieser eben

erwähnten Dome ist dann grösstentheils nur um einen geeigneten Sitz für die Sicherheitsventile zu gewinnen.

Die hohe Feuerkiste findet sich am hänfigsten mit einer viereckigen Horizontal-Querschnittsform. Betrachten wir die Construction an den Maschinen der Main-Weserbahn von Kessler in Karlsruhe (Fig. 13 u. 14, Tafel III). Vier halbzöllige Blechtafeln sind vertical in ein Prisma zusammengestellt. Diese Bleche sind nach oben hin in einer Curve zugespitzt und nach inwendig einander zugebogen, so dass nach Verbindung der Ränder je zweier Blechwände durch halbrunde Winkelstreifen ein vierkantiger Dom gebildet wird. Oben ist derselbe offen und der Rand der Oeffnung von aussen durch einen aufgenieteten schmiedeeisernen Ring verstärkt. Diese Form der Feuerkasten macht eine besondere sorgfältige Verankerung, wie sie die cylindrischen oben besprochenen entbehren konnten, nothwendig.

Auf eine dieser beiden Species von hohen Feuerkasten lassen sich alle anderen zurückführen, da eben die formbildenden Elemente immer wieder zur Anwendung kommen; Abweichungen der einen Construction von der anderen beziehen sich auf die Details.

Bei der Kessler'schen Construction waren z. B. die Seitenwände des Feuerkastens in der Mitte ein wenig nach aussen erweitert für den Zweck eine grössere Anzahl von Siederöhren placiren zu können. Ohne Rücksicht hierauf würde man diese Wände ganz eben gestalten. Ferner sind auch zur Bildung der Kanten des Feuerkastens statt der von Kessler verwendeten, besonders geschmiedeten halbrunden Winkelbleche eigentliche scharfe Winkeleisen benutzt worden, wodurch die Verbindung jedoch an Festigkeit verloren hat.

Andere Unterschiede der hohen Feuerkasten bestehen hauptsächlich in den verschiedenen Höhen, mit welchen sich dieselben über den Langkessel erheben, der grösseren oder minderen Schlankheit des oberen Theils und in den verschiedenartigsten Verankerungsmethoden, welche bei den hohen viereckigen Feuerkasten zur Anwendung kommen. Die Verankerungen werden wir in einem der nächsten Paragraphen speciell betrachten. Die hohen Feuerkisten werden in neuerer Zeit nur noch selten ausgeführt, weil die sichere Verankerung bei der jetzt fast allgemein eingeführten höhern Dampfspannung nur sehr schwierig herzustellen ist.

§ 4. Erhöhte Feuerkiste. — Dieselbe erhebt sich über dem Kessel nur wenig im Vergleich zu den eben besprochenen hohen und bildet niemals eine Kuppel. Sie unterscheidet sich von den Ersteren ausserdem dadurch, dass die Decke gewöhnlich mit den Seitenwänden einer Blechtafel hergestellt und so gebogen ist, dass sie meistens eine mit dem oberen Theile des cylindrischen Langkessels concentrische Wölbung bildet.

Mit der auf diese Weise gebildeten Decke und den Seitenwänden sind nun die Vorder- und Hinterwand des Feuerkastens vereinigt und zwar entweder so, dass sie dicht an die Decke herantretend durch einen gewöhnlichen Winkelring mit einander vernietet sind, oder dass an die Stelle dieses gewalzten Winkeleisens ein besonders für diesen Zweck geschmiedeter Winkelring von halbkreisförmigen Querschnitt gesetzt wird, dessen grösseres Compensationsvermögen der ungleichmässigen Spannung in dem Feuerkasten-Material sehr zu Statten kommt.

Ausgeführt sind diese letzteren Verbindungen z. B. bei der Semmering-Locomotive, System Engerth, gebaut in der Maschinenfabrik in Esslingen. In neuerer Zeit wird in vielen Locomotivfabriken Hinter- und Vorderwand des Feuerkastens mit einem umgebogenen Rande versehen, welcher von dem Deckbleche umfasst wird, und

vermeidet dadurch eine zweite Nietreihe. Es wird jedoch immer zu empfehlen sein, den eben vorhin angeführten, geschmiedeten halbrunden Winkel bei dieser Verbindung in Anwendung zu bringen, da die gewalzten Bleche beim Umbiegen in ihrer Structur sehr leiden und dadurch der Gefahr ausgesetzt sind, sehr leicht Längsrisse zu bekommen.

Als besonders bemerkenswerth in dieser Beziehung sind die Feuerkisten der Locomotiven auf der Great-Western-Bahn, siehe Tafel IV, Fig. 4 und 5, deren Decke und Seitenwände aus fünf einzelnen Blechen gebildet waren, die Vorder- und Hinterwand bestanden aus ganz ebenen Platten; so wie die der Maschine Liverpool nach Crampton'schem System auf Tafel IV, Fig. 6 und 7, welche, beiläufig bemerkt, die grosse Heizfläche von 212□^{m},7 hatte.

Der vordere Theil des die Decke und Seitenwände bildenden Bleches ist an der Vereinigungsstelle mit dem Kessel ausgebaucht und der Form des Letzteren genau angepasst. Die Vorderwand fehlt oben gänzlich, nur das unter dem Langkessel liegende, den Feuerkasten abschliessende Stück ist vorhanden. Die Hinterwand ist nicht eben, sondern tritt circa in ihrer Mitte aus der oberen Ebene noch weiter nach hinten heraus. Sie ist mit umgebogenem Rande versehen und durch diesen mit dem Deckbleche vernietet.

Bei Besprechung der Feuerbüchsen werden wir auf diese beiden Feuerkasten nochmals zurückkommen wegen der in beiden in verschiedener Weise angebrachten doppelten Querwände zur Vergrösserung der Heizfläche.

Die Verbindung der Feuerkastenwände ist ohne besondere Eckeisen bewerkstelligt, indem dieselben durch die umgebogenen Ränder der Bleche ersetzt wurden. Durch die den Feuerraum in zwei Theile trennende doppelte Wand war es ausserdem nothwendig dem Feuerkasten zwei Feuerlöcher zu geben, da in jedem der beiden Räume besonders gefeuert werden muss.

Feuerkasten für die sogenannten Rush'schen Kessel, welche vorzugsweise, wie wir in der Einleitung schon bemerkten, von Kessler ausgeführt wurden, gehörten bis jetzt nur zur Kategorie der erhöhten, sie existiren in zweierlei Querschnittsformen; entweder schliessen sie sich dem Querschnittsprofil des Kessels an, wie bei den 1851 gebauten Locomotiven für die Hessische Ludwigsbahn (Fig. 2 und 3, Tafel IV), oder die Decke ist einfach gewölbt nach einem den Halbmesser des grösseren Kesseltheils um einige Zolle übertreffenden Radius. Siehe Tafel IV, Fig. 1, woselbst der Feuerkasten der Maschine »Pfeil« von der Taunusbahn dargestellt ist.

Die letztere Construction ist bedeutend einfacher und in vielen Beziehungen zweckmässiger als die zuerst erwähnte, indem namentlich die Verankerungen der Seitenwände von der Feuerkiste einfacher und solider ausgeführt werden konnten.

Eine erhöhte Feuerkiste neuester Construction ist in den Figuren 3 und 4 auf Tafel III dargestellt; dieselbe ist den im Jahre 1872 von der Hannoverschen Maschinenbau-Actien-Gesellschaft für die Köln-Mindener Bahn erbauten Lastzuglocomotiven (mit 480^{mm} Cylinderdurchmesser und 610^{mm} Kolbenhub) entnommen. Die oberen Theile der geraden Endwände sind mit der kreuzförmig gebogenen Decke mittelst angenieteter kräftiger Blechwinkel *A*, *A* verankert, von denen 6 Stück an der Hinterwand und 4 Stück an der Vorderwand angebracht sind, während die ebenen Flächen der Seitenwände oberhalb der Feuerbüchse durch an jeder Seite angenietete 6 Stück Traglappen *B*, *B* verstärkt sind, auf welchen die 12 Deckenanker *C*, *C* aufruhen und mit denselben seitlich verbolzt sind, so dass die Feuerbüchsdecke an diesen Ankerbarren förmlich aufgehängt werden konnte, ohne dass sich die Enden der

Ankerbarren auf die oberen abgerundeten Ecken der geraden Seiten- oder Endwände der Feuerbüchse zu stützen brauchen und die Decke für die Wassercirculation freier bleibt, wodurch dieselbe vom Kesselstein besser rein zu halten ist, nicht so leicht durchbrennt und sicherer verankert wird. Wir kommen auf diese Construction bei der Besprechung der Deckenanker in § 8 nochmals zurück.

Ueber die Eckverbindungen bei den äusseren Feuerkastenwänden sei hier noch angeführt:

Fig. 5.

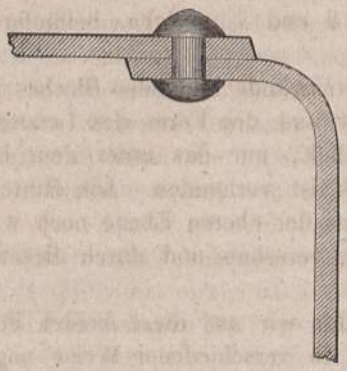


Fig. 6.

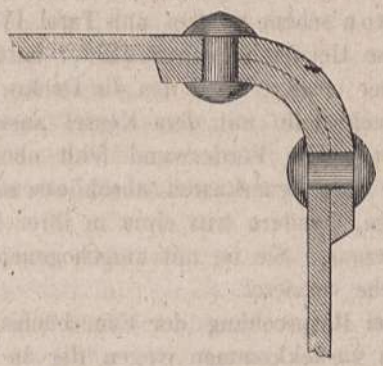


Fig. 7.

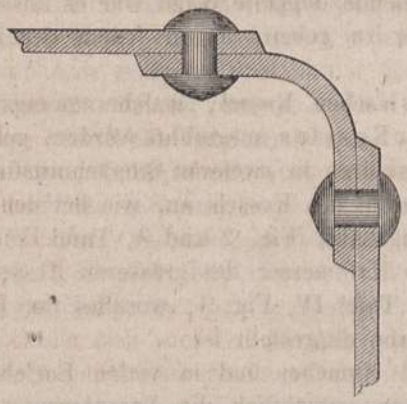
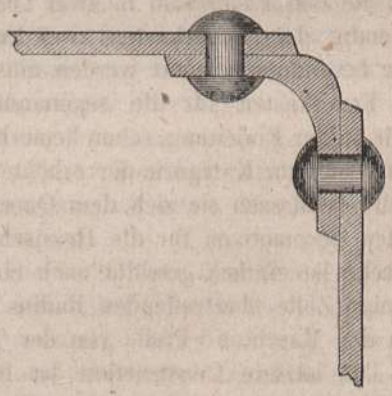


Fig. 8.



1) Dass die in Fig. 5 dargestellte Verbindung namentlich von Bury, Wilson, Stephenson, Gouin und einigen anderen Fabriken bei halbcylindrischen Feuerkasten ohne hohen Dom angewandt wurde; hierbei würde Bedingung sein, zu der Vorder- und Hinterwand, an denen die Umbiegung der Ränder geschieht, Bleche von vorzüglichster Qualität zu wählen.

2) Die in Fig. 6 daselbst gezeichnete Verbindungsmethode ist in ausgedehnter Weise in den Jahren 1830 bis 1842 von R. Stephenson in Anwendung gebracht bei den hohen und viereckigen Feuerkasten. Trotz der schwierigen und kostspieligen Anfertigung dieser Verbindung verdient sie besonders empfohlen zu werden. Die Erfahrung hat gelehrt, dass die Feuerkasten bei Maschinen, die bereits zwölf Jahre im Dienste gewesen, noch gesund und brauchbar erhalten blieben mit Ausnahme der unteren, dem Roste nahe liegenden Theile, welche natürlich mehr leiden.

Der in Fig. 7 (p. 214) skizzirten Methode von Stephenson, Kessler, Derosne und Cail ist schon Erwähnung gethan. Diese Verbindung sollte immer aus besonders in Gesenken geschmiedetem Eisen, nicht aber aus gewalztem Blech angefertigt werden.

Cockerill verbesserte diese Verbindung, wie es Fig. 8 (p. 214) zeigt. Das scharfkantige Winkeleisen wurde dagegen von Scharp und anderen für diesen Zweck eingeführt.

§ 5. Glatte Feuerkisten. — Wir gehen nun zu der dritten Hauptgattung von Feuerkasten über, zu der glatten, auf welche man in der neuesten Zeit häufig wieder zurückkommt, da sich die Kessel mit hohem viereckigen Dome über der Feuerkiste, wie sie zuerst von Stephenson gebaut und unten § 3 beschrieben wurden, als unzweckmässig und nachtheilig erwiesen haben. Man hat in neuerer Zeit diese Constructionen gänzlich verlassen und zieht neben der erhöhten Feuerkiste die glatte vor.

Diese Construction besteht darin, dass man den Feuerkasten in gleicher Breite mit dem cylindrischen Kessel herstellt. Die Decke der glatten Feuerkiste ist nichts weiter, als eine Fortsetzung der oberen Hälfte des cylindrischen Kessels. Letzterer vereinigt sich mit seinem unteren halben Umfange mit der Vorderwand des Feuerkastens, die zu dem Ende halbrund ausgeschnitten ist. Die Hinterwand des Feuerkastens dagegen erhebt sich vertical bis zur Decke des Halbcylinders und ist an ihrem umgebogenen Rande mit der Decke vernietet.

Die ersten Kessel vortrefflicher Ausführung zur Zeit des Jahres 1849 waren die an den nach dem System Crampton mehrfach ausgeführten Maschinen.

Fassen wir die von Derosne und Cail in Paris gebauten Eilzuglocomotiven speciell ins Auge in Bezug auf die Construction des Feuerkastens. Tafel IV, Fig. 8 und 9. Derselbe besteht aus vier Seiten- und einer Deckplatte, welche in ihrer Vorder- und Hinterwand durch deren umgebogene Ränder verbunden sind. Da die Breite der Feuerkiste gleich dem Kesseldurchmesser $= 1^m,220$ ist, so fällt bei dieser Construction der bisher gewöhnliche winkelförmige Absatz, oder die Erweiterung des Feuerkastens gegen den cylindrischen Kessel ganz weg, wodurch die Construction bei Weitem mehr Stärke bietet, denn jene Winkelverbindungen waren an den bisherigen Locomotivkesseln immer die schwächsten Stellen und gaben häufig Veranlassung zu Explosionen.

Eine Abweichung hiervon sind die Hannoverschen Crampton'schen Maschinen, welche im Langkessel einen grösseren Durchmesser haben, wie die Feuerkastenbreite, daher die Feuerkiste vor der Treibachse aufgetrieben. Ueber die Zusammensetzung der Bleche der Feuerkiste siehe das Weitere in der Skizze.

Bei der auf der Münchener-Industrie-Ausstellung im Jahre 1854 ausgestellten Schnellzuglocomotive, welche aus den Maffei'schen Eisenwerken »Hirschau« hervorgegangen war, hatte die Feuerkiste eine Länge von $1^m,16$ und eine Breite von $1^m,29$, welches letztere Maass auch das des Durchmessers vom cylindrischen Kessel war. Jedoch bestanden Decke und Seitenwände aus einer einzigen Blechtafel und war insofern die Construction der Vorigen vorzuziehen, weil, wie auch die Erfahrung gelehrt, bei Explosionen von Dampfkesseln vorzugsweise die Verbindungsnähte zerrissen wurden, also diese sich als die schwächsten Stellen in der Construction kundgaben, indem in der Nähe der Nietreihen die Rost- und Kesselsteinbildung einen besonders günstigen Ort fand. Es ist deshalb unzweifelhaft vorzuziehen, wenn es die Dimensionen erlauben, die Wandungen bei Feuerkasten sowohl, als auch die der Langkessel aus ganzen Blechtafeln herzustellen und Vernietungen dadurch möglichst zu vermeiden.

Die in Fig. 5 und 6, Tafel III dargestellte Feuerkiste von Lastzugmaschinen der Kaiser-Ferdinands-Nordbahn gehört der Construction nach unter die erhöhten

Feuerkisten, obwohl die Decke in gleicher Höhe mit dem obern Theil des cylindrischen Kessels liegt, indem, ebenso wie bei den überhöhten Feuerkisten, der Theil *B*, welcher den Uebergang von dem obern Theil der ebenen Seitenwände und Decke in den cylindrischen Kessel bildet, mit dem untern Theil der Vorderwand *C* aus einem Stück besteht und aus dem besten Eisen ausgetümpelt werden musste.

Dagegen reicht die Vorwand *C* der in Fig. 1 und 2, Tafel III dargestellten Feuerkiste von Tenderlocomotiven der Bergisch-Märkischen Bahn (gebaut 1872 von der Hannoverschen Maschinenbau-Actiengesellschaft) nur etwas über die Mitte des cylindrischen Kessels und schliesst sich hier an die halbcylindrische Deckplatte *B* an, welche eine Verlängerung des cylindrischen Kessels bildet. Ausser der Verankerung von Hinter- und Seitenwänden durch die 2 Blechwinkel *A* in den Ecken, sind noch 4 Längsanker *D*, *D*, welche an die am cylindrischen Kessel angenieteten Ohren *d* angreifen, sowie 4 Queranker *E*, *E*, welche gabelförmig die an die Deckplatten angenieteten Lappen *e e* anschliessen, angebracht.

Die Herstellung einer glatten Feuerkiste ist äusserst bequem im Vergleich zu der einer andern Gattung und verleiht der Decke eine sehr grosse Steifigkeit. Als Unzweckmässigkeit derselben wird angeführt: der geringe Raum über der Feuerbüchse, welcher allerdings einer Verankerung, wie sie die hohe und erhöhte Feuerkiste erfordert, erschwert, jedoch ist dieselbe hier auch nicht in jener Form absolut nothwendig, da man in anderer Weise, nämlich durch die erwähnte Anbringung von Blechwinkeln in den Ecken, eine genügende Absteifung erzielen kann. Nach einem Bericht über die IV. Versammlung der Techniker des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen, welche in München am 28. bis 30. September abgehalten wurde, soll, nach vorliegender Erfahrung zu urtheilen, der lichte Abstand zwischen den Decken der Feuerbüchse und des Feuerkastens bei den glatten Feuerkasten mindestens betragen:

460^{mm} für Kessel mit Sammelrohr,
420^{mm} für Kessel mit Dom auf dem Langkessel,
480^{mm} für Kessel mit Dom auf dem Feuerkasten.

Da wir später bei der Beschreibung der Verankerungen wegen der ausserordentlich grossen Anzahl der verschiedenartigsten Constructionen derselben den Text durch Zeichnungen erläutern müssen, so verweisen wir hier auf die für jenen Gegenstand beigefügten Skizzen, sowie auf die Tafel III, IV u. V, aus denen gleichzeitig die verschiedene Construction der Feuerkasten, sowie der Feuerbüchsen ersichtlich ist.

§ 6. Abweichungen von den Grundformen der erhöhten und glatten Feuerkisten. — Sowohl bei der erhöhten, als bei der glatten Feuerkiste hat man hinsichtlich der Stellung der Hinterwand vielfach die alte Gewohnheit, dieselbe normal zur Längsachse des Kessels zu stellen, verlassen und sie in eine schräge Lage gebracht. Als Beispiele hierfür bezeichnen wir die Locomotive von Fell für die Mont-Cenis-Eisenbahn mit einem 2^{m},092 langen Kessel von 0^{m},962 Durchmesser.

Der Feuerkasten gehört zu den glatten, aber die Hinterwand sowohl des Feuerkastens als der Feuerbüchse neigen sich mit ihren oberen Enden dem Kessel zu. Dasselbe finden wir bei den Maschinen No. 250 bis 270 der Hannover'schen Staatsbahn, siehe Fig. 9 und 10 (p. 217), mit dem Unterschiede, dass hier die Neigung eine noch grössere ist und in Bezug auf die Verticale ca. 30° beträgt. Diese Neigung der Hinterwand ist hauptsächlich deshalb ausgeführt, um eine grössere Rostfläche zu erzielen, zugleich ist die Hinterwand bedeutend verkürzt und der Rost stark ge-

neigt, um die Hinterachse unter dem Feuerkasten placiren und eine günstigere Lastvertheilung auf die Achsen vornehmen zu können.

Fig. 9.

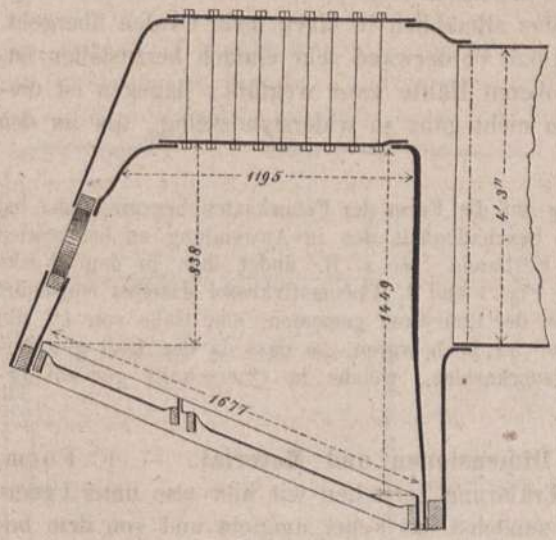


Fig. 10.

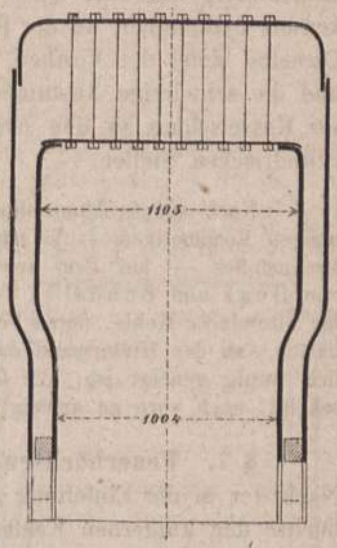


Fig. 11.

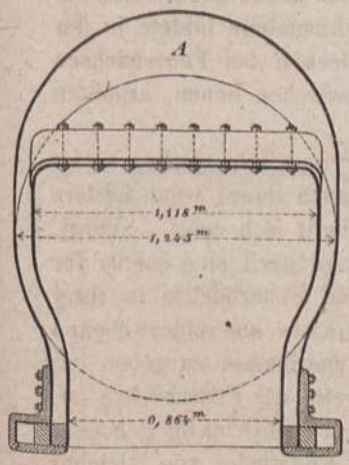
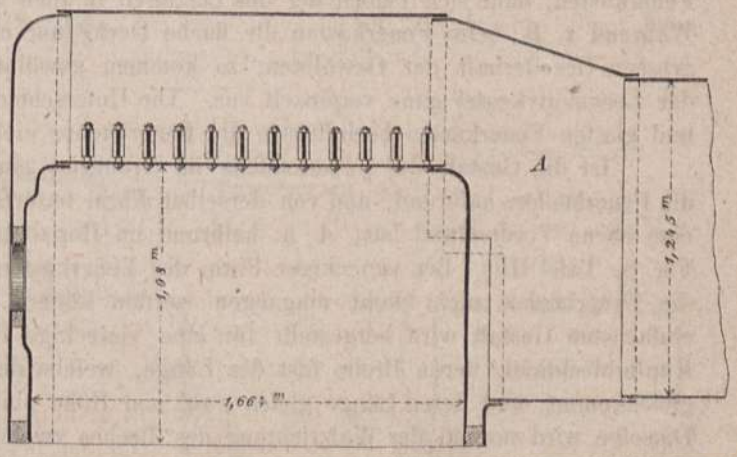


Fig. 12.



Eine andere Abweichung in der Construction dieser eben erwähnten Feuerkasten besteht darin, dass sie eine flache Decke haben, die jedoch nur eine Eigenthümlichkeit bei den überhöhten Feuerkasten ist. Sie hat ihren Grund in der gleichzeitig in der Skizze dargestellten Verankerungsmethode der Decke der Feuerbüchse durch eiserne Schraubenbolzen als Ersatz für die Deckbarren.

In den amerikanischen Locomotivfabriken hat sich eine eigenthümliche Construction der Feuerkisten herausgebildet. Die Feuerkiste ist meist etwas überhöht und ist zwischen dem cylindrischen Kessel und der Feuerkiste ein conisch sich erweiternder Schuss eingeschaltet, der unterhalb die halbcylindrische Fortsetzung des Langkessels bildet und an die umgekrempelte Flantsche der Vorderwand angenietet ist,

während dies conisch erweiterte Ende der oberen Hälfte über die Deckplatte der Feuerkiste greift und mit dieser ohne Winkelverbindung vernietet ist. Diese Einrichtung geht aus den umstehenden Figuren 11 u. 12 (p. 217) hervor und ist daraus zu entnehmen, dass der Querschnitt dieses Zwischenschusses *A* in der Nähe des Langkessels cylindrisch, an der Feuerkiste aber allmählich in einen mehr Ovalen übergeht. Dieselbe bietet den Vortheil, dass die kurze Vorderwand sehr einfach herzustellen ist, und die schwierige Austümpelung der oberen Hälfte ganz wegfällt; dagegen ist dieser Kesselschuss an den ovalen Theilen nicht ganz so widerstandsfähig, als an den cylindrischen Stellen.

Noch andere Abnormitäten in Bezug auf die Form der Feuerkasten begegnen uns bei einigen Locomotiven — je nach Art und Beschaffenheit des in Anwendung zu bringenden Brennstoffes — auf dem amerikanischen Festlande. So z. B. findet man in dem Werke von Henz und Bendel[2]), Text-Blatt *F*, Fig. 1 und 2, Locomotivkessel daselbst construirt für bituminöse Kohle, deren Feuerkasten an der Rohrwand gemessen, eine Höhe von $1^m,169$ hatten, an der Hinterwand dagegen nur $0^m,58$ hoch waren, so dass da der Rost gewöhnlich wenig geneigt ist; die Decke des Feuerkastens, welche im Querschnitt gewölbt erscheint, nach vorn zu ansteigt.

§ 7. Feuerbüchsen. Form, Dimensionen und Material. — 1. Form. Nach der in der Einleitung gegebenen Erklärung verstehen wir hier also unter Feuerbüchse den kupfernen Kasten, welcher zunächst das Feuer umgiebt und von dem bereits besprochenen Feuerkasten eingeschlossen ist. Ueber denselben ist im Allgemeinen zu sagen, dass er hinsichtlich seiner Gestalt und Form sehr abhängig ist vom Feuerkasten, ohne sich jedoch der des Letzteren in allen Theilen genau anzuschliessen. Während z. B. beim Feuerkasten die flache Decke nur eine Ausnahme bildete in der grossen Gesellschaft der Gewölbten, so kommen gewölbte Decken bei Feuerbüchsen der Locomotivkessel ganz vereinzelt vor. Die Unterschiede zwischen hohen, erhöhten und glatten Feuerkasten beeinflussen die Feuerbüchse nicht.

Ist die Gestalt des Feuerkastens im Grundriss eine cylindrisch runde, so ist die Feuerbüchse halbrund, und von derselben Form natürlich auch dann, wenn Erstere eine ebene Vorderwand hat, d. h. halbrund im Horizontalschnitt sich zeigt. (Vergl. Fig. 8, Tafel III.) Bei viereckiger Form des Feuerkastens wird auch eine solche für die Feuerbüchse nicht wohl umgangen werden können. Die Feuerbüchse in ihrer einfachsten Gestalt wird hergestellt für eine viereckige Feuerkiste aus einer ebenen Kupferblechtafel, deren Breite fast der Länge, welche der Feuerbüchse zu geben ist, gleichkommt, und deren Länge gleich zwei mal Höhe plus Breite der Feuerbüchse ist. Dieselbe wird normal der Walzrichtung des Bleches zweimal so rechtwinklig gebogen, dass das mittlere Stück die Decke bildet, und die beiden Endstücke von gleicher Länge die Seitenwände darstellen. In dies so hergestellte Stück werden die an drei Seiten mit umgebogenem Rande versehenen Rohr- und Hinterwand auf bekannte Weise eingesetzt und vernietet.

Auf diese Weise finden wir die Feuerbüchsen bei Maschinen der Berlin-Potsdam-Magdeburger Eisenbahn hergestellt. Fig. 13 u. 14 (p. 219), sowie bei der Locomotive »Pfeil« von der Taunusbahn (Fig. 1, Tafel IV). Nur sind bei diesen Feuerbüchsen die Seitenwände nicht ganz parallel. Feuerbüchsen, welche hinsichtlich ihrer Zusammensetzung ganz gleich den vorigen sind, bei denen jedoch der obere Theil

---

[2]) Aufsätze betreffend das Eisenbahnwesen in Nordamerika. Von L. Henz und Bendel. Berlin.

derselben breiter als der untere, weshalb die Seitenwände durch eine Kröpfung nach innen eingezogen sind, stellen die Figuren 1 — 6 und 9 — 12 auf Tafel III dar.

Herstellung der Decke aus einem besonderen Blech, bei besonders langen und

Fig. 13.

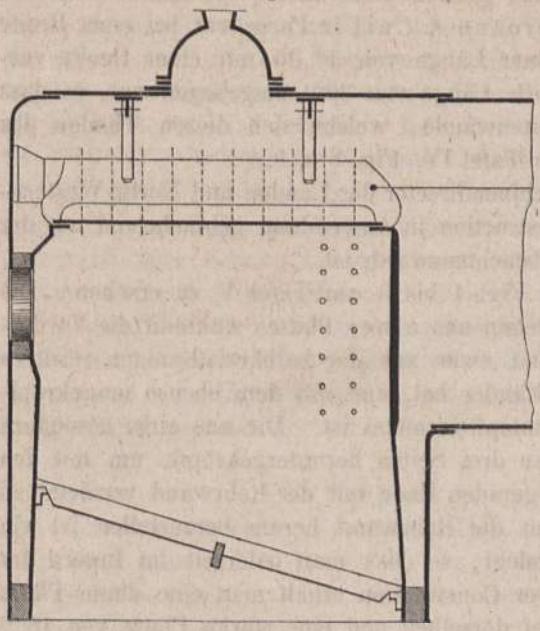


Fig. 14.

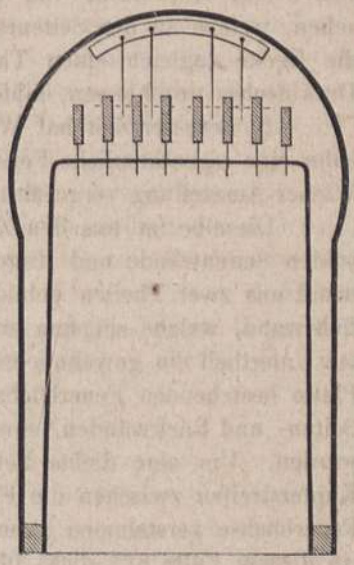


Fig. 15.

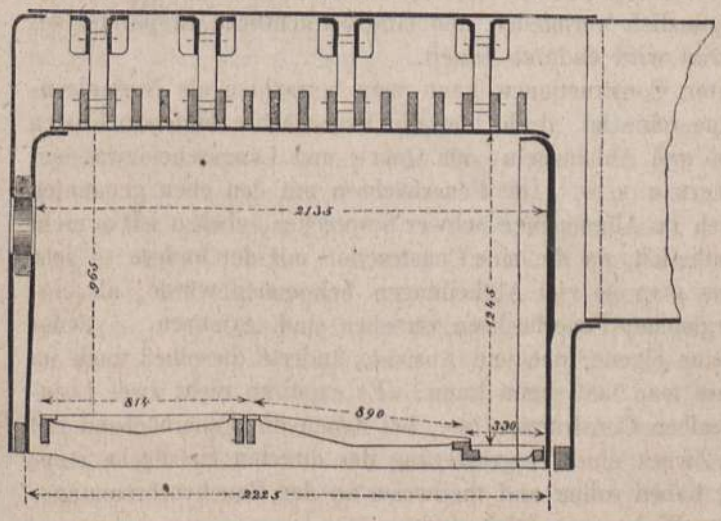
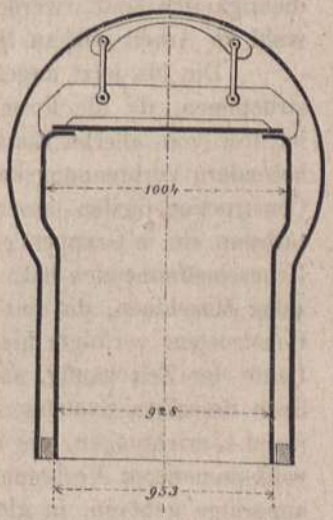


Fig. 16.



grosen Feuerbüchsen, wobei die Herstellung so schwerer Bleche grosse Schwierigkeiten bieten würde. In diesem Falle sind natürlich auch die Seitenwände jede für sich anzufertigen, und bestehen hier die Feuerbüchsen aus fünf einzelnen Stücken.

Die Seitenwände erhalten dann oben einen umgebogenen Rand wie die Rohr- und Hinterwand, und nach Zusammensetzung dieser Wände wird schliesslich die Decke aufgelegt. Eine derartige Construction ist aus den Figuren 15 und 16 (p. 219) von schweren Güterzugsmaschinen der Hannover'schen Eisenbahn zu entnehmen und kommen dieselben in grosser Anzahl auch auf verschiedenen anderen Bahnen vor.

Die Feuerbüchse der schon bei den glatten Feuerkasten erwähnten Maschine nach Crampton'schem Systeme von Derosne & Cail in Paris war bei einer Breite von $1^{m},03$, einer Höhe von $1^{m},5$ und einer Länge von $1^{m},36$ mit einer Decke versehen, welche an den Seitenrändern auf die Länge von 30^{cm} umgebogen war, so dass die Decke zugleich einen Theil der Seitenwände, welche sich diesen Theilen des Deckbleches anschlossen, bildete. (Siehe Tafel IV, Fig. 8 u. 9.)

In neuester Zeit hat Webb, Maschinendirector der London und North-Westernbahn eine eigenthümliche Feuerbüchs-Construction in Anwendung gebracht und auf der Wiener-Ausstellung vorgeführt, die sehr beachtenswerth ist.

Dieselbe ist aus den Zeichnungen Fig. 1 bis 3 auf Tafel V zu ersehen. Die beiden Seitenwände und Hinterwand bestehen aus einer Platte, während die Vorderwand aus zwei Theilen gebildet wird, und zwar aus der halbkreisförmigen stärkern Rohrwand, welche ringsum umgekröpfte Ränder hat, und mit dem ebenso umgekröpften Untertheil (in gewöhnlicher Stärke) stumpf vernietet ist. Die aus einer besondern Platte bestehenden Feuerbüchsdecke ist an drei Seiten heruntergekröpft, um mit den Seiten- und Rückwänden, sowie an dem geraden Ende mit der Rohrwand vernietet zu werden. Um eine dichte Verbindung um die Rohrwand herum herzustellen ist ein Kupferstreifen zwischen die Flantschen gelegt, so dass man jederzeit im Innern der Feuerbüchse verstemmen kann. Bei dieser Construction erhält man eine dünne Platte (in diesem Falle 8^{mm} dick) für den Rumpf derselben und eine starke Platte von 18^{mm} für die Röhren, während die Feuerbüchsdecke 10^{mm} stark ist.

Die Rohrplatte kann leicht erneuert werden, ohne irgend wie die andern Theile der Büchse zu entfernen. Die Ecken-Nähte, welche gewöhnlich eine Quelle der Undichtigkeiten sind, werden gänzlich vermieden und eine beträchtliche Ersparniss sowohl an Arbeit wie an Material wird dadurch erzielt.

Die bis jetzt angeführten Constructionen kann man betrachten als Normalconstructionen, da die Form eine reine ist, d. h. der die Feuerbüchse bildende Kasten ist frei von allerlei Zugaben und Anhängseln, als Quer- und Längsscheidewänden, besondern Verbrennungskammern u. s. w. Die Feuerbüchsen mit den eben genannten Constructionstheilen lassen sich im Allgemeinen schwer besprechen, ebenso ist es nicht rathsam sie in Gruppen einzutheilen, da die eine Construction mit der andern so sehr Uebereinstimmendes hat, dass man so viel Abtheilungen bekommen würde, als einzelne Maschinen, die mit dergleichen Feuerbüchsen versehen sind, existiren. — Jeder Constructeur verfolgte hier seine eigene Idee und Ansicht, änderte dieselben auch im Laufe der Zeit häufig, so dass man fast sagen kann: »Es existiren nicht zwei Locotiven desselben Systems, derselben Construction etc., bei denen die Feuerbüchsen mit jenen Einrichtungen, die den Zweck einer Vergrösserung der directen Heizfläche resp. vollkommeneren Verbrennung haben sollen und theilweise zu den Rauchverbrennungsapparaten gehören, in gleicher Weise ausgeführt sind.«

Wir wollen deshalb die Feuerbüchsen, welche hier noch Erwähnung verdienen, an einzelnen Specialitäten betrachten.

Feuerbüchsen mit Querscheidewänden.

Die Feuerbüchse der Maschinen der Great-Western-Bahn. — Dieselbe hat — da das Spurmaass von $2^{m},135$ es zulässt — eine mittlere lichte Breite von $1^{m},627$ und eine Länge von $1^{m},296$. Die Seitenwände derselben stehen mit denen der Feuerkiste nicht parallel, so dass bei einem Abstande derselben am oberen Ende von 115^{mm}, der am unteren nur etwas mehr als 60^{mm} beträgt. Die beiden Seitenwände und die Decke bestehen weder aus einer einzigen Blechtafel, noch ist die Decke und jede der Seitenwände für sich bestehend, sondern dieselbe ist gebildet aus den durch Umbiegung der Seitenwände am oberen Rande überschüssigen Stücken, von denen jedes die Hälfte der Decke darstellt. Es entstand dadurch in der Mitte der Decke die auf Tafel IV, Fig. 5 sichtbare Nietnath. Ausserdem ist die Rohrwand und Hinterwand auf die übliche Weise hiermit in Verbindung gebracht. Diese Feuerbüchse ist nun durch eine aus doppelten Blechen bestehende und an beide Seitenwände angenietete Querwand oder Brücke in zwei Theile getheilt. Der hohle Raum dieser Querwand communicirt mit dem Wasserraum zu beiden Seiten. Die Wandungen der Querwand sind ebenfalls durch Stehbolzen gegenseitig abgesteift. Durch diese Einrichtung war es möglich in Rücksicht auf die grosse Breite der Feuerbüchse eine grössere Heizfläche zu erlangen. Es hatte ausserdem jede Abtheilung der Feuerbüchse einen besonderen Rost, von denen der der vorderen Abtheilung etwas höher lag als der der hinteren.

Feuerbüchsen mit Längsscheidewand.

Bei der Maschine Liverpool nach Crampton'schem System gebaut von Bury Curtis & Kennedy, Tafel IV, Fig. 6 und 7, ist die Feuerbüchse der Form des Feuerkastens angepasst und zwischen beiden 65^{mm} Wasserraum, der sich nach oben an den Seiten auf 90^{mm} erweitert. Sie ist circa 180^{mm} über dem Roste durch eine längslaufende Mittelwand in zwei Theile geschieden, so dass zwei Feuerthüren angebracht werden mussten. Der hohle Raum zwischen diesen beiden Mittelwänden kann nur am hinteren Ende auf seine ganze Höhe mit dem Wasserraume an der Hinterwand und vorn nur auf 230^{mm} mit dem Wasserraume der Vorderwand in Verbindung treten, um die ganze Rohrwand für die Einmündung der Heizröhren benutzen zu können.

Auch hier ist die Scheidewand durch Stehbolzen gut versteift. Ueber die Gestalt und Zusammensetzung der Bleche giebt die erwähnte Skizze vollständig Aufschluss. Die lichte Länge der Feuerbüchse beträgt oben $1^{m},68$, unten jedoch, wo der hintere Theil um circa 250^{mm} sich verlängert, um eine grössere Rostfläche zu erhalten, ist die Länge $2^{m},085$. Ausserdem ist die Feuerbüchse sowohl, als der Feuerkasten an seiner Vereinigung mit dem Langkessel ausgebaucht, um ihn in die Form des Letzteren überzuführen. Nach demselben Principe construirte Feuerbüchsen sind auch an Maschinen der Berlin-Potsdam-Magdeburger-Bahn in Gebrauch.

2. Dimensionen. Seit dem Jahre 1862 hat sich der Locomotivkessel insofern verändert, als in Folge Vermehrung der Kohlenheizung, lange Feuerbüchsen häufiger geworden sind. Bemerkenswerth in Bezug hierauf ist noch die im Jahre 1865 von Rogers Locomotive- und Maschinen-Fabrik für die Erie-Bahn gelieferte Locomotive mit Bissel-Vordergestell, deren Feuerbüchse eine Länge hatte von $2^{m},74$. Nach der neueren Erfahrung über die Anwendung grosser Feuerbüchsen kann angenommen werden:

a) Dass die Grösse der Feuerbüchse abhängig ist von der Beschaffenheit des Brennmaterials,

b) dass für Brennmaterial von geringerer Qualität grössere Feuerbüchsen als bisher angewandt worden sind, d. h. solche, welche über $1^m,4$ lichte Länge haben, zweckmässig erscheinen,

c) dass bezüglich der Sicherheit und Haltbarkeit keine Bedenken vorliegen, Feuerbüchsen von grösserer Länge als bisher gewöhnlich waren, auszuführen.

Den Vorzug, welchen grosse Feuerbüchsen haben vor den kleinen in Beziehung auf den Brennstoffverbrauch, ist nach Erfahrung der k. k. priv. Oesterreichischen Staatsbahn vom Jahre 1866 dadurch constatirt, dass die Roste, mithin die Feuerbüchsen von $1^m,118$ Länge 23 % Kleinkohlen mehr verbrauchten, als solche von $1^m,57$ von den nach derselben Construction ausgeführten Maschinen.

Ein ähnliches Resultat liefert die Erfahrung von den Herzoglich Braunschweigischen Bahnen, woselbst Feuerbüchsen bei den Maschinen nach System Behne & Kool mit $2^m,135$ langem Roste in Vergleich zu denen von $1^m,22$ Länge bei den gewöhnlichen Locomotiven eine Ersparung von 40 % Brennstoff ergaben. Weitere Vortheile langer Feuerbüchsen sind:

Es findet weniger ein Ueberreissen glühender Kohlen in die Rauchkammer statt, wodurch die durch diesen Umstand herbeigeführten bekannten Uebelstände in geringerem Maasse auftreten.

Ferner kann ohne allen Anstand mit Steinkohlen geringerer Qualität gefeuert werden, ohne die Dampfentwickelung und die Leistungsfähigkeit zu beeinträchtigen.

3. Material der Feuerbüchsen. Allgemein sind zur Herstellung von Feuerbüchsen zu Locomotivkesseln Kupferbleche von circa 12^{mm} Stärke in Anwendung. Vielfach sind aber auch Proben und Versuche mit Eisen- und Stahlblechen gemacht worden.

Wir führen hier an:

Die Versuche auf der französischen Ostbahn und auf der Bahn von Paris nach dem Mittelmeere, über die von den Ingenieuren Vuillemin und Delpeche berichtet wurde, dass der Mangel an gutem russischen Kupfer sowohl während der Zeit des Krimkrieges, als auch nach derselben die Veranlassung gab, den Feuerkasten und die Feuerbüchse an einigen Maschinen aus Gussstahlblech herzustellen. Eine dieser Maschinen, gebaut in den Werkstätten zu Epernay, erhielt eine Gussstahlfeuerbüchse, zu welcher Bleche von 12^{mm} Stärke (für die Rohrwand 17^{mm}) verwendet wurden. Nach etwa dreijähriger Dienstzeit, vom Januar 1859 bis December 1861, während welcher die Maschine 9415 Meilen zurückgelegt hatte, musste die Stahlfeuerbüchse wieder durch eine kupferne ersetzt werden. Das Gussstahlblech war spröde und bekam an den Ecken sowie an den Rändern der Löcher für die Stehbolzen Risse.

Auf der letzterwähnten Bahn durchlief eine Maschine mit Gussstahlfeuerbüchse in einem gleichen Zeitraume 13495 Meilen und soll dieselbe sich nach circa vier Jahren (1864) im guten Zustande befunden haben. Doch wird bemerkt, dass man zur Schonung nach dem Dienste das Feuer nur theilweise herauszunehmen pflegte, um dadurch ein allmähliches Erkalten zu bewirken.

Versuche mit eisernen Feuerbüchsen wurden auf der Bergisch-Märkischen, Grossherzoglich Badischen, Oberschlesischen und Köln-Mindener Bahn gemacht, dieselben sind als gänzlich gescheitert zu betrachten, da dieselben schon nach sehr kurzer Dienstzeit meist verticale Risse in beiden Seitenwänden und in der Rohrwand zwischen den Löchern bekamen.

Auf der Köln-Mindener Bahn hat sich gezeigt, dass eiserne Feuerbüchsen mit runder Form für kleine Maschinen mit schwachem Dampfdruck und gutem Speise-

wasser für ziemlich tadellos gehalten werden konnten, dass jedoch für grössere Maschinen dieselben nicht zu empfehlen sind. Es wird hier hervorgehoben, dass die geringere Wärmeleitungsfähigkeit des Eisens eine nicht unwichtige Rolle dabei spielt, und dass dieselben den Vortheil des gleichartigeren Materials im Kessel mehr wie aufhebt. Bei dem lebhaften und vielfachen Veränderungen ausgesetzten Feuer der Locomotiven erhalten nothwendig einzelne Stellen der Feuerbüchse, resp. jede Wand derselben mehr Hitze, als andere; bei der guten Wärmeleitungsfähigkeit des Kupfers wird verhältnissmässig schnell die grössere Hitze der einzelnen Stellen abgegeben; bei dem Eisen ist diese Ausgleichung jedenfalls eine viel langsamere, und entstehen hierdurch leicht nachtheilige Spannungen in den Wänden. Bildet sich an den Wänden eine Kesselsteinschicht, die bei schlechtem Wasser unvermeidlich ist, so wird dieser Temperaturunterschied nebst seinen Wirkungen noch erheblich vergrössert, weil die Abgabe der Wärme an das Wasser langsamer von Statten geht. Ausserdem scheint sich der Kesselstein leichter an Eisen anzusetzen, resp. daran zu haften, als an die glatten Wände von Kupfer. Die gewonnenen Erfahrungen erscheinen denen auf amerikanischen Bahnen gegenüber viel ungünstiger, als man erwarten sollte; jedoch ist dabei zu berücksichtigen, dass jene nur eiserne Feuerbüchsen für Holz und Anthracitheizung in Anwendung bringen, während die bei uns befindlichen Feuerbüchsen ausschliesslich mit Kohlen gefeuert sind. Auf den amerikanischen Bahnen pflegt man den Eisenblechen zur Feuerbüchse nur 7^{mm} Stärke zu geben, so wie der Rohrwand 10 bis 13^{mm}. Man vermeidet eben darum grössere Stärken, weil sich dieselben in so grossen Dimensionen, wie die Feuerbüchsen erfordern, nicht solid genug herstellen lassen, daher abblättern und schnell ausbrennen, auch sich leichter werfen.

Diese angeführten geringen Stärken sollen sich jedoch auch für die Maximal-Dampfspannung von 120 Pfund pro Quadratzoll, sowie für das Einundeinhalbfache, mit welcher die Kessel geprüft werden, als ausreichend erwiesen haben.

Als Ursachen der Deformation der Rohrwände der Feuerbüchse werden angeführt:

Construction, fehlerhaftes Material, Verwendung von schlechtem Speisewasser und mangelhafter Behandlung seitens der Führer, namentlich beim Einschlagen von Rohrstopfen.

§ 8. Deckenanker oder Ankerbarren und sonstige Verankerungen zwischen den Decken. — Da, wie wir bereits gesehen haben, die Decken der Feuerbüchsen alle gerade Flächen bilden, welche um so leichter durchgebogen werden können, je grösser die Feuerkasten sind, so hat man für eine genügende Absteifung, die dem ungeheuren Drucke von 6 bis 10 Atmosphären einen sicheren Widerstand entgegen zu setzen vermag, Sorge zu tragen. Diese Absteifung der Feuerbüchsdecken kann nach fünf verschiedenen Systemen erreicht werden:

1) Durch Deckenanker oder Ankerbarren, die mit ihren Enden auf die senkrechten Wände sich stützen und in der Mitte mit der Feuerbüchsdecke verschraubt sind.

a. Deckenanker in der Längenrichtung,
b. dergl. in der Querrichtung,
c. mit theilweiser Aufhängung an der Feuerkastendecke.

2) Durch Ankerbarren nach System Wernher, die an den Seitenwänden des äussern Feuerkastens befestigt sind, und an denen die Feuerbüchsdecke durch

Stehbolzen aufgehängt ist, während die Ankerbarren zugleich die Seitenwände des Feuerkastens verankern.

3) Durch Deckenstehbolzen,
   a. mit halbkreisförmiger Feuerkastendecke und flacher Feuerbüchsdecke,
   b. nach System Belpaire mit flacher Feuerbüchsdecke und flacher Feuerkastendecke.

4) Durch halbkreisförmige Decken der Feuerbüchsen ohne Deckenanker,
   a. mit glatten Decken nach System Haswell,
   b. mit vertical gewellten Decken und Seitenwänden nach System Maey.

5) Durch Verankerung nach System Becker in der Mitte zwischen System 3 und 4, wobei die Ecken zwischen Seitenwänden und den beiden Decken (der Feuerbüchse und des Kastens) nach grossen Radien abgerundet, beide Decken nur kleine Flächen haben und durch eine geringe Zahl von Deckenstehbolzen verankert sind.

Die ältere Construction sind die Deckenanker des 1. Systems, dieselben sind schmiedeeiserne Rippen, welche gewöhnlich in der Mitte höher, als an ihren Enden, hochkantig sind und in Entfernungen von $0^{m},10$ bis $0^{m},12$ von einander über die Decke gelegt und mit derselben durch mehrere Stehbolzen verschraubt werden.

Diese Ankerbarren laufen gewöhnlich nach der Längenrichtung des Kessels und stützen sich mit den abwärts gekröpften Enden auf die senkrechte Vorder- und Hinterwand, wie bei *B* Fig. 3, 4 und 8 auf Tafel IV zu ersehen ist. Bei sehr langen Feuerbüchsen jedoch würden die Ankerbarren in der Mitte zu hoch werden, um stark genug zu sein, sie müssen dann quer gelegt werden, wie in Fig. 15 u. 16, p. 219, sowie in Fig. 6 u. 7, Tafel IV, welche Construction aber bedingt, dass die Seitenwände gerade und nicht ausgebaucht sind. In Fig. 7 sind die Endstützen der Ankerbarren an der linken Seite richtig, während die der beiden vordern Deckenanker (an der rechten Seite) fehlerhaft construirt sind und wenn sie nicht noch an der Feuerkastendecke durch die Eisen *b*, *b* aufgehängt wären, keine sichere Verankerung gewähren.

Die Feuerkistendecke lässt sich bei der Längslage der Anker durch die Oeffnungen der Regulatorstopfbüchse und des Sicherheitsventiles, sowie durch Besteigen des Kessels leichter reinigen, auch können einzelne Anker bequemer untersucht und losgenommen werden. Die Deckenanker in der Längenrichtung sind daher die gewöhnlichen und sucht man bei längeren Feuerbüchsen die Deckenanker durch Hängeeisen mit der Feuerkastendecke zu verbinden wie Fig. 11 und 12 auf Tafel III zeigt.

Was die Construction der Deckenträger betrifft, so werden sie entweder massiv geschmiedet, wie nachstehende Figuren 17 und 18 zeigen, oder aus doppelten Blechplatten nach Figur 19, 20 und 21 hergestellt. Die Deckenträger Fig. 17 und 18 sind an den Stellen, wo sie durch die Bolzenlöcher geschwächt sind, aufgestaucht. Die Löcher müssen nach der Längenrichtung der Anker etwas länglich oder grösser als die Bolzenstärke sein, weil die Kupferdecke und der eiserne Anker sich verschieden ausdehnen und deshalb eine Verschiebung gegen einander erleiden, an welcher der Bolzen nicht Theil nehmen darf. Die Anker liegen nur an den Enden auf den Kanten der Feuerbüchsdecke auf, im Uebrigen stehen sie 25 bis 40^{mm} von der Decke ab, damit das Wasser unter denselben wegspülen kann, an den Stellen jedoch, wo die Bolzen durch die Decke gehen, sind Ringe *r* von der Höhe der Abstände der Deckenträger untergelegt, um die Bolzen besser in der Decke dichten zu können. Der Abstand darf nicht kleiner genommen werden, weil er sich sonst leicht mit Kesselstein ausfüllt. Die massiv geschmiedeten Anker sind theurer und leidet das Material beim Aufstauchen.

Einfacher und billiger sind die in nachstehenden Fig. 19—21 gezeichneten Deckenanker; dieselben bestehen aus je zwei in einer Entfernung von 25^{mm} von einander abstehenden Blechplatten oder Flacheisen, die nach den Enden stufenweise schmäler werden und durch einige Niete *c c* mit zwischengelegten Rohrstückchen sowie an den Enden ausserdem durch zwei eingenietete massive Eisenstücke *d d* verbunden sind. Da, wo die Bolzen durchgehen, greifen unten die Unterlegscheiben *e* und oben die Deckplättchen *f* über die beiden Theile wie dies der Durchschnitt Fig. 21 veranschaulicht. In ähnlicher Weise sind die Deckenanker von Fig. 2 und 3 und Fig. 8 und 9 der Tafel IV construirt. [3]

Fig. 17.

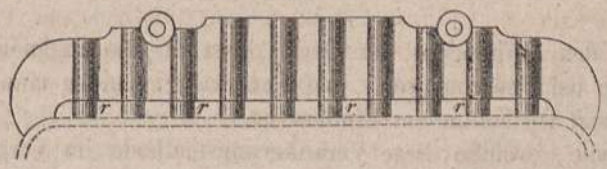


Fig. 18.

Fig. 19.

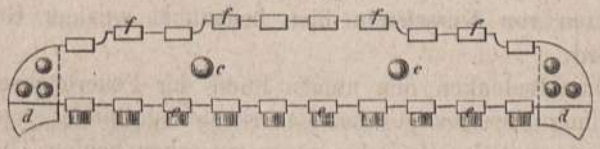


Fig. 21.

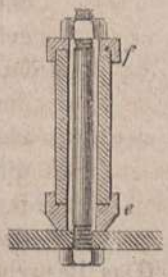
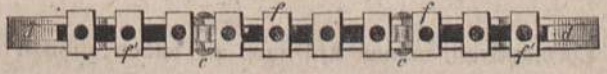


Fig. 20.



Bei dem in neuerer Zeit bedeutend gesteigerten Dampfdrucke der Locomotiven genügt die gewöhnliche Verankerung mittelst der oben beschriebenen Deckenträger nicht mehr und hängt man sie deshalb durch doppelte oder gabelförmige Hängeisen an T-Eisen, die senkrecht zur Kesselachse an die Decke des Feuerkistenmantels angenietet sind, auf, wie Fig. 11 und 12 auf Tafel III bei *h*, *h* zeigt.

Die Ankerbarren nach System Wernher kamen zuerst (1862) bei Locomotiven der Taunusbahn in Anwendung und sind in neuerer Zeit vielfach bei schweren Maschinen der Rheinischen und Köln-Mindener Bahn mit einigen Modificationen verwendet worden. Die Fig. 3 und 4 auf Tafel III veranschaulicht die von der Hannoverschen

---

[3] Man hat auch einfache Deckenanker mit T-förmigem Querschnitt construirt, vergl. Organ 1846, p. 196 und 1873, p. 56.

Maschinenbau-Actiengesellschaft für Locomotiven der Köln-Mindener Bahn ausgeführte Construction. Dabei liegen die Ankerbarren *C*, *C* quer, dieselben sind in der Mitte stufenförmig erbreitert und diese Erbreiterung nach unten gekehrt, mit den Enden ruhen sie paarweise auf schmiedeeisernen Consolen *B*, welche mittelst kräftiger Lappen und je 6 Nieten an die Seitenwände des Feuerkistenmantels befestigt und mit den Ankerbarren *C* durch Bolzen *b* verbunden sind, so dass auf diese Weise zugleich eine kräftige Verankerung der geraden Seitenwände des Feuerkastens stattfindet. An diese Ankerbarren, welche 80—120^{mm} von der Feuerbüchsdecke abstehen, ist Letztere mittelst 108 eiserner Stehbolzen, die von unten in die Decke eingeschraubt und an den Köpfen gut gedichtet sind, so aufgehängt, dass die Stehbolzen frei durch die etwas weiteren Löcher der Ankerbarren treten und oberhalb mit kräftigen Schraubenmuttern versehen sind.

Diese Art des Aufhängens der Decke lässt für die ungleiche Ausdehnung von Kupfer und Eisen bei Feuerbüchsen- und Feuerkastenwänden eine kleine Beweglichkeit zu, welche von vortheilhaftem Einfluss ist.

Die Vortheile, welche diese Verankerungsmethode im Vergleich zu den aufliegenden Deckenankern besitzt, sind:

1) es kann ein Zusammendrücken oder Stauchen der Feuerbüchswände, sowie ein Ovaldrücken der Rohrlöcher nicht durch die Verankerung veranlasst werden;
2) findet eine Verankerung der Feuerkastenwände auf's Kräftigste statt;
3) werden Feuerbüchse und Feuerkasten unter sich bedeutend fester zum Widerstand gegen den Dampfdruck verbunden;
4) der Spielraum zwischen Decke und Anker ist viel grösser, so dass dem Ansetzen von Kesselstein hier bedeutend weniger Gelegenheit geboten wird;
5) kann man ohne Bedenken den untern Rand der Feuerbüchse, da wo die Verbindung desselben mit dem Feuerkasten stattfindet, nach aussen abbiegen und statt des Zwischenringes zwischen beiden Theilen eine directe Vernietung herstellen, welche den Vorzug hat, dass eine Fuge beseitigt und die übrigbleibende viel sorgfältiger dicht gehalten werden kann.

Das Bestreben, die Locomotiven immer kräftiger zu bauen, ihnen also eine grössere Heizfläche zu geben und sie für einen grösseren Dampfdruck geeigneter zu machen, wird in Betreff der indirecten Heizfläche dadurch begrenzt, dass bei der normalen Spurweite der Durchmesser des Langkessels nicht über ein bestimmtes Maass vergrössert und deshalb die Anzahl der Siederöhren nicht beliebig vermehrt werden kann. Ebenso lässt sich die directe Heizfläche nicht durch Verbreiterung der Feuerkiste vergrössern, weil der lichte Abstand zwischen den Rädern dies nicht zulässt, auch nicht durch Erhöhung, weil die Decke immer mit Wasser bedeckt sein muss und deshalb der Langkessel bald mit Wasser angefüllt sein würde.

Um dennoch die Vergrösserung der directen Heizfläche zu erzielen, erübrigt nur, die Feuerkiste länger zu machen, und hat man dieselben bei kräftigen Güterzugsmaschinen auch wirklich auf 2^{m},5 gebracht.

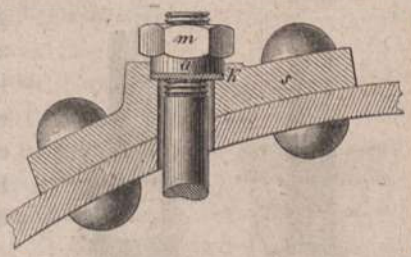
Bei solchen Feuerkisten müssten die der Länge nach gelegten Deckenanker sehr hoch sein, damit sie stark genug sind, in Folge dessen der einzelne Anker sehr schwer wird. Bei der Querlage könnten allerdings die Anker niedriger sein, die Anzahl würde jedoch grösser, so dass in dem einen wie in dem andern Falle die Feuer-

büchse ein grosses Gewicht bekommen und deshalb die Hinterachse stark belastet würde.

Durch die ums Jahr 1864 zuerst aufgetauchte Construction der Deckenstehbolzen ist diesem Uebelstande abgeholfen. Dieselben werden, wie oben bemerkt, nach zwei Methoden ausgeführt, entweder a) mit halbkreisförmiger Decke der äussern Feuerkiste in der Verlängerung des cylindrischen Kessels, oder b) mit flacher Decke des Feuerkistenmantels (nach System Belpaire).

Bei der ersteren in Fig. 1 und 2 auf Tafel III dargestellten Methode werden Sättel *s* von Schmiedeeisen auf die äussere Feuerkiste genietet, um den Zug der Stehbolzen auf eine grössere Stelle zu vertheilen und den Muttern eine ebene Unterlage zu schaffen. Je nach dem Platze, der auf der Feuerkistendecke zur Verfügung steht, macht man für einen oder mehrere Stehbolzen einen solchen Sattel *s*.

Fig. 22.



Wie nebenstehende Fig. 22 in grösserm Maassstabe zeigt, giebt man der Mutter *m* einen Ansatz *a*, mit welcher der Stehbolzen angezogen und gehalten wird, der, in eine Vertiefung des Sattels passend, Sicherheit gegen Beschädigung des Gewindes bietet. Die Dichtung wird durch eine untergelegte Kupferscheibe *k* erreicht. An der Stelle, wo die Stehbolzen durch die Decke der kupfernen Feuerbüchse treten, sind sie am stärksten und mit Gewinde, sowie nach unten mit einem sechseckigen Kopfe versehen, sie können alsdann auch, wenn sie mit Kesselstein incrustirt sind, von der Feuerbüchse aus entfernt werden.

Auf den Sächsischen Staatsbahnen hat man bei einigen Maschinen die Zahl der Ankerbarren, siehe Fig. 10 und 11, Tafel III, auf 4 Stück reducirt; dieselben liegen je 2 auf jeder Seite der Decke, während der mittlere Theil der Letzteren durch 4 Längsreihen von Schraubenbolzen, welche ebenfalls in der Decke der Feuerkiste verschraubt sind und ausserdem von aussen durch Muttern verwahrt werden, vor dem Durchbiegen geschützt wird.

An der Hinterwand ist ein T-Eisen angenietet, mit dessen Rippe die Gabelenden von 5 zwischen den Bolzenreihen sich hinstreckenden Flacheisenstäben *G G* verbunden sind. — Beim Eintritt in den Langkessel sind diese Stäbe nochmals gegabelt und die durch den Kessel sich hinziehenden Ankerstangen daran befestigt.

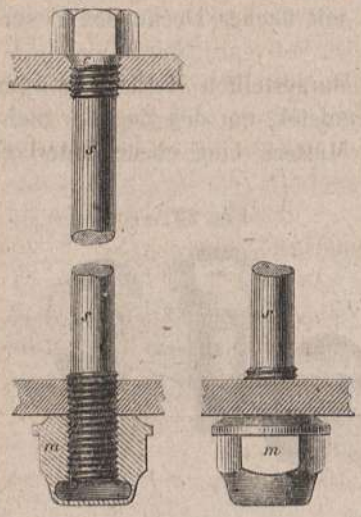
Bei der Construction des Feuerkistenmantels mit flacher Decke nach System Belpaire ist die Ausführung der Deckenstehbolzen einfacher, die Vorderwand des Feuerkastens *B C* Fig. 5 und 6 auf Tafel III erfordert aber, wie bei den überhöhten Feuerkasten eine schwierige Austümpelung und vorzügliches Material.

Die Stehbolzen *s s* sind 25^{mm} stark, im Gewinde 30^{mm}. Die Entfernung beträgt in der Längenrichtung nicht über 100^{mm} und in der Querrichtung nicht über 110^{mm}. Diese Stehbolzen werden entweder, wie Fig. 5 und 6 auf Tafel III zeigt, mit doppelten Muttern (eine unter, eine über der Feuerbüchsdecke) der besseren Dichtung wegen, oder wie aus den Figuren 23 und 24 (p. 228) zu ersehen, mit einfachen messingenen Muttern in der Feuerbüchse hergestellt.

Die Messingmuttern rosten nicht fest und sind unten geschlossen, damit sie besser dicht halten; sie werden aber bald durch das Feuer zerstört. Stehbolzen dieser Construction haben in der obern Decke den grössten Querschnitt, so dass sie nach Wegnahme der Muttern von oben leicht herausgezogen werden können, auch wenn

sich eine Lage Kesselstein angesetzt hat. Stehbolzen mit doppelten Muttern sind dagegen schwierig loszunehmen, da erst die Muttern über der Feuerbüchsdecke vom Innern des Kessels aus losgeschraubt werden müssen.

Fig. 23. Fig. 24.



Die Schrauben müssen in beiden Decken gleiche Ganghöhe haben, weil sich sonst beim Anziehen die Decken krumm ziehen. Die ungleiche Ausdehnung des verschiedenen Materials der kupfernen Feuerbüchse und des eisernen Feuerkastens hat zur Folge, dass die beiden Decken beim Anheizen eine kleine Biegung erleiden, welche auf die Ecken nur dann nachtheilig wirkt und Brüche veranlasst, wenn man denselben eine zu geringe Abrundung giebt und mit der äusseren Stehbolzenreihe zu nahe an dieselben rückt. Es ist daher zu empfehlen die Radien für die Umbiegungen der Feuerbüchsdeckenecken nicht unter 65^{mm} und die Entfernungen der ersten senkrechten Stehbolzenreihe von der innern Fläche der kupfernen Rohr- und Thürwände nicht unter 150^{mm} zu bemessen.

Bei der flachen Form der Decke des Feuerkastenmantels ist es auch nöthig, die beiden geraden Seitenwände durch eine oder zwei Reihen von An-

Fig. 25.

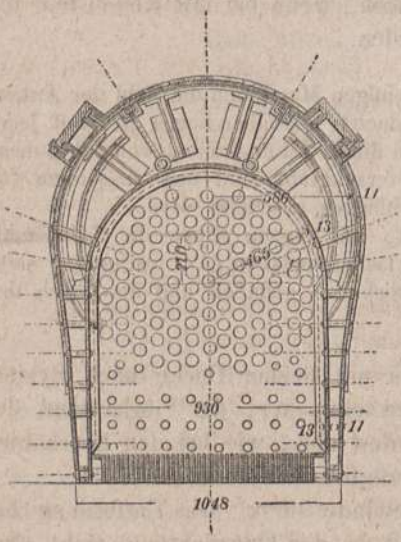
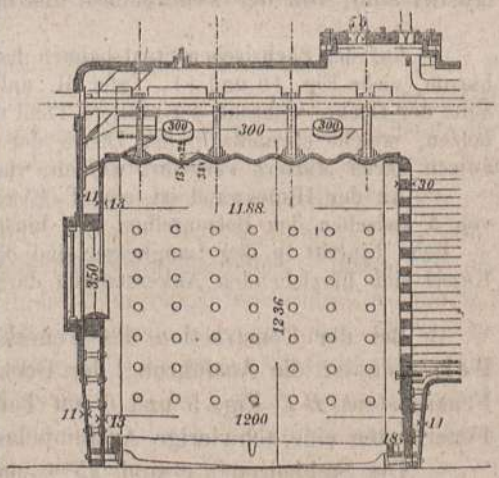


Fig. 26.



kern r (Fig. 5 und 6, Tafel III) abzusteifen. Dieselben können ganz so wie die ufrecht stehenden sein, oder man nietet innerhalb horizontal Winkeleisen an, welche in der bekannten Weise durch Queranker mit gabelförmigen Enden verbunden werden. Der obere Theil der Rückwand wird am besten durch angenietete Eckbleche A (Fig. 5 und 6, Tafel III) versteift.

Die Deckenverankerung mittelst Stehbolzen hat den Uebelstand, dass der Raum zwischen den beiden Decken sehr verbaut, deshalb nicht zugänglich und in Folge

dessen eine genaue Revision schwierig ist. Dagegen wird durch den Wegfall der Deckenbarren die Feuerbüchse bedeutend leichter als bei andern Constructionen und kann die Decke besser von Kesselstein gereinigt werden. Zu dem Ende bringt man über der Feuerbüchsdecke im Feuerkastenmantel conische Schraubenbolzen oder grössere Luken *L* (Fig. 1 und 2, Tafel III) mit aufgeschraubten Deckeln an. Die Gewichtsdifferenz eines Feuerkastens mit Deckenstehbolzen im Vergleich eines solchen mit Deckenankern wird bei $1^m,465$ Länge und $1^m,073$ Breite des Kastens auf 10 Ctr. angegeben, daher das Gewicht auf die Hinterachse durch jene Construction bedeutend vermindert wird.

In dieser Beziehung ist die grösste Gewichtsverminderung durch halbkreisförmige Deckenconstruction ohne alle Deckenanker zu erreichen.

Diese kann entweder, wie bereits oben bemerkt, mit glatten, halbkreisförmigen Decken nach System Haswell oder mit gewellter halbkreisförmiger Decke (System Maey) ausgeführt werden.

Die glatten halbkreisförmigen Feuerbüchsdecken sind jedoch nur für kleinere Maschinen und bei geringerem Dampfdrucke anwendbar und wurden (im Jahre 1868) 6 Stück Rangirmaschinen nach dieser Construction für die Kaiser Ferdinands-Nordbahn von J. Haswell (Maschinenfabrik der Oesterreich. Staatsbahn) in Wien gebaut.[4])

Die halbkreisförmigen gewellten Feuerbüchsen sind dagegen auch bei schweren Güterzugsmaschinen und bei hohem Dampfdruck von 12 Atmosphären mit sehr günstigem Erfolg ausgeführt.

Die vorstehenden Holzschnitte, Fig. 25 und 26 (p. 228), erläutern die Construction der Feuerbüchsen mit halbkreisförmiger und gewellter Decke. Die Feuerbüchse besitzt durch die Form ihrer Decke schon die nöthige Widerstandsfähigkeit und bedarf daher keiner Verankerung.

Die kupferne Feuerkiste besteht bei dieser Construction aus drei Platten, wovon die Rohrwand und die Hinterwand mit der Feuerthür, wie gewöhnlich eben eingerichtet ist. Die Seitenwände und die Decke sind aus der dritten Platte bez. aus einer Platte von gewelltem Blech hergestellt. Am Verbindungsring der stählernen Feuerkistenwandung mit der eigentlichen Feuerkiste verlaufen sich die Wellen eben. Die Seitenwände sind genau einander parallel und die Decke in einem Halbkreise hergestellt. Die Höhe einer Welle beträgt 38^{mm} und die Wellenlänge 150 bis 155^{mm}. Für die geraden Seitenwände wurden die gewöhnlichen Stehbolzen, jedoch in anderthalbfacher Entfernung (jedesmal nach der Wellenlänge) angewendet. Trotz der um die Hälfte geringeren Zahl von Stehbolzen sind bis jetzt bei 20 schon längere Zeit im Dienst befindlichen derartigen Locomotiven, ungeachtet des grossen Dampfdrucks von 12 Atmosphären noch keine Stehbolzen zerrissen; demnach scheint die Zahl entsprechend zu sein.

Das Wellen der kupfernen Blechtafel kostet für den Centner $1^2/_3$ bis 2 Thlr., also für die Feuerbüchse 8—10 Thlr. mehr, dagegen werden dieselben durch die wenigen Stehbolzen für die Feuerbüchse etwa 50 bis 80 Thlr. billiger, als solche nach gewöhnlicher Construction. Diese Feuerbüchsen sollen im Betriebe noch gar nicht gelitten haben, selbst bei schlechtem Wasser zur Kesselspeisung setzen dieselben auf den gewellten Flächen nicht den geringsten Kesselstein ab, es ist deutlich wahrzunehmen,

---

[4]) Vergl. Organ für Eisenb.-Wes. 1870, p. 126 und die Abbildungen daselbst Tafel VIII, Fig. 3 und 4.

dass die Wellenform im Betriebe keine Aenderung erfährt, bez. die Wellen kürzer oder länger werden und dass dadurch der Kesselstein abgesprengt wird.[5])

Diese Feuerkistenform bietet nachfolgende wesentlichen Vortheile:

1) Wegen deren constructiven Form gewährt sie bei dem geringsten Materialaufwand, resp. Gewicht, die grösstmögliche Widerstandsfähigkeit, Sicherheit und Schonung der Feuerbüchse. Bei dem Bestreben, des pecuniären Vortheils wegen, möglichst hochgespannte Dämpfe zu verwenden, ferner bei der Thatsache, dass keine der oben beschriebenen Verankerungen für längere Zeit zuverlässig ist, weil diese die natürliche Ausdehnung der Feuerbüchse behindern und dadurch Kräfte hervorrufen, welche auf Zerstörung der Feuerbüchse oder der Verankerung oder Beider wirken, ist die Maey'sche Construction den früher angewandten Feuerbüchsen mit ebenen Wänden und complicirter Verankerung vorzuziehen. Dagegen widersteht jene erfahrungsmässig ohne jegliche Verankerung[6]) einem Drucke bis über 20 Atmosphären, kann sich ausdehnen, wohin sie will, und verspricht eine grosse Dauer, weil sie überall gleichmässig und nirgends zu stark beansprucht werden kann.

Der Maschinenmeister Maey hat jetzt 20 Locomotiven mit dieser Construction, welche alle mit einem Betriebsüberdrucke von 12 Atmosphären arbeiten, im Betriebe. Die ersten 4 Stück vor 6 Jahren von ihm selbst erbaut, haben bis jetzt nicht die geringsten Kesselreparaturen veranlasst.

Weiter sind als Vortheile dieser Construction zu verzeichnen:

2) Erfahrungsmässig setzt sich auf den Decken dieser Kisten, selbst beim schlechtesten Speisewasser kein Kesselstein ab. Es ist in Folge dessen ein Durchbrennen derselben oder Reissen durch starken Kesselsteinansatz verursacht, nicht zu befürchten.

3) Gestattet die Kiste eine leichte Controlirung.

4) Ist dieselbe für die Wärmeabnahme geeigneter als die gewöhnliche.

5) Wird derselben durch die Wellenform und den Wegfall der Ankerung die Starrheit benommen.

Dagegen sind als Nachtheile der Maey'schen Construction anzuführen:

a. Sie vermindert beträchtlich die Anzahl der Röhren in der Rohrwand und folglich die Grösse der Heizfläche.

b. Der ganze auf die Decke der Feuerkiste durch die Dampfspannung ausgeübte Druck wird von den 4 Verticalwänden derselben aufgenommen und wird mithin auch den Stehbolzen, dem unteren Kranzringe und dem Heizthürringe mitgetheilt, welche leichter dampflässig werden.

Zur Beseitigung dieser Uebelstände hat der Centralinspector Ludw. Becker in Wien eine Combination der Feuerbüchsen mit halbkreisförmiger Decke und der flachen mit Stehbolzen verankerten Decke geschaffen, wonach bis jetzt allein auf

---

[5]) Die Priorität dieser zuerst 1867 entstandenen Construction ist unzweifelhaft dem Obermaschinenmeister Maey in Zürich zuzuschreiben; vergl. Organ 1872, p. 194.

[6]) Die in den Figuren 25 und 26 angedeuteten Deckengelenkanker haben in den Befestigungsstellen einen ziemlichen Spielraum und werden für gewöhnlich gar nicht in Anspruch genommen, heben sich vielmehr im Betriebe von ihren Sitzen ab und dienen eigentlich für nicht vorgesehene Fälle.

österreichischen Bahnen circa 300 Locomotivkessel ausgeführt sind. Bei dieser Construction ist der flache Theil der Deckenoberfläche von der Belpaire'schen Feuerbüchse (Fig. 5 und 6, Tafel III) möglichst vermindert worden, dabei aber eine hinreichende Anzahl von Deckenstehbolzen beibehalten, um eine vollständige widerstandsfähige Aufhängung herzustellen, zugleich wurde der Halbmesser der Wölbung von den halbkreisförmigen Feuerbüchsen in der Weise vermindert, dass noch immer die Widerstandsfähigkeit gewölbter Körper in grossem Maasse nutzbar gemacht und endlich die Transversaldurchzugschrauben *r r* (Fig. 5 und 6, Tafel III) oder jede ähnliche Versteifung möglichst ausgeschieden werden.

Fig. 27.

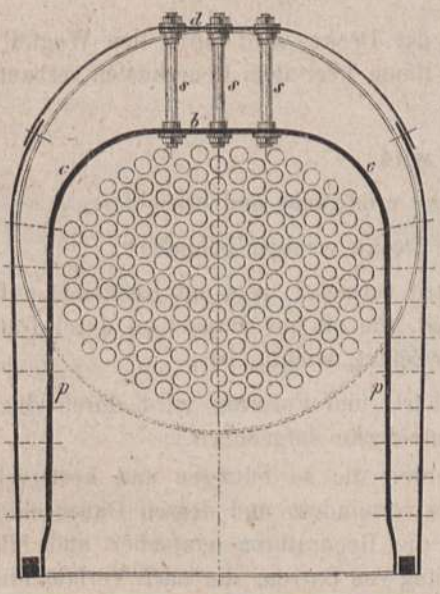
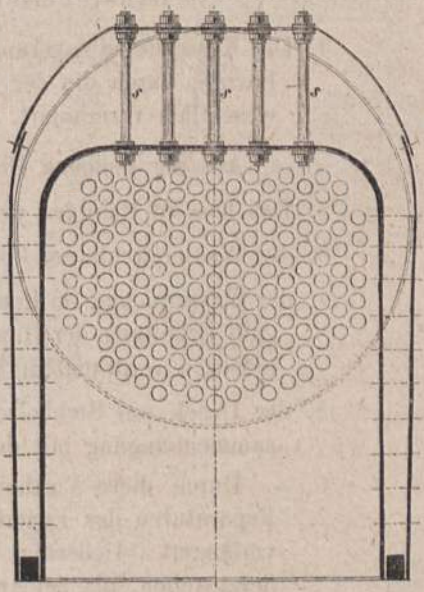


Fig. 28.



Die vorstehende Fig. 27 zeigt den Querschnitt einer derart verbesserten Feuerkiste. Es ist hier die Decke *b* derselben in der Mitte flach, aber dieser flache Theil beträgt blos circa ein Drittel der ganzen Breite der Feuerbüchse, — die beiden andern Drittel *c*, *c* sind gegen die nächstliegenden Seitenwände *p*, *p* abgerundet; — der flache Theil ist durch drei Schraubenreihen *s*, *s* an die Decke *d* des Stehkessels befestigt. Diese Letztere ist nur in ihrer Mitte flach, aber die Seitenwände sind von der Höhe an, wo die Wölbung der Feuerkistendecke beginnt, derartig gewölbt, dass sie durch ihre Form allein hinreichende Widerstandsfähigkeit bieten, um jede Versteifung durch Transversaldurchzüge entbehrlich zu machen.

Es ist einleuchtend, dass die Grösse des flachen Theiles der Feuerbüchsendecke von den übrigen Kesseldimensionen abhängt; für kleinere Locomotiven wird dieser abgeflachte Theil nicht mehr als 6 Centimeter betragen und wird dabei nicht mehr als eine Schraubenreihe angewendet, für sehr grosse Locomotiven wird der flache Theil bis zu $^2/_3$ der ganzen Breite der Feuerbüchsen betragen, wie dies aus Fig. 28 und aus Fig. 6 auf Tafel V ersichtlich.

Die Vortheile dieser Construction bestehen zum Theil in der Beseitigung der Nachtheile der anderen gedachten Anordnungen; es sind folgende.

Hinsichtlich der Herstellung:

1. Leichter im Gewichte;
2. einfacher in der Anordnung;
3. weniger umständlich in der Anfertigung und aus diesen Gründen billiger in der Herstellung um circa 130—330 Thlr. per Kessel bei 8—20 Centner Gewichtsverminderung.

Hinsichtlich der Erhaltung:

4. Die Kesselsteinablagerung auf der Decke wird durch den Wegfall der Barren, durch die der ganze Raum über dem Feuerkasten verbaut ist, wesentlich vermindert.

Aus der gleichen Ursache wird:

5. Das bessere Reinigen der Decke ermöglicht und erleichtert;
6. die Wassercirculation über der Decke weniger behindert;
7. die Wassermenge im Feuerkasten vermehrt (was mit Rücksicht auf die gute Erhaltung der Hinterwand, die oft aus Mangel an durch Dampfbläschen verdrängtem Wasser leidet, wichtig ist);
8. der Druck auf Stehbolzen, Thür- und Fussring wird durch die Zusammenhängung mit der Manteldecke aufgehoben.

Durch diese Vortheile werden die so häufigen und kostspieligen Reparaturen des Feuerkastens vermindert und dessen Dauer namhaft verlängert. Ueberdies sind die Reparaturen einfacher und billiger herzustellen, als bei Anwendung von Barren, die nach Verlauf einiger Jahre immer ganz erneuert werden müssen.

Hinsichtlich der Construction:

9. Die erzielte Gewichtsverminderung gestattet die Herstellung grösserer Rostflächen ohne zu viel überhängendes Gewicht;
10. ausgebauchte Feuerkisten können ohne Nachtheil für deren guten Bestand, und somit auch relativ grössere Kesseldurchmesser angewendet werden, was eine günstigere Anordnung der Siederöhren und die Erzielung bedeutender Heizflächen bei güntigem Verhältniss zwischen Röhren und Rostfläche gestattet, bei überdies geringem Gewichte per Einheit der Heizfläche.

Diese Vortheile gestatten die Herstellung sehr kräftiger und relativ leichter Maschinen: 150 $\square^m$ Heizfläche mit 710 Centner Totalgewicht per Locomotive in dienstfähigem Zustand.

Ueber Deckenverankerungen sind auch noch die Bestimmungen der Hamburger »Technischen Vereinbarungen« des V. D. E. V. anzuführen, welche in § 111 lauten:

Die Aufhängung eines Theiles der Deckenträger des Feuerkastens an den äussern Kessel wird empfohlen.

Die Anwendung der Deckenstehbolzen ist zulässig.

§ 9. Stehbolzen. — Dieselben bilden ausschliesslich eine Festigkeitsconstruction, indem sie den Zweck haben, die geraden Wandungen der Feuerbüchse gegen die des Feuerkastens abzusteifen und vor Deformation zu schützen. Man hat verschiedene Methoden die Stehbolzen herzustellen. Die erste und einfachste Art, in Fig. 29 dargestellt, war die, dass man eiserne Niete *a* in Entfernungen von 100 — 130^{mm} durch beide Wände hindurchzog, welche auf ihre ganze Länge zwischen den Wänden von einer gusseisernen Büchse oder Hülse *b* umgeben waren, deren Länge beim Anstauchen der Nietköpfe die gegenseitige Annäherung der beiden Wände begrenzte. Diese Stehbolzen haben indess den Nachtheil, dass die Gussstücke die Zwischenräume verengen und die Stellen der Bolzen, welche die Hülse einschliesst, weil sie von Wasser nicht umspült werden, der Zerstörung sehr ausgesetzt sind und verbrennen. Dieser Uebelstand wird bei der in Fig. 30 dargestellten Methode, nach welcher früher die Stehbolzen bei den aus der Maschinenfabrik der Wien-Gloggnitzer-Eisenbahn (jetzt Oesterr. Staatsbahn-Gesellschaft) hervorgegangenen Maschinen hergestellt wurden, vermieden.

Fig. 29.

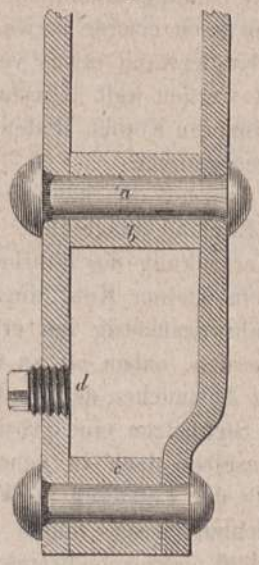


Fig. 30.

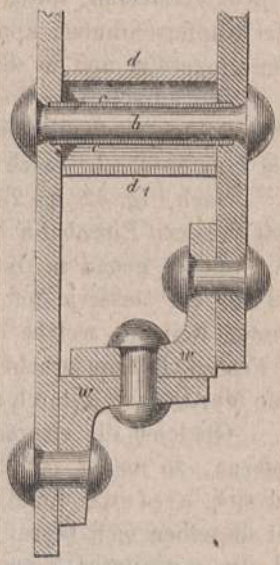


Fig. 31.

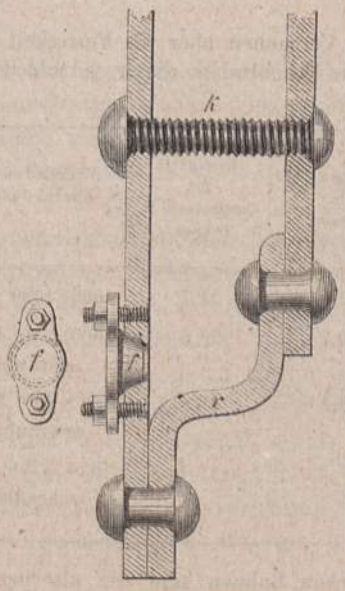
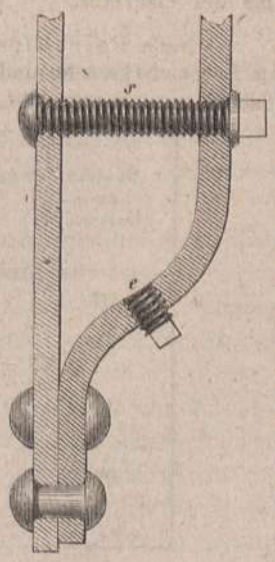


Fig. 32.



Der eiserne Nietbolzen *b* ist zunächst mit einem dünnen Kupferröhrchen *c* umgeben, welches die Löcher in den Wänden mit ausfüllt, alsdann ist der Nietbolzen im Zwischenraum noch in einen eisernen Blechcylinder *d* eingeschlossen, welcher, mit einem Schlitz versehen, dem Wasser erlaubt das Kupferröhrchen und somit den Stehbolzen abzu-

kühlen. Der Schlitz d_1 des Blechcylinders muss nach unten gekehrt sein, damit beim Entleeren des Kessels das Wasser auslaufen kann; dennoch setzt sich bei kalkhaltigem Wasser der hohle Cylinder bald mit Kesselstein zu und wurde auch diese Construction bald verlassen.

Auf noch einfachere Weise werden die Stehbolzen nach Fig. 31 (p. 233) hergestellt, die Löcher in den Wänden mit scharfem Gewinde ausgeschnitten und in diese genau passende Kupferschrauben k von Aussen fest eingedreht, welche, nachdem sie dicht verstemmt, durch die Bildung ordentlicher Köpfe gut vernietet werden. Statt dieser Kupferschrauben können auch eiserne verwendet werden, nur müssen diese von Innen eingesetzt und in der Kupferwand etwas versenkt werden.

Die äusseren Nietköpfe werden kalt angestaucht, was Sharp, Roberts & Co. in Manchester auch mit den inneren Köpfen thaten; die Erfahrung lehrte jedoch, dass diese Letzteren sehr rasch wegbrannten.

Nach Fig. 32 (p. 233) wurden die Stehbolzen s fast sämmtlicher Maschinen der Great-Western-Eisenbahn in England ausgeführt. Der Kopf hat einen conischen Ansatz, welcher genau in die Versenkung des Bohrlochs passt und hier dicht hält, während an der äussern Seite ein kleiner Kopf angestaucht wird. Die Stehbolzen der obersten Reihen, welche erfahrungsmässig am ersten brechen, weil sie am meisten auf Festigkeit beansprucht werden, haben oft an der äussern Seite an Stelle der Nietköpfe Muttern, weil durch das Anstauchen des Kopfes das Gefüge des Eisens sehr leidet.

Obgleich die eisernen Stehbolzen eine grössere absolute Festigkeit besitzen als kupferne, so macht man dieselben doch in neuerer Zeit fast allgemein von Kupfer, weil sich erstens die Köpfe der Letzteren im Feuer länger halten und zweitens weil dieselben sich besser dichten lassen, indem dies Metall plastischer als Eisen ist und die mit dieser Eigenschaft correspondirende grössere Dehnbarkeit die relative Ausdehnung der Kupferwand gegen die Blechwand mehr erträgt, wodurch das Abreissen der kupfernen Stehbolzen weniger stattfindet unter denselben Umständen, als das der eisernen.

Nach Fairbairn's Versuchen über die Festigkeit kupferner und eiserner Stehbolzen an Locomotivkesseln sind die Verhältnisse dieser verschiedenen Festigkeiten in der folgenden Tabelle zusammengestellt.

Nummer des Versuchs.	Bruchgewicht in Tonnen.	Festigkeit pro Quadratzoll in Tonnen.	Verhältniss der Festigkeiten, Versuch III, eiserne Bolzen und eiserne Platte = 1000 angenommen.
III	12,5	27,7	1000 : 1000 Eisen und Eisen.
II	10,7	23,6	1000 : 856 Eisen und Kupfer verschraubt und vernietet.
I	8,1	18,8	1000 : 648 Eisen und Kupfer verschraubt.
IV	7,2	16,1	1000 : 576 Kupfer und Kupfer verschraubt und vernietet.

Auf den amerikanischen Bahnen sind die eisernen Stehbolzen sehr verbreitet. Man macht sie dort 20^{mm} stark und placirt sie in Entfernungen von 102^{mm}.

Für den Fall, dass die Nietköpfe der Stehbolzen abbrennen, wird vom Maschinenmeister Correns in Hanau empfohlen, die Bolzen an dem betreffenden Ende auf eine Länge gleich

der Stärke der Wand ca. 5^{mm} weit anzubohren und diese Bohrung mittelst mehrerer auf einander folgenden, etwas conischen Stahldornen soviel erweitern zu lassen, dass sich die Schraubengänge wieder vollständig anlegen. Diese Art und Weise der Dichtung soll noch wieder fast so lange halten, als der Kopf eines neuen Bolzens. (Vergl. Organ 1865, Tafel I, Fig. 10.)

Da in Folge der ausgebauchten Seitenwände der Feuerbüchsen das Tragvermögen derselben sehr beeinträchtigt wird und das Stehbolzen-System diesen verloren gegangenen Theil ergänzen muss, so tritt häufiger als sonst der Uebelstand auf, dass einzelne Stehbolzen abreissen, ohne dass man zuverlässig erfahren kann, welche abgebrochen sind. Man hat deshalb sämmtliche Bolzen mit einer etwa 3^{mm} weiten Längs-Bohrung versehen, damit bei einem Bruche das Wasser durch dieselbe hindurchtrete, um den Bruch anzuzeigen. Diese Methode wurde in der ersteren Zeit so ausgeführt, dass das Wasser sowohl in den Feuerraum als nach der Aussenseite abfliessen konnte; es zeigte sich jedoch, dass die Löcher häufig verstopft wurden durch das Einsetzen von Schmutz und Asche, wodurch natürlich dem Wasser der Weg versperrt wurde und das Mittel nutzlos blieb. Darauf verschloss man die innere Mündung und bewirkte dadurch, dass sich das Mittel sehr bewährte. In neuerer Zeit wird allgemein die

Fig. 33.

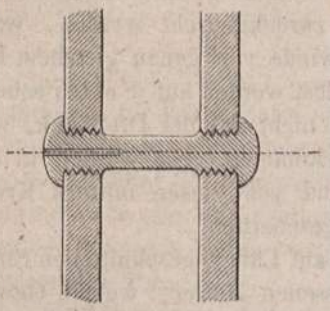
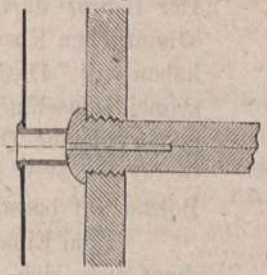


Fig. 34.



Bohrung der Stehbolzen nur an den äusseren Wänden des Feuerkastens, wie vorstehende Fig. 33 zeigt, vorgenommen und zwar wird dieselbe nur etwa 8^{mm} tiefer über das stehenbleibende Gewinde ausgeführt. Die Bohrung selbst ist 3^{mm} weit.

Die »Technischen Vereinbarungen« des V. D. E. V. bestimmen in dieser Beziehung in § 111:

Bei Anwendung von Schraubenstehbolzen ist das Durch- oder Anbohren derselben ein zweckmässiges Mittel zur Erkennung der Brüche.

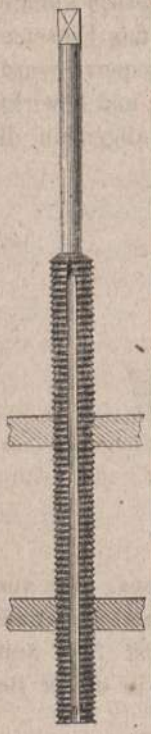
Diese Bohrungen der Stehbolzen dürfen nicht verkleidet werden; es ist dort vielmehr die Verkleidung nach Skizze Fig. 34 einzurichten, so dass ein etwaiger Bruch der Stehbolzen sofort an dem Ausblasen von Dampf zu erkennen ist.[7])

Da man jetzt fast überall die Stehbolzen, wie schon angedeutet wurde, aus Kupfer herstellt, als einfache Schrauben und auch deren Bekleidung durch Hülsen zwischen den Wänden nicht häufig mehr Anwendung findet, so pflegte man die Bolzen auf ihre ganze Länge anzuschneiden; einige Bahnverwaltungen erachten dies für fehlerhaft, indem sie den scharfen Schraubengängen an dem mittleren Theile der Bolzen

[7]) Im IV. Bande unseres Handbuchs, Capitel IX, § 9 und 10 sind verschiedene Maschinen zum Geraderichten, Centriren der Stehbolzen und zum Bohren der feinen Löcher in denselben abgebildet und beschrieben.

einen nachtheiligen Einfluss auf die Festigkeit des Bolzenmaterials zuschreiben, und hat man deshalb die Bolzen auf den Theil zwischen den Wänden glatt abgedreht. Da der Bolzen sowohl auf Biegung, als auch auf Zug beansprucht wird, so ist es nicht zu leugnen, dass bezüglich der ersten Inanspruchnahme beide Bolzengattungen gleiche Sicherheit gewähren, da der Bruch jedenfalls in der Nähe der Wände zu erwarten ist. Hier ist aber auch der abgedrehte Bolzen noch mehr oder weniger mit einigen Schraubengängen versehen, weil es sich schwer einrichten lässt, das Gewinde genau in der innern Wandebene endigen zu lassen. Andrerseits hat sich nach Versuchen auf der Königl. Wilhelms-Bahn herausgestellt, dass die Zugfestigkeit in den Stehbolzen den bedeutend überwiegenden Theil der Spannungen auszugleichen hat, bei welcher Inanspruchnahme die Form der Oberfläche der Bolzen keinerlei Einfluss ausüben wird. Gegen die auf die ganze Länge angeschnittenen Bolzen ist allerdings zu sagen, dass sie das Ansetzen von Incrustationen mehr begünstigen, als die glatt abgedrehten.

Fig. 35.



Die für das Einschneiden der Stehbolzen-Gewinde zu verwendenden Gewindebohrer müssen, wie in nebenstehender Fig. 35 angedeutet, einen etwa 160^{mm} langen Hals mit Vierkant haben, von geringerem Durchmesser als der Gewindebohrer, um das Gewinde durch beide Wände der Feuerkiste vollständig durchschneiden zu können. Der Bohrer darf dabei nicht zurückgedreht werden, wenn man in sämmtlichen Kesselwänden Gewinde von genau gleichem Durchmesser haben will. Die Stehbolzen selbst werden auf (Seller'schen) Schraubschneidemaschinen geschnitten, nicht auf der Drehbank, wo sie selten genau gleiche Durchmesser bekommen. Sie werden in Längen von $3^{m},50$ bis $5^{m},0$ hergestellt, und von diesen mittelst Kreissägen die Bolzen auf passende Längen geschnitten.

Zum Einschrauben der auf Länge geschnittenen Stehbolzen bedient man sich einer geschlossenen Mutter, welche Gewinde in der Länge enthält, mit welcher der Stehbolzen über die Wand vorstehen bleiben muss, um den Nietkopf bilden zu können; zugleich ist diese Mutter mit einem Vierkant zum Ansetzen einer Kurbel versehen. (Siehe nachstehende Fig. 36, p. 237.) Jeder Abfall von Kupfer wird dabei vermieden.

Man hat gefunden, dass die Nietköpfe von längerer Dauer sind, insbesondere nicht abblättern, wenn das Gewinde der vorstehend umzunietenden Enden abgefraist wird. Sind die vorstehenden Enden für den zu bildenden Kopf zu lang, so werden sie mit der Handbogensäge oder mit der sogenannten Stehbolzenscheere (vergl. Abbild. und Beschreib. im Organ 1873, p. 28 u. 203) abgeschnitten. Durch Abmeiseln leidet das Gewinde in der Wand. Fig. 37 zeigt zwei kupferne Stehbolzen vor und nach der Vernietung. Die Stärke desselben im Gewinde ist etwa 25^{mm}; die Entfernung von einander richtet sich nach der Stärke der Feuerkistenwände und zwar nimmt sie mit der Letzteren zu. Bei weitstehenden Stehbolzen füllen sich die Zwischenräume nicht so bald mit Schlamm und Kesselstein an und lassen sich dieselben leichter reinigen, dagegen leiten die dadurch bedingten stärkeren Wände die Wärme weniger gut und rasch.

Die Rohrwand der Feuerbüchse kann mit der Vorderwand des Feuerkastens nur bis dahin, wo der Langkessel in denselben mündet, durch Stehbolzen abgesteift werden; von hier aus tragen die Siederöhren zur Versteifung bei. Die Entfernung

zwischen den untersten Siederöhren und der obersten Stehbolzenreihe ist in der Regel etwas gross, weil die Röhren mindestens 50^{mm} vom Langkessel abbleiben müssen, und die Stehbolzen wegen der Verbindung zwischen Langkessel und Feuerkasten nicht bis an den Ersteren reichen können; damit dennoch an dieser Stelle eine Durchbiegung nicht zu befürchten ist, lässt man die Rohrwand bis zu den obersten Stehbolzen in einer Stärke von 30^{mm} durchgehen und macht sie von hier an erst schwächer bis zu 15 und 17^{mm}, welche Stärke auch die Seitenwände haben. Wenn trotz dem eine

Fig. 36.

Fig. 37.

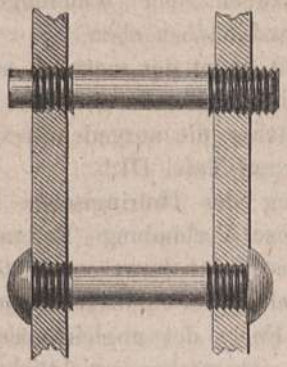
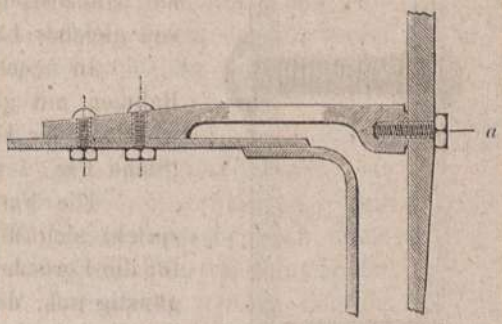


Fig. 38.



weitere Verstärkung an dieser Stelle nöthig erscheint, so werden zwischen dem Langkessel und der Rohrwand noch einige Anker *a* (Fig. 1 u. 3, Tafel III) eingelegt, sie sind mit der Bodenplatte des Langkessels vernietet und treten durch die Rohrwand, an deren innerer Seite sie mit Nietkopf versehen sind. Dieselben können auch statt eines Nieten mit einer stählernen Schraube *a*, wie vorstehende Fig. 38 zeigt, durch die Feuerbüchsplatte treten.

§ 10. Verbindungen der unteren Ränder von Feuerbüchse und Feuerkasten und deren Verbindung an der Feuerthür. — Sämmtliche Verbindungen zwischen Feuerkasten und Feuerbüchse haben den Zweck, die unveränderliche Lage der Letzteren in Bezug auf den Ersteren zu erhalten und beide zu einem mehr oder weniger starren Ganzen zu machen; einige von diesen Verbindungen, und zwar die oben bezeichneten, sollen jedoch auch gleichzeitig einen dichten Abschluss bilden für den zwischen beiden Gefässen gebildeten Raum. Es sind hierbei vielfach unangenehme Erfahrungen gemacht worden, da nicht selten diese Nietfugen in kurzer Zeit zu lecken anfangen und überhaupt viel zu wünschen übrig lassen.

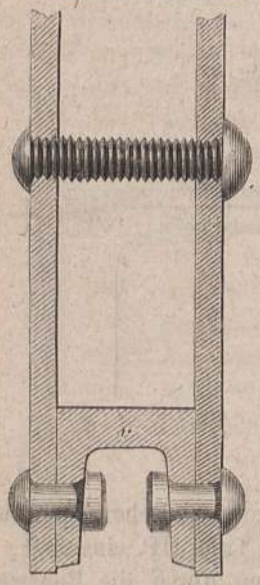
1) Die Verbindung der unteren Ränder. — Bei den Crampton'schen und vielen neueren Maschinen findet sich diese Verbindung mittelst eines massiven schmiedeeisernen Ringes *c* (Fig. 29, p. 233), entweder mit ganz geraden, oder etwas nach Aussen durchgesetzten Wänden der Feuerbüchse oder doppelter und einfacher Vernietung. Stephenson und Hawthorn treiben die unteren Ränder der Feuerbüchse nach Fig. 32, p. 233 so weit nach Aussen aus, dass sie an die eisernen der Feuerkiste unmittelbar anliegen. Die Vernietung ist entweder einfach oder doppelt. Nach Fig. 30, p. 233 haben Kessler und Andere diese Verbindungen hergestellt. — Zwei Rahmen von Winkeleisen *w w* sind so zusammengenietet, dass der Querschnitt ihrer Verbindung eine ⌐ Form bildet.

Um die Verbindung in ähnlicher Weise, doch etwas einfacher einzurichten, ver-

wandten Cockerill, Sharp, Gouin etc. doppelt gebogene Winkelringe *r*, wie die Fig. 31 auf p. 233 zeigt. Dieselbe ist jedoch nicht empfehlenswerth.

Wilson verbesserte die Verbindungsmethode insofern, als derselbe sie in umgekehrter Weise anbrachte, d. h. während vorhin die Wände der Feuerbüchse kürzer waren als die des Feuerkastens, machte Wilson die Letzteren länger als die Ersteren und setzte den hiernach geschmiedeten doppelten Winkelring hinein. Verbindungen nach nebenstehender Fig. 39 mit einem Winkelring *r* von ⊓förmigen Querschnitt, fanden sich bei Maschinen von Buddicom & Hackworth auf französischen Bahnen. Die Wandungen sind dabei von gleicher Länge und bleiben eben.

Fig. 39.



In neuerer Zeit findet der massive, schmiedeeiserne Rahmen mit ganz ebenen Wandungen der Feuerkiste sowohl als der Feuerbüchse die ausgedehnteste Anwendung. (Siehe Fig. 1 und 2 auf Tafel III.)

Die Verwaltung der Thüringischen Bahn dagegen spricht sich über diese Verbindung (Referate zum Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens 1866, p. 118) nicht günstig aus, da dieselben ein Ausbauchen der Seitenwände der Feuerbüchse in Folge der ungleichmässigen Ausdehnung des Materials viel stärker ersichtlich gemacht hat, als die Verbindung Fig. 31, p. 233 mittelst eines gebogenen Kupferkranzes *r*. Zu vielen Klagen giebt andererseits das sehr häufig auftretende Undichtwerden des massiven eisernen Schlussringes Veranlassung. So vortheilhaft ein kupferner Schlussring wegen seiner Biegsamkeit ist, so wenig genügt derselbe bei hohem Druck und grossen Dimensionen für die Ansprüche auf Dauer.

Die Maschinen der Berlin-Hamburger Bahn haben einen starken Quadrateisen-Ring von 90^{mm} Seite, welcher genau zwischen die Wände eingesteckt und mit doppelter Nietreihe befestigt ist. Die schwierige Nietung in den Ecken ist hier dadurch erleichtert, dass der Ring in den Ecken nach unten flantschenartig verlängert ist und dass die an diesen Stellen zusammenstossenden Bleche seitlich lappenförmige Ueberstände haben und mit kurzen Nieten mit einander verbunden sind. Diese Verbesserung in der Vernietung soll sich an jenen Maschinen sehr gut bewährt haben und ist dieselbe auf Tafel VI, Fig. 15 und 16 bei *r r* dargestellt; auch bei den von der Hannoverschen Maschinenfabrik für die Köln-Mindener Bahn gebauten Lastzugmaschinen (siehe Tafel III, Fig. 3 und 4 bei *r r*) angewandt.

2) Die Verbindung an der Feuerthür. — Hier sind dieselben Methoden allgemein gebräuchlich, nämlich die Anwendung eines schmiedeeisernen massiven Rahmens, dessen innere Form sich genau der Oeffnung in den Wänden anschliesst, oder es wird der Rand der Oeffnung in der Hinterwand soweit durchgesetzt, dass er bis an die Vorderwand anzuliegen kommt. Die letztere Methode ist in früherer Zeit allgemein üblich gewesen und findet man sie auch noch häufig bei Maschinen der Neuzeit. Sie ist nicht so zweckmässig als die Verbindung durch einen zwischengelegten Ring; indem die Kupferwand durch das Austreiben und Durchsetzen sehr geschwächt wird, und ausserdem durch das Einschaufeln der Kohlen, sowie beim Schüren des Feuers eine starke mechanische Abnutzung an der umgebogenen Kante bei *u* (Fig. 12,

Tafel III) stattfindet. In beiden Fällen ist entweder die Vernietung einfach oder doppelt mit versetzten Nieten. Es kommt ausserdem eine Combination dieser beiden Methoden vor. Man lässt nämlich wohl die Hinterwand der Feuerbüchse durchsetzen, aber nicht direct an die Aussenwand herantreten, sondern der Rest an Raum wird noch durch einen massiven Ring ausgefüllt, der dann natürlich nicht so stark ausfällt. Auch setzt man wohl, siehe Tafel III, Fig. 10, dann noch einen schmiedeeisernen Rahmen von Innen vor, um den geschwächten Theil der Kupferwand vor directer Berührung vom Feuer zu schützen.

Zum Schutze der Abnutzung beim Einfeuern ist es zweckmässig an die Unterseite der Thüröffnung auf ca. 150^{mm} Höhe eine eiserne Platte a (Fig. 40) mit nach Innen umgebördeltem Rand anzuschrauben, welche das Stocheisen von der Thüröffnung abhält und nach dem Verschleisse bald erneuert werden kann.

Fig. 40.

Stanhope Perkins in Gorton bei Manchester hat die in Fig. 7 auf Tafel VI dargestellte Befestigungsweise der Feuerthüröffnungen mit Erfolg in Anwendung gebracht. Der cylindrische Feuerthürring r hat einen ⊓förmigen Querschnitt und nach der Feuerbüchsseite noch einen conisch abgedrehten Ansatz a, dem entsprechend die Feuerthüröffnung der kupfernen Feuerbüchse ausgedreht ist, die Befestigung erfolgt ringsum durch kupferne Stehbolzen b, deren Köpfe in den beiderseitigen Platten stark versenkt und kalt vernietet sind; in der Ecke bei c, c kann die äussere Feuerkastenplatte durch Verstemmen gedichtet werden.

Der Obermaschinenmeister Webb, von der London-Nordwestern Eisenbahn hat neuerdings eine eigenthümliche Befestigungsweise der Feuerlöcher ohne alle Nietbolzen mittelst eines aus Kupfer gedrehten Rings, dessen äusserer Umfang genau mit der Weite der Oeffnungen übereinstimmt, in Vorschlag gebracht.

Wenn erforderlich, werden in diesen Ring zwei Nuthen eingedreht, welche den Rändern der beiden Feuerkistenplatten entsprechen, genau so breit sind, wie diese dick, und etwa 3^{mm} Tiefe besitzen. Dieser Ring ist an einer Seite mit einer Flantsche versehen und ein zweiter, ebenfalls mit einer Flantsche ausgerüsteter Ring aus Eisen oder Stahl, von der entgegengesetzten Seite in denselben eingetrieben; die beiden Ringe sind entsprechend conisch in einander gepasst, so dass das weiche Metall des äusseren ausgedehnt wird, wobei die erwähnten Nuthen sich fest schliessend um die Ränder der Feuerbüchsplatten herumlegen, und das Loch fest und dampfdicht von dem Ringe ausgefüllt wird. Das dünnere Ende des innern harten Ringes wird dann zur Erzielung grösserer Sicherheit noch leicht vernietet. (Vergl. Organ für Eisenbahnwesen 1874, p. 31.)

§ 11. Feuerthüren. — Die Construction dieser Thüren ist bei den ovalen und runden Formen fast ausschliesslich in der Weise ausgeführt, dass ein Blech von etwas grösserem Umfange, als das Schürloch, um den Anschlag zu bilden, mit einem zweiten von derselben Form aber kleinern durch Niete direct verbunden wird, dass beide in parallelen Ebenen, deren Abstand von einander durch Hülsen, welche zwischen den Blechen über die Nietbolzen geschoben sind, fixirt wird.

Das grössere von diesen Blechen bildet die eigentliche Thür, das kleinere ist ein Schutzblech, welches, in die Oeffnung hineinragend, das äussere vor der Flamme und Hitze schützt, damit sich dasselbe nicht wirft und alsdann durch Klaffen keinen Schluss mehr giebt.

Die auf diese Weise gebildete Thür wird nun an der äusseren Fläche mit starken Angeln versehen und in Kloben, die an der Feuerkastenwand angenietet sind, eingehängt. Die Thür hat ausserdem eine Klinke von bekannter Construction. Statt der Kloben oder Haken dient auch ein gemeinschaftlicher Bolzen *b* zur Befestigung. (Siehe Fig. 1 und 2 auf Tafel VI.) Gewöhnlicher ist noch die Thürklinke mit einer Kette versehen, die, oberhalb der Oeffnung, von einem an der Nabe des Regulatorhebels angebrachten Haken getragen, dazu dient, die Thür leichter öffnen zu können.

Oberhalb der Thüröffnung ist um einen Theil des Umfanges derselben meistens noch ein abstehender Blechstreifen *s* als Schutzblech angebracht, welcher die beim Feuern heraustretende Flamme, die ohne dasselbe am Feuerkasten hinaufschlagen würde, ablenken soll. Dieses Schutzblech *s* wird zweckmässiger gerade und horizontal mit aufgebogenem Rand ausgeführt, um dasselbe zugleich als Behälter für eine kleine Oelkanne benutzen zu können. Bei neueren Maschinen kommen häufig die rechteckigen Schiebethüren in Anwendung, welche durch einen sinnreichen Hebelmechanismus geöffnet und geschlossen werden.

Die auf Tafel VI, Fig. 5 und 6 gegebene Skizze stellt eine solche Construction dar, wie sie Borsig in Berlin und andere an ihren neuesten Locomotiven angebracht haben. Es ist nämlich über und unter der Feuerungsöffnung eine Führungsleiste *a* und *b* angenietet oder angeschraubt, auf welcher zwei Blechthüren mit oben und unten entsprechend umgebogenen Rändern sich verschieben lassen, und zwar öffnen sich beide gleichzeitig, die eine nach rechts die andere nach links durch die Anordnung der Hebel, welche bei *c* und *d* ihre Drehpunkte haben, und ebenso erfolgt der Schluss durch die entgegengesetzte Bewegung der Hebel. Die Anordnung ist gewöhnlich so getroffen, dass beim Bewegen des Handgriffs nach rechts die Thüre sich öffnet, und nach links sich schliesst. Die Thüre soll so gut anliegen, dass im geschlossenen Zustande kein Qualm durchgelassen wird.

Viereckige Thüröffnungen sind aber nicht zu empfehlen, da unter den geraden Rahmen mit abgebrochenen Ecken sich leicht Dampfblasen ansammeln können, was bei den runden und ovalen Thüröffnungen nicht der Fall ist; auch sind jene beim Schüren nicht bequemer als diese.

Eine andere Art Mechanismus, welcher das Oeffnen und Schliessen der Thüren erleichtern soll, zeigt die Skizze Fig. 3 und 4, Tafel VI. Derselbe findet sich bei vielen neueren Maschinen, unter andern bei den in dem Sigl'schen Etablissement gebauten, bei denen auch meistens das Schürloch eine kreisrunde Oeffnung bildet. Diese Thüren sind entweder ganz ohne Klinke, wie Fig. 3 zeigt, oder diese ist an dem Händel angebracht, indem dasselbe in verticaler Richtung durch ein Scharnier beweglich gemacht und so gestaltet ist, dass es in einen entsprechenden Haken an der Hinterwand des Feuerkastens eingelegt werden kann. Die Nase *n* bildet einen Anschlag, um das Oeffnen der Thüre zu begrenzen.

§ 12. Rost und Rostträger. — Der Rost, welcher den Abschluss des Feuerraumes am unteren Ende der Feuerbüchse bildet und auf welchem das Feuerungsmaterial ruht, besteht bekanntlich aus einer Anzahl von Stäben.

Der Roststab in seiner einfachsten und gewöhnlichsten Gestalt ist ein Balken aus Schmiedeeisen, der von constanter Breite und veränderlicher Höhe, welche in der Mitte am grössesten ist ($^1/_8$ der Länge), nach beiden Enden zu an Höhe abnimmt, bis circa 0,6 der mittleren Höhe. Der Querschnitt bildet meistens ein abgestumpftes Dreieck. An den Enden sind sogenannte Würfel gebildet, welche die Lage der Rost-

stäbe gegen einander sichern. Da sich die Roststäbe durch die Abwechselung der Temperatur, welche sie erfahren, häufig werfen und verziehen, so dass die Zwischenräume an einigen Stellen bedeutend breiter, an anderen wieder um so viel enger werden, was zur Folge hat, dass an den ersteren Stellen die Verbrennung des Brennstoffes beschleunigt, an letzteren dagegen mehr gehindert wird, so bringt man an den Roststäben in der Mitte verstärkte Ansätze (Rostbacken) an, welche gegeneinandertretend das Ausbiegen der Stäbe verhindern. Diese Ansätze werden in verschiedener Weise und Form gebildet. (Siehe Fig. 41 und 42.) Diese Constructionen sind als Normalconstructionen anzusehen, jedoch mit sehr vielen Ausnahmen, wie wir später sehen werden.

Fig. 41.

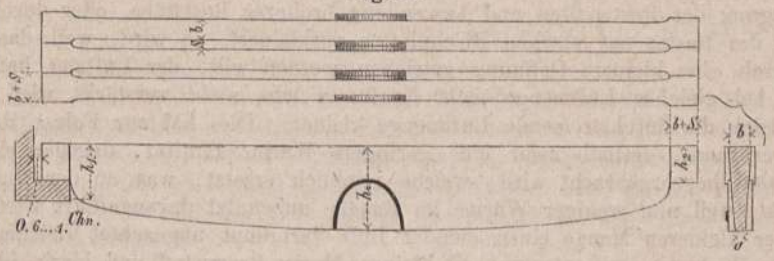
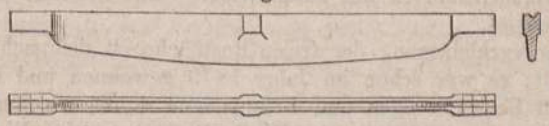


Fig. 42.



Der zwischen den Roststäben durch die Zwischenräume gebildete lichte Raum, die sogenannte lichte Rostfläche, muss immer gleich dem Gesammt-Röhrenquerschnitte sein. Es ergeben sich zweckmässige Dimensionen für die Roststäbe im Allgemeinen nach Folgendem, siehe hierzu Fig. 41. Bezeichnet man die totale Heizfläche der Maschine mit H, die Rostfläche mit R, so ist bei Locomotiven meistens das Verhältniss $\frac{H}{R} = 80$, die lichte Rostfläche $R(l)$ ist gleich $^1/_4\ R$ bis $^1/_5\ R$.

Bei $^1/_4\ R = R(l)$ setzt man $b = 3\ s$, bei $^1/_5\ R = R(l)$ jedoch $b = 4\ s$.

Die Breite der totalen Rostfläche ist abhängig von den Dimensionen der Feuerbüchse und nachdem man dieselbe ermittelt hat, findet sich die Rostlänge für eine bestimmte Totalfläche und daraus die Höhe

$$h = {}^1/_8\ l;\ h_1 = 0{,}6\ h;\ h_2 = 0{,}4\ h.$$

Die Breite b wird gewöhnlich 20 bis 30^{mm} und a zweckmässig $= 0{,}6\ b$.

Wegen der Ausdehnung der Roststäbe in der Längenrichtung hat man zwischen den Enden der Würfel und der nächsten Wand einen Spielraum von 6 bis 10^{mm} zu geben. Die Breite der Fuge s bestimmt sich nach der Art des Brennmaterials als:

für Kohlen allein . . . . . $s = 4$ bis 5^{mm},
» gewöhnliche Steinkohlen . . . . . $s = 6$ » 10^{mm},
meistens wird 8^{mm} genommen,
für Cokes . . . . . $s = 6$ bis 8^{mm},
» Holz . . . . . $s = 5^{mm}$,
» Braunkohle . . . . . $s = 10^{mm}$,
» Torf . . . . . $s = 15^{mm}$.

Jede Art von Brennstoff erfordert, um beim Verbrennen die ihm zukommende intensivste Wärme zu entwickeln, eine gewisse Stärke des Luftstroms. Das leicht entzündliche brennbare Holz erfordert dazu den schwächsten Luftstrom, einen stärkeren erfordert die Braunkohle und den stärksten bedürfen die Schwarzkohlen und Cokes. Es handelt sich also bei der Bestimmung der freien Rostfläche demnach darum, das erforderliche Luftquantum dem Holzfeuer mit geringerer, dem Braunkohlenfeuer mit grösserer und dem Schwarzkohlen- und Cokefeuer mit der entsprechend grössesten Heftigkeit zuzuführen. Die Menge und Heftigkeit der dem Feuer zuströmenden Luft ist aber bei den Locomotivofen von zwei Factoren bedingt und zwar:

1) Von der Grösse der freien Rostfläche (der Summe aller Rostspaltenflächen) durch welche die Luft dem Feuer zuströmt und

2) von der Wirkung des Dampf-Ausblasrohres im Schornsteine. Wird, unter Voraussetzung einer stets gleich bleibenden Oeffnung des Blasrohrs, die freie Rostfläche, sei es durch Verengung der Rostspalten und Anwendung breiterer Roststäbe, oder durch Bedecken eines Theils des Rostes mit starken Blechplatten verkleinert, so wird, weil dasselbe Luftquantum durch eine kleinere Oeffnung getrieben werden will, der Luftzug heftiger, weil aber dieser bei gleicher Luftmenge mehr Kraft, welche nicht verstärkt wird, erfordern würde, zugleich die durchströmende Luftmenge kleiner. Dies hat zur Folge, dass weniger Brennstoff verbrannt, deshalb zwar eine geringere Wärmequantität, dagegen eine grössere Wärmeintensität hervorgebracht wird, welche reichlich ersetzt, was an der Quantität derselben abgeht, weil nun weniger Wärme im Rauche unbenutzt davongeführt wird.

In der kleineren Menge einströmender Luft verbrennt ungeachtet gleicher und meist noch besserer Wirkung eine entsprechend kleinere Menge Brennstoff und hierin ist gegen die früheren Resultate die Ersparung an Brennstoff begründet, welche durch Verkleinerung der freien Rostfläche bei Versuchsfahrten mit Braunkohlen- und Schwarzkohlenheizung der Locomotiven erzielt worden ist.

Das Princip der Verkleinerung der freien Rostfläche ist demnach wissenschaftlich und praktisch sicher gestellt; es war schon im Jahre 1849 gewonnen und im Jahre 1850 wurde es nach den gemachten Beobachtungen und Erfahrungen dahin erweitert, dass dies bei der möglichst grössten wirksamen Rostfläche am Vortheilhaftesten sei. Wirksame Rostfläche ist die ganze Rostfläche von Spalten und Stäben zusammen, worauf die Feuerschicht liegt und die Verbrennung vor sich geht. Man erhält das richtige Verhältniss bei Anwendung breiterer Stäbe und engerer Spalten. Der ganze Feuerkasten ist dabei gleichförmiger mit Flamme gefüllt. Die Feuerschichte kann niedriger gehalten werden, die Verbrennung ist vollständiger und die etwa vorhandene gröbere Asche vertheilt sich auf eine grössere wirksame Rostfläche, verlegt demnach auch die Spalten weniger. Die Rostconstruction bei Anwendung von Steinkohlen kann demnach dargestellt werden durch den Satz: »Anwendung der jedem Brennstoff angemessenen, möglichst kleinsten freien, bei möglichst grösster wirksamer oder Total-Rostfläche.«

Gusseiserne Roststäbe für Locomotiven zu verwenden wurde im Jahre 1856 der erste Versuch gemacht. Der Erfolg war so befriedigend, dass seit jener Zeit deren Verwendung auf vielen Bahnen allgemein eingeführt worden ist. Zu bemerken ist hierbei, dass die Einführung gusseiserner Roststäbe mit der Einführung der Kohlenfeuerung bei den Locomotiven zusammentrifft, so dass das Verhalten derselben bei Cokesfeuerung nicht bestimmt angegeben werden kann.

Es ist indessen anzunehmen, dass bei gutem, nicht sehr zur Schlackenbildung neigendem Brennmateriale gusseiserne Roststäbe mindestens ebenso lange aushalten, als schmiedeeiserne.

Die gusseisernen Stäbe bedürfen bei der Handhabung einiger Sorgfalt, indem sie in glühendem Zustande leichter brechen als schmiedeeiserne. Beim Ausziehen des Feuers aus dem Roste empfiehlt es sich, nur die mittleren zwei oder drei Stück vorsichtig herauszunehmen und das bei Kohlenheizung nur niedrige Feuer durch die so entstandene Oeffnung zu entfernen.

Die Dimensionen der am meisten angewandten Roststäbe sind: 90^{mm} Höhe, 28

bis 30^{mm} obere Stärke bei 12^{mm} Zwischenraum. Versuche mit schmäleren Roststäben und weniger Zwischenraumbreite ergaben, dass bei schlackender Kohle das Feuer nicht in Ordnung gehalten werden konnte.

Die Maximallänge gusseiserner Roststäbe sollte $1^{m},3$, die schmiedeeiserner aber 1^{m} nicht überschreiten. Im Falle grössere Längen zur Anwendung kommen, ist es zweckmässiger den Rost der Länge nach zu theilen.

In der Wahl der Qualität des Gusseisens zu den Roststäben ist man bis jetzt nicht ängstlich gewesen, indem sich jede Sorte dafür zu eignen scheint. In neuerer Zeit finden Hartgussstäbe häufig Anwendung.

Der Preis der gusseisernen Roststäbe ca. 2 Thlr. 25 Sgr. pro Centner stellt sich zu dem der schmiedeeisernen pro Centner 5 Thlr. 15 Sgr. bedeutend billiger, welches Resultat noch besonders dadurch beeinflusst wird, dass die gusseisernen Stäbe fast gar keiner Reparatur bedürfen und die Auswechselung erst nach 4 bis 6000 Meilen nothwendig ist, während dieselbe bei schmiedeeisernen, in Bezug auf die mittleren Stäbe schon nach 2 bis 3000 Meilen erfolgen muss. Dies hat sich nach den Erfahrungen verschiedener Bahnverwaltungen bestätigt; denn auf der preuss. Ostbahn, Aachen-Düsseldorfer- und Niederschlesischen Zweigbahn stellten sich schon früher die Unterhaltungskosten der gusseisernen Stäbe auf 8,26 Pf., die der schmiedeeisernen aber auf 10,2 Pf. pro Fahrtmeile, und bei der Magdeburg-Halberstädter Bahn berechnete sich die Verwendung gusseiserner Roststäbe gegen schmiedeeiserne auf 21 % Minderverbrauch.

Uebrigens sind die bis jetzt zur Anwendung gebrachten Roststäbe sehr verschiedenartiger Construction.

Um die Roststäbe in der Feuerbüchse festzulegen, bedarf es der sogenannten Rostträger, das sind horizontale Leisten, welche an den inneren Wänden der Feuerbüchse am unteren Rande der Hinter- und Vorderwand angebracht sind und auf welchen die Roststäbe mit ihren würfelförmigen Endlappen ruhen.

In die Betrachtung verschiedener Roste wollen wir die der Rostträger und deren Befestigung, da diese Letztere von der Gestalt und Lage der Stäbe meistens abhängt, mit hineinziehen. Bei den im Jahre 1847 von Sharp & Co. in Manchester gebauten Tenderlocomotiven für die Manchester-Birmingham-Eisenbahn hatten die Roststäbe im Ganzen die schon erwähnte Gestalt mit dem Unterschiede, dass die Unterkante derselben mehr oder weniger nur an den Enden abgerundet, in der Mitte aber mit der Oberkante parallel war und die verstärkten Ansätze in der Mitte der Stäbe fehlten. Die Fig. 8 auf Tafel VI stellt die geneigte Lage dar, in welche der Rost gebracht werden musste, um für die Reinigungsbolzen an der Hinterwand der Feuerbüchse Raum zu gewinnen. Der Rostträger bestand hier aus einem massiven Ringe von Schmiedeeisen, der an der eben bezeichneten Stelle auf mehreren Winkelhaken, die an die Hinterwand geschraubt waren, lag; an der Rohrwand ruhte dieser Ring auf den für diesen Zweck sehr stark gemachten Köpfen der Niete, mittelst welchen der doppelte Verbindungswinkel an der Rohrwand befestigt war.

Bei den Meyer'schen Maschinen nach amerikanischem System mit hohem runden Feuerkasten und halbrunder Feuerbüchse, siehe Tafel III, Fig. 7, war der als Rostträger dienende, ebenfalls halbrunde Ring, mittelst Schrauben aufgehängt, indem oberhalb der Rostfläche Kloben angebracht wurden, in denen die viereckigen Köpfe dieser Schrauben eingelassen waren.

Einen wegen der grossen Länge der Feuerbüchse, die beiläufig $1^{m},360$ betrug, getheilten d. h. aus einer doppelten Reihe hergestellten Rost treffen wir beispielsweise bei den nach Crampton'schem Systeme gebauten Schnellzuglocomotiven von Derosne und Cail in Paris, die schon bei den glatten Feuerkasten erwähnt wurden. Die Art

der Unterstützung der Roststäbe, die in Fig. 6, Tafel IV dargestellt ist, bestand auch hier in einem schmiedeeisernen Ringe, der in der Mitte in der Richtung der Breite zwei Querbalken hatte, auf welchen die innern Enden der Stäbe ruhten. Der Ring wurde wiederum von Lappen getragen, die auf der unteren Fläche des Dichtungsrahmens zwischen den äusseren und inneren Feuerkasten-Wandungen durch starke Niete befestigt waren.

Getheilter und beweglicher Rost der Personenzuglocomotiven von Bury Curtis und Kennedy. Bei einer Länge der Feuerbüchse von $1^{m},285$ war der Rost aus 2 Theilen in folgender Weise construirt. Die Roststäbe von ca. 76^{mm} Höhe waren einfache hochkantige Stäbe mit breiteren Endlappen. Siehe hiezu die Skizze auf Tafel VI, Fig. 14. Sie ruhten auf einem schmiedeeisernen Rahmen *k*, der vermittelst der Ansatzschrauben *l* in vorspringenden Lappen des schmiedeeisernen Zwischenringes an dem Feuerbüchsende befestigt ist; die inneren Enden sind durch den Querbalken *m* des Rahmens unterstützt und ein Theil der vorderen kürzeren Roststäbe *n* ist durch winkelförmige Quereisen *o* und *p* zusammengenietet, mit Ersterem *o* stützt er sich auf eine Nase an der Querstange *m*, mit Letzterem *p* auf eine Zunge *q*, die durch einen hinter den Feuerkasten angebrachten Hebel herausgezogen und auf diese Weise der Theil *n* der Roststäbe, sowie das Feuer schnell ausgeworfen werden kann.

Für diesen letzteren Zweck waren die Roste einer bedeutenden Anzahl Locomotiven der französischen Nordbahn, welche theilweise aus französischen Etablissements, theils aber auch aus der Kessler'schen Fabrik im Jahre 1854 hervorgingen, construirt. Die Maschinen, welche im Wesentlichen nach dem Systeme Engerth's gebaut waren, hatten der Länge nach getheilte Roste, deren Stäbe, wie Fig. 21 auf Tafel VI zeigt, in der vorderen Reihe auf den festen Querstäben *a* und *b* lagen, während die hintere Reihe auf dem festen Querstabe *a* und dem mit zwei Hebeln in Verbindung stehenden beweglichen Querstabe *c*, der, wie aus Fig. 21 deutlich zu ersehen, mittelst der Hebel *d d* und der Zugstange *e*, welche gegen Selbstzurückgehen gut gesichert sein muss, bewegt werden kann. Der Stab *f*, welcher zwischen dem Stabe *b* und der vorderen Feuerbüchswand liegt, hat den Zweck, gerade da, wo die Luft am leichtesten einströmen kann, eine möglichst grosse Oeffnung zu gewähren.

Bezüglich solcher Rostconstructionen mit einem beweglichen Theile zum raschen Entfernen des Feuers, wie dieselben bei den Rosten mit und ohne Rauchverbrennung vorkommen, machen wir aufmerksam auf die Maschinen der Berlin-Hamburger Eisenbahn Tafel VI, Fig. 15 und 16, auf die Personenzuglocomotiven der Bergisch-Märkischen Bahn, der Oppeln-Tarnowitzer, Lübeck-Büchener Bahn, und Güterzugsmaschinen der Braunschweigischen Bahn sowie auf den beweglichen Rost des Tenbrinck'schen, Bonnet'schen, Toni-Fontenai'schen und Belpaire'schen Rauchverbrennungsapparats.

Von dem Roste des Letzteren geben wir eine Skizze auf Tafel VI, Fig. 17, zu deren Erläuterung wir noch hinzufügen, dass der $2^{m},90$ lange Rost mit einer Neigung von $1 \cdot 10$, einer Breite von $1^{m},12$ und Stärke sowie Höhe der Stäbe von 7^{mm} resp. 92^{mm} aus fünf Abtheilungen besteht. Die Stäbe *R* liegen einander sehr nahe und ist deshalb eine grössere Anzahl derselben erforderlich. Die am tiefsten gelegene Abtheilung *f* ist zum Umkippen eingerichtet und zur Ausgleichung des Gewichts der beweglichen Theile ein Gegengewicht angebracht. Unter diesem Roste ist der Aschenkasten zu einer Art Mantel ausgespart, um das Heisslaufen der daselbst liegenden Hinterachse *E* zu vermeiden. Das Nähere über Rauchverbrennungsroste siehe im nächsten Capitel.

In Bezug auf die Form der Roststäbe resp. Rostträger bei den einfachen, nicht in die Kategorie der Rauchverbrennungs-Apparate gehörenden Roste, würden noch anzuführen sein:

1) Die Roststäbe bei Maschinen der Great-Western Eisenbahn, Tafel VI, Fig. 11. Dieselben sind aus Schmiedeeisen, an den unteren Kanten abgerundet, fast so dick als breit, und blos durch Abschneiden mit der Blechscheere hergestellte Stücke. Sie werden mit der abgerundeten Seite in die Zahnlücke einer Art Zahnstange, die den Rostträger bildet, mit ihren Enden hineingelegt und ruhen mit dieser wieder auf einem an den Wänden der Feuerbüchse befestigten Ringe.

Fig. 43.

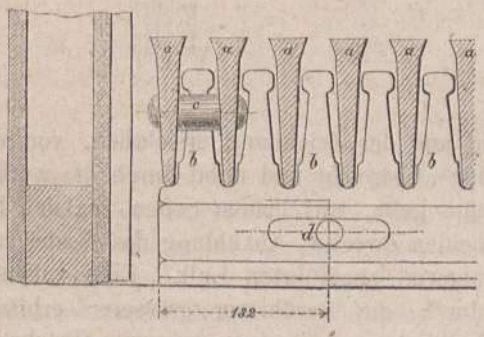
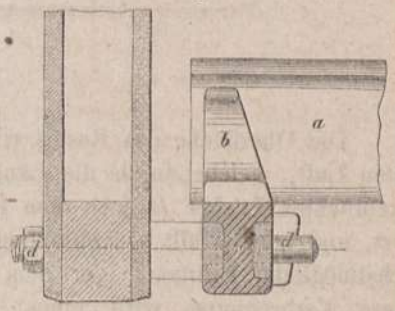


Fig. 44.



In ähnlicher Weise ist Ludw. Becker's Locomotivrost eingerichtet. Siehe vorstehende Figuren 43 und 44.

Die Roststäbe *a a* aus gewalztem Eisen ohne angeschmiedete Köpfe liegen in gusseisernen Rechen *b*, welche wieder durch je 4 Bolzen *d* mit dem Feuerbüchsringe verbunden sind. Durch diese Anordnung wird durch Wegfall der Köpfe eine relativ grössere freie Rostfläche erreicht, die Spaltenweite kann durch Auswechseln der Rechen leicht geändert und der Rost dem jeweiligen Brennmaterial durch Auswechseln der Verbindungsbolzen entsprechend höher oder tiefer gelegt werden.

Die äussersten Roststäbe an beiden Seiten, welche am Ende des Rechens keinen sichern Halt finden, sind durch Stehbolzen *c* mit dem nächstliegenden Roststab verbunden.

Dieser Rost zeichnet sich durch billige Herstellung, grosse Dauerhaftigkeit und daher auch billige Erhaltung aus und sind sämmtliche Locomotiven der Kaiser Ferdinands-Nordbahn seit 8 Jahren damit versehen.

2) Hohle mit Wasser gefüllte Roststäbe an Locomotiven mit Anthracitfeuerung der amerikanischen Bahnen von Grant Rogers, Milholland und Andern, wobei Siederöhren von entsprechender Länge für diesen Zweck verwendet werden (Fig. 18, Tafel VI).

Die Siederöhren sind in der Vorder- und Hinterwand der Feuerbüchse durch conische über die Rohre greifende Rohrringe *r* gedichtet, haben einen äusseren Durchmesser von 45^{mm} und eine lichte Weite von 40^{mm}. Den Rohröffnungen gegenüber sind in der äussern Feuerkastenwand Schraubenpfropfen *p* angebracht, um die Röhren von Kesselstein leicht reinigen zu können.

Die Länge dieser Roststäbe beträgt 2^{m} bis $2^{m},502$ und sind dieselben geneigt.

Die Röhrenroste eignen sich für das erwähnte Brennmaterial vorzüglich und sind auf amerikanischen Bahnen hierfür fast allgemein eingeführt worden.

3) Roststäbe mit Rippen von Warren E. Hill in Newyork. Diese Roststäbe, welche mit Beachtung wissenschaftlicher Principien des Verbrennungsprocesses construirt und in den Vereinigten Staaten bereits vielfach im Gebrauche sind, werden durch nachstehende Skizze in Fig. 45 und 46 dargestellt.

Fig. 45.

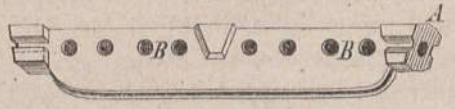
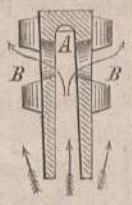


Fig. 46.



Die Oberfläche des Rostes wird, wie aus der Zeichnung ersichtlich, von der kalten Luft, welche durch die Längenöffnung *A* streicht und dann durch die seitlich angebrachten Löcher *B* nach dem Feuerraume geht, auf beiden Seiten zugleich berührt, und man erfüllt so vollkommen die beiden Zwecke: Abkühlung des Rostes und höchstmögliche Erhitzung der dem Brennmaterial zugeführten Luft. Eine vollständigere Verbrennung wird eines Theils durch die Berührung grösserer erhitzter Metallfläche mit der zuströmenden Luft, indem Letztere mit einer grösseren Geschwindigkeit zuströmt, bewirkt, anderen Theils gewährt die trogähnliche Form den Vortheil, dass diese Stäbe Verbiegungen und dem Werfen weniger ausgesetzt sind, indem der sich rasch und constant erneuernde Luftstrom vor den nachtheiligen Einwirkungen des Feuers schützt.

4) Auch die Normal-Roststäbe der K. K. Oesterr. Staatsbahn für Kleinkohlenfeuerung gehören in die Gattung solcher, bei denen die übliche Form eines einfachen Roststabes verlassen wurde, und zwar hauptsächlich insofern, dass man durch Verbindung an den Traglappen oder Würfeln drei gewöhnliche Stäbe in einen verwandelte. Ebenso sind sie an den Ansätzen oder Warzen in der Mitte vereinigt. Siehe hierzu Fig. 47 und 48 (p. 247). Die Roststäbe, welche aus Gusseisen angefertigt sind, haben eine Länge von $1^{m},6$, eine Höhe in der Mitte von 150^{mm}, an den Enden jedoch nur 50^{mm}. Ihre Stärke beträgt 14^{mm} und die Entfernung circa 16^{mm}.

5) Ferner sind noch die Roststäbe, welche auf der Niederländischen Staatsbahn in Anwendung gekommen sind, zu erwähnen, z. B. bei den Maschinen Nr. 9 bis 16 u. a.; dieselben sind dargestellt auf Tafel VI, Fig. 12 und 13. Die Roste sind getheilte, die Würfel der Roststäbe beider Abtheilungen, welche in der Mitte der ganzen Rostlänge zusammenstossen, sind jedoch, um die Stäbe möglichst nahe aneinander legen zu können, zugeschärft, wie der Grundriss zeigt.

Daselbst hat man bei den Maschinen Nr. 17 bis 20 auch noch eine andere Art Roste im Gebrauche, siehe Tafel VI, Fig. 9 und 10. Dieselben liegen nicht mit ihren äussersten Enden, sondern weiter ihrer Mitte zu auf den Rostträgern; es fehlen den Stäben deshalb die Würfel und wird die Festlegung hier durch die Construction der Rostträger, bestehend aus zwei cylindrischen Balken, welche mit ihren Enden in entsprechenden, an den Seitenwänden befestigten Lagerbüchsen liegen, erzielt, indem diese runden Balken auf ihrer oberen Seite mit eingesetzten Stiften versehen sind,

zwischen denen die schmalen an ihren Auflagerstellen den runden Trägern angepassten Stäbe in ihrer hochkantigen Stellung gehalten werden.

6) Bemerkenswerth sind auch die Roststäbe von den Locomotiven der Schweizer-

Fig. 47.

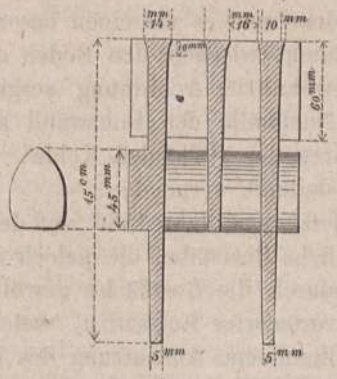
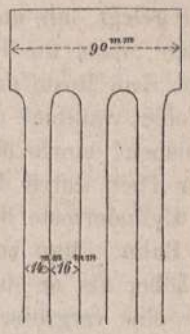
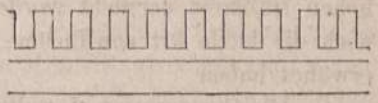


Fig. 48.



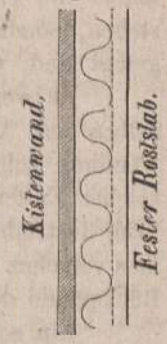
Nord-Ostbahn. (Siehe Fig. 25 und 26, p. 228.) Dieselben sind aus hartem Gusseisen hergestellt, sind in der Mitte mit Rostbacken versehen und liegen hinten und vorne auf einem Winkeleisen in entsprechenden Schlitzen (Fig. 49).

Fig. 49.



Die ersten Roststäbe links und rechts zunächst der Feuerbüchse haben nach beistehender Skizze Fig. 50 rechenförmige Ansätze, um das Durchfallen der Kohlen zu verhindern.

Fig. 50.



7) Eine besondere Art Locomotivrost ist der sogenannte Schüttelrost, der in Amerika bei stark backenden Kohlen vielfach angewandt wird. Die Construction ist aus der Skizze Fig. 19 und 20 auf Tafel VI zu entnehmen. In einem Rostrahmen aus hochkantigem Flacheisen *a* sind die gusseisernen Wellen *b b* mit rechenförmigen Ansätzen *c c* der Art gelagert, dass die Zinken *c c* in einander greifen und rings um dieselben ein Zwischenraum von 18—20^{mm} Weite verbleibt. Auf die Wellen sind ausserhalb des Rahmens die Hebel *d d* aufgekeilt und können mittelst der Zugstange *e* die Hebel *d* mit den Zinken *c* vom Standort des Führers aus während der Fahrt in die punktirte Stellung gebracht, und dadurch das auf den Zinken lagernde Brennmaterial hin- und hergeschüttelt und aufgelockert werden. Zum Ausfüllen der Zwischenräume von den Zinken der Endwellen sind am Rahmen noch die festen Zinken *f f* angebracht, während an dem vordern Ende des Rahmens, dicht an der Röhrenplatte, noch eine besondere Welle mit einer durchlöcherten Platte gelagert ist, die durch den Hebel *h* mittelst einer besondern Zugstange in eine geneigte Lage gebracht werden kann, um das Feuer heraus zu werfen.

Hinsichtlich der Lage sind die Roste entweder horizontale, geneigte oder sogenannte Cylinderroste (Sattelroste). Diese verschiedenen Anordnungen entstanden in Folge der Kohlenheizung nach einander, indem man bemüht war, diejenigen Eigenschaften der Roste kennen zu lernen, welche jedem Brennmaterial am besten entsprechen.

Die ersteren horizontal liegenden Roste sind mehr oder weniger schon berührt

worden, auch mit ihnen sind einige Bahnen im Stande gewesen, die Kohlenfeuerung durchzuführen, sofern die Stäbe nur eng genug lagen.

Die Anordnung der Roste in geneigter Lage hatte auch theils andere Gründe, wie z. B. die Anordnung der Hinterachse unter dem Feuerkasten. Auf der Niederschlesisch-Märkischen Bahn hatte man dergleichen Roste an der Hinterwand $0^m,2$ bis $0^m,38$ höher gelegt, als an der Rohrwand, indem man es als einen besonderen Vortheil erachtete, dass die Rostfläche und der Raum zwischen den Boden des Aschenkastens und dem Roste dadurch gegen die gewöhnliche Anordnung vergrössert wird und die Kohle während des Brennens ohne Nachhülfe der Rohrwand sich nähert. Das Verschieben, sowie überhaupt alles Berühren der glühenden Kohle, wobei nicht ein geringer Theil durch den Rost fällt, wird dadurch vermieden.

Der Cylinderroste bediente man sich zuerst ums Jahr 1860 auf der Bergisch-Märkischen Bahn. Man benutzte dazu gewöhnliche Roststäbe, die jedoch in der Mitte um 200^{mm} höher als an den Seiten lagen, wodurch die Rostfläche gewölbt und auf diese Weise eine vergrösserte Heizfläche und vermehrter Luftzutritt, welcher günstig wirkte, hergestellt wurde. Um eine recht vollkommene Ausnutzung des Brennstoffes der Kohle, womit zugleich eine Verbrennung des Rauches verbunden ist, zu erreichen, ist auf der Niederschlesisch-Märkischen Bahn eine Hinleitung der Luft über die Feuerung durch einen an der Rohrwand auf den Hauptrost schräg gestellten $0^m,3$ hohen Hülfsrost versucht worden. Wir wollen nun zum Schluss dieses Gegenstandes noch die letzte Art von Rosten, die sogenannten Treppen- oder Etagenroste hier erwähnt haben.

Die Construction derselben unterscheidet sich sehr wesentlich von allen anderen, indem die eigentlichen Roststäbe behufs ihrer Anordnung hier nicht in Stäben bestehen, sondern Platten bilden, die nach Art einer Treppe stufenförmig zusammengelegt sind, wie schon der Name es bezeichnet.

Es werden hierzu gewöhnlich gusseiserne Platten verwendet, während das denselben zur Auflage dienende Gerüst aus Schmiedeeisen hergestellt wird. Bei Verwendung solcher Roste in Locomotivkesseln bleibt meistens die unterste Stufe von solcher Entfernung von der Rohrwand, dass sich vor derselben noch einige gewöhnliche Roststäbe mit einander verbunden und zum Umkippen mit einem Hebelmechanismus versehen anbringen lassen, um die nach und nach dieser Stelle zufallenden festen Rückstände des Verbrennungsprocesses vom Roste entfernen zu können.

Ein solcher Rost ist in Fig. 8 auf Tafel XII dargestellt; in dem folgenden Capitel werden wir unter Rauchverbrennungs-Apparaten nochmals auf dieselben ausführlicher zurückkommen.

Man kann wohl sagen, dass kein Theil des Locomotivkessels so viel Metamorphosen durchmachte, als der Rost, indem bei Anwendung der verschiedenen Brennstoffe, deren Natur es erheischte nicht unter gleichen Umständen verbrannt zu werden, verbunden mit den Bestrebungen, dieselben auf das Aeusserste nutzbar zu machen und gleichzeitig für den Verkehr sehr unangenehme und belästigende Erscheinungen, wie z. B. die bei Kohlenheizung erzeugten schwarzen Rauchwolken zu beseitigen, die einfachen Anordnungen verlassen und neue an ihre Stelle gesetzt wurden. Jedoch ist es sehr zu bedauern, dass diese Neuheiten, um ihrem Zwecke nur einigermaassen zu entsprechen, auch in so hohem Maasse an Complicirtheit zunahmen, dass nicht einmal eine dauernde Anwendung, viel weniger aber eine Zukunft derselben erwartet werden konnte. Und in Wirklichkeit ist man fast schon jetzt auf den alten schlichten Rost wieder zurückgekommen. Es scheint als wenn sich auch hier ein ähnlicher wie der

alte mechanische Grundsatz: »Was an Kraft gewonnen wird, geht an Weg verloren!« geltend machen will, indem sich der durch die Rauchverbrennungsroste u. s. w. erzielte Gewinn mit den Umwegen, welche dabei in der Construction zu machen sind, ausgleicht und auf die Unterhaltungskosten reichlich wieder so vertheilt, dass man schliesslich nichts gewinnt.

§ 13. Reinigungsluken und Auswaschlöcher. — Um den Kessel reinigen zu können, ist es nothwendig, bei dem Baue des Locomotivkessels von vornherein Vorkehrungen zu treffen, die das Innere des Kessels zugänglich machen, und zwar vorzugsweise diejenigen Stellen, an denen die Bildung von Incrustationen am meisten begünstigt wird, d. i. in den Kanten und untersten Ecken des Feuerkastens, sowie auch im Langkessel auf dem Boden desselben und zwischen den Röhren. Man bringt deshalb Reinigungslöcher an dem untern Rande des Feuerkastens, sowie unter den Röhren in den beiden Rohrwänden an.

Der Bildung des Kesselsteins kann man in sehr vortheilhafter und einfacherer Weise, als durch die in neuerer Zeit so zahlreich erdachten, aber ziemlich zweifelhaften sogenannten Anticrustateure oder Kesselsteinverhinderungsapparate, beträchtlich Abbruch thun durch häufiges Ausblasen des Bodensatzes, Schlammes, durch die Ablasshähne. Dennoch sind natürlich behufs gründlicher Reinigung die erwähnten Reinigungsluken erforderlich.

Die grösseren Reinigungsluken sind, je nachdem es die Oertlichkeit erlaubt, von kreisrunder oder elliptischer Form mit einem nach Innen sich öffnenden entsprechenden Deckel, welcher durch einen Schraubbolzen, der in der Mitte des Deckels sicher eingenietet ist, gehalten wird, indem derselbe durch einen über die Oeffnung gestellten starken Bügel hindurchtritt und mittelst einer auf Letzterem liegenden Mutter fest angezogen wird, zuvor ist der Deckel gehörig verkittet.

Das Auswaschen selbst geschieht gewöhnlich in der Weise, dass man den Kesselstein abkratzt und dann einen kräftigen Wasserstrahl nach allen Richtungen in die Luken einführt, so dass der Schlamm und die Kesselsteinstücke, welche sich auf dem Boden angehäuft haben, abgespült werden.

In Fig. 51 (p. 250) ist ein solcher Verschlussdeckel mit Bügel dargestellt.

In den Rohrwänden ist es stets wünschenswerth eine grössere Reinigungsluke mit dem erwähnten Verschluss anzubringen. Ausserdem werden auch häufig in den Seitenwänden des äusseren Feuerkastens über der Feuerbüchsdecke solche grössere Luken zum Reinigen der Decke von Kesselstein angebracht, wie z. B. bei den in Fig. 25 und 26, p. 228 dargestellten Feuerkisten von Locomotiven der Schweizer-Nord-Ostbahn und den auf Tafel III in Fig. 1 und 2 dargestellten Feuerkasten von Tenderlocomotiven der Bergisch-Märkischen Bahn, woselbst dieselben bei *L* angedeutet sind, und durch schmiedeeiserne Deckel mit Schrauben geschlossen werden. Auf der Schweizer-Nord-Ostbahn wird die Dichtung dieser Deckel mittelst $3^1/_2{}^{mm}$ starken, weichsten Kupferdrahts, welcher ringförmig verbunden und zwischengelegt wird, bewirkt.

Ebenso wurden öfters unter dem Boden des cylindrischen Kessels besondere Schlammsäcke angenietet, deren Oeffnung an den nach Innen umgebogenen Rändern abgedreht und durch einen ebenso abgedrehten mit Rand versehenen Deckel von Innen mittelst Schrauben und Bügel geschlossen wird. (Siehe Fig. 10, Tafel V.)

Ueber andere Verschlussarten siehe Fig. 31 auf p. 233, woselbst ein conischer Pfropf *f*, der von einer eisernen Platte mittelst zweier Stiftschrauben befestigt, das Reinigungsloch schliesst. An vielen Maschinen haben die Auswaschlöcher nur eine

Grösse von circa 50^{mm} und der Verschluss derselben wird durch einen Schraubenstopfen aus weichem Messing oder Kupfer hergestellt (siehe hierzu Fig. 29 bei *d*, p. 233 und Fig. 32 bei *e*, p. 233).

Fig. 51.

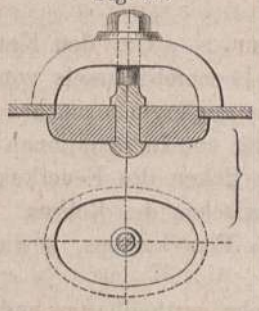
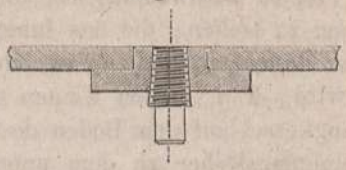


Fig. 52.



Zur Herstellung der nöthigen Gewindegänge sind die Kesselbleche an den betreffenden Stellen zweckmässig durch besonders aufgenietete mit einem angedrehten Ansatz versehene Eisenstücke nach vorstehender Skizze Fig. 52 zu verstärken.

Auch bei Anwendung einer grösseren Reinigungsluke ist es zweckmässig in Entfernungen von $0^{m},3$ bis $0^{m},5$ kleinere Löcher mit den eben erwähnten, in Fig. 32, p. 233 dargestellten Verschlussstopfen *e* anzubringen, jedoch nur bei den nach derselben Figur ausgeführten Verbindungen zwischen Feuerkasten- und Feuerbüchswand, weil man dadurch in den Stand gesetzt wird, mittelst starker Drähte von unten aus zwischen den Stehbolzen hindurchfahren zu können, um den Kesselstein daselbst loszustossen.

Bei den 1854 für den Betrieb auf der französischen Nordbahn, theils in Esslingen nach dem System Engerth's gebauten Locomotiven waren die Stehbolzen nur in den Ecken angebracht, um nach zwei Seiten hin auswaschen zu können. Damit aber der messingene einzuschraubende Bolzen hinlänglich Gewinde bekam, um möglichst dicht und sicher zu sein, hatte man folgende Methode eingeführt, siehe Fig. 14 und 15, Tafel V.

Ein eiserner, etwa 10^{mm} Wandstärke besitzender, innerhalb mit dem Gewinde des Bolzens, ausserhalb mit einem ziemlich feinen Gewinde, oben jedoch mit einem sechs- oder achteckigen Ansatze versehener Ring *a* wurde fest in die Feuerkastenwand eingeschraubt, dann der in der Skizze punktirte Theil einige Millimeter vom Bleche entfernt abgeschnitten und der Rand vernietet, wodurch es möglich gemacht wurde, dass der Waschbolzen *b* immer in mindestens 10 bis 12 vollständigen Schraubengängen festsass.

Ferner waren in dem Verbindungsringe zwischen innerer und äusserer Wand noch 8 Waschbolzen placirt (siehe nachstehende Figuren 53 und 54), wovon je zwei an eine Seite verlegt waren. Der durchbrochene, eingeschraubte, ausserhalb vernietete Bolzen *a* bestand aus Kupfer, während der eigentliche Waschbolzen *b* aus Messing hergestellt war.

§ 14. Bleipfropfen. — Trotz des Wasserstandsglases und der drei Probirhähne, welche jeder Locomotivkessel besitzt und welche sich gegenseitig unterstützen sollen, um dem Locomotivführer über die Wasserstandshöhe im Kessel Auskunft zu geben, kann der Fall eintreten, dass der Wasserspiegel im Kessel so tief sinkt, dass die Decke der Feuerbüchse freigelegt wird, indem der Maschinist sowohl von den Hähnen als von der Glasröhre gleichzeitig, in Folge plötzlich eintretender Untauglichkeit derselben,

entweder keine oder eine trügerische Antwort über den Stand des Wassers erhält. Und es bedarf dann nur weniger Minuten bis zum Augenblicke der höchsten Gefahr.

Für einen solchen Fall nun ist es ein kleiner Bleipfropfen von circa 22mm Stärke, der in die Decke der Feuerbüchse geschraubt, sobald diese vom Wasser entblösst wird, seine Existenz opfert, durch die Hitze schmilzt und eine schreckliche Explosion verhütet. Sobald nämlich der Pfropf geschmolzen ist, strömt der Dampf in den Feuerraum ein und das Feuer wird erstickt.

Fig. 53.

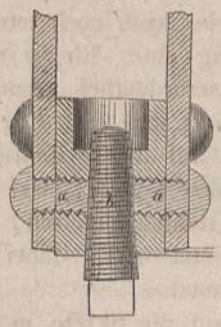
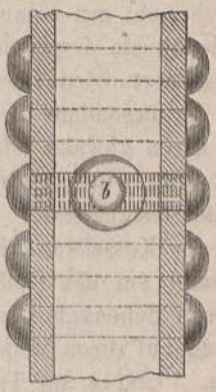


Fig. 54.



Die Maschinenfabrik von Sharp & Comp. in Manchester führte diese Bleipfropfen in einfachster Weise aus, indem der Pfropf selbst ganz aus Blei bestand und oben einen vierkantigen Ansatz bekam, um ihn in die Feuerbüchsdecke bequem einschrauben zu können.

Auf eine besondere Methode die Bleipfropfen herzustellen, erhielt Bailey ein Patent. Dieser Pfropf ist dargestellt in Fig. 11, Tafel V. Durch die schmelzbare Metallscheibe *A* geht in der Mitte ein kupfernes Niet hindurch, welches die Hitze gleichmässig auf das ganze Metall vertheilt und zugleich verhindert, dass in dieser Form zu dem schmelzbaren Metall eine geringere Composition genommen werden kann.

Smith's schmelzbarer Pfropf Fig. 12 und 13, Tafel V, welcher in der Seitenansicht und im Durchschnitt abgebildet ist, hat den Zweck dem Wassermangel im Dampfkessel vorzubeugen und auch gleichzeitig Sicherheit gegen eine höhere als die normale Dampfspannung zu bieten. Derselbe ist bei *a* mit einem Gewinde versehen, mit welchem er in der Höhe des normalen Wasserstandes von Innen angeschraubt wird. Die Räume *b b*, enthalten eine schmelzbare Legirung, welche den Conus *c* an seinem Platze hält. In dem Pfropf selbst sind Löcher *d* gebohrt, welche sich auch mit dem schmelzbaren Metall ausfüllen und mit dem Innern des Pfropfes und durch denselben mit dem Feuerzug communiciren. Auf die Spitze des Conus wirkt die im Dampfkessel erzeugte Dampfspannung. Wird dieselbe zu gross, so treibt sie den Conus *c* aus dem Pfropf heraus und dem Dampfe wird neben den gewöhnlich angebrachten Sicherheitsventilen ein weiterer Ausweg eröffnet. Fällt der Wasserstand unter die normale Wasserlinie, so wird der Pfropf nicht mehr von dem Wasser bespült, die eingegossene Legirung schmilzt, der Conus *c* fällt heraus und der Dampf findet wieder Austritt in das Feuer und löscht dasselbe. Der Pfropf muss natürlich, wie bei allen andern, durch bereit gehaltene Reserven ersetzt werden können. In England wurde derselbe von zwei Dampfkessel-Versicherungs-Gesellschaften acceptirt und wird von

denselben mit der sogenannten Police (polizeiliches Abnahme-Attest) an den Versichernden zur Anwendung abgegeben.

§ 15. Verbindung zwischen Feuerkasten und Langkessel. — Bei den hohen und erhöhten Feuerkasten ist die Vorderwand stets eben, mit Ausnahme der zu der Ersteren gehörigen, rein cylindrischen, die wir bei den Maschinen von Meyer in Mühlhausen beschrieben haben. Diese ebene Wand erhält eine runde, der Querschnittsform des Langkessels in Form und Grösse entsprechende Oeffnung, welche den inneren Raum des Kessels mit dem des Feuerkastens verbindet, indem der Langkessel mit seinem Umfange gegen den Rand der Oeffnung tritt. Um nun diese beiden Theile fest und dicht mit einander zu verbinden, sind verschiedene Methoden in Anwendung. Die älteste derselben und natürlichste, welche auch noch jetzt von vielen Fabriken ausgeführt wird, besteht in der Anwendung eines Ringes aus starkem Winkeleisen, der besonders für solche Zwecke aus ausserordentlich gesundem, zähen und sehnigen Eisen gewalzt oder in Gesenken geschmiedet und sorgfältig geschweisst wird. Dieser Ring wird genau mit der innern Fläche auf den cylindrischen Kessel aufgepasst und festgenietet. Der andere Schenkel des Ringes, welcher um ein weniges über der Kesselwand hervortritt, bildet einen runden Flantsch, der auf die Vorderwand rund um die Oeffnung in derselben genietet wird; dabei werden die Nieten des einen Schenkels gegen die des anderen versetzt.

In Bezug auf diese Verbindung verweisen wir auf die Skizze in Fig. 13 auf Tafel III, Fig. 3 und 4 auf Tafel IV u. s. w.

Bei den von Meyer in Mühlhausen nach amerikanischem System gebauten Maschinen, deren Feuerkiste oberhalb der mittleren Kesselebene rein cylindrisch, unterhalb derselben aber halb cylindrisch war, ist die Verbindung in derselben Weise ausgeführt, jedoch bieten sich, wegen der Form des Feuerkastens viel mehr Schwierigkeiten, als bei ganz ebener Vorderwand. (Siehe Fig. 7 auf Tafel III.)

Auf andere Weise wird der Anschluss des Kessels dadurch erreicht, dass man den Rand des betreffenden Kesselschusses auszieht und nach aussen umbördelt, so dass also ein Flantsch entsteht, der mit der Feuerkastenwand vernietet, das Verbindungsglied bildet. Als Beispiel hierzu dient der Kessel der schon mehrfach erwähnten nach Crampton'schem Systeme von Bury, Curtis & Kennedy gebauten Maschine Liverpool, Tafel IV, Fig. 6.

In neuerer Zeit ist man zu derselben Methode, jedoch in umgekehrter Weise übergegangen, d. h. man bildet den Verbindungsflantsch nicht am cylindrischen Kessel, sondern an der Wand des Feuerkastens, indem man die Anschlussöffnung der ebenen Vorderwand nicht in der dem Kesselcylinder entsprechenden Grösse herstellt, sondern den Radius des auszuhauenden Loches um die zu bildende Flantschenlänge geringer nimmt, alsdann wird der Rand nach aussen ausgezogen und dadurch der hervortretende Ringflantsch gebildet, welcher den Langkessel an seinem Ende umfasst, wie in Fig. 1, 3, 5, 10 und 12 auf Tafel III dargestellt ist, desgleichen siehe Fig. 1, 2 und 7 auf Tafel V.

Von diesen beiden Methoden bietet die Letztere mehr Schwierigkeiten als die Erstere, aber sie ist gleichzeitig auch solider. Beide haben indessen den Nachtheil, dass bei der Ausbildung der den Winkelring ersetzenden Umbördelung der Ränder, das Blech des betreffenden Theiles erstens sehr geschwächt wird, dann aber auch leidet die Structur des Materials sehr bei der Ausführung dieser Operation. In der Maschinenfabrik von Schwarzkopff in Berlin wird aus diesem Grunde jetzt vielfach die vordere Wand des Kessels aus zwei Theilen hergestellt. Der obere reicht bis in

die Mitte des Kessels und stösst hier mit dem unteren zusammen, wie nachstehende Fig. 55 zeigt, in der Nietnaht bei *a a*. Die Herstellung dieser Theile geschieht wie folgt:

Die Bleche erscheinen zunächst in der Form *b* und *c* (Fig. 56), aus jedem derselben wird nach der punktirten Kreislinie ein Halbkreis herausgehauen mit dem Stücke *o o p p*. Der Mittelpunkt des Bogens liegt auf den Linien *x y*.

Der Halbmesser dieser beiden auszuschneidenden Oeffnungen ist natürlich um die Länge *z* des auszuhämmernden Flantsches in Fig. 55 kürzer als der Langkessel-Halbmesser.

Fig. 55.

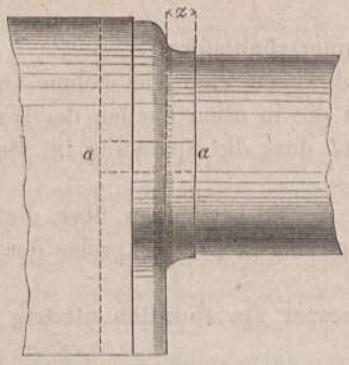
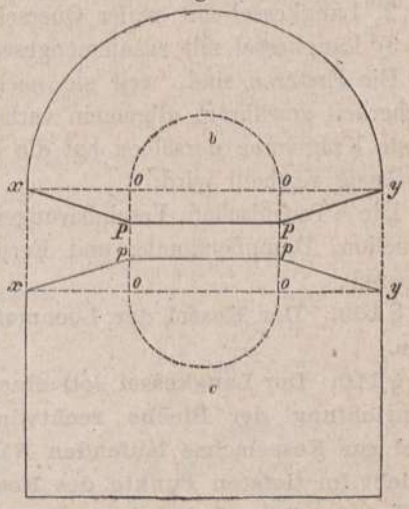


Fig. 56.



Nachdem nun die Form hergestellt ist, wird der Rand des Ausschnittes normal zur Blechebene ausgezogen, dabei richten sich die Kanten *p x* horizontal und die Linien *x y* kommen zum Zusammenstoss. Dass auf diese Weise der ausgebildete Flantsch keine erhebliche Schwächung erleidet, wie dies bei der andern Methode der Fall ist, ist erklärlich.

Der zur Bildung des Flantsches disponiblen Länge des Umfanges kommen in dem Falle noch vier Stücke von der Länge *o p* hinzu; zur Erzielung der Form ist demnach ein so langes und intensives Hämmern nicht nothwendig und deshalb die Verschwächung nicht so beträchtlich.

Bemerkenswerth ist noch der bereits in § 6 erwähnte Uebergang des Feuerkastens in den Langkessel bei den amerikanischen Normallocomotiven der Neuzeit, bei denen diese Verbindung keiner der vorigen Methoden ähnlich ist, sondern darin besteht, dass man den letzten Kesselschuss conisch gestaltet und ihn mit seinem weiteren Ende in den Feuerkasten zur Verbindung der Ränder hineinschiebt oder auch übergreifen lässt. Jedoch kann auch selbst hierbei in der unteren Partie der Verbindung ein Theil des Winkelringes oder der Abkröpfung der Bleche nicht umgangen werden, so lange die Feuerkasten unter der Unterkante des cylindrischen Kessels sich fortsetzen; siehe hierzu die Skizze eines Kessels Fig. 11 und 12 p. 217, von einer Güterzuglocomotive der Virginia City and Carson City Eisenbahn gebaut von H. J. Booth & Co. in San Francisco.

Ein Gleiches ist zu sagen von den Kesseln mit glattem Feuerkasten, für die ausschliesslich die Abkröpfung der Vorderwand, nicht aber ein besonderer Ring zur Verbindung dient. Die Figuren 1, 2 und 12 der Tafel III und Fig. 8, Tafel IV, sowie Fig. 1, Tafel V zeigen die Construction deutlich.

II. Abtheilung.

Langkessel.

§ 16. Form, Lage, Dimensionen und Material. — In Bezug auf die Form der Langkessel fassen wir hier ausschliesslich die Form des Querschnittes ins Auge, welche seit der Zeit der ersten Locomotive bis zum heutigen Tage in nur drei Verschiedenheiten auftrat.

1) Langkessel mit kreisförmigem Querschnitt.
2) Langkessel mit ovaler Querschnittsform.
3) Langkessel mit zusammengesetzter Kreisquerschnittsform.

Die Ersteren sind, weil sie nach den Erfahrungen eine viel höhere Garantie für Sicherheit gewähren, allgemein verbreitet, denn die in allen Theilen der Wandung constante Krümmung derselben hat die Eigenschaft, dass die Spannung im Materiale gleichmässig vertheilt wird.

Die »Technischen Vereinbarungen« des D. E. V. bestimmen über die Lage, Construction, Dampfspannung und Formveränderung bei der Druckprobe der Locomotivkessel:

§ 109. Der Kessel der Locomotive soll soviel als thunlich niedrig gelegt werden.

§ 110. Der Langkessel soll einen kreisförmigen Querschnitt haben und die Walzenrichtung der Bleche rechtwinkelig gegen die Kesselachse stehen. Die parallel zur Kesselachse laufenden Nähte sollen eine doppelte Nietung erhalten und nicht im tiefsten Punkte des Kessels liegen.

§ 112. Dampfspannungen bis zu 10 Atmosphären Ueberdruck haben sich bewährt.

§ 113. Die Kesselwände dürfen bei einer mit Wasser bis zu dem mindestens Einundeinhalbfachen zulässigen Druck vorzunehmenden Probe ihre Formen an keiner Stelle bleibend verlieren.

Eine Querverankerung, wie sie die ovalen Kessel erfordern, ist bei den cylindrischen Kesseln entbehrlich; dagegen gewähren die Ersteren eine Vermehrung der Siederöhren und dadurch Vergrösserung der Heizfläche.

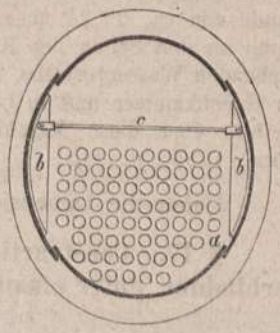
Die ersten Maschinen mit solchen Kesseln waren die von Hawthorn gebauten Schnellzuglocomotiven für die York-Newcastle Eisenbahn. Bei denselben übertraf jedoch der verticale Durchmesser von $1^{m},22$ den horizontalen von $1^{m},168$ nur um 52^{mm}, so dass die Vergrösserung der Heizfläche bei Hawthorn nicht das Motiv zu dieser Kesselform gewesen zu sein scheint. Ueber die Verankerungsweise dieses Kessels siehe § 22, p. 264. Auch die Kessler'sche Fabrik hat einige Locomotiven geliefert, deren Kessel eine ovale Form hatte, so z. B. die 1849 für die Main-Weser-Bahn gebauten, bei denen der verticale Durchmesser den horizontalen um 72^{mm} übertraf. — Die Veranlassung zu dieser Construction lag in den gesteigerten Ansprüchen an die Leistungsfähigkeit, welche mit jedem Jahre durch die Verkehrs-Verhältnisse zunahmen. Gleichzeitig liess Kessler die ausgebauchten Seitenwände der Feuerkasten mit der Construction ovaler Kessel in Anwendung kommen, gewissermaassen damit beide Eigenthümlichkeiten sich die Hand für den gemeinschaftlichen Zweck reichten, die Zahl der Siederöhren zu vermehren.

Die Locomotive »Minden«, welche im Jahre 1847 von Borsig in Berlin gebaut, am 16. December 1866 explodirte, hatte einen ovalen Langkessel, dessen Durchmesser um 95^{mm} verschieden waren. Die Explosion wird lediglich der unzweckmässigen Form des Kessels und der bei derselben verwendeten Verankerung zugeschrieben, siehe nachstehende Fig. 57. Bei späterer Ingebrauchnahme des ovalen Kessels nämlich entstand bei eintretender Spannung der Dämpfe das Bestreben in dem Querschnitte eine kreisrunde Form anzunehmen,

welchem die Anker c. widerstehen sollten; da diese jedoch wegen der Röhren oberhalb der Mitte des Kessels zu liegen kamen, so ist es wahrscheinlich, dass in Folge abwechselnden Druckes des Dampfes geringe Biegungen in der unteren Hälfte entstanden und durch ihre Andauer endlich die Blechstructur zerstörten.

Schon in der Einleitung dieses Capitels wurde auf die Kesselconstruction von Rush (Patent 1838) und die nach demselben Principe von Kessler 1850 hingewiesen. Es sind dies die Kessel von zusammengesetzter Querschnittsform, welche dadurch entsteht, dass man den Langkessel entweder aus zwei im Durchmesser entweder gleichen oder ungleichen Cylindern herstellt, welche so über einander liegen, dass sich beide Umfangflächen in zwei Kanten schneiden.

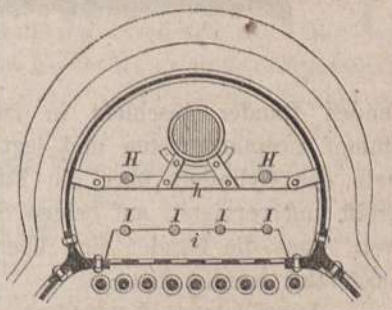
Fig. 57.



Die beiden Cylindersegmente waren am Zusammenstoss durch eine gerade Platte oder horizontale durchlöcherte Scheidewand verbunden. Bei diesen von Kessler ausgeführten Kesseln jedoch war der obere Cylinder kleiner als der untere, die Siederohre enthaltende.

Die Verbindung beider unter einander, sowie mit der Querwand, siehe nebenstehende Fig. 58, geschah durch dreiseitige Winkeleisen, welche durch Schmieden in Gesenken unter dem Dampfhammer und nachheriges Aushobeln hergestellt wurden.

Fig. 58.



Bei der Maschine »Pfeil« der Taunusbahn war diese Verbindung in anderer Weise ausgeführt, indem die Bleche des unteren und oberen Kessels an den Ecken im Winkel nach Innen umgebogen und von beiden Seiten mit der horizontalen Querwand zusammengenietet und ausserdem zum sicheren Verbande des oberen und unteren Theils in den von beiden an den Vereinigungsfugen ausserhalb gebildeten Ecken stumpfe Winkeleisen mit der doppelten Vernietung angebracht waren, wie dies aus der Fig. 1, Tafel IV bei *D* zu ersehen ist.

Diese letztere Verbindung ist einfacher als die zuerst erwähnte, und macht die schwierige Herstellung der dreifachen Winkeleisen entbehrlich.

Die Lage der Kessel ist bis jetzt gewöhnlich horizontal erhalten und wird voraussichtlich bei grösseren Locomotiven in keine andere übergehen; in neuester Zeit werden jedoch häufig kleinere Rangirmaschinen und die Locomotiven für Zahnstangenbahnen (Rigibahn) mit stehenden Kesseln gebaut; auch war bereits im Jahre 1839 aus der Fabrik des Dr. Kufal zu Berlin eine Locomotive hervorgegangen, die später kurze Zeit auf der Berlin-Potsdamer Bahn im Betrieb war, und verticale Kessel, Röhren und Cylinder hatte. [8]

[8] Auch bei Exter's Rangirmaschine (Dampfschiebebühne) siehe Organ 1868, p. 47 und Samuel's Expressmaschine (Dampfdraisine) siehe Organ 1849, p. 109, sind stehende Kessel mit verticalen Röhren in Anwendung gekommen.

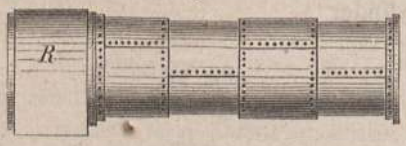
Bemerkenswerth ist eine im Jahre 1856 von Prestage construirte Locomotive, welche jedoch keine weitere Nachahmung fand und sich durch die tiefste Lage des Kessels vor allen andern auszeichnete. Durch dieselbe wurde aber auch eine vollständige Umkehrung der gewöhnlichen Anordnung von Kessel und Maschine d. h. Bewegungsmechanismen und Zubehör bedingt.

Diese Letzteren und die Treibachse lagen über dem Kessel und dieser in einem Abstande von ca. $0^m,24$ über der Oberkante des Fahrgeleises, durch welches Arrangement der Raum an den Seiten des Kessels für einen Tender, zur Aufnahme eines für die Fahrt hinreichenden Wasservorraths, disponibel geworden war. Der Tender bildete zugleich die Seiten der Rauchkammer und in Letzterer waren die Cylinder und Schieberkasten etc. placirt. Das Weitere über diese Maschinen siehe im Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens Jahrg. 1856, p. 243.

Ueber die Dimensionen der Locomotivkessel vergl. III. Cap. § 6.

§ 17. Construction der Kessel mit cylindrischen Schüssen und deren Verbindung unter einander durch einfachen Uebergriff. — Bei dieser Construction wird jeder Kesselschuss aus einer Blechtafel hergestellt (Fig. 59), die an den Rändern zuvor sorgfältig bestossen oder auch abgehobelt werden, alsdann werden sie gebogen und die zusammenstossenden Ränder miteinander vernietet. Selbstverständlich werden die Bleche nach der Walzrichtung gebogen. Die Verbindung der nach dem Biegen zusammenstossenden Ränder geschieht in zweifacher Weise, entweder lässt man die Ränder stumpf zusammentreten und legt eine Flacheisenschiene von ca. 100^{mm} Breite innerhalb des Cylinders über die Fuge, welche zu gleichen Theilen die Ränder übergreift und vernietet, auf beiden Seiten, oder es geschieht die Biegung des Bleches so weit, dass die Ränder sich überdecken auf ca. 50^{mm} und deren directe Vernietung ausgeführt werden kann.

Fig. 59.



Diese letztere Verbindung ist der ersteren, welche bei den Locomotiv-Kesseln von Sharp in Manchester in Anwendung gebracht wurde, vorzuziehen.

In neuester Zeit werden öfters die Längsnähte der einzelnen Schüsse durch Anstauchen und Uebereinanderschweissen der Enden ganz beseitigt, welches bei sorgfältigster Ausführung die vollkommenste Verbindung abgiebt.

Nachdem die, die ganze Länge des cylindrischen Kessels bildende Anzahl der Schüsse hergestellt ist, werden dieselben mit ihren Enden in einander geschoben, woraus die Bedingung folgt, dass bei Anwendung einer geraden Anzahl die Hälfte derselben einen grösseren und zwar um die doppelte Blechstärke grösseren Durchmesser haben muss, als die andere Hälfte. — Bei Verwendung von 3 Schüssen wird der mittlere der grössere, die beiden andern aber gleich im Durchmesser. In ähnlicher Weise werden auch solche Kessel mit 5 Schüssen hergestellt, wobei gewöhnlich der mittlere Schuss zur Aufnahme des Domes länger als die 4 resp. 2 äussern ist.

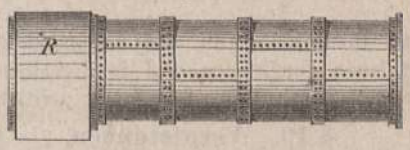
In neuerer Zeit werden häufig die Schüsse auch teleskopartig übereinandergreifend angeordnet, so dass der weiteste Schuss zunächst am Feuerkasten liegt und von dessen Deckplatte und der Umbördelung der Vorderwand umfasst wird (s. Fig. 1 u. 2 auf Taf. V), der nächste Schuss ist in den ersten hineingeschoben, und der dritte wiederum in den zweiten, sodass der Langkessel an dem Rauchkammerende einen um 6 Blechstärken verminderten Durchmesser hat, indem die lichte Weite am Feuerkasten $1^m,244$ und am Rauchkasten $1^m,183$ beträgt. Es bietet diese Construction den

wesentlichen Vortheil, dass das Reinigen des Langkessels vollkommner geschehen kann und beim Ablassen des Wassers dieses stets nach der tiefsten Stelle des Feuerkastens vollkommen abfliest, und der Kessel bei gleicher Heizfläche bedeutend leichter ausfällt.

Bevor die Zusammensetzung erfolgt, sind natürlich die an den Enden der Längsnähte durch den Uebergriff derselben hervortretenden Ränder sowohl auf der inneren als äusseren Cylinderfläche zuzuschärfen, damit diese Flächen eben werden und ein dichter Anschluss erzielt werden kann. Das Maass, auf welches die kleineren Schüsse in die grösseren eingeschoben werden müssen, wird durch die Art der Vernietung, welche meistens einfach ist, bedingt.

§ 18. Construction mit cylindrischen Schüssen und deren Verbindung, durch stumpfen Stoss mit Laschenring, desgleichen mit conischen Schüssen und Längsnähten. (Fig. 60.) — Die Bildung der einzelnen Schüsse kann hierbei ebenfalls in den drei verschiedenen im vorigen Paragraphen beschriebenen Methoden geschehen, jedoch wird die Verbindung in den Längsnähten in dem Falle, in welchem man bei der Zusammensetzung der Schüsse Laschenringe verwenden will, zweckmässiger auch nach ersterer Methode durch eine untergelegte Längslasche bewerkstelligt. Bei der Ringlaschenverbindung am Zusammenstoss der Schüsse ist es bekanntlich erforderlich, dass diese Letzteren genau gleichen Umfang haben, damit der Ring auf beiden an einander stossenden Rändern zum guten Aufliegen kommt. Es ist ausserdem zu empfehlen, nach Herstellung der Kesselschüsse vor deren Vereinigung die Ränder nochmal abzudrehen. — Die Vernietung erfolgt, nachdem die Bleche gut eingepasst und gebohrt sind, bekanntlich warm, und gewinnt an Solidität, wenn die Niete auf beiden Rändern gegen einander versetzt werden. Ein in dieser Weise construirter Cylinderkessel, aus nur zwei von je einer grossen Stahlplatte gebildeten Schüssen, welche durch doppelte Laschennietung mit einander verbunden sind, ist in Fig. 7 auf Taf. V. im Längenschnitt und in Fig. 9 im Querschnitt dargestellt. Die ringförmige Lasche vergrössert die Widerstandsfähigkeit des Kessels und durch die innere glatte Fläche der untern Kesselhälfte wird die Bildung von Corrosionen daselbst vermieden.

Fig. 60.



Die ältere Construction der Langkessel aus 3—4 conischen Schüssen von gleichem Durchmesser ist der complicirten Ausführung wegen nicht mehr in Anwendung.

Bei diesen Kesseln geschieht sowohl die Vereinigung der Blechränder in den Längsnähten der einzelnen Theile oder Schüsse dadurch, dass die Ränder über einander greifen, als auch die darauf folgende Zusammensetzung der Stösse durch Uebergriff des weiten Endes des einen Schusses über das enge Ende des zweiten Schusses; dessen weites Ende dann wieder über das enge Ende des dritten Schusses greift und so fort.

Die Form der zu verwendenden Kesselbleche muss vor der Biegung die Figur eines abgewickelten abgestumpften Kegelmantels darstellen, jedoch wird dies bei der practischen Ausführung nicht genau beobachtet, indem man gewöhnlich mit Recht die Abrundung derjenigen Seite der Bleche, welche die bei dem fertigen Conus in einander zu schiebenden Ränder dar stellen werden, nach einem Radius gleich der ganzen Kegelseite vernachlässigt, da die Conicität eine sehr schwache ist.

Ebenso ist die früher sehr häufige, durchaus fehlerhafte Kesselconstruction mit Längsnähten längst verlassen. Bei dieser Construction wurden Bleche von der Länge des cylindrischen Kessels normal ihrer Längsrichtung nach dem Radius des Kesseldurchmessers gebogen und deren Breite gewöhnlich so bestimmt, dass sie gleich ist $^1/_4$ des Kesselumfanges plus dem zur Verbindung nothwendigen Uebergriff. Nach der Biegung wurden dieselben

mit ihren Längsseiten zusammengenietet und auf diese Weise der Langkessel gebildet; siehe nebenstehende Fig. 61 und 62, welche die Querschnitte in zwei verschiedenen Weisen darstellen. Die Herstellung der Kessel mit Längsnähten ist allerdings einfacher als die oben beschriebenen Methoden, aber ein Hauptgrund zur Verwerflichkeit der Construction ist der, dass die Blechfaser, welche in die Walzrichtung der Bleche fällt, hier nicht auf absolute Festigkeit in Anspruch genommen wird, und dass dadurch der Widerstandsfähigkeit ein bedeutender Procentsatz an Sicherheit in Abzug gebracht werden muss. — Andrerseits hat man in Bezug auf das Einrosten der Kessel beispielsweise auf der Thüringischen Eisenbahn bei diesen Kesseln die Erfahrungen gemacht, dass vorzugsweise die Rostbildung an den Längsnähten bei *a*, Fig. 61 und 62 stattfand; während unter gleichen Umständen und in derselben Zeit die auf eine der anderen Methoden construirten Kessel durch Einrosten wenig gelitten hatten.

Fig. 61.

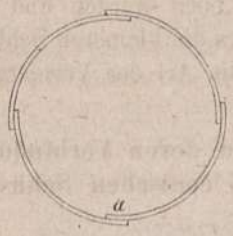
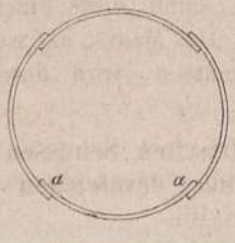


Fig. 62.



§ 19. Vernietungen. — Dieselben müssen bei Locomotivkesseln mit grösster Sorgfalt ausgeführt werden. Zunächst ist unbedingt erforderlich, dass die Löcher gebohrt, nicht aber mit der Lochmaschine gepresst oder gepunzt werden; geschieht dies, so sollen, nachdem die Theile zusammengeschraubt sind, wenigstens die zusammengehörigen Löcher auf einander ausgerieben werden.

In der Versammlung Glasgower Ingenieure wurde den gebohrten Löchern in Vergleich zu den gepunzten unbezweifelter Vorzug gegeben, da gebohrte Platten grössere Festigkeit besitzen, als die gepunzten. Die letztere Methode wird als eine rauhe und barbarische bezeichnet, bei welcher das Eisen gestreckt wird und namentlich in der Nähe der Löcher sehr leidet. — Statt scharf und glatt abgeschnitten zu sein, wird das Eisen auf der Lochkante meistens gerissen und abgewürgt.

Nach Fairbairn's Versuchen mit gepunzten Platten hat sich ergeben, dass eine Platte mit 27^{mm} starken Nieten in 44,5^{mm} Theilung — obwohl deren theoretische Schwächung nur 40 % ist — 44 % weniger besass, als eine volle. Auch fand Fairbairn, dass Eisen zwischen den Nietlöchern nach dem Punzen 15 % weniger Festigkeit hatte, als andere Theile der Platte. Zugegeben wurde, dass der ungünstige Einfluss des Punzens bei dünnen Platten geringer sei als bei dicken.

Beim Bohren der Löcher werden dieselben genau cylindrisch und das Niet kommt schon an allen Stellen zum festen Anliegen mit seinem Bolzen, was bei den gepunzten Löchern nie zu erreichen ist.

Die zur Anwendung kommenden Niete müssen vom zähesten Eisen hergestellt, weisswarm eingezogen und die Köpfe immer etwas (ca. 1^{mm}) versenkt werden. Im Allgemeinen soll die Nietstärke $^2/_3$ bis ganze Blechstärke beider zu verbindenden Platten betragen und durchschnittlich die Entfernung von Mitte zu Mitte $2^1/_2$ bis 3 Nietstärke haben.[9] Bei versetzten Nieten nimmt man wohl die Stärke derselben $^1/_8$ bis $^1/_4$ schwächer.

[9] Bei der Anfertigung der Stahlkessel für die neueren Locomotiven der Schweizerischen Nord-Ostbahn ist vorgeschrieben, dass für das Zerreissen der Nietstelle der zu verbleibende Blechquerschnitt ein geringerer sein darf als $^3/_4$ des Querschnittes des vollen Bleches. Der Durchquerschnitt der Nieten soll aber $^7/_8$ der vollen Blechstärke betragen.

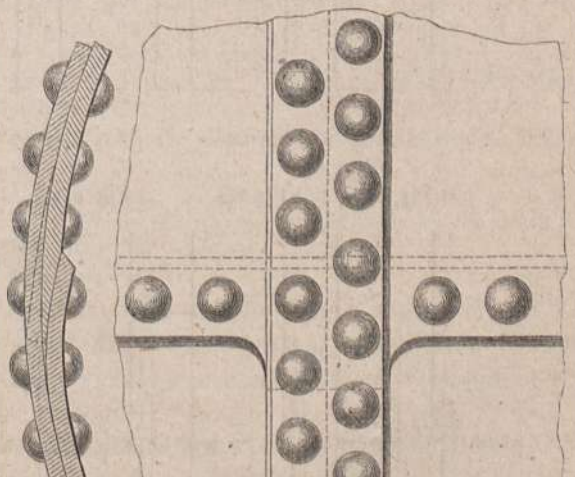
Da, wo Ränder der Bleche zugänglich sind, müssen diese so wie die Köpfe der Niete verstemmt werden. Das Verstemmen ist bekanntlich von grosser Wichtigkeit hinsichtlich des dichten Schlusses der Nähte; wenngleich es der Vernietung auch wiederum nachtheilig ist, da durch die Stemmer die Bleche gleichwohl wieder zu trennen gesucht werden — also je mehr Ränder in einer Naht sich zum Verstemmen bieten, um so vollkommener kann man den Schluss betrachten.

Bei den im § 17 beschriebenen Verbindungen können nun erstens die Längsnähte der Schüsse, falls diese ohne Lasche, aber durch einfachen Uebergriff gebildet sind, sowohl von Innen als Aussen für eine Fuge verstemmt werden, dasselbe gilt zweitens von den Zusammenstössen der Schüsse. — Es scheint uns deshalb die Ringlaschenverbindung nicht so zweckentsprechend und empfehlenswerth zu sein, als diese erwähnten Methoden.

Bei den neueren Maschinen sind die teleskopartigen oder auch die cylindrischen Schüsse mit Vermeidung jeglicher Laschenverbindung deshalb in lebhafte Aufnahme gekommen. Die Methode mit Laschen in den Längsnähten und Laschenring am Zusammenstoss der Kesselschüsse hat allerdings den Vortheil, dass die Wände des Kessels innerhalb ganz geradlinig sind, wodurch man in den Stand gesetzt wird, sie besser rein zu halten, und setzt sich auch der Kesselstein weniger leicht an, jedoch ist dieser Vortheil gegen den, welchen die andern Constructionen in Bezug auf Festigkeit und Dichtigkeit bieten, weniger in Betracht zu ziehen.

Bei der stumpfen Vernietung mittelst Laschenring müssen die Ueberplattungen, soweit der Ring übergreift, zugeschärft werden und lässt man sie auch weiter über die unten liegende Platte übergreifen, um die äussere Kreisform genauer herzustellen, wodurch die Dichtung unter dem Bande besser erreicht wird. Die Fig. 63 und 64 zeigen dieses in einem grösseren Maassstabe.

Fig. 63 und 64.



Bei der Vernietung durch Uebereinandergreifen der einzelnen Schüsse müssen die Längsnähte etwas gegen einander versetzt werden, da sonst an der Verbindung der beiden Schüsse vier Bleche übereinandergreifen würden, was die Dichtung erschwerte. Auch hier lässt man, soweit die Schüsse in einander geschoben sind, die zugeschärften Ueberplattungen weiter übergreifen.

Nach Fairbairn ist die Festigkeit der Nietverbindung, wenn das volle Blech zu 100 angenommen wird, bei doppelter Vernietung = 70,
einfacher „ = 56.

Interessante Resultate über den Einfluss der Reibung bei genieteten Blechen fand Clark, indem er drei Platten, von denen die mittlere mit ovalen Löchern versehen war, zusammennietete. — Versuche mit einer solchen Verbindung, auf Zug beansprucht, ergaben den Reibungswiderstand bei 13 bis $9{,}5^{mm}$ starken Blechen und einer Länge des Nietkörpers von

$20^{mm} = 95$ Ctr. $= 4816{,}304^{kil.}$
$47{,}5^{mm} = 110$ „ $= 5588{,}352^{kil.}$
$73^{mm} = 160$ „ $= 8128{,}512^{kil.}$,

woraus folgt, dass der Widerstand mit der Länge des Nietes wächst, und dass die Kraft des Zusammenziehens und die Länge der Niete durch die absolute Festigkeit des Eisens begrenzt wird z. B. bei $0^{m},15$ bis $0^{m},2$ langen Nieten wird sich der Kopf bereits abzuziehen beginnen.

Brunnel ermittelte nach verschiedenen Versuchen mit ca. 13^{mm} starken Blechen und doppelten Laschenvernietungen, dass der einfache Querschnitt der Niete dem halben Querschnitte des Bleches gleich sein muss. Aus den verschiedenen Versuchen ergab sich, dass die Festigkeit der vollen Platte $= 100$ gesetzt; die Festigkeit der doppelten versetzten Vernietung $^{4}/_{5}$ und die der dreifachen nicht versetzten Vernietung $^{5}/_{6}$ der vollen Platte betrug.

Fig. 65. Fig. 66. Fig. 67. Fig. 68. Fig. 69.

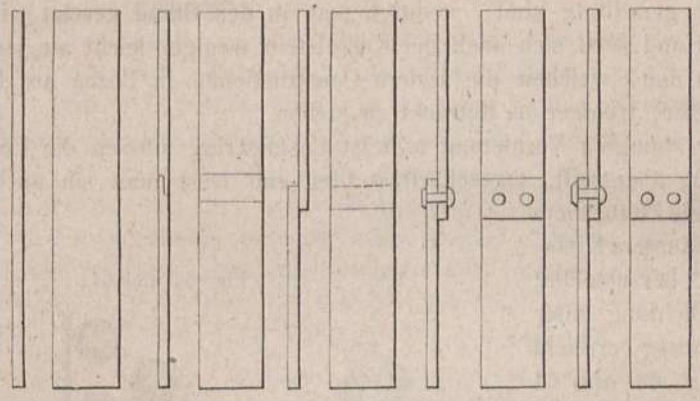
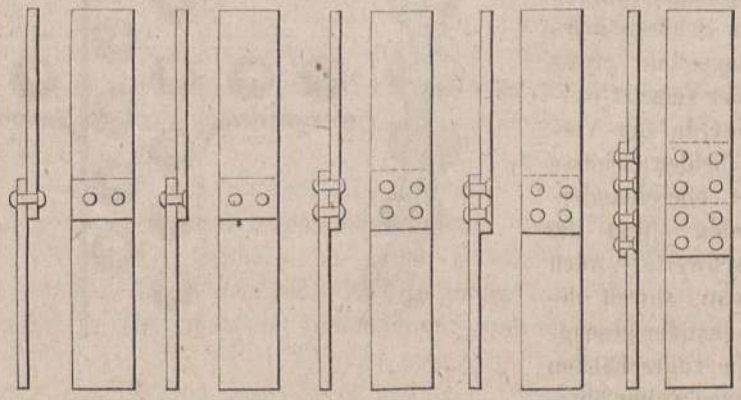


Fig. 70. Fig. 71. Fig. 72. Fig. 73. Fig. 74.



In neuerer Zeit sind in England durch Bertram in Woolwich viele Kessel durch Schweissung in den Nähten hergestellt, und zwar nach zwei Methoden, nämlich die in Fig. 66 und 67 dargestellte scharfe und schwache Schweissung. — Diese Nähte sind mit bisherigen

Nietverbindungen sorgfältig verglichen und die Resultate in nachstehender Tabelle zusammengestellt:

Bezeichnung der Verbindung.	Form der Verbindung.	Blechstärke.			Mittelwerth der Festigkeit.
		13mm	11mm	9,5mm	
Volle Platte	Fig. 65	100	100	100	100
Scharfgeschweisste Platte	Fig. 66	fehlerhaft	106	102	104
Flachgeschweisste Platte	Fig. 67	50	69	66	62
Einfache Handnietung	Fig. 68	40	50	60	50
Desgl. mit Rundköpfen	Fig. 69	50	52	56	53
Einfache Maschinennietung	Fig. 70	40	54	52	49
Einfache Nietung mit versenkten Köpfen	Fig. 71	44	50	52	49
Doppelte Nietung mit Rundköpfen	Fig. 72	59	70	72	67
Desgl. mit versenkten und Rundköpfen	Fig. 73	53	72	69	65
Desgl. mit einfacher, versenkte und Rundköpfe	Fig. 74	52	60	65	59
Durch mit aller über einander greifender Verbindung	—	48	60	62	57

Nach diesen Werthen sind die scharfgeschweissten Bleche völlig so stark als die vollen Bleche; die stumpfgeschweissten nur $^5/_8$. Die einfachen Nietverbindungen haben die halbe Festigkeit der vollen Platte. Von den doppelten Vernietungen ist die einfach über einander greifende die stärkste, die mit einfachen Laschen die schwächste.

Ferner folgt aus der Tabelle, dass die Verbindung der 11mm und 9,5mm starken Bleche eine gleich grosse absolute Festigkeit und eine etwa um $^1/_4$ grössere als die 13mm starken besitzen. Die Versuche ergaben somit, dass ein einfach genieteter Kessel von 9,5mm Bleche stärker ist, als von 13mm starkem, und dass die Nietung mit Hand oder Maschine etwa gleiche absolute Festigkeit darbietet.

In Bezug auf die Festigkeit der Kesselbleche ermittelte Fairbairn die Yorkshire Bleche zu 510 Ctr., die Staffortshire zu 420 Ctr.

Clark fand eine Festigkeit in der Richtung der Faser von 400 Centner; normal zu derselben betrug diese 340 Centner. Die besten amerikanischen Bleche hielten noch Colburn dagegen 620 Centner, die gewöhnlichen 540 Centner.

§ 20. Material. Stahlkessel. — Das Material der Langkessel für Locomotiven bestand früher allgemein nur aus Schmiedeeisen, aus zähen gewalzten Blechen. In neuerer Zeit werden auch viele Locomotivkessel aus Gussstahl-Blechen gefertigt.

Ausgezeichnete Kessel sollen die Sheffielder Gussstahl-Bleche liefern, deren absolute Festigkeit zwischen 800 bis 900 Centner liegt.

Von amerikanischen Eisenblechen behauptet man, dass sie unter gleichen Umständen auf die Hälfte mehr beansprucht werden können, als die besten englischen und Gussstahlbleche auf das Doppelte.

Die in Vorstehendem mitgetheilten Beobachtungen beziehen sich jedoch auf dünnere Bleche von ca. 9mm Stärke an, bei stärkeren sind die Werthe mehr oder weniger zu hoch.

Schon im § 7 dieses Capitels wurde die Anwendung der Gussstahlbleche zu Feuerbüchsen erwähnt, und hatte sich im Allgemeinen nach den von Seiten der ver-

schiedenen Bahnverwaltungen gemachten Versuchen ergeben, dass die Leistungen dieses Materials für diesen Zweck den Erwartungen nicht ganz entsprachen und ist auch jedenfalls der Ersatz der kupfernen Wände der Feuerbüchse durch Gussstahl nicht so wichtig, als die Verwendung desselben zum Langkessel.

Da in den meisten Staaten vorgeschrieben ist, dass die Stärke der schmiedeeisernen Kesselwände nicht über 15^{mm} betragen darf, so ist hierdurch bei einer gegebenen Dampfspannung der grösste zulässige Kesseldurchmesser, oder umgekehrt bei gegebenem Durchmesser die grösste Spannung bestimmt. — Das Bestreben, die Heizfläche bei Locomotivkesseln zu vergrössern, ist aber bis jetzt immer abhängig von der Vergrösserung der Kesseldimensionen, welche für die Situation wiederum von fatalem Einfluss werden. — Bei der Anwendung von Gussstahlblechen jedoch kann man bei derselben Spannung den Durchmesser vergrössern und also mehr Röhren anbringen.

Auf der Kaiser Ferdinands-Nordbahn sind alle seit dem Jahre 1865 umgebauten Locomotivkessel (1873 = 95 Stück) und alle seit der Zeit bis 1873 neu beschafften (109 Stück) aus Bessemerstahlplatten meist nach der in Fig. 6—9 auf Tafel V dargestellten Construction des Centralinspectors Ludw. Becker hergestellt. Die Resultate, welche die Kessel dieser Maschinen geliefert haben, hinsichtlich ihrer Solidität und Festigkeit bei verhältnissmässig sehr erwünschter Leichtigkeit, sind durchaus befriedigend ausgefallen. Sämmtliche Nietlöcher der Kessel waren gebohrt und alle Bleche vor der Verwendung bezüglich ihrer weichen und guten Qualität genau untersucht.

Auch auf der Köln-Mindener Bahn wurden seit 1866 die neubeschafften 40 Stück schweren Güterzugsmaschinen mit Gussstahlkesseln ausgestattet und die gekuppelten Personenzugsmaschinen erhielten wegen Erzielung einer zweckmässigen Gewichtsvertheilung Langkessel aus Gussstahl und Hinterkessel aus Eisen.

Ebenso sind auf der Oldenburgischen Staatsbahn die sämmtlichen vorhandenen 30 Locomotiven mit Stahlkesseln versehen, wobei ein Dampfüberdruck von 10 Atmosphären stattfindet.

Ferner hat die Schweizerische Nord-Ostbahn sämmtliche seit dem Jahre 1862 beschaffte Locomotiven mit Stahlkessel versehen lassen, welche einen Dampfüberdruck von 10—12½ Atmosphären zulassen.

Die Erfahrungen auf diesen Bahnen mit Stahlkesseln lauten im Ganzen günstig. — Bedenken dagegen haben sich andererseits nicht ergeben und bei dem Fortschritte in der heutigen Stahlfabrikation kann die nützliche Anwendung dieses Materials ausser Zweifel gezogen werden.

§ 21. Die **Dome,** welche auch zum Kessel gehören, werden im VII. Capitel mit der Dampfaufnahme und den Regulator-Vorrichtungen speciell behandelt.

§ 22. Verankerungen der Langkessel. Längenanker, Queranker. — Die Verankerung des Langkessels, welche einestheils durch die sogenannten Längsanker bewirkt wird, betrifft eigentlich nicht die Wandungen des Langkessels, sondern die der beiden Rohrwände oder die Rohrwand in der Rauchkammer und die Hinterwand des Feuerkastens; darum aber, weil diese Ankerstangen zum grössten Theil im Kessel liegen, werden sie zweckmässig auch hier besprochen.

Indem die Hinterwand des Feuerkastens und die Rohrwand der Rauchkammer in der Höhe der Deckenanker mit T-Eisen horizontal abgesteift ist, werden die abstehenden Rippen desselben von den Gabelenden ca. 26^{mm} starker Ankerstangen umfasst und entweder die Letzteren daselbst mittelst Bolzen oder Zugkeilen befestigt. — Die Anordnung ist so, dass zwischen je zwei Deckenankern eine Längsankerstange

liegt, über dem Siederöhren-System hinwegläuft bis an die vordere Rohrwand, wo eine ähnliche Verbindung stattfindet.

Diese Anker werden auch, statt mit der Hinterwand in Verbindung gesetzt, in die Verankerung der Feuerkiste oder Feuerbüchse eingeschaltet; — wir werden später auf diese Methode zurückkommen.

Die Befestigung der Längenanker an T-Eisenrippen findet beispielsweise statt an den auf Tafel IV, Fig. 4, 5, 8 und 9 dargestellten Locomotivkesseln, woselbst dieselbe in den verschiedenen Figuren bei *F F* sichtbar ist.

Die Befestigung der Längsanker mittelst Schraubengewinde und Muttern an den betreffenden Kesselwänden und deren Zweckmässigkeit in Vergleich zu der vorhin erwähnten Methode wurde bereits hervorgehoben bei der Verankerung der Feuerkasten. — Die Fabrik von Bury & Curtis in Liverpool hatte an ihren Personenzuglocomotiven solche Längenanker, welche durch eine Mutter ausserhalb des Kessels angezogen und gespannt wurden (siehe Fig. 6 und 7 auf Tafel IV bei *I I*). Die Fabrik von Kessler in Esslingen hat diese Anker der bessern Dichtung wegen mit doppelten Muttern (innerhalb und ausserhalb der Hinterwand des Feuerkastens, siehe Fig. 2 und 3 auf Tafel IV bei *I*) versehen.

Bei vielen Maschinen von Kessler, Hartmann u. A. sind die Längenanker in der Gegend der hinteren Rohrwand nochmals gegabelt und mit den kürzeren Stangen in dem Feuerkasten verbolzt, so dass der ganze Längenanker aus zwei ungleichen Stücken besteht, wie z. B. bei den Kesseln aus zwei Cylindersegmenten von Kessler (siehe Fig. 2 und 3 auf Tafel IV bei *G* und *H*) und den Locomotiven für die Sächsische Staatsbahn (siehe Fig. 9—12 auf Tafel III bei *G* und *H*). Bei den Letzteren sind die Theile *G* aus hochkantigem Flacheisen mit Gabeln an beiden Enden hergestellt, um den Raum zwischen den Deckenankern nicht zu sehr zu beschränken.

Die Kesselanker werden auch wohl, wenn man mit der Befestigung ihrer Enden an den ebenen Wänden der Feuerkiste resp. Rauchkammer eine Spannvorrichtung, die stets erwünscht ist, nicht verbindet, in der Mitte ihrer Länge mit einem diesen Zweck erfüllenden Kuppelmuff *M* (Fig. 1 und 2 auf Tafel VII) versehen, indem man die zusammenstossenden Enden der Stange *A* daselbst mit rechtem und linkem Gewinde anschneidet; es ist diese Einrichtung z. B. bei den von der Hannoverschen Maschinenfabrik (vormals G. Egestorff) auf die Braunschweigische Staats-Eisenbahn gelieferten Güterzuglocomotiven u. A. getroffen worden.

In dem Borsig'schen Etablissement befestigt man die Längsanker an der vorderen Rohrwand ebenfalls mittelst Gabeln und Bolzen an T-Eisenrippen; an den Enden nach der Feuerbüchse zu giebt man jedoch den Stangen Augen und verbindet diese zwischen den Lappen gebogener Flacheisenstücke, die mit ihrer Biegung um horizontale, die vorderen Enden der Deckenanker verbindende Bolzen gelegt sind (siehe Fig. 13, p. 219), während die betreffenden Deckenanker am andern Ende mit der Rückwand des Feuerkastens vernietet sind.

Sehr wichtig ist bei langen Kesseln die Unterstützung der Längenanker, weil in Folge der Bewegungen der Maschinen die Anker mehr oder weniger in Schwingungen versetzt werden, die schon häufig die Veranlassung des Zerreissens einzelner Anker wurden.

Die Constructionen, welche zur Unterstützung dienen, bestehen theils in besonders angebrachten Hängeschienen, theils aber findet sich Gelegenheit, dieselbe mit anderen Festigkeitsconstructionen zu verbinden, wie z. B. bei den Kesseln aus zwei Cylindersegmenten, wo der obere Kesselraum vom unteren durch die schon häufig

erwähnte horizontale, durchlöchertę Wand getrennt ist. — Auf diese Wand werden dann (siehe Fig. 3, Tafel IV und Fig. 58, p. 255 bei *i*) an zwei Stellen Winkeleisenrippen angenietet, welche einerseits zur Versteifung der Scheidewand selbst dienen, dann aber mit ihren abstehenden Schenkeln, welche an der Kante ausgerundet sind, an diesen Stellen die unteren Längenanker tragen. Ueber die Unterstützung der beiden oberen Ankerstangen *H* siehe Fig. 3, Tafel IV und Fig. 58, p. 255 bei *h*.

Eine Querverankerung der Langkessel ist nur nothwendig bei den eben erwähnten und Kesseln mit ovalem Querschnitt. Die Maschinen der Main-Weserbahn hatten im Innern ihrer Kessel für diesen Zweck kleine vertikale Stücke von Winkellappen an den schwächer gekrümmten Seiten, dieselben waren durch Stangen mit einander verbunden und dadurch der Kessel geschützt aus seiner ovalen Form in die cylindrische überzugehen.

Hawthorn vermied bei Kesseln von demselben Querprofile die Formveränderung, indem er den seitlichen Druck von vier 200^{mm} breiten, horizontal zwischen den Seiten ausgespannten Kesselblechen aufnehmen liess. Diese Bleche lagen zwischen den Röhren und waren durch Winkeleisen mit den Seiten des Kesselkörpers vernietet. Die nicht cylindrischen Kessel sind aber ungeachtet dieser Querverankerungen stets eine gefährliche Construction und dürfen deshalb nicht mehr ausgeführt werden.

§ 23. Siederöhren und deren Material.[10] — Die Siederöhren bilden einen wesentlichen Bestandtheil der Locomotivkessel.

Sie fallen ihrer bedeutenden Anzahl wegen finanziell derart ins Gewicht — sowohl was Anschaffungs- als Erhaltungskosten anbelangt —, dass man schon vom ökonomischen Standpunkte aus diesem Gegenstande grössere Aufmerksamkeit widmen muss.[11]

Durch geeignete Dimensionirung, sorgfältige Wahl des Materials, durch eine erprobte Art der Befestigung und Dichtung im Kessel und durch häufiges Reinigen während der Verwendung, wird man den Anforderungen der Sicherheit des Dienstes, — durch schonendes Vorgehen im Herausziehen der Rohre aus dem Kessel, durch rationelle und, durch Betrieb im Grossen, gute Arbeitseintheilung und zweckmässige Vorrichtungen bei der Reparatur — den Anforderungen der Oekonomie gerecht werden müssen.

Die Wahl der Dimensionen ist Sache des Constructeurs und bietet namentlich hinsichtlich des Durchmessers geringen Spielraum. Die Grenzen sind der Festigkeit wegen und in Rücksicht auf die Erzielung einer angemessenen Heizfläche für den äusseren Durchmesser zwischen 42 und 55^{mm}; und die Länge hält sich in den Grenzen zwischen $3^{m},5$ bis $5^{m},0$.[12]

Die Wandstärke hängt hauptsächlich vom Material ab und hat möglichst gleichförmig zu sein; es sind darum aus einem Stück gezogene Röhren stets gelötheten messingenen oder geschweissten eisernen oder Stahlröhren vorzuziehen; die Grenzen der Zweckmässigkeit für die Dimension der Wandstärke dürfte $1^1/_2$—$3^1/_2{}^{mm}$ sein.

Da die Abnutzung der Rohre durch die mechanischen Angriffe der durch-

---

[10] Nach einer Abhandlung vom Central-Inspector Ludw. Becker in Wien im Organ f. Eisenbahn-Wesen 1873, p. 10.

[11] R. Stephenson wandte zuerst 25 Stück kupferne Röhren an von 75^{mm} Durchmesser. Im nächsten Jahre vergrösserte er die Anzahl auf 90 Stück und gab ihnen 51^{mm}. Es stieg dann die Anzahl auf 167 von 41^{mm} Durchmesser, welche bei den ersten Schnellzugmaschinen der Great-Western-Eisenbahn in Anwendung kamen. Um dieselbe Zeit erscheint die von Gillingham & Winans in Baltimore gebaute Locomotive mit der enormen Zahl von 400 Röhren, welche bis zum heutigen Tage nicht wieder vorgekommen ist.

[12] Siehe Referate zur Münchener Techniker-Versammlung 1868, p. 244.

gerissenen Brennstofftheile und durch die directe Einwirkung des Feuers ungleichförmig erfolgt, macht man bei Messingröhren hie und da die dem Feuer zunächst liegende, der stärksten Abnutzung unterworfene Partie um $^1/_2$ bis $^3/_4{}^{mm}$ stärker in der Wanddicke, als das andere Ende, um so das Rohr länger verwendbar zu erhalten.

Der vielfältigen Anforderungen wegen, die hinsichtlich grösstmöglichster Festigkeit, Feuerbeständigkeit, Gleichförmigkeit und Geschmeidigkeit an das Material der Siederöhren zu stellen sind, kommen in der Regel nur die Kupferlegirungen (Messing, Munz-Metall) etc., sowie zähes Schmiedeeisen und Bessemereisen dafür in Verwendung.

Das Kupfer ohne Zusatz ist als zu kostspielig und auch als zu weich nur zum Vorschuhen für das in der Feuerbüchsrohrwand befestigte Ende der Röhren im Gebrauch. Es muss sowohl zu diesem Zwecke, als auch in den Legirungen von bester und reinster Qualität sein.

Kupferreiches Messing (70 % bestes Kupfer und 30 % bestes schlesisches Zink) ist nach Everitt[13]) und Andern das vortheilhafteste Material für Siederöhren, besonders bei Steinkohlenfeuerung.

Wegen der bedeutenden Preisdifferenz wird jedoch manchenorts das Messing weit kupferärmer, bis 60 % Kupfer, 40 % Zink, hergestellt. Es ist hierbei nicht zu verkennen, dass die Brüchigkeit steigt und die Rohre sorgfältiger behandelt werden müssen. Doch soll bei reinem Materiale diese Legirung ganz entsprechend, und wenn Kupfervorschuhe für das Feuerbüchsende angelöthet werden, genügend sein.

Nach anderweitigen Erfahrungen haben sich jedoch Siederohre der angegebenen kupferarmen Legirung nicht bewährt, sehr rasche Abnutzung durch Einwirkung des Feuers gezeigt und sind häufige Brüche bei denselben vorgekommen.

Auch die kupferreiche Legirung von 70 % Kupfer und 30 % Zink hat sich hinsichtlich der Dauer gegen mechanische Abnutzung nicht ganz bewährt, während 68 % Kupfer und 32 % Zink als eine gegen die mechanische, sowie die physikalische Abnutzung sehr beständige Legirung für Feuerrohre sich erwiesen hat und am verbreitetsten in Anwendung ist.

Von welcher Wichtigkeit die Wahl einer angemessenen Legirung ist, ergeben die folgenden Versuchs-Resultate: 2 Rohrstücke, 790^{mm} lang, von verschiedener Legirung u. z. einer sprödern ärmern und einer weichern und daher reichern Kupferlegirung wurden durch 5 Tage der Hitze in einem Federglühofen ausgesetzt, nach dieser Zeit ergaben sich folgende Gewichts-Differenzen:

Weiche Legirung	5,33	Zollpfund,
nach 5 Tagen	5,29	-
Gewichts-Verlust:	0,04	Zollpfund.
Spröde Legirung	4,48	Zollpfund,
nach 5 Tagen	4,42	-
Gewichts-Verlust:	0,06	Zollpfund.

In einer Maschine wurde die eine Hälfte des Kessels u. z. senkrecht getheilt, mit Röhren aus einer spröderen Legirung und die andere Hälfte mit Röhren einer

[13]) G. A. Everitt, Proceedings of Institution of Mech. engineers. Polyt. Centralbl. 1869, p. 725. Organ 1869, p. 240.

kupferreicheren Legirung versehen, nach einem 13-monatlichen Dienst, während welchem selbe ca. 1000 Meilen zurückgelegt hatten, ergab sich bei den Röhren mit spröderer Legirung ein durchschnittlicher Gewichts-Verlust pro Rohr von 0,68 Zollpfund und bei den mit weicherer Legirung von 0,38 Zollpfund pro Rohr, somit um 84 % geringer. Daraus geht hervor, dass die kupferreiche Legirung, wenn auch theurer in der Anschaffung, doch ökonomischer hinsichtlich der Dauer ist.

Probeweise verwendete Röhren aus Munzmetall sollen sich als gut bewährt haben, doch fehlen nähere Daten hierüber. [14])

Die Messingrohre, welche gegenwärtig in Verwendung kommen, sind durchgängig solche, die aus einem gegossenen Messingblock gezogen sind; die Fabrikation von aus Messing- oder Kupferstreifen zusammengelötheten und dann gezogenen Rohren ist vollständig verlassen.

Schmiedeeisen-Rohre [15]) werden vielenorts verwendet; bei gutem Brennstoff und reinem Speisewasser bewähren sich auch geschweisste und gezogene Röhren aus zähem gut durchgearbeitetem Schmiedeeisen übereinstimmend ganz gut [16]); übrigens ist nicht zu verkennen, dass, wenn auch die ersten Anschaffungskosten der eisernen Röhren gegenüber messingenen namhaft geringer sind (ca. 50 % pr. Maschine), der Vortheil sich doch nicht überall zu Gunsten derselben neigt wegen der raschen Zerstörung, welche dieselben bei manchen Speisewässern erleiden und der mannigfachen Schwierigkeiten beim Eindichten derselben und beim Abscheuern der daran sehr fest haftenden Kesselsteinkruste. Einen besondern Vorzug gewährt bei den eisernen Röhren der Umstand, dass dieselben aus gleichem Materiale mit dem Langkessel bestehen und daher bei den verschiedenen Hitzegraden eine annähernd gleiche Ausdehnung und Zusammenziehung erleiden.

Geschweisste gezogene Röhren aus Bessemer Metall sind noch in grossen Mengen nicht in Verwendung gekommen, finden aber neuerer Zeit Eingang.

Ueber die Verwendung des Stahls zu den Siederöhren sind die Erfahrungen noch zu neu, um ein Urtheil über die Zweckmässigkeit dieses Materials zum vorliegenden Zwecke verlauten zu lassen; man kann jedoch, namentlich die weiche dehnbare Sorte des Bessemer Stahls als das richtigste Material für Siederöhren bezeichnen, indem derselbe mit hinreichender Dehnbarkeit eine grosse Steifigkeit verbindet und weniger leicht als Eisen zum Ansetzen von Kesselstein Gelegenheit giebt. Da die Stahlröhren jedoch jedenfalls theurer zu stehen kommen als die schmiedeeisernen und vorausgesetzt, dass man nicht gerade eine ausgezeichnete Sorte erlangt, auch kaum viel länger halten werden, als diese, so kann vorläufig die Verwendung von Stahlröhren nur zu Versuchen weiter empfohlen werden.

Aus einem Stück gezogene ungeschweisste Röhren aus dem gedachten Metall

[14]) Organ 1866, p. 31. Ref. d. Münch. Versamml. 1868, p. 218. Organ 1870, p. 77.

[15]) Fortschritte der Technik des deutsch. Eisenbahnwesens. I. Suppl. des Organs 1866, Frage B. 11, p. 126.

Im Jahre 1842 lieferte R. Stephenson Locomotiven für den Betrieb der York-Nord-Midland-Eisenbahn, bei denen die ersten eisernen Siederöhren in Anwendung kamen.

[16]) Ueber die Fabrikation der geschweissten und gezogenen eisernen Röhren theilt Dr. Lunge mit, bezüglich ihrer Herstellungsweise in Wolwerhampton (Staffordshire), dass man daselbst gewalzter flacher Eisenschienen von erforderlicher Länge, Breite und Dicke als Rohmaterial sich bedient. Diese Schienen werden im rothwarmen Zustande unter einer Stanze von 5 Fuss = $1^m,57$ langer halbrunder Bahn gebogen und darauf unter derselben Stanze, aber einem anders geformten Theile ihrer Bahn oben zusammengedrückt.

Die so gebildete rohe Röhre kommt dann in einen aus drei parallelen Heerden, von etwas grösserer Länge, als die der Röhren, bestehenden und durch 5 oder 6 neben einander stehenden

sind zu hoch im Preise und werden daher noch wenig Anwendung gefunden haben, wenn selbe auch den gezogenen vorzuziehen sein dürften.[17])

Für die Lieferung der Röhren ist unter den Bedingungen, die dafür zu stellen sind, die hauptsächlichste, mögen selbe von Messing, Eisen oder Bessemermetall verlangt werden, dass sie sich an den Enden durch Eintreiben eines Dornes in kaltem Zustande ohne zu reissen bis 6 resp. 3mm auftreiben und ohne Risse zu bekommen niederstauchen lassen müssen.

Zum Schluss dieses Abschnitts dürfte es angemessen sein, die Gewichts- und Preisverhältnisse der üblichsten Locomotiv-Siederohr-Dimensionen anzuführen.

Material.	Durchmesser		Wandstärke.	Gewicht per Meter-Länge.	Preis.	
	innerer.	äusserer.		Zollpfund.	Thlr.	Gr.
Messing	47mm	52mm	2,5mm	7,08	2	20
Holzkohlen-eisen . . .	46,6mm	52mm	2,7mm	6,55	1	3

§ 24. Befestigen und Dichten der Siederöhren. — Das Befestigen der Siederohre und das Dichten derselben in den Rohrwänden ist für die Dauerhaftigkeit des Locomotiv-Kessels von ganz besonderer Wichtigkeit.

Der Verschluss an beiden Rohrenden muss nicht allein wasser- und dampfdicht, unverrückbar und feuerbeständig sein, derselbe hat auch einen namhaften Druck, den die gespannten Kesseldämpfe auf die Wände ausüben, aufzunehmen und seinen dichten Abschluss unter den stark wechselnden Temperaturen und Spannungen im Feuerkasten und Kessel zu bewähren; überdies soll durch die Befestigungsart das Herausnehmen der Rohre nicht zu sehr erschwert werden.

Die Schwierigkeit, diese Bedingungen zu erfüllen, hat zu den verschiedenartigsten Methoden geführt, die theilweise sehr complicirt sind.

Formen seiner ganzen Länge nach auf Weissgluth erhaltenen Schweissofen. Nachdem die Röhre durch alle drei Abtheilungen des Ofens bis zur erforderlichen Hitze gekommen ist, erfolgt die Schweissung der bis jetzt offenen Längsnaht mittelst eines vor der dritten Abtheilung des Ofens befindlichen Ringes, den die Röhre zu passiren hat. Der Ring besteht aus zwei getrennten Hälften, einer unteren festen, und oberen, von einem Arbeiter mittelst Hebel niederdrückbaren. Die Röhre wird nämlich von einer Greifzange, welche in ein Glied der vor demselben Heerde rotirenden Kette ohne Ende eingehängt wird, gefasst, durch den Ring gezogen und in diesem Augenblicke geschweisst. Dem jedesmaligen Kaliber der Röhre entspricht ein besonderer Schweissring. Die so erzeugte Röhre wird dann noch gerichtet, beschnitten und ein wenig abgefeilt.

[17]) Durch Hawksworth und Harding in Paris und London werden die gezogenen Stahlröhren nach demselben Principe angefertigt, als man früher die Bleiröhren und jetzt noch die Kupferröhren ohne Löthnaht herstellt.

Man giesst eine kurze, sehr dickwandige Röhre und verlängert dieselbe durch Ziehen über einen Dorn durch passende, allmählich enger werdende Zieheisen.

Natürlich verlangt der Stahl wegen seiner grossen Festigkeit hierzu die Aufwendung entsprechend grosser Kräfte und Apparate, ebenso ist kohlenstoffarmer, möglichst weicher Stahl zu dieser Fabrikation geeignet.

Die Methode der Darstellung ist ausnehmend einfach und können die Röhren je nach der Wahl des Dornes und Zieheisens von verschiedenem äusseren und inneren Querschnitt hergestellt werden. Es soll z. B. durchaus nicht schwierig sein, gezogene Stahlröhren von 0m,25 Durchmesser anzufertigen.

Auf den ersten Blick sollte es auch kaum scheinen, dass die einfache Rohrbefestigung und Dichtung, die bei den ersten ausgebildeten Locomotiven in Anwendung war und es theilweise heute noch ist, genügen könne, und es ist sehr begreiflich, dass im Drange der Verlegenheit, wenn durch schlechte Behandlung bei der Feuerung Lecken der Röhren eingetreten und die ungeübten Arbeiter deren Dichtung nicht dauerhaft herzustellen vermochten, nach solideren Befestigungsarten gesucht und die scheinbar solideste als die beste gewählt wurde, weil es schien, dass hier die Abhülfe am Platze sei.

Uebrigens nicht die Behandlung der Feuerung der Locomotive und die Art der Dichtung der Röhren allein, auch die Gattung, Qualität und physikalischen Eigenschaften des Brennstoffes und auch die Zusammensetzung der Speisewässer sind von wesentlichem Einfluss auf die Dauer und bestimmend für die Art der Befestigung.

Bei sehr unreinem Speisewasser empfiehlt sich bei Anordnung neuer Rohrwände die unteren Rohrzellen weiter zu legen und daselbst Röhren von kleinerem Durchmesser zu verwenden, um grösseren Raum für den sich im untern Theil des Kessels ablagernden Schlamm zu gewinnen.

Es scheint unerklärlich, ist aber nichts desto weniger Thatsache, dass die bei der Donau-Regulirung bei Wien verwendeten französischen Locomotiven, welche am Suez-Canal und manchen Orts in Frankreich unbeanstandet Dienst thaten, mit Röhren aus Messing, die ohne Brandringe und ohne Kupferschuhe in die Wände eingedichtet waren, daselbst nicht zum Dichthalten gebracht werden konnten, selbst bei Verwendung ganz neuer von demselben Lieferanten bezogenen Röhren, bis die Bauunternehmung in ihrer Verlegenheit sich an eine Bahnanstalt wendete, welche die Röhren nach der in Oesterreich üblichen Methode mit Kupferstutzen dichtete, wonach die Anstände vollständig verschwunden waren.

Aehnliche Erfahrungen wurden mit eisernen Röhren gemacht, die ohne Kupferstutzen gedichtet waren, und mit messingenen, die versuchsweise ohne Brandringe und ohne Schuhe aus Kupfer eingesetzt wurden. Auch Brandringe allein ohne Kupferschuhe haben sich z. B. in Oesterreich nicht bewährt, während sie anderwärts anstandslos dichthalten.

Noch verschiedenartiger als die Methoden der Dichtung sind die Werkzeuge, welche zu dem Zweck in Anwendung standen, theils noch stehen.

Wir werden später sowohl die wesentlichsten Dichtungsarten, sowie die wichtigsten der verschiedenen dazu dienenden Werkzeuge der Reihe nach besprechen; vorerst wenden wir uns der Methode zu, welche die verbreitetste ist.

Verschiedene Methoden des Einziehens, das Befestigen und Dichten der Siedröhren.

Beim Einziehen der Siederohre in neuen Kesseln ist der dichte Verschluss weit leichter herzustellen, als bei Kesseln, die durch längeren Betrieb schon gelitten, deren Wände nicht mehr ganz eben und deren Rohrlöcher nicht mehr vollkommen rund sind.

Wir werden von ersteren sprechen und Bemerkungen hinsichtlich der Dichtung bei älteren Kesseln folgen lassen.

Der Arbeitsvorgang bei der jetzt verbreitetsten und rationellsten Methode ist folgender:

Das mit einer der im 4. Bande X. Capitel beschriebenen Vorrichtungen auf die passende Länge abgeschnittene Siederohr, welches an beiden Enden wohl ausgeglüht

und an dem Ende, welches in der Feuerkastenwand befestigt werden soll, um 3mm im Durchmesser conisch eingezogen ist, wird von der Rauchkastenrohrwand eingeschoben und mittelst Ansatzdorn Fig. 75 und Handschlägel scharf in die Feuerkastenrohrwand eingetrieben, bis beide Enden 2mm vorstehen. An den Rändern der Löcher müssen vorher die scharfen Grahte gut abgenommen werden.

Zum Einziehen des Röhrenendes bedient man sich conisch in angemessener Form ausgedrehter Stauchringe, in welche das Rohr eingesteckt und durch Aufstossen auf die Stauchplatte eingetrieben wird, es werden mit Vortheil mehrere successive abnehmende Ringe angewendet. Fig. 76. Diese Arbeit wird übrigens in der Regel in der Rohrreparatur-Werkstätte ausgeführt.

Fig. 75.

Fig. 76.

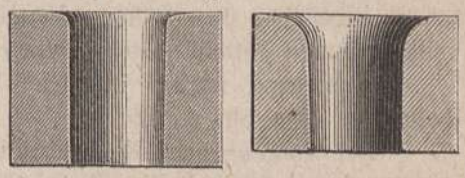


Fig. 77.

Fig. 78.

Fig. 79.

Die Löcher in den beiden Rohrwänden sind cylindrisch gebohrt und zwar im Feuer-Kasten um 4mm kleiner und im Rauch-Kasten um 2mm grösser als der 52mm haltende Durchmesser des Rohres.

Die kleinere Bohrung hat den Zweck, die vom Feuer stark angegriffene Feuerkastenwand nicht zu sehr zu schwächen, die grössere das leichtere Ein- und Ausbringen der Rohre zu ermöglichen.

Fig. 80.

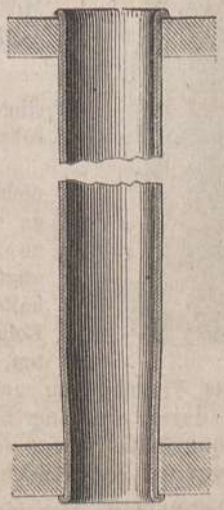
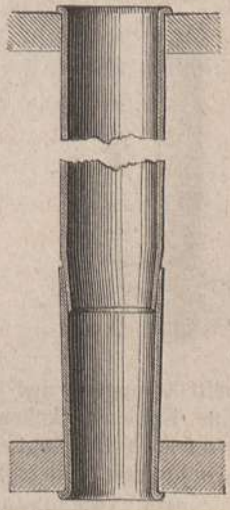


Fig. 81.



Nachdem das Rohr eingebracht ist, werden beiderseits conische Dorne eingetrieben, Fig. 77 zu dem Zweck, das Rohr festzuhalten und in der Rauchkastenrohrwand bis zum Anliegen aufzutreiben, die vorstehenden Rohrenden werden dann mittelst Setzeisen, Fig. 78 niedergestaucht, hierauf die Dorne durch leichtes Anschlagen an die vorstehenden Griffe entfernt, wonach die niedergestauchten Ränder der Röhren mit dem Börteleisen, Fig. 79, umgebörtelt werden u. z. gleichzeitig an beiden Rohrenden. Die Dornung geschieht bei den äussern Röhren zuerst und endigt bei den mittleren.

Nach Beendigung dieser Arbeit kommt die Rohreinwalzmaschine in Gebrauch.

Dieselbe hat den Zweck, die Wandung des Rohres in den Löchern auszuwalzen, zu strecken und durch die damit erzielte Erweiterung des Rohrdurchmessers dasselbe in der Wand festzuspannen und zu dichten.

Die Anwendung dieses Werkzeuges, welches in verschiedenen Constructionen im Organ 1867, p. 25 und 1870, p. 38 dargestellt und beschrieben ist, und im 4. Band X. Capitel abgebildet und beschrieben werden soll, bildet einen wesentlichen Fortschritt gegenüber dem früheren Vorgang beim Eindichten der Siederohre mit weit unvollkommneren Mitteln, unter welchen die Rohrwände vielfach Schaden litten.

Vorstehend ist ein in nach oben beschriebener Methode eingedichtetes Rohr dargestellt. Fig. 80, p. 269.

Der Vorgang beim Eindichten ist derselbe auch bei Röhren, die mit Kupferstutzen angeschuht sind, Fig. 81, p. 269 und bei eisernen Röhren. Die Kupferschuhe, welche immer nur bei der Feuerkastenrohrwand in Anwendung kommen, sind in der Regel 110 bis 130^{mm} lang und in der Wandung 4^{mm} stark.

Es ist noch zu erwähnen, dass häufig die Löcher in der Rauchkastenrohrwand noch über das gedachte Maass ausgeweitet werden, was dann eine Erweiterung der Rohrenden vor dem Einziehen erforderlich macht.

Dann bedient man sich eines entsprechend geformten Dornes, der in das Rohrende bis zur erreichten Erweitung eingetrieben wird.

Messingene Rohre werden zu diesem Behufe gut ausgeglüht, entweder in freiem Feuer oder in einem Glühofen; eiserne Rohre werden rothwarm gemacht.[18]

Fig. 82.

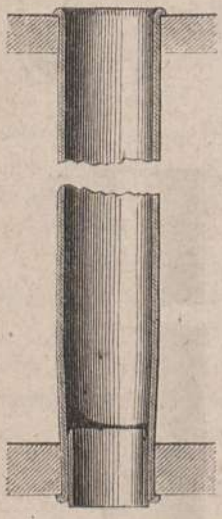
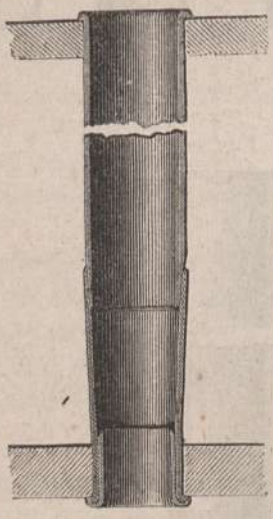


Fig. 83.



Vielenorts werden in die ohne Kupferstutzen befestigten Rohrenden noch bei der Feuerkastenrohrwand Brandringe eingetrieben, Fig. 82, welche den Zweck haben, das rasche Abbrennen der Rohrborte zu verhindern, sowie ein weiteres Mittel des dichten Verschlusses bieten sollen.

In früherer Zeit wurden diese Rohrringe allgemein zum Dichten der Siederöhren angewandt.

Die Erfahrung lehrte sehr bald, dass nicht nur die Ringe — dieselben wurden an beiden Enden der Röhren eingesetzt — an dem Feuerbüchsende vollkommen genügten, die Röhren an ihrem Platze zu halten, sondern dass diese in der vorderen Rohrwand sogar Nachtheile mit sich führten, indem sie erstens den Röhrenquerschnitt verengten und andererseits Veranlassung gaben, dass die Asche, Schlacken und kleine Kohlenstückchen, welche durch den Zug mit fortgerissen werden, vor den hervortretenden Ringen liegen blieben und die Röhren sehr bald verstopften. Auch erschweren die Rohrringe in der Rauchkammerwand das Reinigen der Röhren sehr.

Die Anwendung der Rohr-Aufwalz-Maschine dürfte die Rohrringe für Dichtungszwecke jedoch überflüssig erscheinen lassen, dagegen sind selbe allerdings ein gutes Mittel, Rohre, deren Borte schon abgebrannt sind, noch länger dienstfähig zu erhalten

[18] Zeitschr. des österr. Ingenieur- und Architect.-Vereins 1869, St. 3. Becker, Siederohr-Werkst. der Nordbahn.

und werden daher häufig auch erst dann angewendet; sie haben aber jedenfalls den Nachtheil, dass der offene Querschnitt des Rohres unvortheilhaft verringert wird und wenn die Enden etwas weit vorstehen, wie es erforderlich ist, wenn sie schützen sollen, Ansetzen von Schlackentheilen zu begünstigen.

Nicht selten werden daher auch gelöthete Ringe aus schwachem Kupferblech eingetrieben und deren Enden über das abgebrannte Rohrbörtel umgebörtelt, wodurch der Querschnitt weniger verengt und ein geringerer vorspringender Ansatz bei dennoch gutem Schutz gegen Abbrennen erzielt wird. Fig. 83, p. 270.

Fig. 84.

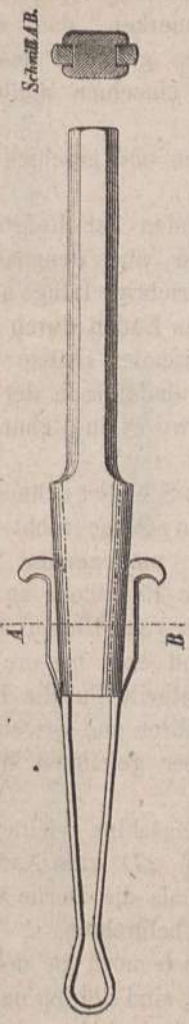


Fig. 85.

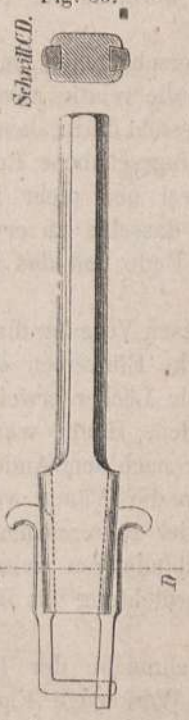
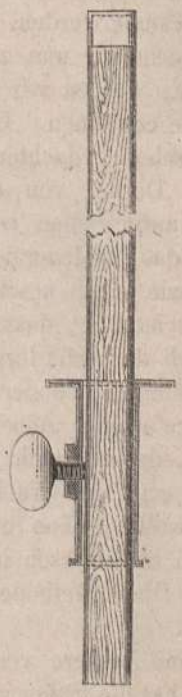


Fig. 86.



Sind Rohre in Locomotiven einzuziehen, deren Kessel schon gelitten und im Feuerkasten unrunde Löcher haben, so müssen zum Dichten andere Werkzeuge als die früher gedachten angewendet werden; die Aufwalzmaschine lässt sich dann in vielen Fällen nicht mehr gebrauchen und ist man genöthigt den Federdorn (Fig. 84) anzuwenden, der mit der Feder in das Rohr eingeschoben, der Dorn darauf gesteckt und unter leichten Hammerschlägen im Kreise herumgeführt wird, womit ein Strecken der Rohrwandung erzielt wird, wie es die Aufwalzvorrichtung durch Pressen und Walzen erreicht.

Eine andere Construction ist in Fig. 85 (p. 271) dargestellt; bei diesem Werkzeug fehlt die Feder, es wirkt jedoch in gleicher Weise, wie das erstere und wird auch in gleicher Art gebraucht.

Bei Kesseln mit deformirten unebenen Wänden sind Abmessungen der Längen der einzelnen Rohre erforderlich, wozu eine Messstange dient, die in Fig. 86 (p. 271) dargestellt ist; dieselbe wird in den Kessel eingeschoben und der Stellring befestigt, wenn das Ende der Stange eben ist mit der Aussenseite der Feuerkastenrohrwand, wonach dann für die Börtel noch in der Länge des Rohres zuzugeben ist.

Es würde zu weit führen, wollten wir uns hier auch mit den verschiedenen Arten von Reparaturen beschädigter Rohrwände und der Befestigung der Rohre in denselben beschäftigen und beschränken uns darauf zu bemerken, dass es keinem Anstand unterliegt, Siederohre auch in solchen Rohrwänden gut und dauerhaft zu dichten, deren Verbindungen zwischen den Rohrlöchern an einzelnen Stellen durchgerissen sind.

Derartige Arbeiten können übrigens nur von erfahrenen und geschickten Arbeitern hergestellt werden.

Indem wir nun zu den verschiedenen anderen Methoden der Rohrbefestigung übergehen, werden wir zunächst die relativ unvollkommenste, aber dennoch ziemlich verbreitete erwähnen. Dieselbe besteht darin, dass das auf die richtige Länge abgeschnittene, in schon gedachter Weise eingeschobene Rohr an beiden Enden durch Eintreiben conischer Dorne, von denen zwei und mehr in fortschreitender Grösse verwendet werden, aufgetrieben wird, um dasselbe zu erweitern und dadurch in der Wand zu dichten; das Niederstauchen der Ende und das Umbörteln, wo es in Uebung ist, geschieht, wie schon beschrieben.

Es ist klar, dass durch diesen Vorgang die Rohrwände Schaden nehmen müssen, weil durch das erforderliche starke Eintreiben der conischen Dorne nicht allein die Rohrwandungen, sondern auch die Löcher erweitert und die umliegenden Röhren in ihrer Lage wieder gelockert werden. Häufig wurde, weil die Nachtheile zu sehr hervortraten, deshalb nicht ein Rohr nach dem Anderen, sondern 4 auf Einmal aufgedornt, wodurch man den Nachtheil für die Wände verringern und eine bessere Dichtung erzielen wollte, ohne übrigens viel zu erreichen. Die Nachtheile für die Rohrwände bestanden in Einrissen in die Verbindungen zwischen den Rohren und Erweiterung der Löcher. Diese Methode der Rohrdichtung ist in allen besser geleiteten Werkstätten verlassen.

Eine bessere vor dem Gebrauche der Rohraufwalzmaschine vielfach übliche Methode hat die früher gedachten Werkzeuge (Fig. 84 u. 85, p. 271) zum Auftreiben der Rohre hervorgerufen; dieselben wirken weit zweckmässiger als die Dorne und lassen bei guter Handhabung keinen Nachtheil für die Rohrwände befürchten.

In ähnlicher einfacher Weise, wie vorn gedacht, doch noch in der Absicht, eine Vorkehrung gegen das Verschieben der Röhren zu treffen, sind Röhren nach Fig. 87 (p. 273) gedichtet, deren Löcher gegen Aussen conisch erweitert sind.

Bei Fig. 88 (p. 273) sind überdies die Börtel nicht abgerundet.[19]) Die Erfahrung hat ergeben, dass sich dieselben rascher verzehren, als solche, deren Ecken mit dem Börteleisen niedergestaucht, abgerundet sind.

Wir kommen nun zu Dichtungen weniger einfacher Art.

Zunächst erwähnen wir die in die Feuerkasten-Rohrwand eingeschnittenen

---

[19]) England; österr. Staatsbahn, Kais. Elis.-Westbahn, Braunschw. Staats-Eisenbahn.

Gewinde zum Einschrauben der Rohre in die Rohrwand; dieselben zeigten sich von vornherein als misslich, wegen der kostspieligen Ausführung und Erhaltung. Versuche wurden ausgeführt von der Gal. Karl Ludwigsbahn, Bayr. Ostbahn, Königl. Bayr. St.-B., Lemberg-Czernowitz B., wobei nicht übereinstimmende Resultate sich ergaben.[20])

Fig. 87.

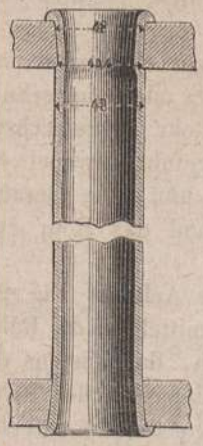


Fig. 88.

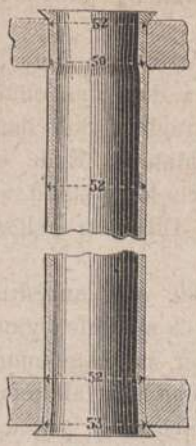


Fig. 90.

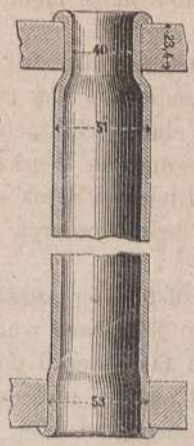


Fig. 91.

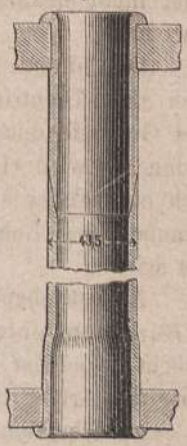


Fig. 89.

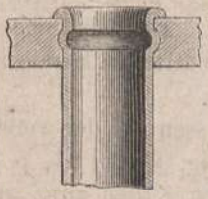


Fig. 92.

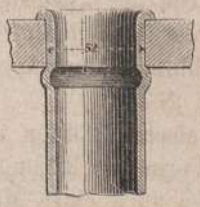


Fig. 96.

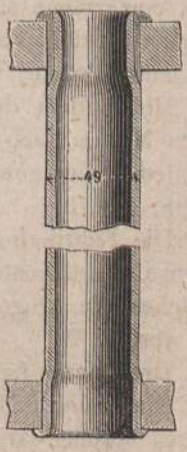


Fig. 93.

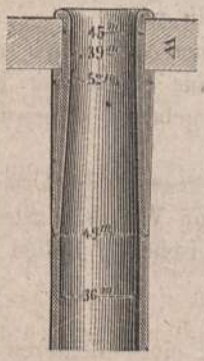


Fig. 94.

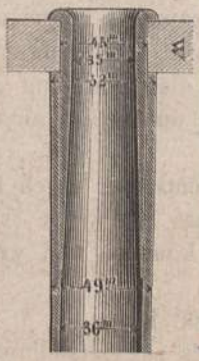


Fig. 95.

Das vorstehend abgebildete Profil, Fig. 89 (Braunschw. Eisenb.) hat probeweise Verwendung gefunden, wobei die Auftreibung des Wulstes mit einem der unten erwähnten expandirenden Dorne ausgeführt wurde.[21])

[20]) Fortschritte der Technik 1866, p. 128. Referate 1868, p. 233.

[21]) Referate 1868, p. 233.

Diese Form der Löcher in der Rohrwand, sowie auch die Schraubengewinde erschweren das Herausnehmen des Rohres.

Speciell für das leichte Auswechseln der Rohre eingerichtet, ist das von Langlois[22]) angegebene Verfahren. Das Wechseln einzelner Rohre soll binnen 10 Min. möglich sein, wodurch der Erfinder einen günstigeren Betrieb möglich machen wollte; es ist nicht bekannt und auch nicht wahrscheinlich, dass sich diese Methode bewährt habe.

Das hintere Rohrende wird bei diesem Verfahren einfach gut eingepasst und durch einen Dichtring gedichtet, das vordere aber durch angelöthetes oder eingeschnittenes Gewinde mittelst eines Schlüssels eingeschraubt. Soll das Rohr ausgewechselt werden, so wird ein besonderes Werkzeug am hinteren Ende eingeführt, wobei ein durch eine Feder angetriebenes Stück sich an den Ring stützt und nun beim Herausschrauben des Rohres beim vorderen Ende die Dichtung gelöst und das Rohr entfernt wird.

Aufgetriebene Wülste oder Ansätze (Fig. 90) oder angedrehte Achseln (Fig. 91, p. 273) knapp hinter der Rohrwand wurden vielfach als Befestigungsmittel für die Rohre versucht, doch ist man fast überall davon wieder zurückgekommen, da meistens der Erfolg die Arbeit nicht aufwog und bei gutem und sorgfältigem Einpassen der Rohre mit entsprechenden Werkzeugen eine weitere Sicherung gegen Verschieben entbehrlich wird.

Die von der Theissbahn angewendete Form (Fig. 92, p. 273) wird durch Anwendung einer besonderen Aufreibvorrichtung hergestellt.[23]) Das Eindrehen des Rohrendes zur Bildung einer Achsel wendet unter anderen die Württemb. Staatseisenbahn an (Fig. 91, p. 273).

Für eiserne Röhren wurde das Ein- und Umschweissen in der vorstehend abgebildeten Form zur Bildung eines Ansatzes empfohlen (Fig. 93 und 94, p. 273).

Es sei auch eines Mittels gedacht, das in einzelnen Fällen ganz gute Dienste leisten kann, namentlich wenn einzelne Rohre in beschädigten schwer zu dichtenden Stellen einzuziehen sind.[24]) Es besteht darin, einen glühenden Eisenstab in das Rohr nach dem Einziehen zu bringen und nach der Ausdehnung durch die Erwärmung desselben umzubördeln, wodurch eine künstliche Spannung hergestellt wird.

Hinsichtlich des Schutzes der Röhren vor dem Abbrennen haben wir unter anderen Mitteln auch der Brandringe gedacht; dieselben sind aus Stahl oder Eisen geschmiedet oder gewalzt und in der Regel von umstehend angegebenen Dimensionen (Fig. 95, p. 273).

Die Fabrikation solcher Ringe geschieht entweder durch Pressen oder Drücken. In Crewe (Northwestern-Bahn) durch ein kleines Walzwerk (von Webb construirt), in welches die Ringe vorgeschmiedet glühend kommen und zwischen 3 Rollen vollendet werden.[25])

Drei Mann fertigen wöchentlich circa 2400 Ringe.

Ein anderes Mittel ebenso zum Schutz, als zur Herstellung eines dichteren Verschlusses besteht darin, dass $1^1/_2{}^{mm}$ starke Kupferringe für das Feuerbüchsende dem

---

[22]) Armengaud, Gén. ind. 1868. The Engineering 15. Mai 1868.

[23]) Referate 1866, Tafel V. Fig. 2—7.

[24]) Organ f. d. Fortschr. d. Eisenb.-W. 1853, p. 31.

[25]) Armengaud, Génie ind. 1851, p. 296. Polyt. Centralbl. 1852, p. 105. Engineer 1866, p. 176. Polyt. Centralbl 1866, p. 506. Organ 1869, p. 214.

Messingrohre umgelöthet und zugleich mit umgebördelt werden, wobei das geschmeidige Kupfer die Dichtung erleichtert und das härtere Messing der mechanischen Abnutzung der Borte besser widerstehen soll.

Für eiserne Rohre wurden solche Kupferringe direct aufgegossen (Fig. 96), um eine bessere dauerhaftere Dichtung zu erzielen, die bei eisernen Röhren in kupfernen Rohrwänden anders kaum zu erreichen ist.[26]

Ausserdem sind noch bemerkenswerth:

Cart's Dichtringe (1861) bestehen aus 2 metallenen Ringen, von denen einer schräg durchschnitten, eingelegt und durch den zweiten conischen, der eingeschraubt wird, ausgedehnt, in das Rohr und dieses in die Rohrwand eingedrückt wird.[27]

Ferner sind anzuführen Lloyd's Dichtringe[28] 1864; dieselben sollen das Rohr zum Anliegen in das nach Aussen und Innen ausgerundete Loch in die Rohrwand bringen und zugleich als den Querschnitt nicht verengende Brandringe dienen.

Durch Anwendung von hydraulischem Druck oder durch Eindornen werden sie eingezogen.

§ 25. Verbindung des Langkessels mit der Rauchkammer. — Ganz in derselben Weise, wie man den Langkessel mit dem Feuerkasten vereinigt, wird auch meistens die Verbindung der oben genannten Theile hergestellt.

Da die Rauchkammer gewöhnlich gegen den Langkessel um etwas hervorspringt und hinten durch die ebene Rohrwand abgeschlossen wird, so bietet sich zur Verbindung dieser beiden Hauptconstructionstheile in dem einfachen Ringe von starkem Winkeleisen das geeignetste Mittel, welches man auch bis heute noch immer benutzt, falls nicht die ganze Construction und Form des Rauchkastens ein anderes Zwischenglied verlangt.

Der Kessel tritt mit seinem Ende, nachdem auf dasselbe der Winkelring genau aufgepasst, und solide — sehr oft mit doppelt versetzten Nieten — befestigt worden ist, stumpf vor die Rohrwand, und der andere Schenkel des Verbindungsringes wird auf die Wandfläche in derselben Weise aufgenietet. (Siehe Fig. 5 u. 6, Tafel VII.) Seltener ersetzt man hier, sowie auch bei der am Schluss der ersten Abtheilung unseres Capitels abgehandelten ähnlichen Verbindung, den besonderen Ringflantsch durch einen direct am Kesselumfange ausgezogenen.

Obgleich die Längenanker im Kessel vorzugsweise den Zweck haben, indem sie an der vorderen Rohrwand und an der Hinterwand des Feuerkastens befestigt sind, diese beiden Wände abzusteifen, so machen sie doch einen Theil der in Rede stehenden Verbindung mit aus, weil sie die Vernietung z. B. der vorderen Rohrwand mit dem Kessel theilweise entlasten und gewissermaassen den Kessel zwischen den beiden Extremitäten, dem Feuerkasten und Rauchkasten, einklemmen.

Wird die Rauchkammer durch die Fortsetzung des cylindrischen Kessels gebildet, wie bei den Kesseln der Lastzug-Maschinen von der Köln-Mindener-Bahn, so fällt die besondere Verbindung als solche zwischen den beiden Theilen selbstverständlich fort, weil schon Zusammenhang da ist.

In diesem Falle wird die vordere Rohrwand kreisrund oder dem Kessel entsprechend hergestellt, mit einem umgebogenen Rande versehen und in den vorderen

[26] Organ f. d. Fortschr. d. Eisenb.-W. 1864, p. 185.

[27] Génie industr. 1861, p. 82. Polyt. Centralbl. 1361, 1379. Zeitung des Ver. deutsch. Eisenbahn-Verwaltungen 1861, p. 283. Organ 1861, p. 264.

[28] Lond. Journ. 1865, p. 148. Polyt. Centralbl. 1864, p. 1258.

Theil des Langkessels, soweit dieser die Rauchkammer bilden soll, eingesetzt; siehe Fig. 3 und 4, Tafel VII.

In ganz derselben Weise war die Rohrwand als kreisrunde Scheibe in den Langkessel befestigt, dabei jedoch die Rauchkammer noch als besonderer Theil mittelst Winkelring angesetzt; siehe Fig. 10, Tafel VII, nach welcher die Construction der Maschinen der Oesterreichischen Staatsbahn in der Gloggnitzer Fabrik ausgeführt wurde.

III. Abtheilung.

Rauchkammer.

§ 26. Form, Construction und innere Einrichtungen. — Gewöhnlich tritt die Rauchkammer nur um so viel vor den Kesselwandungen hervor, als erforderlich ist, um die Verbindung beider durch den bekannten Winkelring gut ausführen zu können, dabei richtet sich jedoch die Grösse der Kammer auch nach dem erforderlichen inneren Raume, um die Dampfeinströmungs- und Ausströmungsröhren, welche meistens in derselben placirt sind, dort in gehöriger Weise befestigen zu können.

Bei den eben gedachten Rauchkammern bleiben die Seitenwände derselben bis über die Mitte des Kessels hinaus, concentrisch mit dem letzteren, treten von hierab nach aussen heraus und setzen sich noch in geraden Flächen nach unten hin fort, bis sie einige Zolle unterhalb des Kessels mit dem Bodenbleche zusammenstossen und auf diese Weise unten einen viereckigen Raum bilden. Oder aber die Seitenwände gehen in der horizontalen Mittellinie des Kessels in die Tangentenebenen des Wölbungskreises über und vereinigen sich später in derselben Weise, wie eben angeführt worden ist. Die Formen, welche dadurch entstehen, sind in den Figuren 97, 98 und 99 skizzirt.

Fig. 97. Fig. 98. Fig. 99.

In neuerer Zeit lässt man auch öfters die Rohrwand und auch die Vorderplatte der Rauchkammer tiefer als der Boden (bis unter die Rahmplatten) nach unten gehen, welches den Zweck hat die Dampfcylinder besser befestigen zu können, sodass die vordere Partie der Locomotive eine solide Steifigkeit bekommt.

Die vierte Form der Rauchkammer ist die eines reinen Cylinders, ein Stück

vom Kesselcylinder oder ein etwas weiterer. — (Maschinen von Derosne & Cail in Paris) siehe Fig. 9 auf Tafel VII.

Der innere Raum war hier auf das Minimum beschränkt, was zulässig war, indem die Dampfröhren hier ausserhalb des Kessels zu liegen kamen. Die Dampfabführungsröhren traten seitlich durch die Rauchkammerwände hindurch und lagen nur mit einem sehr kurzen Theile, behufs ihrer vereinigten Ausmündung in den Schornstein, in derselben.

Selbstverständlich ist es, dass auch die Kessel aus zwei Cylindersegmenten, nach Rush's und Kessler's Patent mit Rauchkammern von ähnlichem Querschnitt, wie der des Kessels, versehen waren. Ueber die Construction der Rauchkammern werden wir im Wesentlichen die im Vorstehenden unterschiedenen Gattungen kurz besprechen. Zunächst besteht die Rauchkammer aus Vorder- und Hinter- oder Rohrwand, dieselben haben entweder umgebogene Ränder, oder sie sind ganz eben. In beiden Fällen wird das Deckblech — bestehend aus einer einzigen oder mehreren Platten — gebogen, und in die Form der Umfangsfigur der beiden Wände gebracht, dann die letzteren in den so gebildeten Rahmen eingesetzt und je nach dem die ebenen Wände mit Rändern versehen sind oder nicht, die Vernietung an diesen oder mittelst Winkeleisen ausgeführt.

Bilden die Rauchkammern unten einen eckigen Raum, so wird dieser durch einen besondern Boden abgeschlossen. Die vordere Wand ist entweder mit einer kreisförmigen oder halbrunden Oeffnung versehen, deren oberer Rand stets ein wenig höher liegen muss, als die obere Rohrreihe, damit die Röhren bei Reparaturen etc. herausgezogen werden können. Die Oeffnung wird mittelst einer Thür verschlossen. Auf die Constructionen der Verschlussthüren werden wir weiter unten im §. 27 zurückkommen.

Bei vielen Maschinen wird die Vernietung, welche bei der Verbindung des Kessels mit der Rauchkammer zur Anwendung kommt, mit der Eckvernietung von der Hinterwand der Rauchkammer durch ein und dieselben Niete bezweckt, dabei kommen dann sowohl zur einen als auch zur andern Verbindung Winkeleisen zur Anwendung. Bei den cylindrischen Rauchkammern (Fig. 9, Taf. VII) und denjenigen, wo der vorderste Kesselschuss einen Theil der Rauchkammer (Fig. 3, 4 und 10, Tafel VII) bildet, besteht, wie schon erwähnt, die Rohrwand aus einer kreisrunden Scheibe, welche mit ihrem umgebogenen Rande genau in den Langkessel eingepasst wird.

Man hat die Wahl diese Rohrwand entweder so einzusetzen, dass der Rand und die Vernietung im Innern des Langkessels, siehe Fig. 10, Taf. VII, zu liegen kommt, oder der Rauchkammer zugekehrt ist, wie Fig. 3 und 9 auf Tafel VII zeigt.

Die letztere Manier ist jedoch der ersteren insofern vorzuziehen, als die Vernietung besser verstemmt werden kann und dem Einrosten weniger ausgesetzt ist.

Einige eigenthümliche Einrichtungen, das Innere der Rauchkammer betreffend. — Seit der Einführung der Kohlenfeuerung bei Locomotiven, haben namentlich die Rauchkammern sehr gelitten. — Besonders hervorzuheben sind unter den Uebelständen, welche in Folge der Kohlenheizung herbeigeführt werden, die nachtheilige Wirkung der sich in der Rauchkammer ablagernden Kohlentheilchen, durch deren Entzündung die Zerstörung der Rauchkammerbleche und auch der in ihr liegenden Dampfröhren, so wie eine Hemmung des Luftzuges veranlasst werden.

Zum Schutze hiergegen hat man schon verschiedene Mittel anzuwenden gesucht. Dieselben bestehen:

1) in der Ausmauerung der Rauchkammer mit Chamotte oder Cement und Ziegeln;
2) in der Anbringung schützender Doppelwände, aus Blech oder Gusseisen, welche bei mehreren Bahnen zu einem Kasten verbunden werden oder eine topfartige Form haben und sich mit ihrer oberen Kante an die Rauchkammerwände anschliessen, so dass das Einspritzwasser nicht in den Zwischenraum gelangen kann;
3) in der Anbringung von Klappen oder Schiebern, welche gestatten, die Rauchkammer auf jeder Station rasch zu entleeren.

Die Ausmauerung hat nur theilweise befriedigende Resultate gegeben, auf einzelnen Bahnen hat sie sich als nutzlos erwiesen.

Auf sehr vielen Bahnen bringt man unter den Rauchkasten besondere Kasten zum Ansammeln der glühenden Kohlen an, die man dann durch Aufziehen eines Schiebers auf jeder Station ohne Mühe herausfallen lassen kann.

Auf der Sächsich-Westlichen Staatsbahn führte man noch ein mit dem Kessel in Verbindung stehendes Wasserrohr quer durch diese Kasten für das Kohlenklein und zwar oben hindurch, dabei sind in dasselbe nach den Seiten und unten einige kleine Ausflusslöcher gebohrt, so dass das ausströmende Wasser nur den Kohlenkasten, nicht aber die Rauchkammer berühren kann. — Hiermit ist das beste Resultat erreicht worden und bleibt die Rauchkammer trocken.

Die Anwendung schützender Doppelwände in Kastenform hat gute Resultate gegeben und wird, wenn unmittelbar an den schützenden Kasten anschliessend, die unter 3. erwähnte Entleerungsöffnung angebracht wird, als ein ausreichendes Schutzmittel angesehen werden können. Dabei wird die Rohrwand wegen des bei kleinen Undichtigkeiten und dergleichen an derselben heruntersickernden Wassers noch durch eine besondere, fest anschliessende und an der oberen Kante abgeschrägte Kupferplatte von etwa 6,5^{mm} Dicke geschützt.

Nach mehrjähriger Erfahrung auf der Niederschlesisch-Märkischen Bahn sollen solche Kupferplatten, welche, die unteren Siederöhren umfassend, bis auf die Mitte der nächst höheren Röhren reicht und mittelst der Borde der hindurchtretenden Röhren festgenietet sind, ihren Zweck vollständig erfüllen. — Fig. 7 auf Tafel VII zeigt die Anbringung dieser kupfernen Schutzplatten; dieselben wurden ausser der Vernietung *b b* am Winkelring der Rohrplatte noch durch die in halber Dicke der Rohrplatte eingeschraubten Bolzen *a a*, deren Köpfe nachträglich noch vernietet werden, wie der Durchschnitt Fig. 8 auf Tafel VII erläutert, sowie durch die erwähnten Rohrbördel, fest mit der Rohrplatte verbunden, sodass keine Feuchtigkeit zwischen beide Platten eintreten kann. Auch die Techniker-Versammlung in Dresden, am 16. September 1865, erklärte sich mit dem Obigen einverstanden, jedoch haben andere Bahnen weniger günstige Erfahrungen hiermit gemacht, weil Kupfer und Eisen sich ungleich ausdehnt, dadurch Undichtigkeiten entstehen, das Wasser dann hinter die Kupferwand tritt und nun ungestört sein Zerstörungswerk beginnt. Der beste Schutz ist Reinhalten der Rauchkammer. — Die Bestrebung die Dampfröhren zu schützen führten schliesslich dazu, dieselben aus der Rauchkammer herauszuführen. —

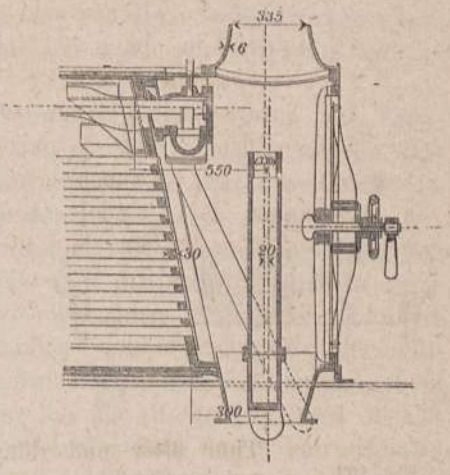
Bei allen in den letzten Jahren auf der Schweizerischen Nordostbahn eingeführten neuen Maschinen ist nach Construction des Obermaschinenmeisters Macy eine geneigte statt der bisherigen verticalen Rohrwand im Rauchkasten zur Anwendung gekommen, wie nachstehende Fig. 100 (p. 279) erläutert.

Diese geneigte Rauchkastenwand, welche trotz ihrer anscheinend schwierigen

Herstellung nicht viel theuerer als die übliche verticale zu stehen kommt und im Betriebe für das Dichtbleiben der Röhren sich eben so gut wie letztere bewährt, soll nun die Kesselconstruction nachfolgende wesentliche Vortheile bieten:

1) Die ungemeine Beförderung bez. fast Verdoppelung des natürlichen Zuges, weil alle Röhrenlagen die Verbrennungsproducte, in Folge der Neigung der Wand, neben einander, also möglichst unbehindert absetzen können. Durch die Beförderung des Zuges wird auch die Dampferzeugung vermehrt, was für schnellgehende Züge von grosser Wichtigkeit ist. Mit kaltem Wasser gefüllt, erzeugt der Kessel innerhalb einer Stunde Dampf von 5 Atmosphären Spannung, während sonst hierzu $1^3/_4$ bis 2 Stunden Zeit gebraucht werden.

Fig. 100.



2) Wird durch diese Anordnung, ohne Verlust an Heizfläche, in den Röhren ein Kesselstück gleich der halben Länge der Projection der Neigung der Wand erspart.

3) Wird der Rauchkistenraum verkleinert und damit die Grösse des schädlichen Raumes verringert.

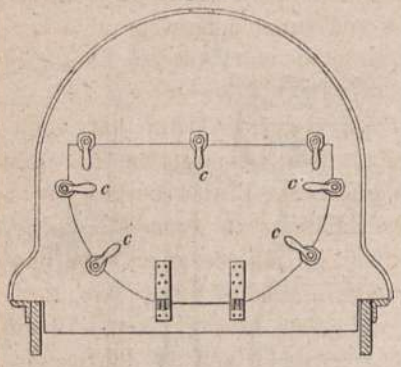
Unter den Constructionen im Innern der Rauchkammer gehören auch noch die verschiedenartigen Apparate, um das Funkensprühen zu verhindern. Dieselben werden im nächsten Capitel besprochen.

§ 27. Thüren und Verschlüsse für die Rauchkammern. Diese bestanden nach der Methode von Stephenson und anderen Fabrikanten aus zwei nach beiden Seiten sich öffnenden und in doppelten Scharnieren hängenden Flügeln, von etwa $6{,}5^{mm}$ starkem Bleche, die durch dünnere von ca. 25^{mm} von Innen abstehende Schutzbleche verdoppelt sind und eine solche Grösse haben, dass man nicht nur zu den Oeffnungen der Heizröhren, sondern auch zu den im Rauchkasten liegenden Dampfröhren und dem Blasrohr-Apparate bequem zukommen kann. — Solche grosse Oeffnungen sind jedoch sehr schwierig dicht zu halten, besonders wenn die Thüren, wie hier, nur flach auf den schmalen hochkantstehenden Rand eines Rahmens von Winkeleisen — der zur Verstärkung der Vorderwand vom Rauchkasten auf diese aufgenietet ist — aufschlagen und durch 4 kleine von Innen hinter der Vorderwand greifende Vorreiber zugehalten werden.

Denn diese Vorreiber, welche beständig der Hitze und Feuchtigkeit ausgesetzt sind, verrosten sehr bald und nutzen sich schnell aus, die Thüren fangen dadurch an zu klaffen, und beim Gang der Maschine sich fortwährend zu bewegen; dadurch und durch das Durchdringen von Rauch an den zum Aufschlag dienenden Rändern der Thüren werden auch diese immer mehr verzehrt und es war stets an diesen Thüren und den Vorreibern nachzuhelfen, wenn sie nur einigermaassen dem Zwecke entsprechen sollten. Dabei war auf dem einen Thürflügel eine Schlagleiste zum Bedecken der mittleren Fuge aufgenietet.

Bei den ältern Sharp'schen Locomotiven war, wie nachstehende Fig. 101 zeigt, die Oeffnung in der Vorderwand nur gerade so gross, dass die Heizröhren ein- und ausgebracht werden können.

Fig. 101.



Die Thür aus 8mm starkem Blech griff ringsum 13mm weit über und schlug flach auf, an dem unteren schmalen Ende hing sie in einem Paar Scharnieren und wurde an der oberen geraden Seite durch drei, und an jeder der beiden gekrümmten Seiten durch zwei messingene von Aussen an dem Rande der Vorderwand angebrachte und mit einer Nase über die Thür greifende Vorreiber *c c* (siehe Fig. 102 in grösserm Maassstabe) verschlossen.

Da die Oeffnung für die Thür nicht so gross war und die Vorreiber ausserhalb keiner Ausnutzung durch die Feuchtigkeit und Flamme ausgesetzt waren, so war der Verschluss dieser Thür ziemlich gut und dauerhaft, aber es zeigten sich, wenn einmal die Bleche der Vorwand und Thür älter und dünner wurden, bei dem flachen Aufschlagen der Letzteren ringsum strahlförmige, weisse Ränder, welches bewies, dass der Rauch austreten und Luft eintreten konnte. Die Thür hatte im Innern ein Schutzblech und war dadurch schwer; — ihr Gewicht und die Manipulation mit 7 Vorreibern machten das Oeffnen umständlich und lästig. — Die Verlegung der Scharniere nach oben, wie sie die Maschinenfabrik der Wien-Gloggnitzer Bahn anordnete, machte das Oeffnen noch beschwerlicher und konnte selbst gefährlich werden für die darunter beschäftigten Arbeiter.

Fig. 102.

Vor etwa 20 Jahren sind die auf Tafel VII Fig. 9 dargestellten Thüren sehr in Anwendung gekommen. Diese sind rund, in der Mitte etwas convex. Zur Absteifung dienen kräftige Scharnierbänder. Der Uebergriff beträgt 20mm.

Der Verschluss wird durch 4 Riegel *r r*, die in Kloben geführt werden, und sämmtlich mit einer in der Mitte drehbar befestigten Scheibe *s* verbunden sind, hergestellt. — Auf diese Riegel wirkt die Flamme und der Rost allerdings sehr nachtheilig, so dass bald ein fester Verschluss nicht mehr möglich ist. Die Ansetzung von Asche und Rost in der Verbindung der Riegel mit der Scheibe erschwert mit der Zeit sehr das Oeffnen.

Die ersten vollkommneren Rauchkammer-Thür-Verschlüsse kamen im Jahr 1852 auf der Taunusbahn nach Angabe des Herausgebers dieses Werkes zur Ausführung. In Fig. 11 und 12 auf Tafel VII ist eine solche Rauchkammerthüre dargestellt.

Die Thür ist nur so gross, um zu allen Mündungen der Heizröhren zukommen zu können. Um die Thüröffnung in der Vorderwand ist ein zusammengeschweisster Rahmen von (52mm) breiten (13mm) starken Flacheisen gelegt, derselbe bildet einen (13mm) vorspringenden Anschlag für die Thür.

Die Thürflügel sind genau eingepasst, der eine Flügel ist jedoch etwas breiter und der schmälere innerhalb mit einer Schlagleiste für die mittlere Fuge versehen. In der Mitte der Thüröffnung ist auf dem grösseren Flügel der mit zwei Handgriffen versehene Hebel (*k*) mit einem Bolzen in einer von Innen angenieteten Messingbüchse

drehbar befestigt; derselbe hat bei (*o*, *o*) nach oben und unten einen kleinen Arm, mit welchem die Riegel (*l*, *l*) drehbar verbunden sind. Diese Riegel finden in einer Oeffnung der Scharnierbänder (*h*, *h*) eine Leitung und greifen hinter die am oberen und unteren Rande der Thüröffnung angeschraubten Flügel (*m*, *m*). Zugleich bildet der Hebel (*k*) einen Vorreiber und greift hinter die Kaften (*n*, *n*). Zum Ein- und Ausbringen der langen Dampfeinströmungsröhren in den cylindrischen Kessel ist über der Rauchkammerthür die runde Oeffnung *r* angebracht, die durch eine von Innen aufgeschraubte verdoppelte Scheibe wieder geschlossen wird, sodass dieselbe von Aussen kaum zu bemerken ist.

Der Rauchkammerverschluss der Locomotiven von Ramsbottom hat Aehnlichkeit mit dem der Mannlöcher durch einen Bügel. Die Construction hat den Nachtheil, dass die Schraube im Innern der Rauchkammer dem Rosten ausgesetzt ist und durch Kohlenstaub beschmutzt, nur mit Hülfe des Hammers zu lösen ist.

Gerade wie man in Deutschland nach und nach zu der Ueberzeugung kam, dass es rathsamer sei, den Rauchkammerthür-Verschluss, statt innerhalb, ausserhalb anzubringen, so erkannte man dieses in Frankreich. — Wir geben in Fig. 15 und 16 auf Tafel VII eine Skizze von einer auf der Französischen Nordbahn seit 16 Jahren eingeführten Verschlussconstruction, welche bei neueren Maschinen ebenfalls nachgebaut wird. Die beiden Thüren schlagen gegen einen auf die Vorderwand des Rauchkastens aufgenieteten Rahmen von Winkeleisen *d*, *d*. und werden durch den oben und unten eingreifenden, mittelst des Excentrics *a* und des Griffes *b* bewegten Riegel *c* geschlossen.

Bei den neueren Locomotiven der Hannoverschen Maschinen-Bau-Actiengesellschaft sind die Rauchkammerthür-Constructionen wesentlich verschieden von den bereits besprochenen. Die Fig. 17 und 18 auf Tafel VII stellt eine Vorderansicht und den Querschnitt einer solchen dar.

Die Thür ist aus dem eigentlichen Thürbleche und dem inneren Schutzbleche zusammengesetzt, beide sind, wie wir gesehen haben, gewöhnlich durch Stehbolzen mit einander verbunden, hier jedoch ist am Rande des Schutzbleches ein massiver Ring zwischen die beiden Blechtafeln genietet; die Thür hat einen entsprechenden Anschlag auf der Vorderwand der Rauchkammer und ist kreisrund. Der Verschluss besteht aus vier Riegeln, welche diametral von dem Mittelpunkte der Thürscheibe auslaufen, und in entsprechende, an dem Rande der Thüröffnung angenietete Oesen einfassen. — Die Riegel liegen auf der äusseren Thürfläche und werden sämmtlich gleichzeitig durch einen Hebel bewegt, indem letzterer, auf dem nach aussen hervorragenden Kopfe eines im Mittelpunkte der Thür befestigten Zapfens angebracht, eine kleine, ebenfalls auf diesem Zapfen sitzende Scheibe, mit der die Riegel excentrisch verbunden sind, in Drehung versetzt, sowie letztere vor- und zurückschiebt. Die Details der Befestigungsart des Rings zwischen dem Thür- und Schutzbleche, sowie die Aufhängungsweise der Thür ist aus den nachstehenden Holzschnittfiguren 103—106 (p. 282) zu ersehen. An Maschinen von Schichau ist die Construction ebenso, oder sehr ähnlich ausgeführt worden.

In der Sigl'schen Maschinenfabrik werden die Rauchkammerthüren nach Art der auf Seite 280 beschriebenen und in Fig. 11 und 12 auf Tafel VII abgebildeten, bei den Locomotiven der Taunus-Bahn zur Anwendung gelangten Verschlussthüren, construirt, siehe Fig. 13 und 14, Tafel VII.

Der Mechanismus zur Bewegung der Verschlussriegel, welcher auf der Anschlagleiste des einen der beiden Thürflügel ausserhalb der Rauchkammer angebracht ist,

besteht in einem in der Skizze deutlich dargestellten Hebel, dessen Bewegung in der verticalen Ebene erfolgt. Derselbe ist mit seinem obersten Gelenkbolzen an einen auf der Anschlagleiste befestigten, durch einen Längsschlitz im Riegel hindurchtretenden Lappen befestigt, woselbst der feste Drehpunkt des Hebels liegt; unter diesem liegt ein Gelenkbolzen, der durch eine Schiene mit dem am Riegel angebrachten Lappen beweglich verbunden ist, so dass bei einer Aufwärtsbewegung des Hebels der Riegel in die Höhe geschoben wird.

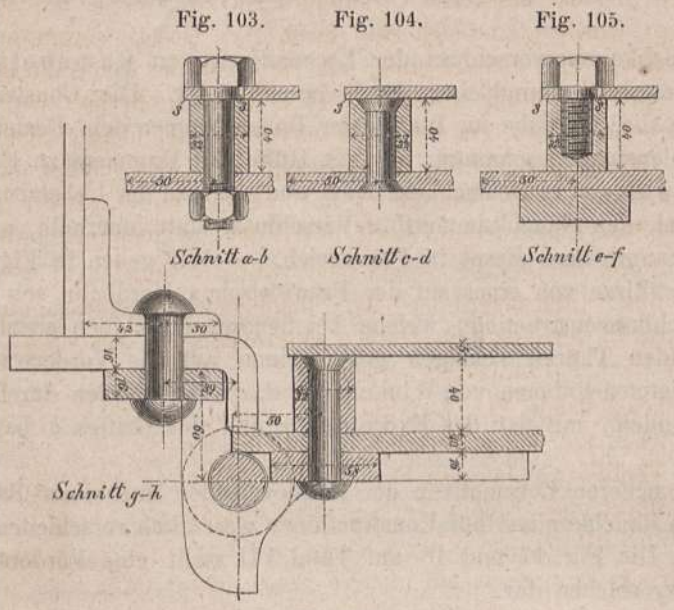


Fig. 106.

Ein sehr solider, einfacher und zweckmässiger Verschluss der Rauchkammerthüren ist in den letzten Jahren bei Locomotiven aus der Schwartzkopff'schen Fabrik hervorgegangen. Die Fig. 19 auf Tafel VII und Fig. 100 p. 279 erläutern denselben. Die Thüre *a* ist rund und zur Versteifung convex ausgetrieben, sowie durch das Schutzblech *b* und den Zwischenring *c* verstärkt; dieselbe hängt an der einen Seite in kräftigen Scharnieren. Der Verschluss wird lediglich durch den Bolzen *d* in der Mitte der Thür bewirkt, derselbe wird in der aufgenieteten Büchse *e* und in einer Oeffnung des Schutzblechs *b* geführt und hat innerhalb der Rauchkammer einen flachen Kopf, mit welchem er durch einen länglichen Schlitz der horizontal oder vertical (siehe Fig. 100, p. 279) hinter der Thüröffnung im Innern angenieteten starken Querstange *f* durchtreten kann und mittelst des ausserhalb auf ein Viereck aufgesteckten Hebels *g* im Winkel von 90° gedreht, wie die Zeichnung andeutet, den Thürschluss auf das Kräftigste erzielt, nachdem mittelst des Schraubenrädchens *h* der Bolzen angezogen ist. In ähnlicher Weise ist bei den neuern Borsig'schen Locomotiven dieser Verschluss hergestellt, mit der Modification, dass das Schraubenrädchen *h* vor dem Hebel *g* liegt, was aber nicht so handlich ist.

IV. Abtheilung.

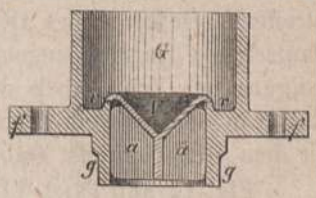
Armatur der Kessel.

§ 28. Sicherheitsventile. Allgemeines. — Die Construction derselben hat im Allgemeinen seit dem Beginne des Locomotivbaues wenig wesentliche Veränderungen erlitten. Dieselben werden jetzt gewöhnlich etwas grösser gemacht, als vor 20 Jahren der Fall war, wegen der stärkeren Verdampfungskraft, welche mit der Zeit von den Kesseln verlangt wurde. Obgleich die durch das Gesetz vorgeschriebenen Ventile bei Locomotivkesseln viel grösser sind, als sie nach der Dampfmenge, welche der Feuerfläche entspricht, nöthig wären, so ist es doch wiederholt vorgekommen, dass in Locomotivkesseln, deren Ventile abbliesen, eine viel höhere Spannung stattfand, als sie bei der Grösse der Ventile zu erwarten war. Es scheint daher aus Sicherheitsrücksichten nöthig, der Anordnung der Ventile eine grössere Aufmerksamkeit zuzuwenden und ihre Construction, sowie ihre Function genau zu prüfen.

Was die Form der Ventile, sowie der Ventilsitze anbelangt, so wird gewöhnlich der Ventilkegel mit 3 Führungsrippen oder Flügel versehen, und damit dieselben nicht bei der Bewegung in den Ventilsitz Nuthen einarbeiten, so sind sie an der betreffenden Kante noch mit kleinen Flantschen versehen.

Siehe nebenstehende Fig. 107 und 108, wobei V das Ventil, welches auf einem schmalen vorstehenden Rande $r\ r$ des Ventilsitzes dampfdicht ruht, und in der in den Kessel eintretenden runden Verlängerung des Gehäuses durch die 3 Flügel $a\ a$ geführt wird.

Fig. 107.



Die Führung kann auch auf andere Weise hergestellt werden, z. B. wie in Fig. 1 und 4 auf Taf. VIII. Das Ventil V hat einen Stift s, der in der dem Ventil gehäuse eingegossenen Rippe r geführt wird.

Bei der Construction mit Führungsrippen hat man diese früher öfters unverhältnissmässig stark gemacht (bis zu 10^{mm}), so dass durch dieselben eine sehr bedeutende Verminderung der freien Oeffnung herbeigeführt wurde.

Eine Stärke von $4—5^{mm}$ der Rippen genügt vollkommen, wobei die ringförmige Oeffnung beim Lüften des Ventils nur sehr wenig vermindert wird.

Fig. 108.

Der Uebelstand lässt sich ganz beseitigen, wenn man die Führungsrippen oben schräg abschneidet. Die Berührungsflächen der Ventile im Ventilsitze war in der Regel bei den meisten Maschinen zu gross; denn wenn auch die Grösse dieser Fläche bei vollkommenem Aufsitzen in Bezug des Druckes ohne Einfluss und beim Lüften des Ventils dem ausströmenden Dampfe nicht hinderlich ist, so wird doch die dadurch hervorgebrachte Vergrösserung des Ventils zur Folge haben, dass ein solches Ventil, bei welchem die Feder nach der Oeffnung des Ventilsitzes regulirt wurde, einmal aufgegangen, nicht mehr bei der Normalspannung zurückgeht, sondern offen bleibt, indem bei dem geöffneten Ventile dem Dampfe eine grössere Fläche geboten wird, als wenn es abgeschlossen ist, und in diesem Falle wird unnütz viel Dampf verloren. Bei der

Regulirung der Feder nach dem mittleren Durchmesser jedoch, was eigentlich geschehen soll, wird das Ventil sich zu spät öffnen.

Um beiden Uebelständen abzuhelfen, wäre der Neigungswinkel des conischen Ventils 45° und die Breite von 4 bis 5^{mm} nach der Richtung des Auflagers gerechnet anzunehmen. Es hat sich ferner häufig gezeigt, dass durch das Abdrehen und Einschleifen aufgefressener Ventile ein cylindrischer Ring zwischen der Führungsrippe und dem conischen Auflager entstanden ist, welcher den Austritt des Dampfes so lange hemmte, bis nicht das Ventil über diesen Ring gehoben wird.

Auf den Hannover'schen Staatsbahnen pflegte man die Ventilsitze nach einer Lehre auszudrehen, welche genau einer Druckfläche des Ventils von 12 Quadratzoll entsprach, wobei die Hebelübersetzung $^1/_{12}$ zur Anwendung kam. Diese Einrichtung hatte den Zweck die Berechnung der Belastungsgewichte zu erleichtern.

Gewöhnlich werden die Sicherheitsventile bei Locomotiven in der Art angeordnet, dass ein oder zwei mit Federwaage versehene Sicherheitsventile auf dem Feuerkasten und ein verschlossenes mit Feder direct belastetes Ventil auf einem auf dem cylindrischen Kessel befindlichen Dampfdome angebracht ist.

Fig. 10 und 11 auf Tafel VIII stellt die Construction und Anbringung der Sicherheitsventile auf einem dicht hinter dem Schornstein angebrachten Dome von der Maschine »Antée«, welche von Eug. Flachat für die Eisenbahn von Paris nach St. Germain gebaut wurde, dar.

Ein Messinggusstück war mit dem nach unten angegossenen Rohrstutzen r in die betreffende Oeffnung des Domdeckels genau eingepasst und mittelst der angegossenen Flantschen f ringsum angenietet. An das röhrenförmige Gehäuse g war für die Befestigung des Ventilhebels der Lappen l angenietet. Der Ventilkegel wurde durch 4 Flügel in dem ausgedrehten Rohrstutzen r geführt und durch einen Stift s, welcher mit dem Hebel mittelst Gabel und Bolzen verbunden war, niedergedrückt.

Fig. 12 auf Tafel VIII zeigt ein mittelst Spiralfeder direct belastetes Sicherheitsventil von einer durch Sharp & Comp. (Atlas-Works) in Manchester gebauten Tendermaschine. Der zur Führung und Stütze der Spiralfeder dienende Ventilstift s drückt mit seiner Spitze in eine tiefe Versenkung des Ventils, damit dieses immer sicher auf seinen Sitzen niedersinken und sich nicht ecken kann. Die Spannung der Feder und Belastung des Ventils wird mittelst des Bügels b bewirkt, der durch 2 mit Gelenk an den Ventilsitz angeschlossene Spannschrauben c c gleichmässig angezogen wird. Ein schornsteinartiges Messinggehäuse umschliesst die einfache Construction.

Früher wurden vielfach durch Blattfedern belastete Ventile angewandt, dieselben haben sich aber als ganz unzweckmässig erwiesen und sind nur selten wirklich thätig gefunden worden, weshalb dieselben gar nicht mehr ausgeführt werden.

In den zur Erläuterung des Vorstehenden beigegebenen Skizzen ist die allgemeine Form und Anordnung der Sicherheitsventile, wie sie noch heute gewöhnlich zur Anwendung kommen, dargestellt; dabei abgesehen von kleinen Verschiedenheiten hinsichtlich der Befestigungsweise und Gestalt des Ventilsitzes der Hebel und Belastung so wie der Führung des Ventilkegels u. s. w.

Die Technischen Vereinbarungen des V. D. E. V. enthalten über Sicherheitsventile noch folgende Bestimmungen:

§ 114. Jede Locomotive muss wenigstens mit 2 Sicherheitsventilen versehen sein, von welchen das eine so eingerichtet ist, dass die Belastung desselben nicht über das bestimmte Maass gesteigert werden kann.

Die Belastung der Sicherheitsventile muss so eingerichtet sein, dass denselben eine verticale Bewegung von 3^{mm} möglich ist.

§ 29. Specielle Constructionen. — Abweichend von den beschriebenen Normalconstructionen sind ausserdem vielfache Versuche mit eigenthümlichen Sicherheits-Ventilen angestellt, — die theils das ungenügende Abblasen der Ventile beseitigen sollen (Correns), theils einen möglichst constanten Dampfdruck auf das Ventil beim Abblasen erhalten sollen (Georg Meyer), theils die bei der gewöhnlichen Einrichtung während der Lüftung des Ventils zunehmende und bei längerem Gebrauche veränderliche Federkraft zum Zuhalten entbehrlich machen sollen (Luschka), theils bedeutend grössere Durchmesser hatten, und durch Schneckenfedern direct belastet waren (Baillie) um plötzliche Ansammlungen von Dampf unschädlich zu machen, etc. — die aber alle keine grosse Verbreitung gefunden haben; wir verweisen daher in dieser Beziehung auf die am Schlusse dieses Capitels unter Literatur angegebenen Quellen und geben hier nur die specielle Beschreibung von folgenden bemerkenswerthen Constructionen:

1) Ramsbottom's Dupplex-Sicherheitsventil siehe Fig. 1, Taf. V. Dasselbe besteht aus zwei conischen Ventilen *D D*, die von einem Hebel *H*, welcher zwischen beiden Ventilen von einer Feder *F* gehalten wird, niedergedrückt werden. Diese Einrichtung, wie sie in der betreffenden Skizze deutlich dargestellt ist, lässt kein Ueberbürden von Seiten des Führers zu, und bietet dem ausströmenden Dampfe eine grössere Oeffnung dar, als dies bei den einfachen Ventilen der Fall ist.

2) Eine nach den Angaben des Obermaschinen-Meisters Wöhler an den Locomotiven der Niederschlesisch-Märkischen Eisenbahn zur Ausführung gelangte Construction der Ramsbottom'schen Sicherheitsventile verdient hierbei noch erwähnt zu werden, siehe Fig. 4 bis 6, Tafel VIII. An einem Balancier *B* ist mittelst der Schneide *s* normal dazu der Balancier *C* aufgehängt, auf dessen Enden die beiden Spiralfedern wirken.

Die Verlängerung des Balanciers *B*, welche einerseits einen Handhebel bildet, andererseits das erforderliche Gegengewicht trägt, ist nur bei dem Ventilpaare vorhanden, welches dem Führerstande zunächst liegt, ebenso die an diesem Balancier befestigten kupfernen Ableitungsröhren *r*. Die Verlängerung der Belastungsfedern beträgt für 8 Atmosphären Ueberdruck circa 57^{mm} so, dass ein Ventilhub von 1^{mm} eine Zunahme der Federspannung um $^1/_{54}$ der ursprünglichen Spannung, entsprechend einem Dampfdruck von wenig über 0,155 Kilogr. pro Quadratcentimeter, veranlasst. Dabei beträgt die Ausströmungsöffnung der beiden Ventilpaare, welche an jedem Locomotivkessel angebracht sind, zusammen nahezu 9,677 Quadratcentimeter.

3) Kitson's Sicherheitsventile. Auf der letzten Pariser Ausstellung hatte eine englische Maschine von Kitson Hebelfederbelastung nach einem Systeme, bei welchem eine Steigerung des Druckes auf das Ventil, bei zunehmender Hebung desselben vermieden war. Selbiges soll sich gegenüber den sonst für diesen Zweck gebräuchlichen Einrichtungen durch grosse Einfachheit auszeichnen. Ein solches Ventil mit den Modificationen, welche vom Obermaschinenmeister der königlich preussischen Ostbahn, Graeff, daran angebracht sind, ist dargestellt in Fig. 1—3 auf Tafel VIII. Die dazu gelieferte Berechnung wird auf Metermaass und Kilogrammen übertragen im Folgenden mitgetheilt.

Die Abmessungen am Ventil waren:

Durchmesser . . . . . 7,6 Centim.
Druck pro Quadratcentimeter 9,35 Kil.

also der gesammte Druck auf das Ventil = 424,14 Kil.

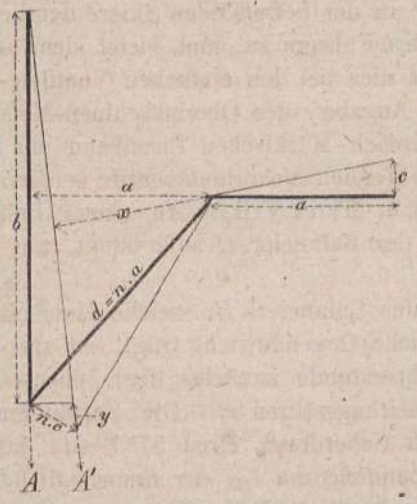
Die Anzahl der Spiralwindungen betrug $n = 14$.

Durchmesser der Spiralen $2\,r = 7{,}6^{cm}$, Durchmesser des Federstahls $d = 1{,}3^{cm}$, Belastung der Feder $P = 424{,}14^{kil.}$, grösste zulässige Belastung $P\,(max) = k\,\frac{\pi\ d^3}{16\ r} = 752{,}5^{kil.}$, wobei $k = 6632^{kil.}$ pro $\square^{cm}$ genommen ist (für gehärteten Gussstahl). Verlängerung der Feder für $P = 424{,}14^{kil.}$, $\delta = \frac{64\ .\ n\ P\ .\ r^3}{g\ .\ d\,4} = 9^{cm}{,}7905$, wobei $g = 745463^{kil.}$ (gehärteter Gussstahl) Länge der mit P belasteten Feder bei $1{,}5^{mm}$ Raum zwischen den Spiralen.

$$L = 14\ .\ 1{,}3 + 13\ .\ 0{,}15 + 9{,}7905 = 30{,}4^{cm}.$$

Grösster Hub des Ventils: $c = 6{,}3^{mm}$. Das Hebelverhältniss soll so gewählt werden, dass die Gleichung $A\ .\ 3 = 424{,}14\ .\ 3 = A_1\ x$ erfüllt wird. Für eine Verlängerung der gespannten Feder von $g = 0{,}61^{cm}$ 305 wird $A_1 = A + \Delta\ A = 424{,}14 + 34{,}15 + 68{,}30 = 458{,}29^{kil.}$ mithin $x = \frac{424{,}14\ .\ 3}{458{,}29} = 7^{cm}{,}05668$.

Fig. 109.



Für das vorstehend (Fig. 109) skizzirte Hebelverhältniss wird nun aber

$$y = \sqrt{b^2 + (n\,c)^2 + \frac{b\,c}{a}\,(\sqrt{4\,a^2 - c^2} - c\,\sqrt{n^2 - 1} - b},$$

$$x = \frac{b^2 + (b + y)^2 - (n\,c)^2}{2\,b\,(b + y)}\left[\frac{2\,a^2 - c - c\,\sqrt{(4\,a^2 - c^2)\ (n^2 - 1)}}{2\,a}\right] +$$

$$\sqrt{1 - [b^2 + (b + y)^2 - (n\,c)^2]^2} \times \left(\frac{(2\,a^2 - c^2)\,\sqrt{n^2 - 1} + c\,\sqrt{4\,a^2\,c^2}}{2\,a}\right),$$

worin folgende Zahlenwerthe einzusetzen sind: $a = 7^{cm}{,}6$, $n = 3^{cm}{,}6$, $b = 45^{cm}{,}75$, $n\,c = 0^{cm}{,}9$, $c = 0^{cm}{,}63$, $n\,a = 10^{cm}{,}75$, es ergiebt sich daraus dann $y = 0^{cm}{,}61305$, $x = 7^{cm}{,}077525$.

Der Druck auf das um $0^{cm}{,}63$ gehobene Ventil beträgt also:

$$\frac{A\,1 \times x}{a} = \frac{458{,}29 \times 7{,}077525}{7{,}6} = 425^{kil.}{,}78$$

wird also um $1^{kil.}{,}64$ erhöht, was zulässig ist.

4) Verschlossenes Doppelsicherheitsventil. Um die Sicherheitsventile dem willkürlichen und unverständigen Mehrbelastungen seitens der Maschinisten vollständig zu entziehen, hat die Kesselarmaturenfabrik Dreyer, Rosenkranz & Droop in Hannover das auf Tafel VIII in Fig. 7 dargestellte Doppelventil construirt. Die Ventile liegen in einem geschlossenen Kasten *A*, welcher für den Dampfabzug in dem Deckel mit Oeffnungen *b b* versehen ist. Die Ventilstangen *D* sind innerhalb des Kastens mit einem scheibenförmigen Ansatz *d* versehen, um die Ventile von Zeit zu Zeit mittelst der Hebel *c*, welcher auf den nach Aussen vortretenden horizontalen Wellen *B* aufgeschraubt sind, lüften zu können. Die Belastung der Ventile wird durch die kräftigen Spiralfedern *F* bewirkt, welche in besondern Gehäusen *E* eingeschlossen sind und durch die Schrauben *f* regulirt, sowie mittelst Gegenmuttern festgestellt werden. Die Gehäuse *e, e*, welche mittelst Durchsteckbolzen und Vorhängschloss verschlossen werden, lassen eine Aenderung der Belastung seitens der Maschinisten nicht zu, während die Feder *F* durch eine am Boden des Gehäuses *E* eingelegte Gummiplatte *a* vor Dampfzutritt und Rost geschützt ist, indem sich die Gummiplatte mit der Stange *D* hebt, dagegen das Gehäuse fest und stille steht.

§ 30. Belastung der Ventile. — a. Allgemeines. Da der direct auf das Ventil eines Dampfkessels wirkende Druck abhängig ist von zwei Factoren; nämlich der Fläche des Ventils und der Dampfspannung und mit der Grösse des Ersteren der Grad der Sicherheit wächst, von der Letzteren aber die Leistung der mit dem Kessel zu betreibenden Maschine abhängt, so liegen die Bestrebungen nahe beide Factoren so gross als möglich zu machen.

Der Querschnitt der freien Ausströmungsöffnung nun ist in den meisten Ländern vorgeschrieben nach den die Leistungsfähigkeit eines Kessels bedingenden Angaben über Dampfspannung und Heizfläche. Diese Letztere wird nun bei den Locomotivkesseln sehr gross im Vergleich zu der bei stationären Kesselanlagen, und somit ergiebt sich auf die Ventile stets ein enormer Druck, dem natürlich, wenn man nicht unnütze Dampfverluste haben will, und die vorgeschriebene Spannung wirklich erreicht werden soll, das Gleichgewicht bis zur Maximalspannung zu halten ist.

Man unterscheidet nun bei den Sicherheitsventilen eine eigentliche directe Belastung, entweder durch Gewicht oder Feder, oder eine indirecte mittelst Hebel, ebenfalls durch Gewichte oder Federspannung erzeugte. Bei der directen Belastung werden, wenn Gewichte zur Anwendung kommen, diese immer sehr gross, und der ganzen Ventilanordnung dadurch beschwerlich fallen, man überträgt deshalb den Druck durch einen Hebel wie es allgemein üblich ist bei den stationären Kesseln. Obgleich nun das Gewicht vor der Feder den Vorzug hat, dass es einen constanten Druck ausübt, die Spannung der Feder aber mit der Vergrösserung des Hubes zunimmt, so sind doch bei den Ventilen der Locomotivkessel bis jetzt vorzugsweise die Federbelastungen in Anwendung gekommen und nur in einzelnen Fällen durch Gewichte ersetzt worden.

Die gewöhnlichste Einrichtung letzterer Art ist in Fig. 17—20 auf Tafel VIII dargestellt, dieselbe kam zuerst nach den Angaben des Maschinendirectors Kirchweger bei einer Locomotive mit vier gekuppelten Rädern von J. Egestorff in Hannover (Fabrik-Nr. 62), welche auf der Münchener Industrieausstellung (1854) ausgestellt war, zur Anwendung. Kirchweger's Methode besteht in Anbringung einer als Gewicht dienenden gusseisernen Scheibe *a*, Fig. 17 u. 18, welche durch die beiden parallelen 22^{mm} starken runden Führungsstangen *b*, die auf dem Kessel befestigt sind, sicher geführt wird; die Scheibe ist hohl und mit Blei ausgegossen, so dass

sie genau das erforderliche Gewicht hat. Damit dies Gewicht bei den Bewegungen der Maschine nicht vibrirt, sind in die Leitbüchsen der Führungsstangen *b* noch Kautschukscheiben eingelegt, und die Mutter *c*, der Stange *d*, mittelst welcher das Gewicht an dem Ventilhebel *e* aufgehängt, ist eigenthümlich construirt, indem sie aus den doppelten sich übereinander schiebenden Messingbüchsen *f*, *g* besteht, in deren Höhlung eine kleine Schneckenfeder *i* liegt. Durch die eben erwähnte Mutter ruht die Stange *d* nicht unmittelbar auf dem Ende des mit einem Auge versehenen Ventilhebels, sondern es liegt noch die mit einem Kamm nach unten versehene kleine Metallscheibe dazwischen, damit das Spiel leicht und richtig stattfinden kann.

Nach den Vereins-Bestimmungen deutscher Eisenbahnen soll die Belastung der Ventile so beschaffen sein, dass denselben eine verticale Bewegung von wenigstens 3^{mm} möglich ist.

Die jetzt allgemein wieder aufgenommene Belastungsmethode besteht in der Feder, welcher wir im Folgenden unsere Aufmerksamkeit zuwenden wollen.

In Bezug auf die directe Federbelastung verweisen wir auf das Domventil bei den Maschinen von Sharp & Comp. in Fig. 8 auf Tafel VIII, sowie auf die Belastungsweise der p. 285 beschriebenen Ventile von Ramsbottom und Kitson (Fig. 1—6, Tafel VIII).

b. Federwaagen. Dies Instrument vertritt bekanntlich die Stelle eines Gewichts bei den Sicherheitsventilen, indem die Spannkraft der Feder auf das längere Ende des Hebelarms wirkt und mit Rücksicht auf das Hebelverhältniss dem Dampfdrucke auf das Ventil das Gleichgewicht hält.

Die einfachste Construction einer Federwaage besteht in einer cylindrischen Hülse, in welche eine Spiralfeder eingelegt ist. An beiden Enden ist die Hülse verschlossen und am unteren zugleich zum Befestigen eingerichtet, während der obere Deckel durchbohrt ist, um die Stange, welche die Verbindung der Feder mit dem Hebel des Ventils vermitteln soll, hindurchzuführen.

Die Einrichtung ist entweder so, dass die Feder gespannt wird durch ihre Verlängerung oder Verkürzung, gemeiniglich jedoch ist Ersteres der Fall.

Die nachstehende Fig. 110 (p. 289) stellt eine solche Federwaage im Durchschnitt dar. Wird die Mutter über dem Hebelende *m* angedreht, so wird die Feder, wenn das Stück *s* festgehalten wird, auseinander gezogen und dadurch gespannt.

Das Stück *s* hat gewöhnlich eine Scala, welche den Druck pro Flächeneinheit angiebt. Sie wird einfach in der Weise angefertigt, dass man die aufgehängte Federwaage mit Kilogrammenstücken belastet. In derselben Weise wird sie nach längerm Gebrauche auf Richtigkeit controlirt.

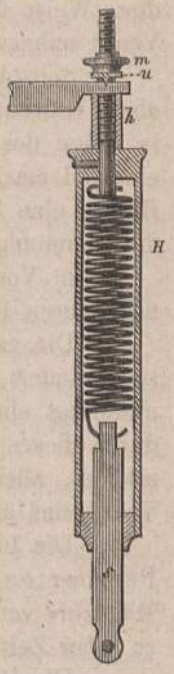
Um das Ventil gegen willkürliche Mehrbelastung zu sichern, bringt man zwischen Hebelarm und Messingbüchse *H* eine die Schraube umschliessende Controlhülse *h* an, welche die weitere Andrehung der Mutter und damit die Mehrbelastung des Ventils verhindert. Diese Hülse muss an beiden Enden mit einem Stempel versehen sein, damit von derselben nichts abgefeilt werden kann, ohne dass es bei der Revision bemerkt wird; zu dem Ende wird sie öfters auf der Messingbüchse festgelöthet, auch wird wohl die ganz genaue Länge in dem Revisionsprotocolle und auf der Hülse selbst bemerkt. [29])

[29]) Bei allen diesen Vorsichtsmaassregeln macht die Controlhülse eine Mehrbelastung nicht durchaus unmöglich, denn wenn ein dünnes Metallblättchen unter die Schneide der Unterlegscheibe von der Mutter *m* gelegt und dann die Letztere angeschraubt wird, bis das Hebelende fest aufliegt, so ist das Ventil auch überlastet, worauf bei Revisionen zu achten ist.

Bei dem Umstande, dass die Federwaagen, welche bei Locomotiven benutzt werden, noch keineswegs in der Art construirt sind, dass sie das bei stationären Dampfkesseln übliche Belastungsgewicht vollständig ersetzen, indem ihr Druck, wie wir schon erwähnten, während sich das Ventil hebt, nicht wie ein Gewicht constant bleibt, sondern zunimmt; so dass der Dampf keineswegs mit der vorausbestimmten Maximalspannung aus der Ventilöffnung ausströmen kann, sondern diese dabei gesteigert wird, hatte der niederösterreichische Gewerbeverein im Jahre 1851 einen Preis auf die Verbesserungen der Federwaagen, und zwar unter folgenden Bedingungen ausgeschrieben.

Es sollte die Federwaage durch die beabsichtigte Verbesserung die Eigenschaft erhalten, dem Sicherheitsventile, sobald der Dampf die normirte Spannung nur im Geringsten überschreitet, sofort diejenige Hubhöhe zu gestatten, welche zur hinreichenden Grösse der Ausströmungsöffnung erforderlich ist, und es sollte sich, sobald die Dampfspannung wieder normal geworden, das Ventil von selbst wieder schliessen, d. h. es sollte eine Einrichtung getroffen werden, bei welcher die Federwirkung der eines Gewichts ganz gleich wird.

Fig. 110.



Die Federwaage sollte so ausgeführt sein, dass sie einen Druck oder Zug von circa 40 bis 80 Pfund auf das Ende des Hebels auszuüben fähig sei.

In Folge dieses Preisausschreibens lagen sechs wirklich ausgeführte Constructionen der Prüfungscommission zur Beurtheilung vor, von welcher wir jedoch ausser der Preisgekrönten vom Maschinenmeister Meggenhofen in Frankfurt a. M. noch die von J. Allesch in Wiener-Neustadt, hier beschreiben wollen und wegen der andern Constructionen von Lausmann, Luschka, Baillie und Wurm, auf den Bericht über Verbesserungen der Federwaage an Locomotiven mitgetheilt von Vinc. Landauer[30]) verweisen.

a) Federwaage von Allesch. Die Construction ist dargestellt in Fig. 11 und 12, Tafel VIII und besteht das Gehäuse derselben aus zwei Hülsen, wovon die untere längere bis über die Feder hinaufreicht und hier mit einem ringförmigen Ansatze endigt. Gegen diesen Ansatz legt sich bei geschlossenem Ventile ein ähnlicher an der obern Hülse, welche in die untere eingeschoben ist. Diese obere Hülse reicht dann bis zur Mitte der unteren herab. Die Feder ist an jedem Ende mit einem Schraubenbolzen verbunden, und diese sind, der obere an dem Auge des Ventilhebels, der untere an einer Stütze, welche an den Kessel angeschraubt ist, mit Muttern befestigt, so, dass hierdurch die Feder in eine beliebige Spannung versetzt werden kann.

Beide Hülsentheile sind unterhalb ihrer Ansätze an einer Stelle gemeinschaftlich durchbrochen, und nehmen daselbst den zugespitzten Kopf eines um einen Zapfen drehbaren Hakens auf, welcher im gewöhnlichen Zustande der Vorrichtung durch eine Feder in diese Oeffnung eingedrückt wird, so dass die Hülsen in diesem Zustande sich nicht auseinander ziehen lassen. Zapfenlager für den Haken, und die gegen denselben drückende Feder sind natürlich an dem unteren Hülsentheile der Federwaage angebracht. Der obere Hülsentheil wird an zwei diametral liegenden kleinen Schrauben von einem gabelförmigen Hebel gefasst, welcher, nach aufwärts abstehend, seinen Drehpunkt in einer an dem unteren Hülsentheile befestigten Stütze

[30]) Organ f. d. Fortschr. des Eisenbahnwesens 1853, p. 84 und 164.

hat, und an dem entgegengesetzten Ende mit einem verschiebbaren Gewichte belastet ist.

Ueber der Spiralfeder im Gehäuse trägt die obere Schraubenspindel eine Scheibe, auf welcher der erwähnte Haken mit einem einwärts gebogenen Fusse ruht; sobald der Dampf nun mit voller Spannung wirkt, zieht der Hebel die obere Schraubenspindel nach, und mit ihr die kleine, eben angedeutete Scheibe; diese hebt den Fuss des Hakens, und letzterer verlässt die in beiden Hülsen unter den Ansätzen angebrachten Einschnitte, und macht so die beiden Hülsen verschiebbar; sobald dies geschehen ist, kommt das Gewicht an dem kleinen Hebel zur Wirkung, hebt den oberen Hülsentheil, und übt dabei einen Druck unter dem Ventilhebel aus, und hebt auf diese Weise die Spannungszunahme der Feder auf, so dass der Gegendruck auf das Ventil nahezu als constant angesehen werden kann.

Sobald die Dampfspannung wieder sinkt, wird die obere Spindel sowie der obere Hülsentheil wieder niedergezogen, das Gegengewicht gehoben; der Haken fasst in Folge des Druckes der kleinen Feder wieder in den Schlitz der beiden Hülsen ein, und macht dadurch das Gegengewicht wieder unwirksam. Ausserdem ist an den Hülsen eine Scala, und an jeder Schraubenspindel ein Zeiger angebracht, welcher die Spannung der Feder anzeigt.

b) Von mehr Werth und Interesse ist die Federwaage von Meggenhofen, nach deren Princip noch jetzt die Federwaagen construirt werden.

Die ganze Vorrichtung ist eine Federwaage gewöhnlicher Construction, jedoch so verändert, dass die Stahl-Spiralfeder nicht unmittelbar, sondern erst durch Vermittelung eines eingeschaltenen Hebelwerks an dem Ventilhebel befestigt ist, und durch dieses letztere während der Lüftung des Ventils zwar eine grössere Spannung erleidet, allein keinen grösseren als den normalen vorher bestimmten Zug auf den Ventilhebel äussern kann.

Die Idee dieser Construction soll allerdings schon im Jahre 1842 von Charles Pemberton in Woolwich durch die Zeitschrift »the Practical Mechanic Engineer's-Magazin« veröffentlicht worden sein, aber weder in England noch auf dem Continente zu jener Zeit weitere Beachtung gefunden haben.

Die Construction ist nach dem Principe ausgeführt, dass die statischen Momente der Dampfkraft und der entgegenwirkenden Federkraft in Bezug auf den Drehpunkt des Winkelhebels in jeder Lage des Ventilhebels einander gleich werden, und ferner ist die Einrichtung eine solche, dass während der Lüftung des Ventils zugleich der Drehpunkt des Winkelhebels selbst sich nach einem Kreisbogen verrückt, und dadurch alle Theile eine solche Bewegung annehmen, dass ungeachtet der stetigen Zunahme der Federspannung dennoch eine beinahe constante Spannung des Dampfes zur Bewirkung des Gleichgewichts erfordert wird. Die Einrichtung lässt sich mit Hülfe der Fig. 13 bis 16 auf Tafel VIII in Kürze, wie folgt, beschreiben.

Die Federwaage besteht zunächst aus der gewöhnlichen Spiralfeder, welche von zwei in einander geschobenen Hülsen, wovon jede die Länge der gespannten Feder hat, eingeschlossen ist.

Die innere Hülse ist oben offen, unten geschlossen, und an einer Schraubenspindel, welche die Feder an ihrem unteren Ende fasst, durch eine Mutter an dem Kessel befestigt. Gleichzeitig ist die Spindel und folglich das ganze Instrument an dem Befestigungspunkte in der Ebene des Ventilhebels drehbar.

Die äussere Hülse ist unten offen, oben geschlossen, und mit einem, das obere Federende fassenden, gabelförmigen Theile verbunden, dessen aufwärts stehende Enden

einen Zapfen *b* tragen. An den Ventilhebel ist mittelst Mutter eine zweite Schraubenspindel festgelegt, welche ebenfalls in eine Gabel ausläuft und durch dieselbe mit dem Zapfen *d*, am Winkelhebel verbunden ist. Der Zapfen *c*, um welchen die Federwaage drehbar ist, dient zugleich den beiden langen Schienen als Drehpunkt. Diese Schienen sind soweit seitlich durchgekröpft, dass eine ungehinderte Drehung der Federwaage zwischen ihnen erfolgen kann.

Schliesslich wird die Verbindung der Gabeln bei *a* und *b* sowie die Schienen *c a* durch den ungleicharmigen Winkelhebel, dessen Form und Lage aus den beigefügten Skizzen ersichtlich ist, hergestellt.

Die Anordnung der Zapfen oder Drehpunkte *a*, *b*, *d*, des Winkelhebels ist so, dass ihre geradlinigen Verbindungslinien in der Zeichenebene ein rechtwinkeliges Dreieck bilden, dessen rechter Winkel bei *b* liegt, durch zwei Schrauben, von welchen die eine wegen Mangel an Raum einen viereckigen Kopf trägt, kann man die Seite *a b* des Dreiecks verkürzen oder verlängern, und auf diese Weise die beiden Hebelarme nach Erforderniss verändern.

Eine Scala auf der mit einem Schlitz versehenen äusseren Hülse, und ein Zeiger am obersten Ende der innern Hülse befestigt, lassen, indem letzterer durch den Schlitz hindurch tritt, in jeder Lage die Spannung der Feder erkennen; ist diese oben, so decken sich die beiden Hülsen vollständig. In dem Maasse als die Feder durch die untere Schraubenmutter gespannt wird, tritt die innere Hülse aus der äusseren hervor, und der Zeiger sinkt auf der Scala.

Vor dem Gebrauche muss mittelst der beiden Schraubenmuttern das Instrument so gestellt werden, dass der Zeiger die zum Grunde gelegte Normalspannung, bei welcher sich das Ventil öffnen soll, anzeigt, siehe Stellung in *A*.

Die Abbildungen *B* und *C* stellen die Federwaage in einer mittleren resp. höchsten Lage des Ventils und Winkelhebels dar.

Dieser Einrichtung wurde auf Veranlassung der Prüfungs-Commission von dem nieder-österreichischen Gewerbe-Verein der Preis, bestehend in einer kleinen goldenen Medaille, zuerkannt.

Fast zu derselben Zeit brachte auch Maschinenmeister Correns an den Maschinen der Frankfurt-Hanauer Eisenbahn eine verbesserte Federwaagenconstruction in Anwendung, welche in Fig. 1 und 2 auf Tafel IX in $^1/_4$ der natürlichen Grösse dargestellt ist. Die Construction ist derart, dass sie eine Dampfüberspannung von höchstens 5 Pfd. zulässt und das Ventil bei einer Verminderung des Dampfdruckes von einem Pfund unter dem gewünschten wieder vollkommen schliesst, so dass bei Anwendung von zwei solcher Federwaagen nur eine ganz unbedeutende Dampfüberspannung möglich ist.

An dem Ventilhebel *B* ist auf gewöhnliche Weise die flache Schiene *C* befestigt, die am unteren Ende durch einen drehbaren Stahlstift mit den Schienen *D* verbunden ist. Letztere sind unten ebenfalls beweglich an dem gekrümmten kürzeren Arme des messingenen Winkelhebels *E* angehängt. Dieser dreht sich um die beiden Körnerschrauben *F* und trägt an seinem oberen Schenkel die beiden Eisenschienen *G*, woran die Spiralfeder *H* befestigt ist. — Das untere Ende der Feder *H* hängt mit einem Scharnierstück zusammen, welches sich um den Stift *J* dreht; mittelst der messingenen Mutter *K* kann die Feder gespannt werden, wobei der Zeiger *L* auf der Scala *M* den Grad der Spannung angiebt.

Das den Mechanismus einschliessende Gehäuse war von Gusseisen, und so eingerichtet, dass dasselbe unmittelbar an die schon an den Locomotiven der betreffenden

Bahn vorhandenen Stützen N befestigt werden konnte. Bei einer nur unbedeutenden Lüftung des Ventils bewegt sich der Winkelhebel E nach hinten, wodurch sich dessen unterer Schenkel, an welchem die Feder aufgehängt ist, verkürzt; und durch diese Veränderung der Hebelverhältnisse wird die grössere Spannung der Feder derart überwunden, dass der durch die Feder erzeugte Druck geringer wird mit der Zunahme des Ventilhubes.

Bei einer Ueberschreitung des letzteren und Verschiebung der beweglichen Theile des Instruments in die punktirte Lage nimmt der durch die Feder erzeugte Druck so stark ab, dass die Feder O gegen den Hebel E drückt und das Ventil wieder schliesst, wenn die Dampfspannung abnimmt.

P ist ein Lenkhebel der sich bei Q dreht und den Schienen C und D zur Führung dient.

§ 31. Manometer. — (Federmanometer.) Die Technischen Vereinbarungen des V. D. E. V. bestimmen in:

§ 115. Um die Veränderung der Dampfspannung im Kessel beobachten zu können, soll ein möglichst vollkommenes Manometer an jeder Locomotive angebracht sein.

Die Einrichtung derselben ist je nach dem der Construction zum Grunde liegenden Principe sehr verschieden und beruht z. B. auf den Gesetzen des Barometers (Quecksilbermanometer mit oben offener Röhre) dem Widerstande comprimirter Luft. (Quecksilbermanometer mit geschlossener Röhre.) (Luftmanometer.) Ueber die ersteren Manometer, welche für Locomotiven nicht Anwendung finden, verweisen wir auf solche Werke, welche den Gegenstand in seinem ganzen Umfange behandeln. Unsere Absicht kann hier nur sein, die für Locomotivkessel in Anwendung kommenden Constructionen, und besonders die Verbesserung, welche im Laufe der Zeit an denselben gemacht worden sind, übersichtlich zusammenzustellen. Die Feder- und Zeigermanometer sind seit etwa dem Jahre 1850 im Gebrauche.

Die Erfindung soll von dem Mechaniker Cuny herstammen, welcher in Verbindung mit andern die ersten Instrumente dieser Art in Magdeburg anfertigte. Dieselben sind natürlich wie jede andere Construction später sehr modificirt und noch zweckentsprechender eingerichtet worden; namentlich haben Schäffer & Buddenberg in Magdeburg, Löhdefink in Hannover, Gäbler & Veitshans in Hamburg und Hempel in Berlin in sehr ausgedehnter Weise sich mit der Anfertigung von Federmanometern und ihrer Vervollkommnung beschäftigt, so dass dieselben fast für sämmtliche Hauptstaaten Europa's Patente auf diese Manometer erworben haben. Dieselben sind entweder Plattenfeder-Manometer oder Röhrenfeder-Manometer.

Einen Plattenfeder-Manometer, wie ihn die Kesselarmaturfabriken Schäffer & Buddenberg in Magdeburg und Dreyer, Rosenkranz & Droop in Hannover (letztere jedoch ohne Transparentbeleuchtung des Zifferblatts) anfertigen, zeigt Fig. 11—13 auf Tafel IX in halber nat. Grösse. Die mit concentrischen Wellen versehene stählerne Plattenfeder f ist dampfdicht zwischen Flantschen verschraubt und trennt die beiden Räume c und d, so dass der durch die Oeffnung y tretende Dampf ausschliesslich nur zu dem Raume d Zutritt hat, nicht aber nach c gelangen kann. Die Fläche der Feder im Raume d ist, um sie vor Einrostung zu schützen, mit einer plattirten Kupferplatte überzogen und in dem Mittelpunkte der Federplatte mittelst angelötheter Warze das messingene Kugelgelenk k angeschraubt, welches am andern Ende durch das Stängchen s mit dem verzahnten, bei $i\,i$ in Zapfen gelagerten, Segment v in Verbindung steht und von hier auf die Zeigerachse z übertragen wird. Auf der

Zeigerwelle z ist noch eine kleine Spiralfeder t angebracht, welche den Zeiger empfindlicher machen soll. Auf diese Weise wird der von der Dampfspannung auf die Plattenfeder f ausgeübte Druck, durch welchen die letztere in den Raum c gedrängt wird, auf das Zahnsegment übertragen und die Zeigerwelle z mit dem auf einer Scala die bezeichnete Spannung des Dampfes markirenden Zeiger x in Umdrehung versetzt. Durch die kleinen Schrauben $o\ o$ kann ein mit dem Stängchen s gelenkartig verbundenes Messingklötzchen in dem Rahmen r verschoben und so das Hebelverhältniss des Zahnsegments v verändert werden, um beim Nachlassen der Stärke von der Plattenfeder f oder beim Auswechseln derselben die Scala stets richtig einstellen zu können.

Bei dem eben beschriebenen Manometer haben in neuester Zeit Schäffer & Buddenberg in Magdeburg eine verbesserte Beleuchtungsweise des Zifferblattes nach System Rau in Anwendung gebracht, indem man durch die bisher angewandte Art und Weise die Manometer des Nachts durch eine in möglichster Nähe angebrachte kleine Laterne zu beleuchten, bei dem flackernden und abgeschwächten Lichte stets einen das Auge ermüdenden Schatten der Nadel bemerkte. Diesen Uebelstand hat Ingenieur Ed. Rau durch seine patentirte Vorrichtung beseitigt.

Statt des undurchsichtigen Zifferblattes ist bei p ein transparentes, mit Papier beklebtes Glaszifferblatt angebracht, welches bei Tag weiss erscheint und von dem sich die schwarzen grossen Ziffern gut abheben, während sie bei Nacht mit grösster Schärfe auch die kleinsten Eintheilungszeichen der Atmosphären erkennen lassen.

Im Innern des Manometergehäuses befindet sich eine praktisch construirte Oellampe q, welche seitlich in das Gehäuse in eine solide Führung n eingeschoben wird, und vor dem Erlöschen durch die Klappe u und den Dunstabzug bei w, geschützt ist, während hinreichende Luft durch die Löcher bei m hinzutreten kann. Bei $n\ n$ sind ebenfalls Luftlöcher vorhanden, um das Zifferblatt kalt zu erhalten.

Bei den Röhrenfedermanometern werden dünnwandige Gefässe von Innen dem Dampfdruck unterworfen, in Folge dessen dieselben eine Formveränderung erleiden und den Dampfdruck auf einer Scala anzeigen. Der erste, welcher die elastischen Gefässe hierzu benutzte, war Schinz, und seine Erfindung besteht in einem Manometer, bei welchem der steigende Dampfdruck in einer spiralförmig gebogenen Messingröhre wirkte. Dieselbe war, bei elliptischer Querschnittsform an einem Ende verschlossen. Die längere Achse ihres Querschnittes lag normal zur Windungsebene. Beim Eintritt des Dampfes in die Röhre wurden die Spiralwindungen erweitert und dadurch entfernte sich das freie Ende der Röhre vom Mittelpunkte der Spirale. Diese Bewegung des Endpunktes der Röhre wird durch Hebel oder eine kleine Zahnstange mit Zahngetriebe in eine Drehbewegung verwandelt und auf einen Zeiger übertragen, der den auf einer Scala bezeichneten Druck im Kessel angiebt. Schinz übertrug seine Erfindung dem Mechaniker Rahskopff in Koblenz, und letzterer entnahm ein Patent auf die Ausführung.

Das Manometer von Schinz ist abgebildet in den Fig. 3 und 4, Tafel IX. Der Mitnehmer d überträgt die Bewegung auf ein Schraubenrad und dieses bewegt die Zeigerwelle.

Metallisches Manometer von Bourdon. — Die Manometer von Schinz führen auch wohl den Doppel-Namen »Bourdon-Schinz'sche«. — Bourdon zeigte kurze Zeit darauf als das Princip von Schinz ins Leben getreten war, dass eine nach Art des Bohrers gewundene Röhre von ebenfalls ovalem Querschnitte die Schinz'sche Röhre ersetzen könne; nach der in Fig. 2 bis 5, Tafel X gegebenen Zeichnung besteht Bourdon's Construction aus der schraubenförmig gewundenen

Röhre A, deren Querschnitt A_1 Fig. 4 darstellt, diese geht unten in eine cylindrische Form und oben in eine geschlossene Spitze aus, an welcher direct der Zeiger befestigt ist. Die Röhre ist in eine weitere eingeschlossen, welche mit ihrem Fusse am Kessel angebracht ist und die oben ein die Scala und die Zeiger einschliessendes Gehäuse trägt.

Beim Einströmen des Dampfes in die gewundene Röhre erhält diese das Bestreben, ihre Windungen aufzudrehen und die Schraubenform zu verlassen, wodurch natürlich eine Drehung um die verticale Achse erfolgen muss; diese Drehung nun concentrirt sich, da das untere Ende der Röhre befestigt ist, auf das obere und somit auf den Zeiger ohne weiteren Zwischenmechanismus, wie Hebel oder Zahnsegmente. Es wurden an diesem Manometer von Bourdon auch noch zugleich zwei wichtige Vorkehrungen getroffen, nämlich: zwei feste Zeiger $d1$ und $d2$, welche die Maximal- und Minimalspannung markirten, und ein linsenförmiges Gehäuse, bestehend aus den beiden Theilen I und I^1 zwischen der gewundenen Röhre und dem Dampfhahne C. Dieses Gehäuse wird eine zwischen den Verbindungsflantschen desselben mit befestigte dünne Membrane aus Kautschuck in zwei Räume getheilt. Es dient diese Einrichtung zum Schutze des Instruments vor den Einflüssen heftigen Frostes, indem man die Manometerröhre mit der angrenzenden Abtheilung in dem Linsengefässe mit einer Flüssigkeit füllt, die bei den entsprechenden Kältegraden noch nicht gefriert.

Der Hahn unter der Linse ist ein Dreiweghahn, durch welchen das in der andern Abtheilung der Linse befindliche Condensationswasser abgelassen werden kann.

Diese Manometer von Bourdon fanden beispielsweise allgemeine Anwendung bei den 1854 für die französische Nordbahn von Engerth und aus französischen Etablissements gelieferten Locomotiven.

Auch der schon erwähnte Cuny brachte eine Verbesserung an dem Schinzschen Manometer an, indem er statt der mehrfach spiralförmig gewundenen Röhre nur eine solche mit kaum einer Windung, aber mit einem grösseren Querschnitte anwendete, und den Bewegungsmechanismus zweckmässiger anordnete, um die Stellung des Zeigers beim Nachlassen der Spannung der Röhre reguliren zu können. Die Röhrenfeder dieser Manometer füllt sich nämlich mit der Zeit mit Schlamm an, wodurch die Beweglichkeit nicht dieselbe bleibt, so dass ein solches Manometer nach längerem Gebrauche Neigung bekommt, eine geringere Dampfspannung anzuzeigen, als in Wirklichkeit vorhanden ist. Ausserdem müssen die Manometer im Winter gut gegen die Kälte geschützt werden, da sonst das Condensationswasser in der Röhre friert und Letztere gesprengt wird. In dieser Beziehung sind jedenfalls die Plattenfedern-Manometer vorzuziehen.

§ 32. Quecksilber-Manometer für Locomotiven. — Primavesi und Schäffer in Magdeburg haben bei ihren Manometern mit elastischer Stahlplatte auch gleichzeitig Quecksilber angewandt, jedoch nicht damit der Stand desselben in einer Röhre direct den Dampfdruck anzeige, sondern das Quecksilber vermittelte nur den Druck des Dampfes auf die Stahlplatte, da in Folge der Berührung der beiden Letzteren die Stahlplatte leicht verrosten würde.

Ferner entnehmen wir aus einem Bericht des Herrn Baude die Construction eines von Journeux nach dem Systeme Galy-Cazalat angefertigten Manometers für Locomotivkessel Fig. 5, 6 und 7, Tafel IX. Um nämlich die Höhe der Quecksilbersäule, welche bei einem Drucke von n Atmosphären immer gleich ist $(76\,n)$ Centimeter zu reduciren, brachte Galy-Cazalat das Princip der Wassersäulenmaschine in Anwendung, welches bekanntlich darin besteht, dass die Höhen von

zwei Wassersäulen, welche auf verschiedene Kolbenflächen wirken und sich das Gleichgewicht halten, im umgekehrten Verhältnisse zu den Kolbenflächen stehen.

Unter einem Kolben vom Durchmesser C wird der Dampf durch eine gebogene Röhre geleitet und auf der Kolbenfläche vom Durchmesser c ruht die Quecksilbersäule, deren Behälter oben mit einer Röhre versehen ist.

Die Höhe h der Quecksilbersäule, welche einem Atmosphärendrucke das Gleichgewicht hält, findet man aus der Proportion $76 : h = c_1^2 : c^2$. Wird also z. B. $h = 4^{cm}$ angenommen, so muss das Verhältniss der Kolbenfläche sich wie 19 : 1 stellen.

Dampf und Quecksilber äussern ihren Druck zunächst auf zwei Scheiben von vulkanisirtem Kautschuk; damit die Drücke des Dampfes und Quecksilbers genau im Verhältniss zu den Kolbenflächen bleiben, muss die Bewegung des Kolbens sehr klein sein, da sich im andern Falle die Scheiben sehr ausdehnen würden. Wäre beispielsweise die Druckhöhe für eine Atmosphäre-Spannung 44^{mm}, der Kolbendurchmesser 52^{mm} und derjenige der Röhre $3{,}5^{mm}$ so resultirt, für eine Spannung von 7 Atmosphären als Kolbenhub $\frac{7 \cdot 44 \cdot (3{,}5)^2}{52^2} = 1{,}38^{mm}$.

Der untere Theil des Quecksilbergefässes steht mit der äussern Luft in Verbindung, so dass das Manometer den absoluten Dampfdruck im Kessel angiebt.

Durch eine kleine mittelst einer Schraube verschliessbare Oeffnung wird Quecksilber bis zu einer Höhe von ein oder zwei Centimeter in der Röhre in das Gefäss gebracht.

Die Eintheilung der Scala erhält man dadurch, dass man auf den kleinen Kautschukdeckel eine Wassersäule wirken lässt, deren Druckhöhe durch ein langes offenes Manometer bestimmt wird.

Die Fig. 5 auf Tafel IX stellt eine Vorderansicht des kurzen offenen Manometers, Fig. 6 daselbst eine Seitenansicht, und Fig. 7 einen Verticalschnitt dar. In Letzterer ist die Röhre, welche die Dampfverbindung zwischen Instrument und Kessel herstellt, mit a bezeichnet, b ist das aus zwei Theilen bestehende Quecksilbergefäss, c die Kolbenfläche für den Dampfdruck, d diejenige für die Quecksilbersäule, e bildet den unteren cylindrisch ausgebohrten Gefässtheil, in welchem sich der Kolben bewegt, f die Stopfbüchse, mittelst welcher die Glasröhre g befestigt ist, und h eine behufs Communication der äusseren Luft mit dem Raume unterhalb des Kolbens d angebrachte Oeffnung. Das Röhrchen zum Einfüllen des Quecksilbers ist mit i, und ein Hahn, mit dessen Hülfe der Kesseldampf abgesperrt werden kann, in den betreffenden Skizzen mit k bezeichnet.

§ 33. Maximum- und Controlmanometer. — Nachdem es öfters vorgekommen, dass leichtsinnige Locomotivführer mit einer das zulässige Maass überschreitenden Dampfspannung fahren, wodurch der Kessel der Gefahr einer Explosion ausgesetzt wird, hat sich das Bedürfniss herausgestellt, ein zweites Manometer anzubringen.

Man nennt ein solches Manometer Maximummanometer. Ein solches ist so eingerichtet, dass der Zeiger auf dem höchsten Stande, den er eingenommen hat, stehen bleibt, wenn auch die Dampfspannung und damit die Durchbiegung der Stahlplatte oder die Streckung der Röhrenfeder des zuerst besprochenen Manometers wieder nachlässt. Auch an das Manometer selbst kann eine controlirende Vorrichtung angebracht werden; man nennt diese das Controlmanometer, Fig. 1, Tafel X. Auf derselben Welle mit dem Zeiger Z sitzt ein zweiter Zeiger Z^1 mit einem kleinen Sperrrad, welcher lose auf der Welle sitzt, so dass er, wenn die Welle herumläuft, stehen bleibt. Er wird von vornherein so gestellt, dass er die zulässige Maximal-

spannung anzeigt. Der Zeiger Z hat an irgend einer Stelle einen vorstehenden Stift, welcher den Zeiger Z^1 weiter schiebt, wenn Z über die Stellung von Z^1 hinausrückt, d. h. da der Controlzeiger die Maximalspannung anzeigt, wenn der zulässige Dampfdruck überschritten wird. Wenn die Dampfspannung wieder nachlässt, so geht der Zeiger Z mit dem ganzen Mechanismus wieder zurück, dagegen kann der Zeiger Z^1 nicht folgen, er wird durch das Sperrrad und den durch die Feder f angedrückten Sperrhaken H daran gehindert und wird somit zum Verräther.

Um willkürliche Aenderungen an dem Manometer, sowie die eigenmächtige Zurückstellung des Controlzeigers unmöglich zu machen, ohne dass es zur Kenntniss des controlirenden Beamten kommt, ist das Manometergehäuse geschlossen; bei dem in Fig. 11, Tafel IX und Fig. 1, Tafel X gezeichneten Manometer in der Weise, dass die durchlöcherten Köpfe der Schrauben mit einem Bindfaden durchzogen und dessen Enden mit einer Plombe versehen sind; für Zurückstellung des Controlzeigers befindet sich in den Händen des Controleurs ein eigens hierfür construirter Schlüssel. Wenngleich es bei eintretendem Defecte, sowie wenn das Manometer ausgewechselt werden muss und die Locomotive ist im Dampfe, zweckmässig ist, den Dampf vom Manometer absperren zu können, so dürfte doch eine ältere Bestimmung ganz am Platze sein, nach der sich zwischen Kessel und Manometer kein Absperrhahn befinden darf. Der Führer braucht einen solchen Hahn einfach nur zu schliessen, wenn der Dampf die zulässige Spannung zu überschreiten droht und das Manometer mit der besten Controle ist ausser Wirksamkeit gesetzt.[31])

Das Bedürfniss, die grösste Genauigkeit bei Kesselprüfungen betreffs des erarbeiteten Druckes zu erreichen, ist in gleichem Maasse mit der Anwendung von Dampferzeugern mit hohem Drucke gestiegen, und hat zu der Construction der gekuppelten Manometer geführt. Die vergleichende Beobachtung dieser Manometer gewährt deshalb eine besondere Sicherheit, weil das eine Manometer stets das andere controlirt, und sich die, bei Anwendung eines Manometers durch zufällige Störungen des Gangwerks entstehenden Ungenauigkeiten, durch die der Kesseldruck nur zu leicht unnöthig überhöht werden kann, von selbst zur Anzeige bringen müssen.

Die Construction dieser sogenannten Control-Manometer möglichst handlich zu machen und das vergleichende Ablesen der Atmosphären möglichst correct beschaffen zu können, ist den Mechanikern Gäbler und Veitshans in Hamburg dadurch geglückt, dass sie, wie die Figuren 8, 9 und 10 auf Tafel IX veranschaulichen, die Mechanismen von zwei Manometern, von denen ein jedes für sich selbstständig functionirt, in einem Gehäuse aufstellten.

Der ganze Mechanismus dieses Control-Manometers ist so eingerichtet, dass derselbe ebenso wie das Zifferblatt nicht von dem äusseren Gehäuse berührt wird, es kann daher auch der genaue Gang desselben durch Spannung oder äussere Eindrücke nicht beeinflusst werden.

Wie aus den Abbildungen zu ersehen, geht der Druck des Wassers durch das Rohr a in den Hohlkörper b, wo derselbe durch die Doppelbohrung nach rechts und links in die Hohlfeder (Bourdon's System) eintritt, welche an ihren Enden in die Gabelstücke c und d einlaufen, und durch das Zwischenstück e und f direct auf den Hebelmechanismus g und h wirken. Auf den verlängerten Achsen dieser Mechanismen befinden sich die Zeiger. Die Lagerbüchsen, welche am Zifferblatt sitzen, sind durch dasselbe mit dem Körper b fest verbunden.

---

[31]) Brosius & Koch, die Schule des Locomotivführers. Wiesbaden 1873, p. 82.

Der Flantschkörper *m*, welcher die von mehreren Regierungen schon angenommenen Dimensionen von 45 à 5^{mm} hat, ist ebenfalls mit dem Körper *b* verbunden und lässt sich durch die Schraubenzwinge *n* mit der Flantsch *o*, von entsprechenden Dimensionen leicht und sicher verbinden.

Dieser Flantsch *o* ist am zweckmässigsten an dem dritten Canal des Dreiweghahnes, der an Stelle des Dampfhahnes zwischen dem Kessel und dem Manometer einzuschalten ist, anzubringen.

Auch der Mechaniker Löhdefink in Hannover fertigt vorzügliche Control-Manometer nach ähnlichem Principe mit 2 Bourdon'schen Federn in einem Gehäuse, während Hempel in Berlin und Schäffer & Buddenberg in Magdeburg Control-Manometer mit zwei Zifferblättern (aus zwei Manometern derselben Bauart zusammengesetzt) anfertigen. Die Ersteren bieten den Vortheil grösserer Compendiösität und dass beim Ablesen jede Paralogie vermieden wird.

§ 34. Wasserstandszeiger, Wasserstandsgläser und Wasserstandshähne. — Nach § 116 der Technischen Vereinbarungen

> soll (bei jeder Locomotive) **der Kessel einen Wasserstandszeiger mit Glasröhre und ausserdem 3 Probirhähne haben, von welchen der unterste über 100^{mm} über dem höchsten Theile des Feuerkastens steht.**

Die bekannte Thatsache, dass ein zu hoher Wasserstand im Kessel die Dampfproduction beeinträchtigt, und eine Abnahme der Spannung herbeiführt; ein zu niedriger aber sehr leicht eine Explosion herbeiführen kann, macht es nothwendig, zunächst sich über den Stand des Wassers genaue Kenntniss zu verschaffen, um denselben innerhalb gewisser Grenzen erhalten zu können.

Die Apparate nun, welche bis jetzt noch allgemein zur Erkennung des Wasserstandes dienen, bestehen in Wasserstandsröhre und den Probirhähnen, von der dritten Gattung derselben, den Schwimmern, wollen wir hier absehen, da sich dieselben für Locomotivkessel nicht eignen und nicht zur Anwendung kommen; die Wasserstandsgläser sowie die Probirhähne tragen noch immer mehr oder weniger Unvollkommenheiten an sich. Die Ersteren verlieren bei längerem Gebrauche die Durchsichtigkeit und verursachen Störungen im Betriebe durch ihre Zerbrechlichkeit und bei Letzteren ist es namentlich bei hohem Drucke und des Nachts, sowie bei grosser Fahrgeschwindigkeit zuweilen schwierig zu erkennen, ob sie Wasser oder Dampf ausströmen lassen. Die Unzuverlässigkeit der Probirhähne tritt noch merklicher auf bei Kesseln mit geringem Wassergehalt, wie bei Röhrenkesseln, indem sich das Wasser in Folge der heftigern Wallungen mit dem Dampfe vermischt und das eine mit dem andern ausgeblasen wird. Ausserdem ist mit Hülfe der Probirhähne nicht der wirkliche Stand des Wassers zu erfahren, sondern es werden durch dieselben immer nur die Grenzen angegeben, innerhalb welcher sich das Niveau befindet.

Um diese Uebelstände zu beseitigen, sind die Constructionen der Wasserstandsgläser als die wichtigeren der Vorrichtungen in verschiedenen Weisen ausgeführt und an denselben Einrichtungen getroffen worden, welche theils den Zweck haben, die Functionirung zu sichern, theils die Dauer und bequeme Handhabung zu heben, sowie Schutzvorrichtungen zu bilden.

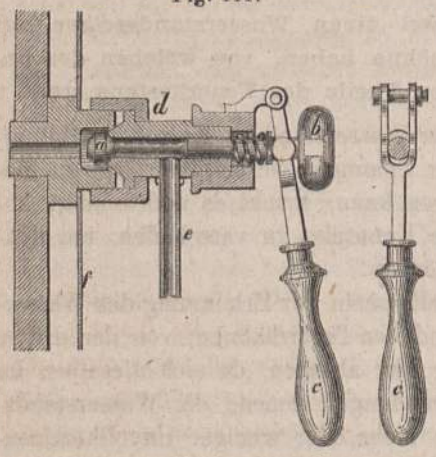
Die gewöhnlichste und einfachste Art der Wasserstandsgläser ist bekannt, desgleichen sind die Probirhähne meist nichts weiter als Hähne gewöhnlicher Art; eine zweckmässige Modification derselben (von Mannhart) ist in Fig. 15 und 16 auf Tafel X dargestellt. Die Dichtung an der Kesselwand wird mittelst abgedrehter Lin-

sen *a* bewirkt, der genau entsprechend concave Höhlungen in der Kesselwand und an der Hahnflantsche ausgefraist sind.

Noch vortheilhafter als Hähne haben sich zu diesem Zwecke kleine Schraubenventile, (wie sie Fig. 17 und 18 ebenfalls nach Constructionen von Mannhart veranschaulicht) erwiesen. Die doppelten Schraubengänge haben 44^{mm} Steigung, die Ventilstiele treten durch Stopfbüchsen und sind am obern Ende mit einem kleinen Kurbelrädchen versehen. Diese Schraubenventile lassen sich leichter bewegen und halten im Allgemeinen besser dicht als die bisher zu diesem Zweck angewandten Hähne. Als sehr zweckmässig haben sich auch an diesen Probirventilen und Probirhähnen die kleinen Messingtrichter *f* mit eingelötheten kupfernen Ablaufröhrchen *g* ergeben, welche mittelst eiserner Stehbolzen und von darüber geschobener Blechhülse *h*, an dem äussern Feuerkasten genau unter der Mündung des Probirhahns oder Probirventils befestigt werden.

Auch Obermaschinenmeister Hagen hat solche Probirventile bereits 1864 in der hierneben in Fig. 111 skizzirten Weise mit günstigem Erfolg ausführen lassen. Das Ventil *a* selbst von etwa 26^{mm} Durchmesser wird durch den im Kessel befindlichen Dampfdruck fortwährend geschlossen erhalten. Das Oeffnen geschieht durch den hölzernen Griff *c* am Gabelhebel. Ausserdem dient ein am Ende des Ventilbolzens befindlicher hölzerner Knopf *b* zum Hin- und Herdrehen des Ventils, um während der Fahrt etwaige Unreinigkeiten von dem Ventilsitz zu entfernen. Eine leichte Spiralfeder aus Messingdraht hält das Ventil geschlossen, wenn kein Dampfdruck im Kessel vorhanden ist. Um die ganze Vorrichtung leicht abnehmen und reinigen zu können, ist dieselbe mittelst Conus und Verschraubungsmutter an einem besondern Kesselstutzen befestigt. Das Röhrchen *e* dient zur Abführung des ausgeblasenen Dampfes oder Wassers, *f* ist die Feuerbüchsbekleidung.

Fig. 111.



Von den zahlreichen Wasserstandsgläsern sollen hier die besten und bewährtesten Constructionen beschrieben werden.

Im Allgemeinen ist die Glasröhre das sicherste und bequemste Mittel zur Erkennung des Wasserstandes im Kessel und wird dieselbe auch wohl niemals ausser Gebrauch kommen.

Die Hauptbedingungen für die Construction derselben sind:

a) Leichtes Absperren sowohl des Wasser- als auch des Dampfraumes von der Röhre.

b) Die Communicationscanäle so wie auch die Röhre selbst müssen leicht, indem man Dampf durchlässt, gereinigt werden können.

c) Die Röhren müssen sich leicht und sicher einsetzen lassen.

d) Die Röhren müssen geschützt sein vor dem Zerschlagen.

Dem letzteren entgegenzutreten empfiehlt Scholl Wasserstandszeiger aus Glastafeln statt aus einer Röhre herzustellen und zwar so, dass ein Kasten von Messingblech mit dem Wasser- und Dampfraume in Communication gesetzt wird, dessen Vorderwand eine Oeffnung erhält, die durch zwei aneinander eingeschliffene Glastafeln von

circa 4^{mm} verschlossen ist. Diese Wasserstandsgläser sollen sich ganz gut bewährt haben.

1) Die rühmlichst bekannte Kesselarmaturen-Fabrik von Dreyer, Rosenkranz und Droop in Hannover fertigt eine neue Art zweckmässig construirter Wasserstandszeiger für Locomotiven und andere Dampfmaschinen, welche für den Fall des Springens und Auswechselns der Glasröhren mit Doppelsitzabsperrventilen sowohl an dem Dampf- als Wasserabflussrohre versehen sind. Fig. 6 auf Taf. X erläutert diese Einrichtung. Diese knopfförmigen Doppelsitzventile *a a* sind mit den Schrauben *b b* verbunden und lassen sich mittelst der Schwungrädchen *c c* sowohl in der gezeichneten Stellung nach den Schraubengängen hin, als auch nach den Dampf- und Wasserzuflussröhren sehr rasch dampfdicht schliessen, so dass die sonst üblichen, sich leicht festsetzenden und schwierig dicht zu haltenden Absperrhähne an diesen Stellen entbehrlich werden. Ebenso ist statt des Ablasshahns bei *d* ein mittelst Schrauben verstellbares konisches Ablassventil angebracht.

Die Stoffbüchsendichtungen der Glasröhren bei *e e* werden mittelst Kautchukringen bewirkt, während die kleinen Stopfbüchsen der Schrauben bei *i i* mit Bindfaden verpackt sind.

Diese ganz in Bronce sehr sorgfältig ausgeführten Wasserstandszeiger werden im Detail-Verkauf pro Stück, wie folgt, geliefert:

mit Flantsch	für	19^{mm}	Glas	16	Thlr. 15	Sgr.
- -	-	16^{mm}	-	15	- 10	-
mit Zapfen	-	16^{mm}	-	15	- 20	-
- -	-	19^{mm}	-	14	- 20	-

2) In neuester Zeit liefert dieselbe Fabrik auch verbesserte Wasserstandsapparate mit Hähnen, bei welchen letztere, wie bei *a a* Fig. 19 und 20 auf Tafel X zu ersehen ist, durch den Dampf selbst angedrückt werden und sich so sehr gut dicht halten. Auch ist die Lage der Hahngriffe *g g* nach vorne eine sehr bequeme. Zum Durchstossen nach der Kesselwandung hin, können in die Hähne nach vorn die punktirten Löcher gebohrt und bei *v* mit Verschlussschrauben versehen werden.

Das Glasrohr *r* wird schräg in die Stopfbüchsen-Köpfe *s s* gebracht, dann zunächst ganz nach oben oder unten geschoben und hierauf in die andere Dichtung, also nicht von Aussen durchgesteckt.

Die in Fig. 20 gezeichnete Befestigung des Apparats an der Kesselwandung mittelst der Büchsenschrauben *b b* ist für stehende Kessel, wo man von Innen leicht ankommen kann; bei Locomotiven wird die gewöhnliche Befestigung mittelst Bolzenschrauben, die durch Löcher in den Flantschen *f f* treten, bewerkstelligt.

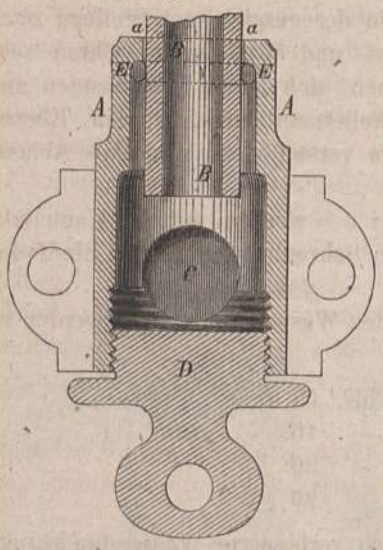
3) F. X. Mannhart, früher Constructeur der Sigl'schen Locomotivfabrik in Wien, jetzt Director der Mödlinger Locomotivfabrik, hat ebenso wie bei den in Fig. 17 und 18 auf Taf. X dargestellten und auf pag. 298 beschriebenen Probirventilen doppelte Schraubengänge mit 44^{mm} Steigung auch bei den in Fig. 11—13 auf Tafel X veranschaulichten einfachen Wasserstandszeiger angebracht; auch ist das Princip der Linsendichtung an der Kesselwandung angewandt. Da wo der obere Kesselansatz an den bogenförmigen Rand der äussern Feuerbüchse befestigt werden musste, wurde, wie Fig. 12 und 13 zeigt, ein keilförmiges Flantsch-Mittelstück an dem Kessel mit zwei Schrauben befestigt und nach dem Ventilansatz mit 3 Schrauben, sowie nach beiden Seiten mit Linsendichtung versehen.

Das Einbringen der Glasröhre ist bei diesem Apparat bei weitem leichter als

bei den beiden oben beschriebenen Apparaten zu bewerkstelligen, indem nur der Schraubenpfropf p (Fig. 11) abzuschrauben ist, wonach die Glasröhre senkrecht von oben in die Stopfbüchsen $s\ s$ eingesteckt werden kann.

4) Howe's Wasserstandsglas. In der nachstehenden Fig. 112 ist eine Befestigungsmethode der Glasröhre mit den am Kessel angebrachten Stutzen skizzirt, in der A eine Hülse ist, in welcher das Ende der Glasröhre B befestigt wird. C ist der Verbindungscanal mit dem Kessel und D eine Schraube zum Verschliessen der Oeffnung, durch welche die Glasröhre eingesetzt wird. E ist ein Ring aus vulkanisirtem Kautschuk, welcher sich gegen den Vorsprung a der Hülse legend eine Dichtung der Röhre in der Hülse abgiebt. Durch diese Anordnung sollen die Röhren selten undicht geworden sein an ihrer Befestigungsstelle und ausserdem eine freie Ausdehnung der Metalltheile ohne Nachtheil auf die Röhre stattgefunden haben.

Fig. 112.



5) Thornton & Sohn in Birmingham empfehlen als Mittel gegen das häufige Zerspringen der Wasserstandsgläser eine tonnenförmige Gestalt derselben und gaben ihren Wasserstandszeigern Glasröhren, welche in der Mitte 25^{mm}, an den Enden dagegen 16^{mm} Weite hatten, und zwischen welchem grössten und kleinsten Querschnitte alle übrigen durch eine schlanke Curve bestimmt wurden. Solche gebauchte Röhren sollen dem Dampfdrucke, den Schwingungen und den Stössen vorzüglich gut widerstehen.

6) Wasserstandszeiger mit einfachem Probirhahn von Fritz Fig. 7 bis 10, Tafel X.

Bei diesem Apparate ist das Gehäuse B oder Wasserstandsrohr mit den Flantschenstutzen $r\ r$ zur Verschraubung an den Kessel versehen. Es trägt die bei s, s sichtbaren Stutzen, zwischen denen sich die auf die gewöhnliche Weise mittelst Stopfbüchsen gedichtete Glasröhre befindet, und die im Falle sie zerbricht abgesperrt werden kann, mit Hülfe der an den Stutzen angebrachten Hähne t, t (siehe Fig. 7). Die eben bezeichneten Hahnstutzen sind in die gegossene Wasserstandsröhre eingeschraubt und gleichzeitig eine Stutze k behufs Aufnahme des Drehzapfens für den Hebel d mit dieser Verschraubung befestigt. Der Hebel d hat den Zweck mittelst der Zugschienen e eine messingene Röhre a, welche durch eine Stopfbüchse im unteren Ende des Wasserstandsrohres verschiebbar ist, so zu stellen, dass die innere obere Mündung der Röhre a die mit m m' und m'' bezeichneten Stellungen einnehmen kann, welche resp. den höchsten, mittleren und unteren Wasserstand bezeichnen. Durch successives Niederdrücken des Hebels d wird auf das Ende der Röhre a das Intervall von m bis m'' durchlaufen und man wird aus der Stellung des Hebels sobald man den am unteren Ende der Röhre a angebrachten Hahn b öffnet, auf den Wasserstand schliessen können.

Bei h ist eine Marke angebracht, welche in der Niveaulinie des mittleren Wasserstandes sich befindet, und der Wasserstandsröhre sind bei g Nasen gegeben, welche den Hub des Hebels begrenzen. l ist ein Rohr, durch welches das Wasser aus der Glasröhre in einen kleinen Trichter geleitet wird, um den Führerstand trocken zu halten.

Die in Fig. 10 dargestellte Skizze zeigt, wie man die Bewegung der Röhren *a* auch auf andere Weise ohne den Hebel *d* bewirken kann.

In Bezug auf eine Verstopfung der Rohrstutzen *r* sind bei *u u* kleine durch Schraubenpfropfen verschlossene Löcher angebracht, um mit einem Draht durchstossen und die Communication mit dem Kessel stets offen halten zu können.

7) Webb's Wasserstandsglas für Locomotiven. — Für die Lomotiven der London-North-Western Eisenbahn hat der Oberinspector dieser Gesellschaft, F. W. Webb, das in Fig. 1—4 auf Tafel XI dargestellte Wasserstandsglas construirt, welches sich durch billige Herstellung und vortheilhafte Einrichtung auszeichnet.

Die Figuren 1 und 2 stellen die Befestigung des Wasserstandsglases an der Kesselwand *a* am oberen, Fig. 3 und 4 dagegen am unteren Ende dar.

Mit Bezug auf diese Abbildungen ist zu entnehmen, dass die Ventile *f* vorn am Gehäuse *b* resp. b^1 angebracht sind, in welchem die Canäle *e* mit dem Kessel communiciren. Die Ventile haben eine doppelt conische Gestalt. Werden dieselben zugeschraubt, so sind die Zuleitungen zum Wasserglas *d* verschlossen; dagegen ist hierbei wegen des Mangels jeder Packung das Entweichen einer kleinen Dampfmenge längs der Schraubenspindeln *f*, deren Gewinde ihrer Länge nach auf eine geringe Tiefe ausgefeilt sind, gestattet. Man kann daher auf diesem Wege den guten Zustand des Apparates sehr bequem controliren und, um dabei den Maschinenführer nicht durch den Dampf, welcher bei den Schraubenspindeln austritt, zu behelligen, sind Letztere mit breiten Köpfen f^1 versehen.

Beim Aufschrauben der Ventile legt sich der rückwärtige conische Theil gegen den Sitz, welcher an der Schraubenmutter angedreht ist, wodurch die Dampfdichtung vollständig erreicht ist.

Am unteren Ende des Wasserstandsglases ist das Durchblasventil *g* angebracht, dessen Einrichtung mit den anderen Ventilen übereinstimmt; durch da Röhrchen *h* wird das ausgeblasene Wasser abgeführt. Am oberen Ende dagegen setzt sich das Röhrchen *c* für das Manometer an.

Zum Auswechseln des Glasrohres *d* schraubt man die Kuppelung der Röhrchen *c* auf, und kann hierauf das alte Glasrohr durch ein neues bequem ersetzen.

8) Wasserstandszeiger mit selbstthätigem Abschluss. — Um die Gefahr, durch das ausströmende siedende Wasser und Dampf bei dem ziemlich häufig vorkommenden Springen der Glasröhren verbrüht zu werden, zu beseitigen, wurde nach dem Vorgange von Professor Reuleaux durch Schebesta, Constructeur der Kaiser Ferdinands-Nordbahn, der in Fig. 21 auf Tafel X skizzirte Kugelabschluss bei Wasserstandszeigern construirt, welcher im Augenblick des Springens der Röhre einen sichern Verschluss des untern mit dem Wasserraum correspondirenden Hahns bildet, denn hauptsächlich der letztere veranlasst die grosse Gefahr für das Maschinenpersonal, da das siedende Wasser durch den Ansatz der Stopfbüchse, welche das Glas dichtet, nach aufwärts strömt, gleichzeitig aber den Dampf nach abwärts bläst, und man nur durch das Gefühl die Stelle der Hahngriffe finden und schliessen kann.

Fig. 21 auf Tafel X zeigt den untern Theil eines solchen Wasserstandszeigers mit eingesetztem Kugelventil in $^1/_4$ natürlicher Grösse, Fig. 22 zeigt das Gehäuse sammt Ventil-Kugel und Fig. 23 die Ansicht des Rostes, auf welchem die Kugel im Zustande des Gleichgewichtes d. h. bei einem nicht zerbrochenen Glase ruht, in $^1/_2$ natürlicher Grösse.

Während die Kugel auf dem Roste *r* ruht, kann das Wasser ungehindert durch die Oeffnungen bei 0,0, in und aus dem Glase gelangen. Platzt das Glas entweder durch schiefes Einspannen, oder dadurch, dass dasselbe schlecht gekühlt war, so er-

hebt sich die Kugel durch das ausströmende Wasser, welches jetzt keinen Gegendruck findet, schliesst die Oeffnung bei 0′ und man kann mit Leichtigkeit zuerst den obern Hahn, da der Dampf abwärts strömt und dann den untern Hahn schliessen und zum Einziehen des neuen Glases schreiten.

Von einem Einschlämmen des das Kugelventil umgebenden Gehäuses g kann nicht die Rede sein, da durch das vorgeschriebene öftere Oeffnen des Probirhahns beim Untersuchen des Wasserstandes und durch den grössern Querschnitt des Gehäuses am untern Ende Schlamm sich nicht ansammeln kann und die Kugel stets sicher functioniren wird.

Fig. 113.

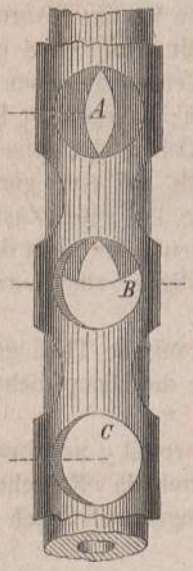


Fig. 114.

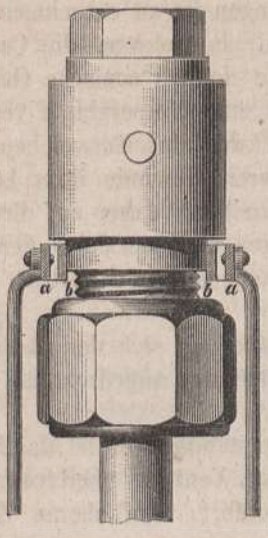
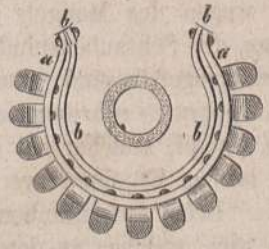


Fig. 115.



9) Zu demselben Zweck werden öfters die beiden Hähne h und h^1 durch eine Zugstange z (siehe Fig. 14, Tafel X) verbunden und hat der untere Hahn noch die Lenkstange l, sodass der Führer von seinem Stande aus an dem Griffe g beide Hähne gleichzeitig handhaben kann und sich beim Schliessen, wenn das Glas gesprungen ist, nicht die Finger verbrennt. Bei einer solchen Einrichtung sind die einzelnen Hähne ganz besonders gangbar zu halten, weil sie gleichzeitig geschlossen und geöffnet werden. Beim Einziehen eines neuen Glases muss man zunächst zum Anwärmen desselben den Dampfhahn h' allmählich und dann den Wasserhahn h öffnen, den untersten Hahn h^2 aber geschlossen halten.

Als Mittel gegen das Zerspringen der Gasröhren als Folge der ungleichen Spannung in dem Material werden in England Glasröhren in Benutzung gezogen, deren innere Fläche mittelst eines Diamants leicht geritzt ist; dadurch soll die Spannung aufgehoben werden und solche Röhren wirklich ihrem Zwecke sehr entsprechen.

Die Firma Findeisen in Chemnitz liefert solche Röhren von $0^m,3$ bis $0^m,5$ pro Dutzend zu $3^1/_{12}$ bis 5 Thlr.

Es ist ausser diesen die Carrè'sche Schutzvorrichtung in England eingeführt worden. Leblanc in London (102 Fleet street City) fertigt diese gleich näher zu beschreibenden dioptrischen Wasserstandsgläser an.

Die Glasröhre ist nämlich in eine dünnwandige dicht anschliesende Messing-

hülse eingeschlossen, welche, wie die vorstehende Fig. 113 zeigt, mit kreisförmigen einander gegenüberstehenden Oeffnungen versehen ist.

Diese Oeffnungen wirken bei einer mit Luft oder Dampf gefüllten Röhre wie eine doppelt sphärische periskopisch concave; bei einer mit Wasser gefüllten Röhre aber wie eine doppelt concave Glaslinse. Schaut man daher in eine der Oeffnungen, so erblickt man die gegenüberstehende im ersten Falle als stehende Ellipse im zweiten Falle erscheint die volle Oeffnung und wenn wie bei *B* angenommen worden ist in der Mitte der Oeffnung der Wasserstand sich zeigt, so erscheint die verticale Ellipse in der dargestellten Weise in einer Hälfte.

Sehr zweckmässig wird zum Schutze gegen Splitter beim Zerspringen der Glasröhre, diese mit einem Mantel von Messing- oder Eisenblech umgeben, der auch gleichzeitig beim Rückwärtsfahren, bei Wind, Regen und Schnee die einseitige und deshalb schädliche Abkühlung verhindert. Durch eine von oben nach unten führende Spalte nach der Seite des Führers ist das Glas sichtbar.

An Stelle des Blechmantels hat Obermaschinenmeister Hagen (seit 1864) einen Schutzschirm aus Splintdraht anfertigen lassen.

Derselbe besteht (siehe vorstehende Figuren 114 und 115) aus verticalen Stäben des ebenbezeichneten Materials, welche mit der flachen Seite dem Glase zugekehrt sind. Beide Enden dieser Stäbe sind an je einem offenen Ringe *a*, dessen Form aus dem Horizontalabschnitte ersichtlich ist, angenietet, und dieser Ring ist mit seinen Enden wiederum mit einem zweiten von ähnlicher Form *b*, welcher aus Federstahl besteht, verbunden. Mit diesem Federringe wird das Gitter oben und unten auf den runden Hals des Gehäusekopfes aufgeklemmt.

Diese Schutzschirme sind an vielen Maschinen noch jetzt angebracht und bewähren sich sehr gut.

Die Beleuchtung der Wasserstandsgläser zur Nachtzeit geschah bisher allgemein durch eine kleine in möglichster Nähe angebrachte Laterne. Diese Beleuchtungsweise hat aber den Uebelstand

1) einer flackernden Lichtquelle,
2) der Abschwächung der Wirkung der Lampen- (Oel- oder Petroleum-) Lichter,
   a) beim Durchgang durch die Glaswand der Laterne,
   b) bei der Reflexion durch die runde spiegelnde Oberfläche der Glasröhre.

Diesem Uebelstand hat Ingenieur Eduard Rau[32]) dadurch abgeholfen, dass er hinter dem Glasrohre eine präparirte Transparentplatte anbrachte, welche den niedrigsten, mittlern und höchsten Wasserstand in drei sich scharf abhebenden Linien zeigt.

Bei Nacht trägt die Platte eine Lampe mit Reflector, so zwar: dass die mittlere Linie allein dem schärfsten Lichte ausgesetzt ist.

§ 35. Dampfpfeife. — Nach § 119 der Technischen Vereinbarungen soll jede Locomotive mit einer kräftigen Dampfpfeife versehen sein. Dieselbe ist stets auf dem Feuerkasten nahe beim Standorte des Maschinisten angebracht und besteht gewöhnlich aus drei Theilen, dem Untersatz, einem Hahn oder Ventil und der Glocke, welche in folgender Weise zusammengesetzt sind. Der Untersatz ist mit seinem Fusse auf den

---

[32]) Derselbe hat auch die auf p. 293 beschriebene verbesserte Manometer-Beleuchtung angegeben.

Kessel geschraubt und enthält eine mittelst des Hahnes abschliessbare verticale Bohrung, welche am oberen Theile des Untersatzes in eine ringförmige schmale Spalte ausläuft. Ueber dem Untersatze ist nun eine Glocke angebracht, deren unterer zugeschärfter Rand genau über erwähnter Spalte, aus welcher der Dampf mit grosser Geschwindigkeit zum Ausströmen gebracht wird, aufgehängt. Der Dampfstrom wird an dem scharfen Rande der Glocke gebrochen und setzt diese sowie die in der Glocke befindliche Luft in starke Schwingungen, welche den Ton der Pfeife abgeben. Die Farbe des Tones hängt ab von der Geschwindigkeit des Dampfstromes, von der Zuschärfung der Glocke, deren Form und Grösse, sowie von der Entfernung zwischen dem Glockenrande und der ringförmigen Spalte.

Bei den Pfeifen, welche mittelst eines Hahnes am Untersatze in Thätigkeit gesetzt werden, ist allerdings die Tonfarbe je nach dem durchströmenden Dampfquantum etwas variabel; jedoch hat man in neuerer Zeit die Pfeife in Rücksicht hierauf besonders construirt, um mit Hülfe derselben Signale verschiedener Bedeutung geben und dieselben deutlich von einander unterscheiden zu können. Zu diesem Zwecke und in Anbetracht der nachtheiligen Folgen, welche aus einer Zeitversäumniss von Seiten des Führers erwachsen, hat der General-Inspector Wolf Bender in Wien (bereits 1853) die Signalpfeifen der Locomotiven der Semmeringbahn der Art einrichten lassen, dass sie beim Umlegen des Hahnhebels nach einer Richtung das gewöhnliche, lange Signalzeichen ertönen liessen, bei der Umlegung des Hebels auf die entgegengesetzte Seite dagegen, mittelst einer kleinen Dampfturbine, das Bremssignal, bestehend in kurz aufeinanderfolgenden abgebrochenen Pfiffen, hörbar machen.

Der Motor, welcher verschiedenartig eingerichtet sein kann, besteht am einfachsten aus einem kleinen Dampfkreisel, wie er auf Tafel XI in Fig. 7 und 8 ersichtlich gemacht ist, und die Unterbrechung des Pfiffs lässt sich am leichtesten durch das regelmässige Herabschieben und Aufwärtsbewegen eines über die Pfeifenglocke gesteckten Cylinders hervorbringen, welcher Cylinder bei einer gewissen Tiefe seines Hubes den Pfeifenton ganz beseitigt, denselben in der Höhe des Hubes aber wieder klingen lässt.

Der Hahn *a* der gewöhnlichen Dampfpfeife ist so gebohrt, dass derselbe bei der Stellung des Griffs gegen den Führer zu den Dampf allein zur Pfeife führt und bei der Stellung des Griffs nach dem Kreisel zu jedoch den Dampf nicht nur zur Pfeife, sondern auch nach dem Kreisel hinleitet. Sobald nun der Führer den Hahn der Pfeife in diese letztere Stellung gebracht hat, beginnt der Dampf augenblicklich den Kreisel *b* in eine rotirende Bewegung zu setzen, welche Bewegung eine gewisse Geschwindigkeit haben muss, damit der Kreisel einen Effect hervorbringe. Dies ist dadurch erreicht, dass die Kraft des Kreisels auf ein grösseres Zahnrädchen *d* durch das Getriebe *c* übertragen wird und erst an diesem Zahnrädchen die Kurbel zur Bewegung des Cylinders *f* über der gewöhnlichen Pfeifenglocke *g* angebracht ist.

Die Auf- und Abbewegung dieses Cylinders, welcher durch eine Spiralfeder *h* im ruhigen Zustande in der Höhe gehalten wird, bringt nun, wie schon erwähnt, die regelmässige Unterbrechung des Pfeifentons hervor, wodurch das Bremssignal entsteht.

Der Regulator des Kreisels *k* dient dazu, dass keine zu grosse Beschleunigung der Bewegung, welche das Signal undeutlich machen würde, eintreten kann. Zu beiden Seiten des Kreisels liegt sattelförmig ein kleiner Balancier, welcher sich um den Stift *i* drehen kann, in der Nähe der Kreiselöffnungen angebracht, die eine Ausströmungöffnungsfläche von 9 Quadratmillimeter bilden. Der kurze Hebel dieses Balanciers wird durch eine kleine Blattfeder, die mit einem Spannschräubchen *v* ver-

sehen ist, in die Höhe gedrückt, so dass der längere Hebel desselben, an dem ein Gewicht angebracht ist, sich fest an den Kreisel anlegt. Durch die Centrifugalkraft wird nun das Gewicht am längern Hebelarme des Balanciers die Wirkung der kleinen Federn bald aufheben und in die Höhe bewegt werden, so dass es sich endlich bei einer gewissen Geschwindigkeit bis vor die Mündung der Kreiselöffnung legen wird. Kaum dort angelangt, wird es sich durch die geringste Verzögerung der Geschwindigkeit sogleich wieder entfernen, um bald darauf wieder näher gebracht zu werden u. s. f. Die Regulirung ist selbstthätig und kann durch das grössere oder kleinere Spannen der Feder für die gewünschten Geschwindigkeiten genau bestimmt werden. *m* ist ein kleiner Schlitten, welcher sich in einer Nuth der Glocke auf- und abbewegt und die Führung des Cylinders bildet.

Alle Theile des Kreisels sind möglichst solid und dauerhaft hergestellt, so dass Reparaturen an denselben möglichst vermieden sind. Sollte sich nun aber auch durch mangelhafte Beaufsichtigung nach langem Gebrauche ein Nichtwirken des Kreisels ergeben, so hat es der Führer alsdann noch in seiner Gewalt, die Bremssignale, wie bisher, mit der Hand zu geben.

Eine (1862) an den Locomotiven in England in Gebrauch gekommene Pfeife ist die auf Tafel XI in Fig. 5 und 5ª dargestellte.

Bei derselben ist der Hahn durch ein einfaches Ventil *v* ersetzt, welches durch eine Stange mittelst Hebel geöffnet wird. Die Anordnung des Ventils *v*, des Hebels *h* und der Stange, sowie die Befestigung der Glocke auf dem Untersatze ist in der betreffenden Skizze ersichtlich. Die Spiralfeder *s* dient zum Abschluss des Ventils *v* auch bei schwachem Dampfdrucke.

Die englischen Locomotiven haben öfters zwei Pfeifen (siehe *P P*, Fig. 1 u. 4 auf Tafel V), mit der einen mit tieferem Tone wird das Signal für die Bremser gegeben, während die andere beim Einfahren in die Stationen gebraucht wird.

Meistens wird jedoch die eine vom Führer nie gebraucht, sondern sie dient dem Schaffner, welcher sie mittelst einer Leine in Thätigkeit setzen kann als Mittel, den Zugführer von Unordnungen am Zuge in Kenntniss zu setzen.

Für den Zweck der verschiedenen Signale hat man, um den Ton der Pfeifen z. B. mehr oder weniger chromatisch steigen oder fallen lassen zu können, die Glocken vertical auf- und abwärts beweglich gemacht.

Schliesslich erwähnen wir noch die nach dem Princip der Dampfpfeifen construirten Dampfhörner, siehe Fig. 6, Tafel XI, mit welchen beispielsweise die Locomotiven auf den steilen Strecken der Köln-Giessener Bahn zwischen Betzdorf und Dillenburg versehen sind. Der durch dieses Instrument hervorgebrachte Ton gleicht ganz dem der auf derselben Bahn früher angewandten Mundhörner, wie sie in der Schweiz im Gebrauche sind, und dient als Zeichen für die Bremser.

§ 36. Signalglocken. — Bei amerikanischen Locomotiven ist vorn auf dem Langkessel gewöhnlich auch noch eine grosse Signalglocke aufgehängt, welche der Locomotivführer ertönen lässt, um Kühe und anderes Vieh von der Bahn zu verscheuchen, auch dienen dieselben bei der Fahrt durch Ortschaften und beim Passiren unbewachter Wegübergänge die Nähe der Maschine zu signalisiren. Auf der Detroit- und Milwaukee-Eisenbahn sind diese Signalglocken unmittelbar über dem Kuhfänger angebracht und erhalten dieselben bei jeder Umdrehung der Triebachse einen Schlag. Die Glocke hängt dabei ganz frei und dreht sich in Folge eines jeden Schlages etwas, so dass der ganze Umfang derselben durch die Schläge gleichmässig abgenutzt wird. Je nachdem also der Zug langsam oder schnell fährt, ertönt die Glocke auch langsamer oder schneller.

In den letzten Jahren sind solche Signalglocken auch in Deutschland bei Rangirmaschinen auf Stadtbahnen in Anwendung gekommen.

§ 37. Kesselspeisevorrichtungen. — Dieselben sind entweder Pumpen oder die seit einigen Jahren die Pumpen ersetzenden Injecteure.

Sowohl in der Construction und Lage der Ersteren, als auch in der der Letzteren existirt eine grosse Mannigfaltigkeit und verweisen wir in Bezug auf diesen Gegenstand auf das VI. Capitel dieses Bandes.

§ 38. Ablasshähne. — Wenn die Maschinen aus dem Dienste in die Remisen übergehen, so ist es erforderlich das Wasser aus dem Kessel zu entfernen, da dasselbe sonst das Einrosten des Kessels veranlassen würde.

Es sind deshalb an den tiefsten, Wasser enthaltenden, Stellen der Kessel die sogenannten Ablasshähne angebracht, dieselben dienen ausserdem zum Auswaschen und Ausspülen; sie werden auch bei unreinem Kesselwasser häufig während des Betriebes auf kurze Zeit geöffnet, um den schlammigen Bodensatz mit Dampf abzublasen. Um bei kalter Maschine die Entleerung zu beschleunigen, müssen Regulator und Cylinderhähne geöffnet werden, damit Luft in den Kessel über das Wasser treten kann.

Ein geeigneter Platz für die Anbringung dieser Hähne ist die Feuerkiste und finden sich dieselben auch entweder an der Vorder- oder Hinterwand, oder auch an den Seitenwänden in bis circa $0^{m},3$ Höhe über der Unterkante des Feuerkastens.

Der Hahnconus oder Lilch trägt oben gewöhnlich einen vierkantigen Ansatz, um mittelst eines Schlüssels den Hahn öffnen zu können. Die Weite der Oeffnung beträgt circa 60^{mm}.

Webb in Crewe hat bei den Ablasshähnen seiner neuen Locomotivkessel nach unten den Hahnconus erweitert und mit der Ausgangsöffnung versehen (siehe X Fig. 4 auf Tafel V). Derselbe ist unten an der Hinterwand des Feuerkastens angesetzt und kann man mittelst eines Büchsenschlüssels vom Führerstande aus den Hahn öffnen. Die Höhe der Hähne über dem Boden des Feuerkastens verhindert, dass das unterhalb dem Stande desselben befindliche Wasser durch den Hahn abfliessen kann. Dieser Rest findet jedoch durch die Reinigungsluken und Waschbolzen, die sich unmittelbar an dem untersten Rande der Feuerkasten befinden, einen Ausweg. S. § 14.

Fig. 9 und 10 auf Tafel XI stellt einen solchen Ablasshahn dar, der Hahnconus *a* hat ausser der unteren Schraubenmutter *b* zum Anziehen noch die ovale eiserne Scheibe *c*, welche durch zwei seitliche Schraubenbolzen *d* angezogen werden kann und den Conus gegen Herausfallen sichert, wenn die untere Schraube bei *b* abbrechen sollte. In neuerer Zeit giebt man allen wichtigen Hähnen eine solche doppelte Sicherung.

Die Ablasshähne werden zweckmässig so construirt, dass man die Ausflussmündung derselben ausserhalb mit Schraubengewinde und innerhalb mit einem conischen Einschliff *e* versieht, um bei den Kesselproben mit dem Hahne das Druckrohr der Probirpumpe wasserdicht verbinden zu können. Der Füllschlauch aus Gummi oder Hanf wird über das Stück *B* geschoben und die Mutter *M* mit dem Ansatz *e* verschraubt.

Es kann im Locomotivschuppen vorkommen, dass die Locomotive nicht so nahe an den Hahn herangefahren werden kann, aus dem das Wasser zum Auswaschen oder Füllen des Kessels entnommen wird, dass ein Füllschlauch bis zum Ablasshahn oder bis an die Reinigungsöffnungen reicht. Für diesen Fall dient das in Fig. 11 auf Tafel XI dargestellte Zwischenstück, durch welches zwei Schläuche verbunden werden können.

In neuerer Zeit werden solche Hähne allgemein angewendet, obgleich dieselben durch das äussere Schraubengewinde ein unvollkommenes Aussehen haben.

Literatur.

a. Ueber Locomotivkessel im Allgemeinen und Stahlkessel.

Becker, Ludw., Instruction für die Ueberwachung und periodische Untersuchung der Locomotiv- und Stabil-Dampfkessel, sowie deren Sicherheitsventile, Manometer und Wasserstandszeiger von der Kaiser-Ferdinands-Nordbahn. Organ 1868, p. 186.

Büte, Th., Kessel der Locomotiven auf der Pariser Ausstellung. Organ 1868, p. 102.

Büte, Th., Kessel der Locomotiven auf der Wiener Weltausstellung von 1873. Organ 1873, p. 151.

Clark, Ueber Nietverbindungen. Mit Abbild. Scheffler's Organ 1862, p. 133.

Clark, Experimentelle Untersuchungen über die Principien der Locomotivkessel. Heusinger von Waldegg, Organ 1853, p. 237. Polyt. Centralblatt 1853, p. 1227.

Couche, Ueber die Anwendung des Gussstahls zu Locomotivkesseln. Annales des mines. t. II. 1862. Zeitung des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen 1863, p. 243. Organ 1864, p. 42.

Crampton's neuer Locomotivkessel. Heusinger von Waldegg, Organ 1847, p. 169.

Kessel der Crampton'schen Locomotive für Schnellzüge gebaut von Derosne & Cail in Paris. Mit Abbild. Heusinger von Waldegg, Organ 1852, p. 169.

Ueber Eckrisse an den Feuerkastenwänden. Organ für Eisenbahnwesen 1867, p. 163.

Welche Erfahrungen sind über das Einrosten der Kesselbleche an einzelnen Stellen im Innern der Locomotivkessel gemacht worden? I. Supplementband des Organs p. 120.

Erfahrungen über Locomotivkessel. Engineering. Dec. 1871. Organ 1872, p. 217.

Welche Erfahrungen sind in der neueren Zeit über die Anwendung von Stahlkesseln und Stahlröhren bei Locomotiven gemacht und aus welchen Werken sind Gussstahlbleche zu Locomotiven zu beziehen? Organ 1869, p. 22 und III. Supplementband des Organs p. 144.

Fairbairn, W., Versuche zur Bestimmung der Festigkeit von Locomotivkesseln und die Ursachen zu Explosionen derselben. London Journal 1853, p. 364. Organ 1854, p. 47.

Gaudry, J., Kessel der Locomotiven auf der Londoner Ausstellung von 1862. Annales des mines 1863. III. T. p. 109. Organ 1864, p. 166.

Gebohrte und gepunzte Blechplatten. Engineer vom 5. August 1864. Organ für Eisenbahnwesen 1865, p. 271.

Geschweisste Dampfkessel für Locomotiven. Engineer 1862 vom 12. Septbr. Zeitung des Ver. deutscher Eisenbahn-Verwaltungen 1862, p. 825.

Kessel der Maschinen für gemischte Züge auf der Eisenbahn von Paris nach Lyon, gebaut von E. Gouin. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1854, p. 26.

Gruson, G., Einiges über die Sicherheit der Locomotivkessel. Organ 1865, p. 153 u. 1866, p. 61.

Ueber Gussstahlkessel. Zeitung des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen 1865, p. 605.

Gussstahlkessel von Locomotiven der Köln-Mindener Bahn. Organ 1869, p. 123.

Kessel von Hackworth's Locomotive »Sanspareil« für Eilzüge. The pract. Mech. Journal 1850. Apr., May und Aug. Organ 1851, p. 136.

Haswell, R., Ueber die Verwendung von Stahl zu Dampfkesseln. Dingler's polyt. Journ. 207. Bd. p. 337. Organ 1873, p. 163.

Heusinger v. Waldegg, Kessel der Locomotive »Hassia« auf der Main-Neckarbahn. Mit Abbild. Organ 1. Bd. (1846), p. 33.

Heusinger v. Waldegg, Verschiedene neue Kesselconstructionen von Hawthorn, Dubbs, Bodmer. Mit Abbild. Organ 1847, p. 161. Polyt. Centralblatt 1848, p. 690.

Einrichtung der Kessel bei amerikanischen Locomotiven mit Anthracitheizung. Le Technolog. 1851. Oct. p. 44. Organ 1852, p. 62.

Kessel der Sharp'schen Tendermaschine mit aussenliegenden Cylindern. Heusinger v. Waldegg, Organ 1850, p. 22. Polyt. Centralblatt 1850, p. 459.

Versuch einer neuen Kesselconstruction von Locomotiven der Eisenbahn von Lüttich nach Namur. Mit Abbild. Organ 1848, p. 122.

Kessler's, E., Patentkessel für Locomotiven. Mit Abbild. Heusinger v. Waldegg, Organ 1854, p. 20.

Amerikanische Locomotivkessel. Engineering v. Nov. 1869. Organ 1869, p. 120.

Locomotivkessel aus Guss- oder Bessemerstahlblechen. Oesterreichisches Centralblatt für Eisenbahnen 1866, Nr. 8. Organ 1866, p. 266.

Locomotivkessel von J. A. Miller in Boston. Mit Abbild. Engineer. 1871, Nr. 792. Organ 1871, p. 208.

Prestage's Locomotivkessel. Mit Abbild. Scheffler's Organ 1856, p. 243. Civil. Engin. and Archit. Journ. Januar 1857.

Kessel für Rangirlocomotiven. Engineering Oct. 1872. Organ 1873, p. 118.

Ramsbottom's von Manchester verbesserter Locomotivkessel. The Civil Eng. and Arch. Journ. 1849. Sept. p. 278. Organ 1850. p. 135.

Redtenbacher, Constructionsverhältnisse der Kessel von Locomotiven. Organ 1853, p. 15.

Ueber die Röhrenkessel. Le Technologiste, Juillet 1858. Organ 1859, p. 93.

Ueber Schadhaftigkeit der Locomotivkessel. Geschäftsbericht der Köln-Mindener Bahn 1866, p. 38. Organ 1868, p. 42.

Kesselconstruction der Preislocomotive von der Semmeringbahn. Heusinger v. Waldegg, Organ 1851, p. 118 u. 166.

Locomotivkessel von Stahl. Engineer. v. 9. Mai 1862. Zeitung des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen 1862, p. 537.

Tabellarische Uebersicht der Abmessungen, Blechstärken, des Materials etc. von Stahlkesseln von Bahnen des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen. III. Supplementband des Organs p. 146.

Steinheil, Dr., über Prüfung der Locomotivkessel in Bayern. Bayer. Kunst- und Gewerbeblatt 1848, p. 414. Organ 1848, p. 191.

b. Ueber Feuerbüchsen und deren Material.

Feuerbüchsen nach Becker's System an Locomotiven der Wiener Weltausstellung von 1873. Organ 1873, p. 215.

Welche Erfahrungen sind über die Formveränderungen der Rohrwände des Feuerkastens gemacht (Ausbauchen, Veränderung der Rohrlöcher, Verziehen der Ecken etc.) und welche Mittel werden dagegen empfohlen? I. Supplementband des Organs p. 117.

Welche Erfahrungen liegen in Bezug auf grössere oder geringere Kupferstärken der Feuerkasten vor? I. Supplementband des Organs p. 119.

Welche Erfahrungen liegen über die Anwendung grosser Feuerbüchsen vor? Organ für Eisenbahnwesen 1869, p. 22 und III. Supplementband p. 217.

Welche Erfahrungen liegen über die Anwendung grosser Feuerbüchsen bei Kleinkohlenfeuerung vor? I. Supplementband des Organs p. 109.

Welche Erfahrungen liegen über die Anwendung eiserner Feuerbüchsen und Kessel aus Stahl vor? I. Supplementband des Organs p. 114.

Ueber eiserne Feuerbüchsen auf der Bergisch-Märkischen Bahn. Organ für Eisenbahnwesen 1865, p. 30.

Ueber schmiedeeiserne Feuerbüchsen bei Locomotiven auf preussischen Bahnen. Organ für Eisenbahnwesen 1865, p. 83. Erbkam's Zeitschrift für Bauwesen 1865, p. 93.

Ueber eiserne Feuerbüchsen bei Locomotiven der Köln-Mindener Bahn. Bericht der Direction K.-M. B. 1864, p. 35. Organ 1865, p. 259.

Grössere Feuerbüchsen von Locomotiven der Köln-Mindener Bahn. Organ für Eisenbahnwesen 1869, p. 123.

Ueber Locomotivfeuerbüchsen mit flacher Decke. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1870, p. 204. Organ 1870, p. 161.

Feuerbüchsen der Locomotiven der Londoner Ausstellung von 1862. Organ für Eisenbahnwesen 1864, p. 166.

Herrmann, Max, Festigkeit cylindrischer Gefässe unter äusserem Drucke, namentlich der Feuerbüchsen aus gewalztem Bleche und mit halbkreisförmiger Decke. Organ für Eisenbahnwesen 1871, p. 233.

Heusinger von Waldegg, die Locomotivkessel des Maschinenmeisters Maey in Zürich. Mit Abbild. Organ 1872, p 193.

Stephenson's, John F., Locomotivfeuerbüchsen. Engineering März 1871, p. 150. Organ 1872, p. 37.

Tabellarische Zusammenstellung über die Construction und Anwendung grosser Feuerbüchsen. III. Supplementband des Organs p. 132.

Webb's Feuerbüchsenconstruction für Locomotiven. Engineering Dec. 1870, p. 436. Organ 1871, p. 207.

c. Ueber Deckenanker, Stehbolzen, Bleipfropfen.

Allan's und Robertson's Ankerbarren. Mit Abbild. Heusinger v. Waldegg, Organ 1854, p. 95.

Neue Construction der Anker für die Decken der kupfernen Feuerkasten von Locomotiven. Mit Abbild. Heusinger v. Waldegg, Organ 1849, p. 112.

Bailey's schmelzbarer Pfropf für Dampfkessel. Engineering vom 16. Februar 1866. Organ 1866, p. 180.

Becker, Ludw., Beschreibung einer Verbesserung an der Deckenverankerung der Locomotiv-Feuerbüchsen. Mit Abbild. Organ 1873, p. 99.

Herstellung der Bleipfropfen für die Feuerkastendecke der Locomotiven. Civilingenieur 1866, p. 357. Organ 1867, p. 127.

Brix, Ueber die Bestimmung der Stärke ebener Dampfkesselbleche, welche durch Stehbolzen gehalten werden. Heusinger v. Waldegg, Organ 1851, p. 36.

Correns, Jos., Einfaches Mittel, um die Dauer der kupfernen Stehbolzen von den Feuerbüchsen zu erhöhen. Organ für Eisenbahnwesen 1864, p. 9.

Wird das häufig vorkommende Durchbiegen der Deckenanker an ältern Maschinen lediglich als Folge zu geringer Stärke gehalten, oder wirkt die grössere Ausdehnung der kupfernen Feuerkastendecke dabei mit? I. Supplementband des Organs p. 116.

Durchbohren der Stehbolzen und Stehbolzen-Bohrmaschine. Mit Abbild. Bericht der Direction der Köln-Mindener Eisenbahn 1865, p. 41. Organ 1867, p. 33.

Fairbairn, W., Versuche über die Festigkeit kupferner und eiserner Stehbolzen an Locomotivkesseln. Organ für Eisenbahnwesen 1854, p. 148.

Fritz, Casp., Neue Verankerung der Feuerbüchsdecke und der Seitenwände des Feuerbüchsmantels an Locomotiven der Taunusbahn. Organ für Eisenbahnwesen 1865, p. 4.

Gleim, Const., Neue Art Stehbolzen zur Verankerung der geraden Wände von Locomotiv-Feuerkasten. Mit Abbild. Heusinger v. Waldegg, Organ, 1. Bd. (1846), p. 20 u. 44. Dingler's polyt. Journal, 27. Bd. p. 5 u. 97.

Höltzenbein, A., Feuerbüchsendecke mit Verankerungen aus T-Eisen. Organ 1873, p. 56.

Kitson's Ankerbarren für Feuerbüchsdecken. Mit Abbild. Notizbl. des Archit.- und Ingenieur-Vereins für das K. Hannover. II. Bd. p. 205. Organ 1853, p. 224.

Reuter, E., Verbesserte Anker für die Decken der kupfernen Feuerkasten an Locomotiven. Heusinger v. Waldegg, Organ, 1. Bd. p. 196.

Smith's schmelzbarer Pfropf für Dampfkessel. Schweizer. polyt. Zeitschrift 1867, p. 11. Organ 1867, p. 215.

Ueber Stehbolzen und Verankerung der Feuerkasten. Bericht der Direction der Köln-Mindener Bahn 1864, p. 36. Organ für Eisenbahnwesen 1866, p. 30.

Welche Erfahrungen sind mit dem Ersatz der Deckenanker der Feuerbüchsen der Locomotiven durch Stehbolzen oder andere Verankerungen gemacht? Organ 1869, p. 23 und III. Supplementband des Organs p. 85.

Liegen neuere Erfahrungen über den Ersatz der Deckenanker durch Stehbolzen vor? Organ 1870, p. 85. 126 u. 140, sowie 1871, p. 100 u. 195.

Verankerung der Feuerbüchsen der Oldenburgischen Staatsbahn. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1868, p. 21.

d. Ueber messingene und eiserne Siederöhren und deren Befestigung.

Becker, Ludw., Ueber Siederöhren, deren Material, Einziehen, Befestigen und Dichten. Mit Holzschnitten. Organ für Eisenbahnwesen 1873, p. 10.

Büte, Th., Ueber das Schweissen eiserner Siederöhren. Organ für Eisenbahnwesen 1866, p. 24.

Büte, Th., Ueber das Dichten eiserner Siederöhren. Organ für Eisenbahnwesen 1866, p. 165.

Cart, Neues Verfahren zum Verbinden der Heizröhren von Dampfkesseln. Zeitung des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen 1861, Nr. 22. Scheffler's Organ 1861, p. 264.

Correns, J., Neue Methode, eiserne Siederöhren für Locomotiven anzustücken. Heusinger von Waldegg, Organ 1852, p. 168.

Welche Erfahrungen liegen über die verschiedenen Methoden des Dichtens und Anstückens der Feuerröhren vor? Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1869, p. 23 u. III. Supplementband p. 153.

Welche Erfahrungen sind in Bezug auf den Durchmesser der Siederöhren gemacht? Organ für Eisenbahnwesen 1869, p. 23 und III. Supplementband des Organs p. 161.

Ueber eiserne Heizröhren. Heusinger v. Waldegg, Organ 1. Bd. 1846, p. 20.

Ueber eiserne Siederöhren auf der Bergisch-Märkischen Bahn. Organ für Eisenbahnwesen 1865, p. 30. Statist. Nachrichten von den Preussischen Bahnen 1863, p. 132.

Essich, J. F., Einfache Vorrichtung zum Probiren der Heizröhren. Heusinger v. Waldegg, Organ 1849, p. 124.

Everitt's Siederöhren. Mit Abbild. Uhland's Maschinen-Construct. 1873, Nr. 2. Organ f. Eisenbahnwesen 1873, p. 162.

Everitt's und Glydon's Verbesserungen an Heizröhren, London Journal 1851, Febr. p. 107. Heusinger v. Waldegg, Organ 1851, p. 178.

Ueber die Fabrikation und Dauer der messingenen Siederöhren in mit Steinkohlen geheizten Locomotivkesseln. Organ für Eisenbahnwesen 1869, p. 240.

Gleim, Const., Methode, wie bei den Locomotiven der Kaiser Ferdinands-Nordbahn die Heizröhren eingezogen werden. Heusinger v. Waldegg, Organ, 1. Bd. (1846), p. 43. Polyt. Centralblatt 1846, p. 334. Dingler's polyt. Journal, 97. Bd. p. 95.

Lehmann, Einziehen der Siederöhren ohne Ringe. Heusinger v. Waldegg, Organ 1853, p. 31. Polyt. Centralblatt 1853, p. 537.

Einziehen der Heizröhren nach Lemaitre. Heusinger v. Waldegg, Organ 1847, p. 133.

Lunge, Dr., Fabrikation der gezogenen schmiedeeisernen Röhren in Wolverhampton (Staffordshire). Breslauer Gewerbeblatt 1864, Nr. 21. Organ für Eisenbahnwesen 1866, p. 91.

Mac-Connell's Verbesserungen an Heizröhren. The Pract. Mech. Journ. Sept. 1855, p. 126. Heusinger v. Waldegg, Organ 1855, p. 177.

Malberg, Resultate der Verwendung von schmiedeeisernen Feuerröhren und gusseisernen Roststäben. Scheffler's Organ 1860, p. 246. Eisenbahnzeitung 1860, Nr. 13. Dingler's polyt. Journal, 156. Bd. p. 72.

Welches Material ist für die Siederöhren der Locomotiven besonders zu empfehlen und welche Dichtung ist bei dem verschiedenen Materiale am zweckmässigsten? Mit Abbild. I. Supplementband des Organs p. 126.

Muntz, G. F., Gewalzte Messingröhren. The Pract. Mech. Journal 1853, Jan. p. 234. Heusinger v. Waldegg, Organ 1853, p. 198.

Siederöhren aus Muntz-Metall. Deutsche Industriezeitung 1864, Nr. 25. Organ für Eisenbahnwesen 1865, p. 31.

Reinhardt, Paul, Ueber verschiedene Dichtungsarten der Siederöhren in den Rohrwänden der Locomotivkessel und Kosten der Siederohrunterhaltung per 100 Locomotivmeilen auf den Linien der Oesterr. Staatsbahn-Gesellschaft. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1864, p. 184 und 186.

Schirmer, Fr., Ueber eiserne Siederöhren. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1865, p. 20.

Ueber die relative Verdampfung von Messing- und Eisenröhren. The Artizan Febr. 1858. Scheffler's Organ 1859, p. 261.

Verhalten schmiedeeiserner Feuerröhren bei Locomotiven. Eisenbahnzeitung 1860, Nr. 32. Scheffler's Organ 1860, p. 298. Polyt. Centralblatt 1860, p. 1376. Eisenbahnzeitung 1860, Nr. 32.

Verhalten der Siederöhren bei verschiedenen Brennmaterialien auf preussischen Bahnen. Organ für Eisenbahnwesen 1865, p. 40.

c. Ueber Roststäbe und Rauchkammern.

Becker's, Ludw., Locomotivrost. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1873, p. 203.

Collinson's Roststäbe für Locomotiv- und andere Kesselfeuerungen. Mit Abbild. Uhlands Maschinen-Construct. 1869, p. 205. Organ für Eisenbahnwesen 1869, p. 234.

Couche, Schutzmittel für die Roststäbe in der Locomotive. Zeitung des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen 1862, p. 22.

Crampton, Th. R., Treppenrost für Locomotiven und andere Dampfkessel. Mit Abbild. Heusinger v. Waldegg, Organ 1856, p. 20.

Fritz, H., Rauchkammerthürverschluss. Mit Abbild. Heusinger v. Waldegg, Organ 1856, p. 11.

Gruson, G., Beweglicher Rost in den Rauchkammern der Locomotiven zur Verhinderung des Funkenwerfens. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1865, p. 242.

Heusinger v. Waldegg, Heizröhren. Klappenapparate. Mit Abbildungen. Organ für Eisenbahnwesen 1846 (1. Bd.) p. 46.

Heusinger v. Waldegg, Ueber die Mängel der bisherigen Verschlüsse der Rauchkammerthüren und einen zweckmässigen bei den Locomotiven der Taunusbahn eingeführten derartigen Verschluss. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1853, p. 74.

Roststäbe mit Rippen von Warren E. Hill in New-York. Mit Abbild. Mechanics Magazine, Febr. 1867, p. 85. Organ für Eisenbahnwesen 1867, p. 170.

Luftzug an der Rauchkammerdecke der Locomotiven von der französischen Nordbahn. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1847, p. 141.

Malberg, Resultate der Verwendung gusseiserner Roststäbe. Scheffler's Organ 1860, p. 249.

Notiz über eine neue Rauchkammer-Construction der Maffei'schen Locomotivfabrik in München. Heusinger v. Waldegg, Organ 1854, p. 207.

Eigenthümliche Einrichtung der Rauchbüchsen bei neueren amerikanischen Locomotiven. The Pract. Mech. Journ. Decbr. 1854, p. 195. Organ 1855, p. 46.

Reparaturen der Rauchkasten-Rohrwände bei Locomotiven. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1869, p. 37. Uhlands Maschinen-Construct. 1868, p. 164.

Rost aus Siederöhren bei einer Locomotive der Pariser Ausstellung von 1867. Organ für Eisenbahnwesen 1868, p, 102.

Roststäbe der Locomotiven der Londoner Ausstellung von 1862. Organ für Eisenbahnwesen 1864, p. 168.

Gusseiserne Roststäbe für Locomotiven. Mit Abbild. Erbkam's Zeitschrift für Bauwesen 1860, p. 387. Polyt. Centralblatt 1860, p. 1299.

Ueber Roststäbe von amerikanischen Locomotiven. Organ für Eisenbahnwesen 1870, p. 211.

Schulze's, F., beweglicher Rost für Locomotiven. Mit Abbild. Eisenbahnzeitung 1850, Nr. 12. Polyt. Centralblatt 1850, p. 967.

Verhalten der Roststäbe bei verschiedenen Brennmaterialien auf preussischen Bahnen. Organ für Eisenbahnwesen 1865, p. 39.

Verhalten der Rauchkammern bei Kohlenheizung auf preussischen Bahnen. Organ für Eisenbahnwesen 1865, p. 40.

Begründung des Princips der Verkleinerung der freien Rostfläche bei der Beheizung der Locomotiven mit Steinkohlen und Cokes. Heusinger v. Waldegg, Organ 1850, p. 159.

Walzwerke für Roststäbe. Civil-Ingenieur 1866, p. 353. Organ für Eisenbahnwesen 1867, p. 132.

f. Ueber Sicherheitsventile und Federwaagen.

Allesch's, J., Federwaage. Mit Abbild. Heusinger v. Waldegg, Organ 1853, p. 109.

Baillie's Federwaage. Mit Abbild. Heusinger v. Waldegg, Organ 1853, p. 107.

John Baillie's Sicherheitsventile und ihre Resultate. Heusinger v. Waldegg, Organ 1855, p. 89 und 94. Zeitschrift des österr. Ingen.-Ver. 1855, p. 344.

Büte, Th., Sicherheitsventile bei Locomotiven auf der Pariser Ausstellung 1867. Organ f. Eisenbahnwesen 1868, p. 163.

Correns, J., Ueber die Unzuverlässigkeit der Sicherheitsventile und die bei den Locomotiven der Frankfurt-Hanauer Bahn angewandten verbesserten Federwaagen. Mit Abbild. Heusinger v. Waldegg, Organ 1852, p. 142. Polyt. Centralblatt 1853, p. 138.

Correns, J., Beschreibung des verbesserten Sicherheitsventils für Locomotiven und andere Dampfkessel. Mit Abbild. Heusinger von Waldegg, Organ 1852, p. 152. Polyt. Centralblatt 1853, p. 140.

Engerth, W., über die Anordnung von Ventilen bei Locomotiv-Kesseln. Zeitschrift des österr. Ingen.-Ver. 1850, p. 169. Heusinger v. Waldegg, Organ 1851, p. 41. Eisenbahnzeitung 1851, p. 65.

Sicherheitsventil mit Federbelastung und Compensationshebel. The pract. Mech. Journ. 1851. Nov. p. 185. Polyt. Centralblatt 1852, p. 17.

Fischer v. Rösslerstamm, Verbesserung an Sicherheitsventilen bei Locomotiven. Zeitschrift des österr. Ingen.-Ver. 1851, p. 60. Polyt. Centralblatt 1851, p. 907.

Hawthorn's, W., ringförmige Sicherheitsventile. Mit Abbild. Heusinger von Waldegg, Organ 1856, p. 18. Pract. Mech. Journ. 1855, p. 99.

Einrichtung des Kirchweger'schen Sicherheitsventils mit unveränderlicher Gewichtsbelastung. Mit Abbild. Heusinger v. Waldegg, Organ 1854, p. 98.

Sicherheitsventile von Kitson's Locomotive auf der Pariser Ausstellung. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1868, p. 97.

Ueber das vom Professor Klotz erfundene Sicherheitsventil. Scheffler's Organ 1858, p. 166.

Landauer, Vinc., Bericht über die Verbesserungen der Federwaagen. Mit Abbild. Heusinger v. Waldegg, Organ 1853, p. 84 u. 107. Zeitschrift des österr. Ingen.-Ver. 1852, p. 221 u. 233. Polyt. Centralblatt 1853, p. 714 u. 776.

Lausmann's Federwaage. Heusinger v. Waldegg, Organ 1853, p. 93.

Lemonnier und Vallée's verbesserte Federwaage für Locomotiven und Sicherheitsventile mit Gewichtsbelastung für stehende und Schiffsdampfkessel. Bullet. de la soc. d'enc. 1852. Sept. p. 581. Polyt. Centralblatt 1853, p. 786.

Lindner, Neues Sicherheitsventil. Mit Abbild. Scheffler's Organ 1857, p. 110.

Luschka's Sicherheitsventil. Mit Abbild. Heusinger v. Waldegg, Organ 1853, p. 92. Zeitschr. des österr. Ingen.-Ver. 1852, p. 221. Polyt. Centralblatt 1853, p. 714.

Meggenhofen's, Ed., Federwaage. Mit Abbild. Heusinger v. Waldegg, Organ 1853, p. 110.

Meyer's, Georg, verbessertes Sicherheitsventil Mit Abbild. Scheffler's Organ 1862, p. 120.

Meyer, Georg, Notiz über Construction der Sicherheitsventile bei Locomotivkesseln. Organ für Eisenbahnwesen 1865, p. 155.

Poppe, Dr. A., Beschreibung eines vom Ingenieur Meggenhofen vorgeschlagenen verbesserten Sicherheitsventils für Locomotiven. Mit Abbild. Dingler's polyt. Journal 120. Bd. p. 88. Polyt. Centralblatt 1851, p. 760.

Preisaufgabe für die Verbesserung der Federwaagen bei Locomotiven. Zeitschrift des niederösterr. Gewerbe-Ver. 1851, Nr. 16. Organ für Eisenbahnwesen 1851. Beiblatt p. 38.

Sicherheitsventil von Ramsbottom auf der Pariser Ausstellung. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1868, p. 98.

Ueber Ramsbottom's Sicherheitsventil bei Locomotiven. Organ für Eisenbahnwesen 1873, p. 249.

Resultate von Versuchen über die Elasticität von Blattfedern, Kautschukbuffern und Springfedern für Federwaagen. Heusinger v. Waldegg, Organ 1851, p. 81. Le Technologiste 1851. Avril p. 366.

Ueber Sicherheitsventile von amerikanischen Locomotiven. Organ für Eisenbahnwesen 1870, p. 210. Engineering 1870, p. 128.

Weidtmann, J., Theoretische Darstellung einer Federwaage. Heusinger v. Waldegg, Organ 1853, p. 85.

Wetterneck's doppelt wirkendes Sicherheitsventil. Mit Abbild. Heusinger v. Waldegg, Organ 1855, p. 43. Zeitschrift des österr. Ingen.-Ver. 1855, Nr. 1.

Wurm's, Fr. X., Federwaagen. Mit Abbild. Heusinger v. Waldegg, Organ 1853, p. 110.

g. Ueber Manometer.

Baude, Bericht über einen von Journeux nach dem Galy-Cazalat'schen System construirten kurzen und offenen Manometer für Locomotivkessel. Mit Abbild. Bulletin de la soc. d'encourag. Oct. 1850, p. 449. Heusinger v. Waldegg, Organ 1851, p. 58. Polyt. Centralblatt 1851, p. 852.

Bourdon, E., Neues metallisches Manometer. Mit Abbild, Publication industrielle VII, p. 370. Heusinger v. Waldegg, Organ 1851, p. 164. Polyt. Centralblatt 1851, p. 152 u. 1153.

Ueber die Anwendung von Bourdon's metallischen Manometern zur Verification von andern Dampfkessel-Manometern und zu Dampfkesselproben. Bulletin de la soc. d'encour. 1852 Juin. p. 373. Polyt. Centralblatt 1852, p. 164.

Correns, J., Beschreibung eines neuen Manometers für Locomotiven und andere Dampfmaschinen. Mit Abbild. Heusinger v. Waldegg, Organ 1852, p. 144.

Metall-Manometer von F. Delacroix in Paris. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1871; p. 154. Mechanics Magazine 1870, p. 369.

Verbessertes Manometer von Frost, Noakes und Vincent. Mit Abbild. The pract. Mechan. Journal 1849. April. Polyt. Centralblatt 1849. p. 659.

Gruson, G., das Control-Manometer von Gäbler und Veitshans in Hamburg. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1871, p. 191.

Hagen, E., ein sogenanntes offenes Quecksilbermanometer. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1864, p. 214. Dingler's polyt. Journal 1864, 1. Juniheft.

Manometer von Jul. Hoffmann in Wien. Mit Abbild. Dingler's polyt. Journal 137. Bd., p. 341. Heusinger v. Waldegg, Organ 1855, p. 46.

Lange, E. E., über die Manometer von Schinz, Cuny, Andrée, Primavesi u. Schäffer. Romberg's Zeitschrift für prakt. Baukunst 1850, p. 10. Heusinger von Waldegg, Organ 1850, p. 148.

Mann's Manometer. Civil. Engin. June 1859, p. 193. Polyt. Centralblatt 1859, p. 1379.

Pinzger, Patent-Control-Manometer für Dampfkessel vom Obermaschinenmeister Sammann in Breslau. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1866, p. 107.

Rau, Ed., Ueber eine verbesserte Beleuchtungsweise der Manometer und Wasserstandsgläser an Locomotiven. Organ für Eisenbahnwesen 1872, p. 124.

Ueber das Manometer von Regnault, und die Anwendung von Manometern bei Locomotiven. Mit Abbild. Annales des mines. Ser. IV, T. XII, p. 715. Polyt. Centralblatt 1849, p. 1117.

Rühlmann, Dr., Ueber Feder- und Quecksilbermanometer als Spannungsmesser bei Dampfkesseln. Mit Abbild. Mittheilung des Hannov. Gewerbe-Ver. 1856, p. 312. Polyt. Centralblatt 1857, p. 483. Dingler's polyt. Journal 143. Bd., p. 403. 146. Bd., p. 82.

Rühlmann, Dr., Ueber ein neues Control-Feder-Manometer von Löhdefink in Hannover und über die Zuverlässigkeit der Federmanometer. Mit Abbild. Mittheilungen des Gewerbe-Vereins für Hannover 1872, p. 114.

Die Dampfmanometer für Locomotiven von Schinz. Mit Abbild. Eisenbahnzeitung 1849, Nr. 14. Polyt. Centralblatt 1849, p. 710.

Smits, Das Bourdon'sche Metallmanometer verbessert von dem Mechanicus Hennault zu Fontaine l'Evèque in Belgien. Mit Abbild. Annales des trad. publ. de Belgique. T. XI, p. 459. Dingler's polyt. Journal, 128. Bd. p. 333. Polyt. Centralblatt 1853, p. 1217.

Stempfs, E., Manometer mit directer Belastung. Mit Abbild. Zeitschrift des österr. Ingenieur-Vereins 1851, Nr. 5. Polyt. Centralblatt 1851, p. 652.

Vidi's Aneroid-Manometer. Polyt. Centralblatt 1852, p. 17.

Volk, F. A., Thermo-Manometer. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1872, p. 23.

Bericht über die auf Veranlassung des preuss. Ministerii für Handel, Gewerbe und öffentliche Arbeiten auf der Niederschles.-Märkischen Bahn angestellten vergleichenden Versuche mit verschiedenen Manometer-Constructionen. Mit Abbild. Zeitschr. für Bauwesen III. Bd., p. 154. Heusinger v. Waldegg, Organ 1853, p. 131. Polyt. Centralblatt 1853, p. 529.

h. Ueber Dampfpfeifen, Wasserstandszeiger etc., Reinigungshähne.

Bender, Wolf, verbesserte Dampfpfeife. Mit Abbild. Zeitschrift des österr. Ingen.-Ver. 1860, p. 124. Polyt. Centralblatt 1860, p. 1450.

Wasserstandsgläser von Carrè für Dampfkessel. Mit Abbild. Dingler's polyt. Journal 175. Bd., p. 415. Organ für Eisenbahnwesen 1865, p. 224.

Dampfhorn bei den Locomotiven der Köln-Mindener Bahn. Bericht der Direction der K.-M. B. pro 1864, p. 37. Organ für Eisenbahnwesen 1865, p. 261.

Neue Art Dampfpfeifen. Mit Abbild. Erbkam's Zeitschrift 1863, p. 486. Organ für Eisenbahnwesen 1864, p. 213.

Verbesserter Dampf- und Wasserhahn (Stop cock), Mit Abbild. Deutsche Gewerbezeitung 1846, Nr. 100. Heusinger v. Waldegg, Organ 1847, p. 168.

Dietz, Wasserstandsrohre für Dampfkessel. Mit Abbild. Annales des mines 1852, 1. Livr. p. 120. Polyt. Centralblatt 1852, p. 980.

Fife, G., Wasserstandsrohr mit Manometer. Mit Abbild. The pract. Mech. Journal 1853, July p. 91. Polyt. Centralblatt 1853, p. 128.

Fritz, H. H., Neuer Wasserstandszeiger mit einfachem Probirhahn. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1853, p. 129. Polyt. Centralblatt 1853, p. 1347.

Fritz, H., Waschbolzen, Rost- und Rauchkammerthürverschluss von französischen Locomotiven. Heusinger v. Waldegg, Organ 1856, p. 8.

Goodfellow's, J., Wasserstandszeiger mit Glimmerfenster für Dampfkessel. The pract. Mech. Journal 1851.-Nov. p. 167. Polyt. Centralblatt 1852, p. 18.

Hagen, E., Zweckmässige Gitter für Wasserstandsgläser. Mit Holzschn. Organ für Eisenbahnwesen 1866, p. 31.

Heusinger v. Waldegg, Neue Wasserstandszeiger mit Doppelsitzabsperrventilen. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1871, p. 107.

Heusinger v. Waldegg, Beschreibung der Wasserstandszeiger an den neuen Locomotiven der Cockerill'schen Maschinenfabrik zu Seraing. Mit Abbild. Organ 1847, p. 144.

Howe's, G., Wasserstandszeiger für Dampfmaschinen. Mit Abbild. Mech. Magaz. 1848, Nr. 1300. Heusinger von Waldegg, Organ 1849, p. 86. Polyt. Centralblatt 1849, p. 1121.

Lendecke, O., Sicherheitsvorrichtung beim Platzen der Wasserstandsgläser. Mit Abbild, Organ für Eisenbahnwesen 1871, p. 188.

Maass, E. D., Sicherungshahn für Locomotiven. Mit Abbild. Eisenbahnzeitung 1853, p. 165. Polyt. Centralblatt 1853, p. 1435.

Mannhart, X., neue Speiseköpfe mit Absperrhahn und Kegel- und Kugelventil für Locomotivkessel. Mit Abbild. Organ 1868, p. 242.

Mannhart, F. X., neue Dampfabsperrventile, Wasserstandszeiger und sonstige Kesselarmaturen. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1851, p. 230.

Menberg's Verbesserung an Wasserstandsgläsern. Uhland's pract. Maschinen Constr. 1870, p. 85. Organ für Eisenbahnwesen 1871, p. 82.

Einfaches Mittel das Springen der Wasserstandsgläser zu verhindern. Deutsche Industriezeitung 1863, p. 519. Organ für Eisenbahnwesen 1864, p. 165.

Rau, Ed., über eine verbesserte Beleuchtungsweise der Wasserstandszeiger an Locomotiven. Organ für Eisenbahnwesen 1871, p. 124.

Reuleaux, F., Wasserstandszeiger mit selbstthätigem Abschlusse. Mit Abbild. Civilingenieur 1851, p. 148. Scheffler's Organ 1858, p. 23.

Signalglocken für Locomotiven. Organ für Eisenbahnwesen 1870, p. 37 nach Engineering.

Verbessertes Wasserstandsglas für Locomotiven von J. Thornton & Sohn in Birmingham. Mit Abbild. The pract. Mech. Journal 1852, p. 252. Heusinger von Waldegg, Organ 1853, p. 52. Polyt. Centralblatt 1852, p. 546.

Umhüllung der Wasserstandsgläser mittelst eines Schirms von Splintdraht. Organ für Eisenbahnwesen 1865, p. 169. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1865, p. 112.

Einfache Wasser- und Dampfhähne an den Locomotiven der Eisenbahn von Paris nach Orleans. Mit Abbild. Heusinger v. Waldegg, Organ 1851, p. 83. Polyt. Centralblatt 1852, p. 666.

Webb's Locomotivkessel-Armatur. Engineering Juni 1872, p. 423. Organ 1873, p. 116.

Webb's Wasserstandsglas für Locomotiven. Mit Abbild. Engineering 1873, Januar p. 36. Organ für Eisenbahnwesen 1874, p. 81.

V. Capitel.

Ueber Brennmaterial und Heizung der Locomotiven, Construction der Rauchverbrennungsapparate, Blasrohrvorrichtungen und Locomotivschornsteine.

Bearbeitet von

Georg Meyer,

Königl. Maschinenmeister der Oberschlesischen Eisenbahn in Ratibor.

(Hierzu Tafel XII und XIII.)

---

§ 1. Allgemeines über Heizung. — Die Heizung der Locomotiven unterscheidet sich dadurch ganz wesentlich von der Heizung gewöhnlicher Dampfmaschinen, dass pro Flächeneinheit der Rostfläche eine weit grössere Menge Brennmaterial in der Zeiteinheit verbrannt werden muss.

Während bei den stehenden Dampfmaschinen pro Pferdekraft höchstens etwa $0{,}1\,\square^{m}$ Rostfläche erforderlich ist, kann bei Locomotiven nur etwa $0{,}1 - 0{,}005\,\square^{m}$ Rostfläche pro Pferdekraft genommen werden. Der Grund der Kleinheit der Rostfläche bei Locomotiven den stehenden Dampfmaschinen gegenüber, liegt einfach darin, dass man der Feuerkiste keine entsprechende Ausdehnung zu geben im Stande ist und zwar:

1) wegen der schmalen Spurweite;
2) wegen der Unvermeidlichkeit der Curven;
3) wegen unzuverlässiger Beschickung des Feuers.

Um diese kleine Rostfläche nun zur Verbrennung verhältnissmässig grosser Quantitäten von Brennmaterialien in der Zeiteinheit geeignet zu machen, ist eine Verstärkung des Zuges, welcher bei der geringen Höhe des Schornsteins nur schwach sein kann, nothwendig. Man gebraucht bekanntlich hierzu den aus den Cylindern entweichenden Dampf.

Der gebrauchte Dampf strömt durch ein in passender Entfernung unter dem Schornsteine angebrachtes conisches Mundstück (Blasrohr) mit einer bestimmten Geschwindigkeit in den Schornstein und reisst so die in der Rauchkammer, resp. den Siederöhren und der Feuerkiste befindlichen Verbrennungsgase mit sich fort. In Folge dieses Vorgangs tritt die äussere Luft in der entsprechenden Menge durch den Aschenkasten und den Rost in die Feuerkiste ein.

Um die Verbrennung zu reguliren, d. h. um nach Bedürfniss eine mehr oder minder lebhafte Anfachung des Feuers zu erzielen, sind noch besondere Vorrichtungen vorhanden. Es muss jedoch bei der Locomotivheizung im Allgemeinen dahin gestrebt werden, dass von diesen letzteren Vorrichtungen ein möglichst geringer Gebrauch gemacht wird.

Das zur Locomotivheizung jetzt meistens verwendete Brennmaterial ist Steinkohle, während früher die Heizung der Locomotiven meist mit Coke geschah.

Erst in den fünfziger Jahren wurden die Versuche zur Heizung der Locomotiven mit Steinkohlen aufgenommen, um bei dem hohen Preise des Coke, wenn möglich, Ersparnisse zu erzielen.

Die andauernd fortgesetzten Versuche ergaben endlich das unerwartete Resultat, dass die Leistung der Kohle (wenn Stückkohle geheizt wurde) pro Gewichtseinheit beim Locomotivbetriebe günstiger war, als diejenige des Coke.

Da nun die Kohle erheblich billiger ist, als Coke, so konnten Ersparnisse durch Heizung von Kohle statt Coke beim Betriebe der Eisenbahnen herbeigeführt werden, welche, da die Ausgabe für Heizmaterial bei Kohlenheizung etwa $^1/_{10}$—$^1/_{25}$ der gesammten Betriebs-Ausgaben beträgt, und da ferner Coke oft 20—40 % theurer pro Gewichts-Einheit ist, als Kohle, gewiss nicht unerheblich zu nennen sind.

Es ist daher auch jetzt die Steinkohle als ein fast allgemein gebräuchliches Heizmaterial für Locomotiven in Verwendung und wird Coke statt Steinkohlen nur dann noch verwendet, wenn eine Verminderung des Rauchs bei der Heizung dringend geboten ist.

Um den bei der Kohlenheizung vorkommmenden Rauch möglichst zu verhüten, sind verschiedene Mittel angewendet worden. Es ist indess bis jetzt noch nicht gelungen, praktische Apparate, welche eine vollständige Rauchverbrennung veranlassen, für Locomotiven herzustellen.

Ferner wird auch noch Braunkohle, Holz und Torf zur Locomotivheizung verwendet.

Die Wahl der Brennmaterialien hängt von verschiedenen Umständen ab und namentlich, ob diese Materialien in genügender Quantität in der Nähe der betreffenden Bahn vorkommen.

Es ist nothwendig, dass die zur Locomotivheizung verwendeten Brennmaterialien möglichst wenig fremde Bestandtheile enthalten, da sonst bei der, wegen der Kleinheit des Rostes, nothwendigen raschen Verbrennung viel unverbrennbares Material sich auf dem Roste sammeln und den Brennprocess sehr stören würde.

Bei dem erforderlichen starken Luftzuge tritt der Uebelstand ein, dass brennende Funken aus dem Schornsteine ausgeworfen werden, welche namentlich in trockener Jahreszeit Zündungen veranlassen können. Es war daher eine Nothwendigkeit zur Verhütung des Funkenauswurfes, namentlich bei Torf, Holz und Kohlenheizung, geeignete Vorrichtungen, sogenannte Funkenfänger anzubringen.

§ 2. Vorgänge bei der Verbrennung von Brennmaterialien in Locomotiven. — Die auf dem Roste einer Locomotive befindlichen Brennmaterialien werden mit Hülfe der von unten durch den Rost eintretenden atmosphärischen Luft verbrannt.

Der Brennprocess besteht in einer chemischen Vereinigung des Sauerstoffs der Luft mit Körpern, welche Wasserstoff und Kohlenstoff in genügender Menge enthalten, um die Verbrennung fortsetzen zu können und denen man den Namen Brennmaterialien giebt.

Der Kohlenstoff bildet mit dem Sauerstoff bei vollständiger Verbrennung Kohlen-

säure, bei weniger vollständiger Verbrennung Kohlenoxydgas und unverbrannt mit fortgerissen setzt er sich als Russ ab. Der Wasserstoff bildet mit dem Sauerstoff Wasser (in Dampfform) und mit Kohle Kohlenwasserstoffgas.

Kohlenoxyd und Kohlenwasserstoffgas sind aber wieder brennbar und bilden mit Sauerstoff Kohlensäure, resp. Kohlensäure mit Wasser.

Bei der vollständigen Verbrennung eines Brennstoffes sind demnach die gasförmigen Rückstände: Kohlensäure, Wasserdampf und der in der atmosphärischen Luft befindlich gewesene Stickstoff.

Die festen unverbrennbaren Rückstände bilden die Asche.

Um die Verbrennung im Gange zu erhalten, ist es nothwendig, dass

1) die zur Verbrennung erforderliche Menge frischer Luft zugeführt wird und
2) die Verbrennungs-Producte abgeführt werden.

Bei den zur Verbrennung der auf dem Roste von stationären Kesseln befindlichen Brennmaterialien wird nach Peclet angenommen, dass dem Brennheerde die doppelte theoretische Luftmenge zugeführt werden muss.

Für Locomotivroste hat man dagegen nach Zeuner nur das Anderthalbfache der theoretischen Luftmenge in Rechnung zu bringen, da bei diesen die Verbrennung und Ausnutzung des Brennstoffes eine vollkommenere, und man andererseits gezwungen ist, für Locomotiven bessere, wenigstens reinere Brennmaterialien als für stationäre Dampfmaschinen zu verwenden.

In der folgenden Tabelle sind nach Schinz für die bei Locomotivheizung vorkommenden Brennmaterialien sowohl die theoretischen Wärmemengen, als auch die anderthalbfachen theoretischen zur Verbrennung erforderlichen Luftmengen zusammengestellt:

Brennmaterial.	Theoretische Wärmemenge in Calorien.	Luft von 0° zum Verbrennen von 1 Pfd. Brennstoff in Cubikfussen.	Luft von 0° zum Verbrennen von 1 Pfd. Brennstoff in Cubikmetern.
Holz, wasserfrei	3878	110,4	3,41
desgl. mit 20 % Wasser	2991	85,9	2,65
Torf, wasserfrei	4498	124,0	3,83
desgl. mit 20 % Wasser	3481	99,0	3,06
Braunkohle, wasserfrei	5360	144,5	4,47
desgl. mit 20 % Wasser	4183	115,4	3,57
Coke	6800	181,7	5,61
Steinkohle	7487	196,6	6,07
Anthrazit	8002	211,2	6,53

Bezeichnet

F die freie Oeffnung der Rostfläche pro Gewichtseinheit des Brennmaterials, welche stündlich verbrannt werden soll,

q die für diese Gewichtseinheit erforderliche theoretische Luftmenge nach vorstehender Tabelle,

v die Geschwindigkeit pro Sec. der in den Rost einströmenden Luft,

so ist:

$$\left(F = \frac{q}{v} \cdot \frac{1}{60 \,.\, 60}\right)$$

und hierbei ist $v = 4^{m},7$ (15′) bis $5^{m},3$ (17′) zweckmässig zu nehmen.

Der Sauerstoff der eintretenden frischen Luft bewirkt durch seine Einwirkung auf die Brennmaterialien beim Brennprocess eine Zersetzung derselben. Die sich alsdann entwickelnden Gase geben ihre Wärme durch die mit dem Wasser in Berührung stehenden Wände ab.

Man unterscheidet bei der Wärme zunächst strahlende und geleitete Wärme. Ein brennender Körper giebt sowohl durch Strahlung als auch durch Leitung seine Wärme ab.

Treten die Wärmestrahlen an die Grenze zweier Stoffe, so tritt der Fall ein, dass nur ein Theil der Wärmestrahlen durch den Körper hindurch gelassen wird; ein zweiter Theil wird von dem Körper selbst aufgenommen (absorbirt) und ein dritter wird zurückgeworfen (reflectirt).

Wärmedurchlassung ist sonach diejenige Eigenschaft der Körper, vermöge welcher dieselben geeignet sind, die Wärmestrahlen durch sich hindurchgehen zu lassen. Bei diesem Hindurchgehen wird eine gewisse Menge Wärme zurückgehalten von dem betreffenden Körper und ist dieses das Absorbtionsvermögen. Die Eigenschaft der Körper, wonach ein Theil der an der Grenze eines Körpers ankommenden Strahlen zurückgeworfen wird, nennt man das Reflectionsvermögen.

Die Metalle sind im Allgemeinen schlechte Wärmestrahler.

Bei der Wärmestrahlung sind ferner die die Körper überziehenden Farben von Einfluss. Weisse Farbe bewirkt eine weit geringere Wärmeaufnahme als schwarze Farbe, Kienruss u. s. w.

Durch Leitung wirkt die Wärme ungleich langsamer als durch Strahlung.

Substanzen.	Volumen-Ausdehnung. 300 d	Flächen-Ausdehnung. 200 d	Längen-Ausdehnung. 100 d
Blei	0,008545	0,005697	0,002848 = $\frac{1}{351}$
Glas	0,002584	0,001723	0,000861 = $\frac{1}{1161}$
Gusseisen	0,003330	0,002220	0,001110 = $\frac{1}{901}$
Kupfer	0,005151	0,003434	0,001717 = $\frac{1}{582}$
Messing	0,005603	0,003735	0,001868 = $\frac{1}{535}$
Stabeisen	0,003546	0,002364	0,001182 = $\frac{1}{846}$
Stahl, ungehärtet . .	0,003236	0,002158	0,001079 = $\frac{1}{927}$
Stahl, gehärtet . . .	0,003719	0,002479	0,001240 = $\frac{1}{807}$
Zink	0,008825	0,005883	0,002942 = $\frac{1}{340}$
Luft	0,3665		

Wenn die Wärmeleitungsfähigkeit des Silbers = 1 gesetzt wird, so hat man für die folgenden Metalle in Bezug auf Wärmeleitungsfähigkeit folgende Werthe:

Kupfer = 0,736,
Zink = 0,193,
Zinn = 0,145,
Eisen = 0,119,
Blei = 0,085,
Wismuth = 0,018.

Die Metalle gehören im Allgemeinen zu den guten Wärmeleitern.

Die Körper werden durch die Wärme gleichzeitig ausgedehnt.

In der vorstehenden Tabelle (p. 317) sind die Ausdehnungscoëfficienten einiger Körper angegeben und zwar für eine Wärmezunahme von 0 bis 100° C.

§ 3. Allgemeines über Brennmaterialien zur Heizung von Locomotiven. — Im Allgemeinen kann man die zu irgend welchen Zwecken verwendeten Brennmaterialien je nach ihrer physischen Beschaffenheit eintheilen in:

1) feste,
2) flüssige,
3) luftförmige.

Bei der Locomotivheizung haben bislang nur die Ersteren eine allgemeine Anwendung gefunden, während die flüssigen Brennmaterialien bisher nur versuchsweise und die luftförmigen hierzu noch gar nicht zur Anwendung gekommen sind.

Die bei der Locomotivheizung gebräuchlichen festen Heizmaterialien kann man in folgende Gruppen eintheilen und zwar:

1) Coke, Steinkohle, Anthrazit, Braunkohle.
2) Holz und Torf.

Der Aschengehalt aller dieser Brennmaterialien darf, wenn dieselben mit Nutzen für die Locomotivheizung verwendet werden sollen, nicht über 10—12 % betragen.

Ebenso ist bei sämmtlichen angeführten Brennmaterialien festzuhalten, dass der Wassergehalt eine bestimmte Grenze nicht überschreiten darf.

Die erste Gruppe besitzt eine beträchtlich grössere Menge Wärmeeinheiten, als die beiden unter 2 genannten Materialien, wobei eine Wärmeeinheit oder Calorie diejenige Quantität Wärme darstellt, welche erforderlich ist, um die Temperatur von 1 Kilogramm Wasser um 1° C. zu erhöhen.

Es entwickeln diese Körper pro Kilogramm folgende Wärmemenge nach Schinz:

1) Anthrazit	8002,
2) Steinkohle	7487,
3) Coke	6800,
4) Braunkohle, wasserfrei	5360,
desgl. mit 20 % Wasser . .	4183,
5) Torf, wasserfrei	4498,
desgl. mit 20 % Wasser	3481,
6) Holz, wasserfrei	3878,
desgl. mit 20 % Wasser	2991.

Coke, welcher in den ersten Zeiten des Eisenbahnbetriebes weit mehr als jetzt verwendet wurde, ist der bei der Destillation der Steinkohlen gewonnene feste Rückstand.

Nicht jede Sorte Kohlen eignet sich zum Vercoken. Der beste Coke für Locomotivheizung wird aus einer passend gewählten Mischung von magern und fetten Kohlen gewonnen.

Die beträchtliche Rauchentwickelung, welche bei der Verbrennung der Steinkohle entsteht einerseits und die Meinung andererseits, dass die verhältnissmässig kleine Rostfläche für Kohlenheizung nicht genüge, da die Steinkohlenschicht auf dem Roste nicht so gross sein kann als die Cokeschicht, sind der Grund gewesen, dass man so lange mit der allgemeinen Anwendung der Steinkohlenheizung bei Locomotiven zögerte und statt dessen mit Coke feuerte, welcher den Vortheil bietet, dass er nicht raucht, dagegen aber den Uebelstand, dass er mehr kostet, die Siederöhren mehr angreift, schwerer brennt und endlich eine schwerere Regulirung des Feuers zulässt.

Der Coke ist heute noch stellenweise in Gebrauch, namentlich, wo die Umstände möglichst rauchfreie Verbrennung bedingen.

Um ein zufriedenstellendes Product zu erhalten, muss bei der Fabrikation des Coke Folgendes beachtet werden:

Die zur Vercokung bestimmte Kohle muss vorher gewaschen und zerkleinert werden. Die zur Destillation verwendeten Oefen müssen eine genügende Grösse haben, um einen möglichst homogenen Coke zu erzeugen. Die Verkokung muss langsam vor sich gehen, um einen mitteldichten Coke zu erhalten. Das Auslöschen des Coke muss mit der geringsten Menge Wasser geschehen, so dass der Coke, wenn das Wasser verdampft ist, völlig trocken ist.

Die im Coke zulässige Wassermenge muss besonders festgestellt werden, da derselbe vermöge seiner porösen Natur zur Aufnahme von Wasser sehr geneigt ist.

Steinkohlen sind das Product der Zersetzung von Vegetabilien unter Nichthinzutreten der atmosphärischen Luft. Die Textur der Pflanzen ist nur noch selten erkennbar.

Die Natur der Steinkohlen variirt nicht allein nach dem Gewinnungsorte, sondern auch häufig mit der Tiefe desselben und den verschiedenen Umständen der Lagerung.

Man kann die Steinkohlen nach ihrem Verhalten beim Erhitzen im verschlossenen Raume oder beim Vercoken eintheilen in drei verschiedene Arten, zwischen denen jedoch eine scharfe Grenze überall nicht vorhanden ist:

1) Sandkohle, behält beim Verbrennen ihre ursprüngliche Form bei verringertem Volumen, die zerkleinerten Theile bleiben pulverig;

2) Sinterkohle, verhält sich beim Verbrennen nahezu wie die vorige Sorte, nur backen die verbrannten zerkleinerten Theile zu einer lockeren Masse zusammen;

3) Backkohle, bläht sich beim Verbrennen stark auf und bildet eine mehr oder minder locker zusammengebackte Masse.

Nach R. Peters kann man die Steinkohlen in 6 Hauptarten eintheilen, welche durch ihr Verhalten in der Hitze, ihre Elementarzusammensetzung, geognostische Lagerung und praktische Verwendung unterschieden werden. (Siehe Tabelle p. 320.)

Der Aschengehalt variirt von 4—30 %; dabei kann man rechnen 4—8 % für beste, 8—12 % für gute, 12—18 % für mittelmässige und über 18 % für schlechte Steinkohlen.

Der Schwefelgehalt der Kohlen sowohl als des Coke variirt von $^1/_2$ bis 2 %.

Das specifische Gewicht der Steinkohlen variirt von 1,2 bis 1,4.

Es ist hier noch zu bemerken, dass die Anthrazitkohle fast ohne leuchtende Flamme verbrennt und man kann sie bei höheren Kohlenstoffprocenten eigentlich als natürlichen Coke betrachten.

Braunkohlen, Lignite (holzartige Braunkohle) sind Steinkohlen der jüngsten Formation, welche noch Spuren von Vegetation zeigen; einige Arten zeigen sogar noch Spuren von kaum zersetztem Holze.

	Langflammige feuerstoffreiche Kohlen.			Kohlenstoffreiche kurzflammige Kohlen.		
	a. Magere Flamm-kohlen.	b. Sinternde Flamm-kohlen.	c. Backende Flamm-kohlen.	d. Fett-kohlen (backend).	e. Esskohlen (sinternd).	f. Anthrazit-kohlen (mager).
	Mittlerer Gehalt der organischen Theile an Kohlenstoff, Wasserstoff, Sauerstoff und Stickstoff.					
Kohlenstoff	80,8	83,4	84,8	89,0	90,7	92,0
Wasserstoff	5,2	5,4	5,2	5,0	4,5	4,0
Sauerstoff und Stickstoff	14,0	11,2	10,0	6,0	4,8	4,0
	Durchschnittlicher theoretischer Heizeffect der organischen Theile.					
	14	15	15	16	16	16

Die Braunkohle unterscheidet sich von der Steinkohle durch einen geringeren Gehalt an Kohlenstoff und einen stärkeren Gehalt an Sauerstoff; der Aschengehalt der Braunkohle ist oft sehr bedeutend.

Die Zusammensetzung der Lignite ist etwa 60 % Kohlenstoff, 5 % Wasserstoff und 35 % Sauerstoff; die gemeine Braunkohle enthält 75 % Kohlenstoff, 5 % Wasserstoff und 20 % Sauerstoff.

Der Gehalt an hygroskopischem Wasser ist bei den Braunkohlen oft sehr bedeutend; derselbe beträgt durchschnittlich 20 % und kann bis 50 % steigen.

Wenn das bei Gewinnung der Steinkohlen unvermeidliche Kohlenklein nicht zum Vercoken verwendet werden kann, so macht man Briquets davon, indem man dasselbe mit einem Klebmateriale versieht und diese Masse alsdann zu grösseren oder kleineren Stücken zusammenpresst.

Die Fabrikation der Briquets wird im 4. Bande näher besprochen werden.

Der Torf ist ein aus Vegetabilien hervorgegangenes Product der jetzigen Periode und kommt nur in solchen Gegenden vor, deren Bodenverhältnisse zu sogenannten stagnirenden sumpfigen Gewässern Veranlassung geben, als im nordwestlichen und südwestlichen Deutschland und namentlich im Ersteren die ostfriesischen Moore, in Bayern das Haspelmoor.

Je nach der Gewinnung des Torfs unterscheidet man Stichtorf, Backtorf oder auch wohl Baggertorf genannt und Presstorf.

Der Stichtorf wird einfach durch Abstechen des Torfs in Stücke von bestimmter Grösse gewonnen; der Backtorf, welcher sich in einem breiartigen Zustande befindet, erhält seine Gestalt in ovalen oder halbrunden Formen, in welche er mit Handarbeit hineingebracht wird.

Der Presstorf endlich wird durch Pressen mittelst Maschinen in bestimmte Formen gebracht.

Der Torf enthält in lufttrockenem Zustande noch 10—20 % Wasser, je nach den Witterungsverhältnissen.

Die chemische Zusammensetzung des Torfs unterscheidet sich von derjenigen

der Kohle durch einen grösseren Gehalt an Sauerstoff oft bis 30 %; der Wasserstoffgehalt ist nahezu derselbe, wie bei den Steinkohlen; dagegen variirt die Kohlenstoffmenge oft von 20 bis 65 %.

Sehr zu berücksichtigen und vorher zu untersuchen ist der Aschengehalt des Torfs, welcher oft bis 15 % Asche steigen kann. Derselbe kann sehr leicht durch Flugsand bedeutend vermehrt werden und wirkt alsdann durch Schlackenbildung sehr schädlich.

Eins der wesentlichsten Momente bei der Gewinnung resp. bei dem Verbrauche des Torfs ist der Wassergehalt desselben. Das Trocknen des Stich- und Backtorfs geschieht im Freien und ist in nassen Jahren eine höchst missliche Sache, weil die Gewinnung des Torfs nur während der guten Jahreszeit möglich ist.

Holz besteht hauptsächlich aus 3 Bestandtheilen: 1) die eigentliche Holzfaser (Cellulose); 2) der in den Gefässen enthaltene Saft mit inkrustirenden Substanzen; 3) das im Holze enthaltene Wasser. Die Menge der beiden ersten Bestandtheile bedingen die Grösse des Heizeffects, während das im Holze enthaltene Wasser den Heizeffect herunterzieht. Es ist daher nothwendig, den Wassergehalt des Holzes so klein als möglich zu machen.

Der Wassergehalt des Holzes hängt zunächst ab von der Zeit des Fällens; dasselbe muss im Herbst oder Winter geschehen, da der Wassergehalt alsdann am geringsten ist.

Nach Schübler und Hartig ist der Wassergehalt einiger frisch geschlagener Hölzer folgender:

Hainbuche	18,6 %,
Ahorn	27 -,
Birke	30,8 -,
Kiefer	39,7 -,
Rothtanne	45,2 -,
Italienische Pappel .	48,2 -,
Lärchentanne . . .	48,6 -,
Schwarzpappel . .	51,8 -.

Es ist nothwendig diesen Wassergehalt zu vermindern und geschieht dieses durch Austrocknen an der Luft. Als durchschnittlichen Wassergehalt nach einjährigem Trocknen kann man etwa 20 % annehmen.

Man kann die Hölzer im Allgemeinen eintheilen in harte und weiche Hölzer. Zu den harten Hölzern gehören:

Ahorn, Birke, Buche, Eiche, Erle, Esche, Ulme;

zu den weichen Hölzern dagegen:

Linde, Pappel, Weide, Fichte, Lärche, Tanne, Kiefer.

Die mehr oder weniger grosse Härte hängt ab von der mehr oder minder grossen Dichte der Zellengefässe.

Die Letzteren haben im Allgemeinen einen weniger hohen Preis, und obgleich weniger reich an Holzfaser und leichter als die Ersteren bei gleichem Volumen eine geringere Wärmemenge gebend, werden sie für Locomotivheizung doch vorgezogen; da ihre minder feste Textur die Verbrennung leichter macht.

Der in den Zellengefässen enthaltene Pflanzensaft enthält theils organische, theils unorganische Bestandtheile. Die unorganischen Bestandtheile ergeben den Aschengehalt.

Nach Berthier giebt

Fichte	. .	0,83 %,
Birke	. .	1,0 -,
Kiefer	. .	1,24 -,
Eiche	. .	2,25 - und
Linde	. .	5,0 - Asche.

Im Allgemeinen kann man bei luftrockenen Hölzern

40 Theile Kohle,
40 Theile gebundenen Wassers und
20 Theile hygroskopischen Wassers

annehmen.

Die reine Holzfaser besteht aus 52,65 Kohlenstoff, 5,25 Wasserstoff und 42,10 Sauerstoff.

Bei der Lieferung der Hölzer ist namentlich darauf zu halten, dass das Holz vor mindestens einem Jahre geschlagen und in bedeckten Räumen getrocknet ist; dass ferner der Wassergehalt höchstens 20% beträgt, was durch Versuche zu controliren ist.

Das Holz theilt mit dem Torf und der Braunkohle den Uebelstand eine grosse Menge Funken zu entwickeln; man muss daher für alle mit Holz geheizte Maschinen Funkenfänger anwenden. Das Holz bietet aber den grossen Vortheil, dass die Wände der Feuerkiste und die Siederöhren nicht angegriffen werden, was die Anwendung von Holz in allen Fällen, wo der Preis desselben nicht grösser als der anderer Brennmaterialien ist, empfiehlt.

Da das specifische Gewicht des Holzes ebenfalls viel geringer, als das des Coke und der Steinkohlen, so ist es erforderlich, den für Holz nothwendigen Raum auf dem Tender auch grösser zu machen.

§ 4. Wahl des Brennmaterials. — Die Wahl des Brennmaterials richtet sich nach verschiedenen Umständen.

Zunächst ist von Wichtigkeit, das Brennmaterial in möglichster Nähe an der eigenen Bahn zu haben, da die Beschaffungskosten desto grösser werden, je länger die Transportstrecke ist. Für Kohlen ist z. B. der Preis bei etwa 30 Meilen Transport schon doppelt so gross, als an einer neben der betreffenden Zeche gelegenen Station.

Ferner entsteht durch Erschütterung bei längeren Transporten immer ein grösserer Abfall, der nach der grösseren oder geringeren Transportfähigkeit der Steinkohle sich richtet und im Mittel für eine Transportlänge von 30 Meilen zu 3 bis 5% angenommen werden kann und ausserdem können bei etwa plötzlich eintretendem Mehrbedarf am besten veränderte Dispositionen getroffen werden, wenn die betreffende Grube in der Nähe liegt.

Was die Magazinirungskosten (Abladen, Aufstapeln im Freien oder in Schuppen, Abwiegen in bestimmte Gewichtseinheiten, Aufladen) anlangt, so sind dieselben für Steinkohlen am kleinsten, da die Letzteren im Freien lagern können, dagegen müssen für Coke, Braunkohlen, Torf und Holz Schuppen gebaut werden.

Der Fassungsraum des Schuppen muss um so grösser sein, je kürzer die Zeit ist, in der man die Brennmaterialien herstellen kann, wie z. B. Torf nur im Sommer bereitet und Holz nur im Herbst und Winter geschlagen werden kann, und je geringer das specifische Gewicht des Brennmaterials ist.

Auch das Abwiegen in die als Gewichtseinheiten bestimmten Körbe erfordert beim Torf wegen des grösseren Volumens eine längere Arbeitszeit, sowie auch eine grössere Zahl der als Gewichtseinheiten gebrauchten Körbe.

Von grosser Wichtigkeit ist ferner die Kenntniss des Wärmeeffects und ist die vorstehende Tabelle p. 318 darüber maassgebend.

Der Aschengehalt des Heizmaterials ist insofern von Einfluss, als er den Heizeffect herunterzieht und auch zu sonstigen Störungen durch Verschlacken der Roste Veranlassung geben kann.

Ferner sind die Reparaturkosten der Feuerkiste, Siederohre u. s. w. bei den verschiedenen Brennmaterialien verschieden gross. So ist z. B. für Torf und Holz diese Ausgabe sehr gering.

Die verschiedenen Brennmaterialien erfordern besondere Heizvorrichtungen. So ist es nothwendig bei Torf, Holz und Braunkohle unter allen Umständen kräftig wirkende Funkenfänger anzubringen, da der Funkenauswurf ein bedeutend grösserer bei diesen Brennmaterialien ist, wodurch eine Vermehrung des Gewichts und der Kosten entsteht und der Mechanismus der Locomotive complicirter ist.

Ferner ist bei einer Vergleichung der Brennmaterialkosten zu erwägen, dass das Heizerpersonal wie z. B. bei der Torfheizung grössere Anstrengungen machen muss, wodurch die Leistungen dieses Personals herabgezogen werden.

Ebenso ist auf einigen Bahnen bei der Torfheizung noch ein besonderer Munitionswagen hinter dem Tender und ein dritter Mann noch als Hülfsheizer mit auf der Maschine.

Endlich ist noch die mehr oder weniger grosse Gefahr wegen Zündungen zu berücksichtigen.

Aus allen diesen Umständen resp. der Berücksichtigung der dahin einschlagenden Verhältnisse folgt die Wahl des Brennmaterials.

Es wird durch diese Umstände bedingt, dass man in Bayern, Württemberg und Oldenburg mit Torf die Locomotiven heizt; ferner dass in Russland, der Schweiz, Nord-Amerika vielfach mit Holz gefeuert wird.

§ 5. Ueber Kohlenheizung bei Locomotiven. — Eine zur Locomotivheizung sich eignende Kohle muss folgenden Bedingungen genügen:

1) Bei der Verbrennung eine lange Flamme und dabei einen nicht zu starken Rauch entwickeln.
2) Sie darf nicht auf dem Roste zusammenbacken, da sonst der Zug gehindert würde; auch nicht an Volumen zunehmen, indem sie sich aufbläht; sie muss vielmehr soviel als möglich die ursprüngliche Form während der Verbrennung bewahren, und darf daher auch nicht zerbröckeln, so dass sie alsdann durch den Rost fallen kann.
3) Der Aschengehalt darf höchstens 10 bis 12 % betragen.

Die halbfetten Kohlen mit langer Flamme entsprechen im Allgemeinen recht gut diesen Bedingungen.

Die magere Kohle mit langer Flamme wird in gleicher Weise zu demselben Zwecke verwendet. Dieselben enthalten weniger Kohlenstoff aber eine grössere Menge Sauerstoff.

Bei Gebrauch der Steinkohlen bei Locomotiven, entwickelt sich bei nicht genügender Luftzuführung ein bedeutender Rauch und ist die Verbrennung alsdann nicht mehr vollkommen. Um diesen Uebelstand zu beseitigen, sind Rauchverbrennungs-Apparate angewendet worden.

Es giebt indess gewöhnliche Mittel, welche das Rauchen bedeutend verhindern und zugleich einen grösseren Nutzeffect bei Verbrennung der Kohle erzielen:

1) Man muss die Kohlenschicht nur $0^m,16$ bis $0^m,31$ je nach der Natur der Kohle, halten;
2) häufig Kohle nachfüllen, auf die Weise, dass man nur immer eine kleine Kohlenmenge nachgiebt und zwar dahin, wo das Feuer anfängt dünne zu werden;
3) streng darauf halten, dass die Locomotivführer auf den Stationen mit durchgebranntem Feuer ankommen.

Die Kohle kommt bei der Locomotivheizung in 3 verschiedenen Formen zur Anwendung:

1) Stückkohle (Ausgesiebte Würfelkohle);
2) Gruben- oder melirte Kohle;
3) Kleinkohle.

Unter Stückkohle versteht man solche Kohle, welche nur aus groben Stücken, wohingegen Würfelkohle nur aus grösseren Stücken von etwa 52^{mm} Flächenbegrenzung besteht.

Da nun aber die geförderte Kohle eine grosse Menge Kohle enthält, welche den vorstehend beregten Anforderungen nicht entspricht, so wird eine Trennung dieser Kohlentheile nach der Förderung nothwendig. Den nach der Scheidung der Stückkohle gewonnenen Rückstand nennt man Kohlenklein oder Kleinkohle.

Grubenkohle oder auch wohl melirte Kohle nennt man die Kohle in dem Zustande, wie sie aus der Grube kommt. Die Grubenkohle enthält bis 50 % und darüber an Kleinkohle. Diese letztere wird entweder in diesem Zustande bei der Locomotivheizung verwendet, oder zur Fabrikation von Briquets oder Coke benutzt.

Die Stückkohle wurde bei der Wiederaufnahme der Kohlenheizung deshalb am meisten verwendet, weil sie in ihrer Behandlungsweise dem damals allgemein üblichen Coke am nächsten kam.

Der theure Preis dieser Kohlen, welcher dadurch noch erhöht wurde, dass die Gruben für das gewonnene Kohlenklein keine genügende Verwendung hatten, liess es wünschenswerth erscheinen, zur Heizung mit Grubenkohlen überzugehen, da dieselben bedeutend billiger als Stückkohle.

Die in dieser Richtung angestellten Versuche haben das günstige Resultat ergeben, dass man auf vielen Bahnen fast nur Grubenkohle zur Locomotivheizung verwendet.

Bei dem Uebergange zur Heizung mit Kleinkohle wird eine Aenderung resp. Verlängerung des Rostes nothwendig, da sonst die Behandlung des Feuers eine schwierige wird. Es ist in dieser Beziehung die Rost-Einrichtung des Locomotive-Systems Behne-Kool zu erwähnen, bei welchem mit Heizung von Kleinkohle auf den Braunschweigischen Eisenbahnen günstige Resultate erzielt worden sind.

Auf der österreichischen Südbahn sind ebenfalls ausgedehnte Versuche mit Heizung von Kohlenklein angestellt worden, welche günstige Resultate ergeben haben.

Vor Beginn der Fahrt wurde bei diesen Versuchen das auf dem Tender befindliche Kohlenklein so lange mit Wasser begossen, bis die ganze Masse sich gleichmässig angesogen hatte.

Zum Anheizen wurde Holz und gröbere Kohle genommen. Das Nachfeuern geschah oft, um die niedrige Schicht, welche bei der einen Kohlensorte $0^m,157-0^m,209$, dagegen bei der andern nur $0^m,105-0^m,157$ betrug, möglichst gleichmässig zu erhalten. Das Reinigen des Rostes musste sehr häufig, bei der einen Kohlensorte, welche viel Schlacken bildete, auf jeder Station vorgenommen werden. Behufs der Reinigung

wurden die Schlacken alsdann nach vorn geschoben, das gute Feuer nach hinten und alsdann die Schlacken von oben beseitigt. Die durch Heizung mit Kohlenklein erzielte Ersparniss betrug 30 %.

Es lässt sich indessen wohl als richtig hinstellen, dass die Heizung mit Kohlenklein für Personenzugmaschinen sich wohl nicht Eingang verschaffen wird, da einestheils bei den meistens viel erdige Bestandtheile enthaltenden Kohlenklein auf den Stationen keine Zeit zum Reinigen des Rostes sich findet und andererseits bei der lebhaften Verbrennung hierbei viel Kohlenklein mitgerissen wird sowie auch ein gleichmässiges Feuer schwer zu halten sein wird.

In Belgien sind bei den Belpaire'schen (Behne-Kool) Maschinen mit langem Roste (vergl. p. 244) günstige Versuche mit Heizung von halbfetten Kleinkohlen gemacht; es brauchte hierbei das Feuer auf 17 Meilen Fahrt nur ein Mal unterwegs gereinigt werden.

Es lässt sich aber die Kleinkohle allgemein bei der Locomotivheizung verwenden, wenn dieselbe zu Briquets umgeformt wird oder noch besser, wenn man dieselbe vercoken kann.

Man hat mit der Heizung der Briquets auf einigen Strecken sogar so günstige Resultate erzielt, dass die betreffende Verwaltung zum Behufe der Fabrikation von Briquets Kohlenklein ankauft.

Der Vortheil der Kohlenfeuerung überhaupt besteht in einer wesentlichen Ersparniss gegen Coke in Bezug auf Anschaffungskosten, so wie auch in geringerer Abnutzung der Siederohre.

Die Nachtheile bestehen in einer lästigen Rauchentwickelung, vermehrten Funkensprühen, Zerstörung der Rauchkastenwände, der auf den Tender befindlichen mit den Kohlen in Berührung kommenden Eisenwände, vermehrte Aufmerksamkeit des ohnehin schon sehr in Anspruch genommenen Führers auf die Heizung.

Ueber die Mittel zur Verhütung der Rauchentwickelung wird in dem nächsten Paragraphen und über die Mittel zur Verhütung des Funkensprühens in § 22—25 berichtet werden.

Was die Zerstörung der Rauchkastenwände anlangt, so wird in dem betreffenden Referat der Dresdener Techniker-Versammlung empfohlen eine Anbringung schützender Doppelwände aus Blech oder Gusseisen, an diese anschliessend ein unten zu entleerender Kasten. Dabei wird noch als zweckmässig erachtet, die Rohrwand in ihrem unteren Theile durch eine fest anschliessende, an ihrem oberen Ende abgerundete Kupferplatte von etwa 7^{mm} zu schützen. (Vergl. p. 278.) Die mit den Kohlen in Berührung kommenden Tenderwandungen kann man durch passende Holzverschalung schützen.

§ 6. Allgemeines über Rauchverbrennungs-Apparate. — Unter den bei der Locomotivheizung sich zeigenden Uebelständen ist namentlich das bei Kohlenheizung eintretende lästige Rauchen, welches einestheils das Publicum und das Zugpersonal belästigt und anderntheils die Fuhrwerke beschmutzt, sowie auch endlich den Nutzeffect der Kohlenheizung herabzieht.

Um das Rauchen zu beseitigen, sind schon verschiedene Constructionen in Vorschlag und in Anwendung gebracht worden, ohne dass jedoch bis jetzt die Auffindung eines Mittels, welches dem Rauchen gänzlich Einhalt geböte, gelungen wäre.

Eine wirkliche Ersparniss an Brennmaterial lässt sich bei Locomotiven durch Rauchverbrennung schwer erzielen und hat man bei den an Locomotiven angebrachten Apparaten auch nur hauptsächlich das Vermeiden des Rauchens bezweckt.

Wenn, wie später gezeigt wird, in der That bei Rauchverbrennungs-Apparaten

ein Minderverbrauch an Kohlen erzielt wird, so rührt dieser Minderverbrauch wohl zum geringsten Theile nur von dem meistens nur theilweisen Verbrennen des Rauches her, sondern dürfte zum grössten Theile in anderen Umständen zu suchen sein.

Die bei Locomotiven zur Anwendung gekommenen Mittel zur Verhütung des Rauches kann man eintheilen in:

1) Mittel, deren Wirkung auf keiner besonderen mechanischen Einrichtung beruht;
2) Mittel, bei denen durch besondere mechanische Einrichtungen der Zweck erreicht wird, resp. erreicht werden soll.

Die unter 1) beregten Mittel zur Verhütung des Rauchens bestehen in einem achtsamen Einfeuern des Brennmaterials von Seiten des Heizers und Heizung mit möglichst stückreicher Kohle.

Ferner muss das Einfeuern frischer Kohle während der Fahrt geschehen, so dass die Führer auf den Stationen immer mit durchgebranntem Feuer ankommen.

Ebenso kann man diesen Uebelstand vermindern durch Auswahl von solchen Kohlen, welche möglichst wenig Rauch verbreiten.

Soll aber der Rauch unter allen Umständen auf ein Minimum reducirt werden, so müssen andere Brennmaterialien, z. B. Coke zur Heizung der Locomotiven verwendet werden.

Die Mittel, durch welche mittelst besonderer mechanischer Einrichtungen die Rauchverbrennung erzielt werden soll, lassen sich eintheilen in:

I) Zuführung von Luft in die Feuerkiste ausserhalb des Rostes.
   a. Frische Luft allein,
   b. mit frischem Kesseldampf gemischte frische Luft.

II) Besondere Anordnungen des Rostes.
   1. Vergrösserung der Roste;
   2. Neigung der Roste;
   3. Anwendung von Treppenrosten;
   4. Anbringung von zwei Rosten;
   5. Theilung des Rostes.

III) Anordnungen um eine Mischung der Gase und dadurch die Rauchverbrennung derselben zu veranlassen.
   a. Anbringung von Schirmen aus Chamotte, Gusseisen;
   b. Theilung der Feuerkiste durch Sieder.

Diese genannten Mittel sind bei ihrer Anwendung mehr oder weniger combinirt von einzelnen Constructeuren angewendet.

§ 7. I.) Rauchverbrennung mittelst Zuführung von frischer Luft. — a. Frische Luft allein.

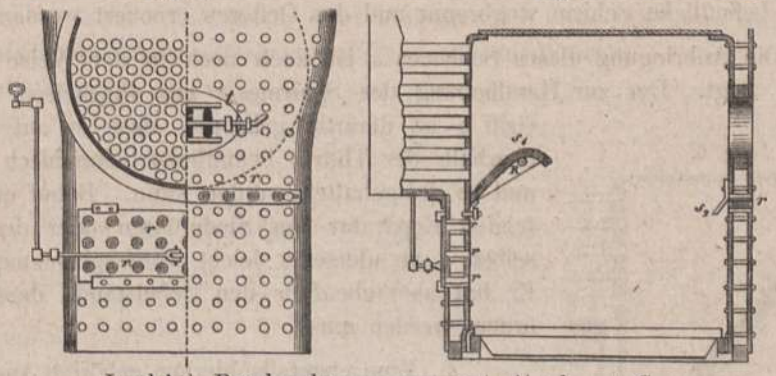
1. Bereits im Jahre 1841 wurden auf der Midland Bahn von Hall 18 zweizöllige Oeffnungen dicht unter den Siederohren angebracht; in dem Zwischenraume zwischen Siederöhren und den beregten Oeffnungen wurden dann später noch ein Schirm aus feuerfesten Steinen angebracht, wodurch das sofortige Entweichen der frischen eintretenden Luft direct in die Siederöhren verhindert wurde und gleichzeitig eine Mischung der frischen Luft mit den Verbrennungsgasen veranlasst werden sollte.

Ueber der Feuerthür war ferner noch ein zweiter nach innen geneigter Schirm angebracht.

Diese Anordnungen wurden später von Garrow und Jenkins wieder aufgenommen.

2. Die von Jenkins construirte Einrichtung, welche im Wesentlichen mit der vorhergehenden übereinstimmt, ist aus nachstehenden Fig. 1 und 2 zu ersehen und besteht darin, dass drei Reihen Stehbolzen in der vorderen und eine Reihe in der hinteren Wand der Feuerkiste durch Röhren r von 52^{mm} lichter Weite ersetzt sind, welche ähnlich den Stehbolzen aussen mit Gewinde versehen und in die Feuerkistenwände eingeschraubt sind; ausserdem hat die Feuerthür t noch Oeffnungen für das Hinzutreten von Luft.

Fig. 1. Fig. 2.



Jenkin's Rauchverbrennungsapparat, $^1/_{35}$ d. nat. Gr.

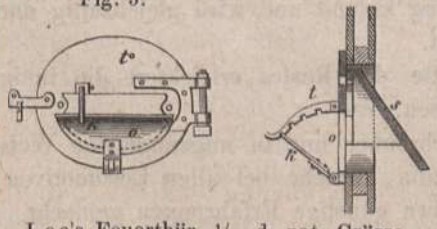
Alle Oeffnungen können von dem Heizer mittelst entsprechender Schieber mehr oder weniger geschlossen werden.

Im Innern der Feuerkiste sind über den genannten Oeffnungen Schirme s_1, s_2 angebracht, welche eine innige Vermengung der frischen Luft mit den Flammen veranlassen sollen.

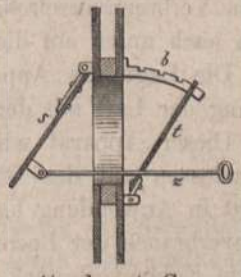
Der an der hinteren Wand befindliche kleine Schirm s_2 ist durch ein kleines Winkeleisen hergestellt, während der andere grössere Schirm s_1 aus Gusseisen besteht.

3. Bei der von dem Engländer Lee construirten Rauchverbrennung tritt die frische Luft nur durch die Feuerthür t (s. Fig. 3 und 4) ein.

Fig. 3. Fig. 4. Fig. 5.



Lee's Feuerthür, $^1/_{25}$ d. nat. Grösse.



$^1/_{25}$ d. nat. Gr.

Diese Letztere hat zu diesem Zwecke eine durch eine Klappe k zu verschliessende Oeffnung o und im Innern der Feuerkiste einen an der Feuerthür befindlichen Schirm s, welcher die eintretende Luft nach unten leiten soll.

Diese Einrichtung hat den grossen Vortheil der Einfachheit und Billigkeit.

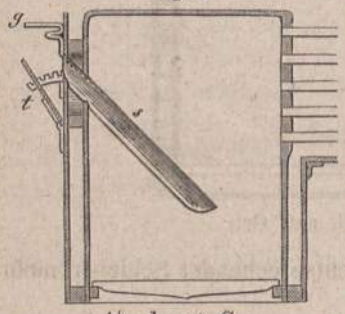
4. Andere Constructeure haben auch wohl im Innern der Feuerkiste einen drehbaren Schirm s (s. vorstehende Fig. 5) angebracht, dessen Stellung durch eine nach aussen gehende Zugstange z regulirt werden kann. Dieser Schirm s nimmt dabei die ganze Breite der Feuerkiste ein.

Die Feuerthür *t* selbst ist bei dieser Vorrichtung nicht seitwärts, sondern unten an den Charnierbändern aufgehängt und kann man ihr vermittelst Einlegens ihrer Klinke in einen Zahnbogen *b* verschiedene Stellungen geben. Die eintretende Luft muss danach zwischen Thüre *t* und Schirm *s* hindurch und erhält hierdurch von vorn herein eine Richtung nach unten, wodurch dieselbe gezwungen wird, möglichst nahe über das Feuer zu streichen.

Bei diesen beiden letzteren Anordnungen wird die Rohrwand durch die Schirme nicht verdeckt, sie haben aber dagegen den Uebelstand, dass der im Innern der Feuerkiste befindliche Schirm wegbrennt und des Oefteren erneuert werden muss.

5. Die Anbringung dieses Schirmes *s* ist auch noch in der Weise verbessert, wie Fig. 6 zeigt. Der zur Handhabung des Schirmes *s* aus Flacheisen hergestellte Griff *g* ist derartig gekröpft, dass er auf das kleine oberhalb der Thür *t* befindliche Schutzblech geschoben und so festgehalten werden kann. Behuf einer eintretenden Reparatur der Siederöhren oder des Schirmes selbst kann derselbe leicht herausgenommen werden. Er hat aber ebenfalls den Uebelstand, dass er häufig erneut werden muss.

Fig. 6.



1/50 d. nat. Gr.

6. Eine ebenfalls hierher gehörige Anordnung ist Stösger's Rauchverbrennungsapparat (s. Fig. 3, Taf. XII). Auf zwei schmiedeeisernen Trägern *t t* ruht ein gusseiserner Ring *g*, welcher einen Chamottring *c*, der am oberen Ende wieder durch ein gusseisernes Ringstück bedeckt wird, trägt. Der Chamottring hat eine lichte Weite von $0^m,288$ und eine Höhe von $0^m,262$. Oberhalb dieses Ringes ist ein schmiedeeiserner Schirm *s* so angebracht, dass zwischen der Oberkante des Rohres und der unteren Fläche des Schirmes ein Zwischenraum von $0^m,052$ bleibt.

Zwischen der Oberkante des Chamotterohres und der unteren Fläche des Schirmes tritt nun die Luft in die Feuerkiste ein; dieselbe wird in dem Chamotterohre und unter dem weissglühenden Schirme schon vorgewärmt, so dass sie nicht in kaltem Zustande mit den Verbrennungsproducten in Berührung kommt und wird gleichzeitig durch den Schirm nach unten auf die Flamme geführt.

Die Lage des Apparats in der Mitte des Rostes erleichtert die innige Vermischung der Luft mit den brennbaren Gasen.

Dieser Apparat wirkt als Rauchverbrenner nur in ungenügender Weise. Es sind indessen auf der Oberschlesischen Bahn, welche bei allen Locomotiven diesen Apparat in Anwendung hat, hiermit in sofern günstige Erfahrungen gemacht, als der Kohlenverbrauch der Locomotiven sich nicht unerheblich vermindert hat. Dieser verminderte Kohlenverbrauch hat aber nicht seinen Hauptgrund in der theilweisen Verbrennung des Rauches, sondern vielmehr darin, dass eine intensivere Hitze bei diesem Apparate entwickelt wird durch Zuführung heisser vorgewärmter Luft.

7. Man hat auch eine Zuführung erwärmter Luft über das Brennmaterial dadurch versucht, dass man auf dem Roste und zwar an der Vorder- und Rückseite der Feuerbüchse Chamotte-Canäle anlegte, welche mit schlitzförmigen Oeffnungen für den Hindurchtritt der Luft versehen waren.

Die Luft wird hierbei ebenfalls durch die glühenden Chamottesteine vorgewärmt und nach Maassgabe der Verbrennung dem Heerde zugeführt.

Die Einrichtung ist auf der Niederschlesisch-Märkischen Bahn angewendet und ist aus Fig. 1 und 2, Tafel XII zu ersehen.

Die gusseisernen Röhren r, r, durch welche die Luft von unten durchströmt und vor dem Eintritt in die Feuerkiste erwärmt wird, nehmen die ganze Breite der Feuerkiste ein und werden unten durch Klappen k, je nachdem das Feuer durchgebrannt ist, mehr oder weniger geschlossen. Ueber dem Rost werden die dem Feuer zugekehrten Seiten der Röhren r durch Chamottesteine c geschützt, welche die schlitzförmigen Oeffnungen o bilden, durch welche die erwärmte Luft in die Feuerkiste tritt. Um den Röhren mehr Halt und für die Lufterwärmung mehr Fläche zu haben, sind in geringen Abständen dünne gusseiserne Theilwände angebracht.

b. Zuführung von frischer Luft mit Dampfstrahlen gemischt.

1. Clark liess an mehreren Stellen der Feuerbüchse Luft durch hohle an den Seiten angebrachte Stehbolzen vermittelst Dampfstrahlen einblasen. Diese Luft soll gerade über das Brennmaterial hinströmen und einen Gegenstrom hervorrufen, wodurch die Gase sich vermischen und der Rauch verbrannt wird.

2. Frodsham führte einen Dampfstrahl von der Decke der Feuerkiste auf das Brennmaterial, wodurch die Luft durch die Feuerthür, über der sich ein Schirm befand, herbeigeführt wurde.

3. Es gehört ferner hierher das System Thierry (s. Fig. 4 und 5, Tafel XII). Bei diesem befindet sich innerhalb der Feuerthür ein eisernes, horizontal liegendes Rohr r von 23^{mm} innerem Durchmesser, bei welchem aus 6 bis 8 divergirenden Löchern von $2^1/_2{}^{mm}$ Weite, die gleichmässig vertheilt sind, Dampf ausströmt und mit diesem wird die durch die Feuerthür einströmende Luft nach allen Punkten der Feuerbüchse mitten durch die brennenden Gase geführt.

Die Löcher müssen derartig eingebohrt sein, dass die Dampfstrahlen, welche aus denselben hervortreten, eine Art Decke über dem Brennstoffe bilden.

Indem man nun mehr oder weniger die Feuerthür t öffnet und Luft eintreten lässt, verbrennen mit deren Hülfe unter der Dampfhülle, die aus einer unvollständigen Verbrennung herrührenden Gase. Die durch die Feuerthür eintretende kalte Luft wird durch die Dampfhülle verhindert direct in die Siederöhren überzugehen, so dass dadurch und durch die mittelst der Dampfstrahlen erzeugten Wirbel eine vollständige Verbrennung des Rauches erfolgt.

Die Dampfzuströmung wird durch einen Dampfhahn h nach Belieben regulirt.

Der eintretende Verlust an Dampf soll nach angestellten Versuchen durch vortheilhaftere Verbrennung wieder aufgewogen werden, da die Maschinen mit Apparat weniger Brennmaterial als die Maschinen ohne Apparat erforderten.

§ 8. II) Rauchverbrennung vermittelst besonderer Anordnungen des Rostes. III) Anordnungen, um eine Mischung der Gase und dadurch eine Rauchverbrennung zu veranlassen. — 1. Anwendung grösserer Roste. Das Princip der Verlängerung des Rostes resp. der Feuerkisten bei Locomotiven ist zuerst von Behne aufgestellt.

Die nach diesen Principien construirten Locomotiven sind auf den Braunschweigischen Bahnen in grösserer Zahl vorhanden.

Der Rost (siehe Fig. 7, p. 330) besteht aus 3 Theilen, aus dem Vorverbrennungsrost r_a, dem Verbrennungsrost r_b und dem Nachverbrennungsrost r_c.

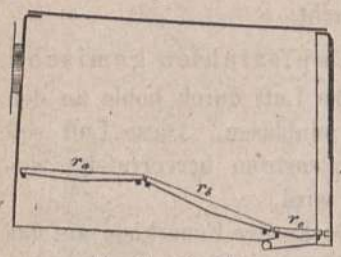
Die auf dem hinteren Theile des Rostes, dem Verbrennungsroste r_a unter niedriger Temperatur brennende Steinkohle wird hier entgast und die etwa noch unver-

brannt entweichenden Gasverbindungen treffen bei ihrem Eintritt in den Verbrennungsraum über dem Roste r_b auf die Flamme des auf den Rosten r_b und r_c befindlichen Brennmaterials, welches Letztere immer auf hoher Schüttung erhalten wird.

Die auf dem Verbrennungsroste entgaste Steinkohle, das verkohlte Brennmaterial wird in entzündetem Zustande auf den Rost r_b geschoben, während das frische Brennmaterial zuerst auf den Rost r_a geworfen wird.

Die Temperatur des Verbrennungsraumes wird durch keine Einführung kalter frischer Luft heruntergezogen.

Fig. 7.



1/50 d. nat. Gr.

Die Beschickung des langen Rostes, wobei eine nur höchst unbedeutende Rauchbildung ohne irgend welche künstliche Rauchverbrennungsvorrichtung stattfindet, ist für den Heizer allerdings etwas mühsam und erfordert eine grössere Aufmerksamkeit als bei den gewöhnlichen Rosten.

In Belgien ist dieses Behne'sche System von Belpaire nachgemacht.

Diese Roste gestatten die Verwendung von möglichst kleinem Brennmaterial, genügen aber auch nicht den an eine vollständige Rauchverbrennung gestellten Anforderungen.

2. Anwendung stark geneigter Roste. Die erste Anwendung stark geneigter Roste, d. h. solcher Roste, deren Neigung so beträchtlich war, dass in Folge dessen ein Rutschen des Brennmaterials eintrat, resp. eintreten sollte und deren Neigung sich nach der jedesmaligen Beschaffenheit der zu verwendenden Kohlen richtete, je nachdem dieselben mehr oder weniger stark beim Brennen rutschten, geschah vom früheren Ober-Maschinenmeister Prüsmann in Lingen.

Die Beschickung des Rostes geschah hierbei (s. Fig. 6 u. 7, Tafel XII) durch einen unter der Feuerthür angebrachten, die innere Weite der Feuerkiste einnehmenden Schlitz i. Vor dieser Oeffnung befand sich ein Kasten k zur Aufnahme der Steinkohlen. Die untere Kante der Einfeuerungsöffnung bildete die Oberkante des geneigt liegenden Rostes. Der Kohlenkasten war durch einen Deckel geschlossen und wurde nach Bedürfniss beim Einfeuern geöffnet.

Es wurde bei der geneigten Lage des Rostes beabsichtigt, dass die Kohle hierdurch selbst nachfallen sollte. Dieses Letztere trat indess nicht immer ein, sondern musste häufig durch Nachschieben von Seiten des Heizers veranlasst werden.

Das Oeffnen, resp. Bewegen des Deckels d geschah durch den mit einem Handgriff versehenen Hebel h. Im Innern der Feuerkiste war ebenfalls noch ein Schirm s, welcher vermittelst der Zugstange z gestellt werden konnte, angebracht, um zu veranlassen, dass die über den Kohlen etwa eintretende frische Luft nicht direct in die Siederöhren geht.

Die zur Verbrennung der Kohlen erforderliche Luft tritt theils durch den Rost oder durch die Zwischenräume der den Schlitz verschliessenden Kohlen. Diese Einrichtung hat die Vortheile, dass das schädliche Eindringen der frischen Luft durch die Feuerungsöffnung vermieden wird und braucht der Führer die Feuerthür beim Feuern nicht abwechselnd zu schliessen und zu öffnen.

3. Anwendung von Treppenrosten. Diese Anordnung als Mittel der Rauchverbrennung ist auch vielfach versucht worden. Auf der französischen Nordbahn wurden diese Roste bereits im Jahre 1851 versuchsweise angewendet (siehe Fig. 8, Tafel XII).

Diese Treppenroste enden unten in einem kleinen beweglichen Roste *r*, durch den die Schlacken entfernt werden.

Das Aufgeben des Brennmaterials erfolgt an dem oberen Ende und da die Luft zwischen den Roststäben *b* eintritt, so gleitet das Brennmaterial langsam vercokend über die Rostfläche hinab.

Diese Rost-Anordnungen haben den Nachtheil, dass sie den Raum der Feuerkiste verkleinern, und sind auch bei Kohlen nur versuchsweise in Anwendung gekommen.

4. Anordnung von 2 Rosten über einander. Diese Anordnung ist von Gray und Chanter bei einer Locomotive der Liverpool-Manchester Bahn versucht worden.

Es möge hier nur erwähnt werden, dass auf dem oberen grösseren Roste sich Cokes befanden, während auf dem unteren kürzeren Roste mit Steinkohlen gefeuert wurde. Der von der Kohlenheizung sich entwickelnde Rauch musste sonach erst den Coke-Rost passiren und wurde dort verbrannt.

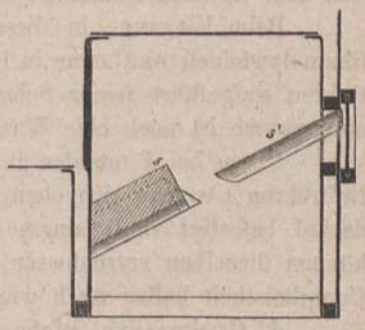
5. Theilung des Rostes. Es gehört hierher die von Cudworth angewendete Theilung des Rostes durch einen verticalen Sieder.

Die Beschreibung dieser Einrichtung ist auf p. 332 enthalten.

III) Anordnungen, um eine Mischung der Gase und dadurch Rauchverbrennung zu veranlassen.

Man hat, um eine Mischung der Gase zu veranlassen, auch Schirme in der Feuerkiste unterhalb der Siederohre meistens aus Chamotte hergestellt (s. nebenstehende Fig. 8) angebracht; diese Schirme *s* dienen auch gleichzeitig als ein, wenn auch nur in geringem Grade, wirksames Mittel gegen das Funkenauswerfen. Zu demselben Zwecke wurden auch Sieder angebracht.

Fig. 8.



1/50 d. nat. Gr.

Ferner theilte man die Feuerkiste resp. den Rost durch Sieder in 2 Theile.

Die Anbringung dieser Anordnungen in der Feuerkiste ist indess immer gleichzeitig mit anderen Einrichtungen verbunden und werden dieselben bei der Beschreibung der verschiedenen Combinationen näher erläutert werden.

§ 9. IV) Combination der unter I, II und III genannten Anordnungen. — a. Bereits im Jahre 1837 wurde auf der Liverpool-Manchester Bahn ein Rauchverbrennungs-Apparat mit fast sämmtlichen vorhin beschriebenen Anordnungen construirt.

Die Feuerkiste war in 2 übereinander liegende Etagen getheilt, wobei die obere Etage die eigentliche Gasvermischungskammer bilden sollte und die etwas geneigte Trennungswand durch eine Wasserkammer hergestellt wurde.

In der unteren Etage befanden sich zwei übereinander liegende Roste; auf dem oberen wurde Coke, auf dem unteren Steinkohle gebrannt.

Jede Abtheilung hatte Feuerthüren und war ausserdem mit zahlreichen Oeffnungen versehen, durch welche die äussere Luft eintreten konnte. Ebenso fand durch Röhren im unteren Theile der Feuerkistenwände eine Lufteinströmung statt. Die von unten eintretende Luft passirte zunächst den Kohlenrost und darnach den oberen Cokerost.

Auch war bei dieser Maschine bereits eine Anordnung getroffen, wonach frischer Dampf in den Schornstein geleitet werden konnte, um den Zug zu befördern und das Rauchen zu verhindern.

b. Dewrance construirte im Jahre 1845 auf der Liverpool-Manchester Bahn eine Feuerkiste, welche eine verticale Quer-Wasserwand enthielt und die Feuerkiste in zwei Räume im Verhältniss von 1 : 2 theilte. Der vordere, (von der Heizthür aus gerechnet) und gleichzeitig kleinere, enthielt einen gewöhnlichen Rost.

Die Verbindung des vorderen Raumes mit dem grösseren dahinter liegenden wurde durch horizontale Röhrchen vermittelt, welche durch die Wasserkammer hindurchgingen. In die zweite Abtheilung wurde von unten vorgewärmte Luft eingeführt; endlich hatte man auch noch vor den Siederöhren einen geneigten Schirm angebracht.

c. Bei der Beattie'schen Anordnung (siehe Fig. 9—11, Tafel XII) zur Rauchverbrennung ist die eigentliche Feuerkiste durch eine mit den Seitenwänden communicirende, etwas geneigte Wasserzunge u in zwei Heizräume A und B getheilt, wovon jeder einen besonderen Rost r und eine besondere Feuerthür t, t hat.

Jede dieser Kammern ist nach oben hin mit feuerfesten Chamottesteinen gewölbartig abgedeckt; in diesen Gewölben g, g sind schlitzförmige freie Zwischenräume angebracht.

Hinter dem zweiten Gewölbe zieht sich die Feuerkammer auf eine kreisrunde Mittelöffnung f zusammen, deren Wasserraum mit zahlreichen 52^{mm} im Durchmesser haltenden Röhrchen gefüllt ist (siehe Schnitt $v—w$ in Fig. 10, Tafel XII), erweitert sich aber nachher wieder zu einem sogenannten Gasverbrennungsraume.

Beim Eingange in diesen letzteren Raum C ist noch ein drittes System von Chamottesteinen und zwar in Form zusammengestellter 79^{mm} im Durchmesser haltender Röhren aufgeführt (siehe Schnitt $x—y$ in Fig. 11, Tafel XII). In diesem Verbrennungsraume ist noch eine Wasserzunge oder Sieder i angebracht.

Unten bei h münden in die Verbrennungskammer noch eine Anzahl 26^{mm} weite Luftröhren, welche sich oben auf 6^{mm} kegelförmig verengen und auf dem Mannlochdeckel befestigt sind; durch einen vom Führerstande aus zu bewegenden Schieber können dieselben verschlossen, resp. geöffnet werden. Diese Anordnung scheint ihrer Complicirtheit halber auch wieder aufgegeben zu sein.

d. Cudworth (siehe nachstehende Figuren 9—11) wendete eine lange Rostfläche an, theilte die Feuerkiste dabei der Länge nach in zwei Hälften, welche sich etwa $0^{m},314$ vor der Rohrwand wieder vereinigten. Die Kohlen wurden hier hinten auf den Rost geworfen, dessen Neigung derartig bestimmt war, dass die Kohlen beim Fahren und den dabei eintretenden Erschütterungen vorwärts rutschen müssen. Die Feuerthüren sind mit Luftöffnungen versehen. Im Allgemeinen sollen sich diese Feuerkisten gut bewährt haben und sind dieselben auf englischen Bahnen noch vielfach in Anwendung.

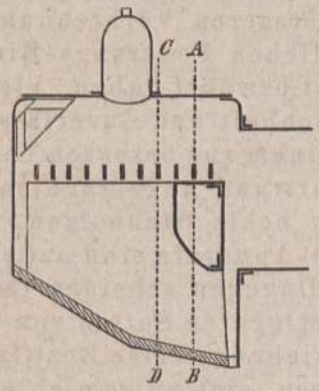
e. Bei dem Tenbrinck'schen Apparat (siehe Fig. 12—14, Tafel XII) besteht der Rost aus zwei Theilen, einem langen schrägen Rohre r_a, an welchen sich ein kleiner nahezu horizontal liegender Rost r_b anschliesst; über den beiden Rosten befindet sich eine nach vorn geneigte kupferne Wasserkammer w, welche durch angeschraubte Rohrstutzen mit der inneren Feuerbüchse verbunden ist. Unter der Heizthür befindet sich noch eine Oeffnung o zum Zuführen frischer Luft.

Der schräge Sieder versieht hier die Stelle eines Schirmes, indem er die Verbrennungsgase ablenkt und mit der frischen vorgewärmten Luft vermengt.

Durch den Sieder soll auch diejenige Heizfläche der Feuerkiste, welche durch den geneigten Rost verloren geht, wieder gewonnen werden. Die Kohlen werden durch den Rumpf *u* zugeführt.

Wenngleich die Rauchverbrennung bei diesem Apparat wirklich gut sein soll, so hat derselbe doch viele Uebelstände, welche einer allgemeinen Anwendung zuwider gewesen. So ist zunächst die ganze Anordnung bei vorhandenen Locomotiven ohne sehr erhebliche Kosten nicht anzubringen, der Sieder giebt zu vielen Reparaturen Veranlassung; zweitens ist die Reinigung derselben sehr erschwert, drittens verhindert der Sieder das Arbeiten an den Siederohren und erschwert das Arbeiten in der Feuerkiste, und schliesslich geschieht die Rauchverbrennung auf Kosten des Brennmaterials.

Fig. 9.



1/50 d. nat. Gr.

Fig. 10.
Schnitt *A—B*.

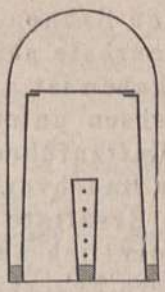


Fig. 11.
Schnitt *C—D*.

1/50 d. nat. Gr.

Abänderungen des Tenbrinck'schen Apparats, um denselben zu vereinfachen, sind von Bonnet und Toni-Fontenay ausgeführt worden.

Der Bonnet'sche Apparat unterscheidet sich dadurch von den Tenbrink'schen, dass das Feuerungsmaterial durch die gewöhnliche Feuerthür eingeworfen und die frische Luft an der hinteren Wand der Feuerkiste unterhalb der Feuerthür eingeführt wird.

Bei dem Toni-Fontenay'schen Apparate wird ebenfalls das Brennmaterial durch die gewöhnliche Feuerthür eingeworfen, nur der Rost ist anders eingerichtet; es ist kein Schlackenrost vorhanden und die an der Seite liegenden Stäbe haben eine geringere Neigung als die in der Mitte befindlichen.

Diese beiden genannten Apparate besitzen indess ebenfalls die dem Tenbrinck'schen Apparate anhaftenden Uebelstände.

§ 10. Das Hülfsblasrohr als Rauchverbrennungsapparat. — Alle diese angeführten Einrichtungen dienen dazu, um das Rauchen während des Ganges der Locomotive zu verhindern.

Es ist aber auch nothwendig, beim Stillstande der Locomotiven das Rauchen zu verhüten resp. zu vermindern. Es geschieht dieses durch einen Dampfstrahl von frischem Kesseldampfe, welcher durch ein etwa 13^{mm} weites Rohr mitten in den Schornstein geleitet wird.

Dieses kleine Hülfs-Blasrohr reicht für diesen Zweck vollständig aus. Dasselbe ist ferner beim Anheizen der Locomotiven bei einer erforderlichen raschen Anheizung zweckmässig zu verwenden.

Ebenso gestattet dasselbe dem Locomotivführer kurz vor der Station sämmt-

lichen Dampf erforderlichenfalls aufzugebrauchen, da während des Stillstehens mit Hülfe des Hülfs-Blasrohrs sehr bald wieder die normale Dampfspannung erreicht werden kann.

§ 11. Referat der Dresdener Techniker-Conferenz. — In den Referaten der Techniker der Deutschen Eisenbahn-Verwaltungen über die Beantwortung der Fragen der Dresdener Conferenz vom Jahre 1865 heisst es als Resumé über die zweckmässigsten Heizeinrichtungen für Locomotiven:

»Die zweckmässigste Heizungsvorrichtung ist ganz von der Art und Qualität des Brennmaterials abhängig und können allgemein gültige Vorschriften hierfür nicht gegeben werden.«

»Im Allgemeinen ist zu bemerken, dass die in den gewöhnlichen Feuerbüchsen zum Zweck einer besseren Verbrennung der Steinkohlen bis jetzt versuchten künstlichen Feuerungs-Einrichtungen auf den meisten Bahnen sich nicht bewährt haben, vielmehr dem gewöhnlichen Planroste seiner Einfachheit und Zuverlässigkeit wieder der Vorzug gegeben ist. Nur mit einem zur besseren Verbrennung in den Feuerbüchsen unter der Rohrwand angebrachten Chamotte-Gewölbe und Luftzuführung durch hohle Stehbolzen, sowie mit dem Stösger'schen Rauchverbrennungs-Apparate sind auf einzelnen Bahnen günstige Resultate erzielt. Dagegen scheinen für eine gute Verbrennung namentlich auch der geringeren Sorten von Steinkohlen erheblich längere Feuerkasten, beziehungsweise Rostflächen, als sie bisher für Cokefeuerung üblich waren, sich zu empfehlen.«

Auf den zum Deutschen Eisenbahn-Vereine gehörenden Eisenbahnen haben nach dem Anhange zu den Fortschritten der Technik des Deutschen Eisenbahnwesens (II. Abtheilung) von 55 Verwaltungen 36 keinerlei Rauchverbrennung bei den in den letzten 5 Jahren beschafften Locomotiven, bei 8 Verwaltungen sind nur bei einzelnen der beregten neueren Locomotiven Rauchverbrennungs-Apparate in Anwendung, während bei den übrigen Verwaltungen sämmtliche neuere Maschinen mit Rauchverbrennern versehen sind.

Der Stösger'sche Apparat wird von der Neisse-Brieger Bahn, Oberschlesischen, Warschau-Wiener bei allen angeführten Maschinen und bei der Königl. Preuss. Ostbahn bei einzelnen Maschinen angewendet.

Die Tenbrinck'sche Vorrichtung ist bei einer Maschinen-Gattung der Köln-Mindener Bahn, sowie auf den Sächsischen Eisenbahnen in Anwendung; ferner das System Thierry bei einem Theile der Maschinen der Oesterreichischen Südbahn.

Luftzuführung durch die vordere und hintere Wand der Feuerkiste bei der Berlin-Anhalter Bahn, Leipzig-Dresdener Bahn, Sächsischen Bahnen.

Luftzuführung durch die vordere Feuerkistenwand sind bei der Berlin-Potsdam-Magdeburger, Halle-Casseler Bahn in Anwendung.

Bei einzelnen anderen Bahnen sind noch andere Rauchverbrennungs-Apparate, welche nur als Abänderungen der Letztgenannten anzusehen sind, in Anwendung.

§ 12. Heizung der Locomotiven mit Coke, Briquets, Braunkohle und Anthrazit. — Ein guter Coke für Locomotivheizung muss dicht und compact sein, um den grössten Wärmeeffect bei dem geringsten Volumen zu erzielen, aber ohne schwer zu verbrennen. Nicht zerbrechlich, um beim Transport nicht zu viel Abfall zu geben. So frei als möglich von Schwefel.

Die Cokezuführung muss in kleinen Mengen geschehen; indem man die Höhe der Cokeschicht im Mittel etwa $0^m,4$ hoch hält.

Wenn man diese Höhe merklich überschreitet, so wird eine grosse Menge Kohlenoxyd producirt, welches, da eine ungenügende Luftmenge alsdann herzugeführt wird, unbenutzt durch den Schornstein entweicht.

Die Cokestücke müssen eine mittlere Grösse haben, damit nicht zu grosse Zwischenräume zwischen denselben sich bilden.

Die Cokeheizung hat als Nachtheile eine erheblich grössere Ausgabe, schwerere Regulirung des Feuers und stärkeres Angreifen der Siederohre; dagegen als Vortheile sehr wenig Rauchentwickelung und geringen Funkenauswurf.

Die Heizung der Locomotiven mit Briquets hat in den letzten Jahren eine beträchtlich grosse Ausdehnung angenommen.

Ausser einem sehr geringen Anschaffungspreise, besitzen die Briquets vor den anderen Brennmaterialien mehrere Vortheile.

Der Verbrauch an Gewicht ist nahezu gleich dem von Coke; ihre Dichte, welche gleich der von Kohle ist, und ihre regelmässigen Formen erleichtern den Transport und das Laden. Bei dieser letzteren Operation erwächst namentlich eine nicht unwesentliche Ersparniss.

Ihre Härte und ihre Cohäsion machen sie minder leicht zerbrechlich auf dem Transport. Der Abfall beträgt hierbei etwa nur 1—2 %.

Die Höhe der Briquetfeuerung auf dem Roste ist dieselbe wie bei der Stückkohle.

Wenn die Briquets aus harten Kohlen und einem trockenen Klebemittel hergestellt werden, so geht die Verbrennung beinahe ohne Rauch vor sich.

Von den verschiedenen Arten der Braunkohle können nur Lignite und die gemeine Braunkohle zum Heizen verwendet werden.

Die Braunkohle brennt mit einer langen Flamme, welche desto weniger Rauch entwickelt, je mehr sie sich den Kohlen nähert.

Manche Sorten Braunkohle haben die hässliche Eigenschaft des starken Funkenwerfens und ist auf den Sächsischen Bahnen diese Eigenschaft der Hauptgrund gewesen, um von der Braunkohle wieder abzugehen.

Man wendet dieselben auch öfter mit Coke oder Steinkohlen gemischt an.

Bei der Heizung der Locomotiven mit Anthrazit ist eine Verlängerung des Rostes erforderlich.

Eine Anwendung dieses Heizmaterials findet auf deutschen Bahnen nicht statt, dagegen wird aber in Amerika dieses Material vielfach zur Locomotivheizung benutzt. Die dabei verwendeten Roste sind sogenannte Wasserroste aus Siederöhren. (Vergl. p. 245.)

§ 13. Heizung der Locomotiven mit Torf und Holz. — Bei der Torfheizung muss ein öfteres Einschaufeln als bei Steinkohlenheizung stattfinden.

Das Volumenverhältniss von Kohle und Torf beträgt bei gleichem Gewichte etwa 1 : 4 bis 1 : 5; da nun ausserdem 2 Kilogramm Torf etwa so viel leisten als 1 Kilogramm Steinkohle, so ist das einzuschaufelnde Volumen Torf bei gleicher Leistung etwa 8 bis 10 Mal grösser als für Steinkohlen.

Um nun nicht zu oft laden und daher nicht zu viele Torfmagazine bauen zu müssen, ist es nothwendig, einen diesen Verhältnissen entsprechenden Raum für das Feuerungsmaterial auf dem Tender zu haben oder noch besondere Munitionswagen hinter dem Tender mitzuführen.

Die erstere Einrichtung ist auf der Bayerischen, Württembergischen und West-

phälischen Bahn gebräuchlich. Man setzt zu diesem Zwecke einen möglichst grossen Blechkasten, welcher oben mit Klappen zum Einladen versehen ist, auf den Tender.

Auf den Bayerischen Bahnen werden besondere Munitionswagen hinter dem Tender mitgeführt; auch sind hier dem Führer 2 Heizer beigegeben, wogegen auf der Oldenburgischen und Westphälischen Bahn nur 1 Heizer neben dem Führer fungirt. Die dazu benutzten Schaufeln sind grösser als bei Kohlenheizung.

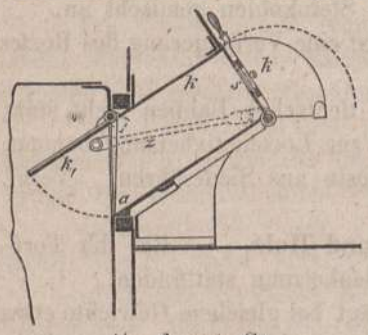
Auf der früher Königlich Hannoverschen Westbahn, jetzt Königlich Westphälischen Bahn war für die Torf-Locomotiven von Prüsmann folgende besondere Einrichtung getroffen.

Bei dem grossen Volumen des einzuschaufelnden Heizmaterials bei Torfheizung waren anfangs 2 Heizer noch ausser dem Locomotivführer zur Bedienung erforderlich. Der eine Heizer legte den Torf so, dass möglichst viel in die grosse röhrenförmige, dem Feuerloche entsprechend geformte Schaufel hineingelegt werden konnte, in die Schaufel; während der andere Heizer den Inhalt derselben in die rasch vom Führer zu öffnende und zu schliessende Feuerthür warf. Bei starken Zügen war ein unausgesetztes Arbeiten des Personals, sowie 2 Schaufeln erforderlich. Diese Arbeit, welche in verhältnissmässig kleinen Räumen ausgeführt werden musste, erschöpfte die Arbeiter vollständig und zog auch die Aufmerksamkeit des Führers von seinen sonstigen Obliegenheiten in zu grossen Zeiträumen ab. Auch musste das wiederholte längere Oeffnen der Feuerthür nur ungünstig auf den Brennmaterialsverbrauch wirken.

Zur Vermeidung dieser Uebelstände sowie auch, um den dritten Mann auf der Maschine entbehrlich zu machen, wurde eine Heizvorrichtung angebracht, die einestheils das genaue Einpacken des Torfs in die Schaufeln unnöthig machte und die anderentheils das Einschaufeln eines grösseren Quantums Torf auf ein Mal gestattete.

Da dieses Letztere durch Anbringung einer viel grösseren Feuerthür erstrebt war, so musste gleichzeitig dafür gesorgt werden, dass während des Einfeuerns der Luftzutritt abgesperrt werden konnte.

Fig. 12.
Prüsmann's Torfheizung.



1/50 d. nat. Gr.

In nebenstehender Fig. 12 ist diese Anordnung dargestellt.

Statt der gewöhnlichen ovalen Feuerthür ist in der hinteren Wand eine viereckige, fast die ganze Breite der Feuerbüchse einnehmende Oeffnung angebracht. Die Unterkante dieser Oeffnung liegt möglichst hoch über dem Roste, damit ein möglichst gleichmässiges Vertheilen des Torfs auf dem Roste stattfindet.

An diese Oeffnung schliesst sich der auf dem Führerstande befindliche Blechkasten *k*, welcher sich auf den Führerstand stützt und mittelst zweier Vorreiber mit der Feuerbüchse verbunden wird. Mit Ausnahme des in der Nähe des Feuers befindlichen Stückes *a* ist der ganze Kasten mit Eisenblech hergestellt.

Die Befestigung des Kastens mittelst zweier Vorreiber wurde gewählt, damit man im Stande war bei etwaigem Zerspringen eines Siederohres, was jedoch bei Torfheizung wohl höchst selten vorkommen wird, den ganzen Heizkasten mit allem Zubehör rasch von der Feueröffnung entfernen zu können.

Um das Durchfallen des Torfs durch den Kasten zu erleichtern, ist der Boden

des Heizkastens möglichst schräg gelegt und die an der Feuerbüchse befindliche Oeffnung weiter als die äussere.

Die Winkeleisen sind, um eine glatte Oberfläche zu erhalten, sämmtlich aussen angebracht.

Die beiden Oeffnungen des Kastens können durch 2 Klappen k_1, k vermittelst der Zugstange z so geöffnet und geschlossen werden, dass immer die eine schliesst, wenn die andere öffnet und umgekehrt. Ist die an der äusseren Oeffnung befindliche Klappe k geöffnet, so ruht sie auf zwei an den Seitenwänden befestigten Knaggen und bildet so eine Vergrösserung der Oeffnung zum bequemen Einwerfen des Torfs. Die äussere Klappe enthält ausserdem noch einen kleinen Luftschieber s.

Die Handhabung dieser Vorrichtung ist folgende:

Hat man einen starken Zug, so dass viel Torf gebraucht wird, so ist für gewöhnlich die untere Klappe geschlossen, die obere geöffnet. Der Heizer wirft dann mittelst einer leichten, aber ziemlich grossen Schaufel den Heizkasten voll und wartet dann bis der Führer ihn anweist, die obere Klappe zu schliessen, wobei sich die untere öffnet und der Torf alsdann auf den Rost rutscht. Es wird dann sogleich wieder die obere Klappe geöffnet, um von Neuem Torf in den Kasten zu laden. Der Heizer braucht sich beim Einwerfen des Torfs nicht so sehr zu beeilen, da während dieses Geschäfts eine nur unerhebliche Menge Luft in das Feuer eintreten kann.

Wird weniger Torf gebraucht, wie bei leichtern Zügen oder kurz vor Ankunft auf der Station, so bleibt die obere Klappe für gewöhnlich verschlossen, während die untere geöffnet steht; erst wenn sich dann wieder das Bedürfniss zeigt Torf einzuwerfen, was man genau durch den Luftschieber s beobachten kann, wird der Heizkasten wieder gefüllt. Es ist dieses letztere Verfahren bei leichten Zügen vorzuziehen, weil anderenfalls der Torf sich zu lange im Feuerkasten aufhalten müsste, wodurch er in der Nähe der Feuerbüchse in Glühen geräth und wohl manchmal lästigen Qualm auf der Maschine erzeugt.

Behufs der Rauchverbrennung kann man den Luftschieber s ein wenig öffnen; die eintretende Luft bewegt sich dann um die Unterkante der Klappe k_1 und bewirkt die Rauchverzehrung vollkommen.

Auf der Oldenburgischen Staatsbahn ist die Feuerungsöffnung etwas, doch nicht erheblich, grösser gemacht, als gewöhnlich für Kohlenheizung und wird die Einfeuerung mittelst geeigneter leichter Blechschaufeln durch den dem Locomotivführer beigegebenen Heizer bewirkt, dessen Arbeit nicht als sehr schwer erachtet wird.

Auf den Bayerischen Bahnen ist die Feuerungs-Oeffnung gleich derjenigen bei Locomotiven mit Kohlenheizung; es sind jedoch dem Locomotivführer zwei Heizer zum Einfeuern beigegeben.

Eine auf den Bayerischen Bahnen gebräuchliche Torfschaufel ist in nebenstehender Fig. 13 und 14 dargestellt.

Fig. 13.

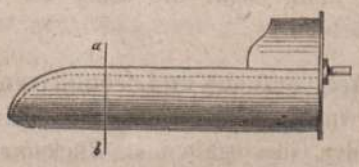


Fig. 14.

1/20 d. nat. Gr.

Diese letzteren beiden Einrichtungen, wonach die Einfeuerungsöffnung nicht sehr abweichend von der bei Kohlenfeuerung construirt ist, ist insofern von Vortheil, als jederzeit die Locomotiven ohne Weiteres für Coke- oder Kohlenheizung verwendet werden können, was bei der vorhin beschriebenen Einrichtung der Locomotiven auf der Westphälischen Bahn (vormals Königlich Hannoverschen West-

bahn) nicht der Fall ist. Es ist dieses unter Umständen unvortheilhaft. So z. B. konnten im Jahre 1866, als eine Anzahl Hannoverscher Locomotiven zur Dienstleistung nach Böhmen commandirt wurden, von den zwischen Lingen und Emden coursirenden mit oben beschriebener Einrichtung versehenen Torfmaschinen kein Stück abgegeben werden, da sonst event. verschiedene Torf-Magazine in Böhmen hätten müssen eingerichtet werden.

Ein bei der Torffeuerung auftretender weiterer Uebelstand ist der des aussergewöhnlich starken Funkenwerfens.

Die meisten ausströmenden Funken sind indess von sehr kleinen Dimensionen, so dass sie, bevor sie zur Erde niederfallen, bereits todt und daher ungefährlich sind.

Die bei der Torffeuerung auftretenden Vortheile bestehen hauptsächlich in der Ersparniss an Reparaturkosten für Feuerbüchse, Siederohre, Roststäbe u. s. w., da Abnutzungen kaum wahrnehmbar sind.

So ist beispielsweise auf der Oldenburgischen Staatsbahn Folgendes bemerkt:

Vom November 1867 bis Juni 1868 musste wegen Mangels an Torf grösstentheils Kohle gebrannt werden; die Kupferstutzen der Siederohre brannten dabei soweit weg, dass Ringe eingetrieben werden mussten, um dicht zu halten, was bei Maschinen, die nur mit Torf geheizt wurden, wohl noch nie vorgekommen ist; ebenso wurden in diesen 6 bis 7 Monaten mehr Roststäbe gebraucht.

Auf der Oldenburgischen Staatsbahn ist man ferner der Ansicht, dass auf der dortigen Strecke die Torfheizung gegenüber der Kohlenheizung entschieden vorzuziehen sei. Auch die Anfangs mit Grund befürchtete leichtere Zündung der ausgeworfenen Torfkohlenstückchen hat glücklicher Weise sich nicht herausgestellt.

Es scheint das wesentlich durch das constante Blasrohr und das Verhältniss desselben zum Schornstein veranlasst zu sein, welche letztere, ohne die Dampf-Capacität des Kessels zu beeinträchtigen, etwas weiter sein kann (ebenso das Blasrohr) als bei Kohlen.

Auf den Bayerischen Bahnen ist bezüglich der Abnutzung der dem Feuer ausgesetzten Kesseltheile bemerkt, dass dieselben bei Torffeuerung sehr geschont werden; namentlich ist die Abnutzung der Roststäbe kaum bemerkbar.

Es sind auch Versuche mit einem Gemisch von Torf und Kohle auf der Hannoverschen Bahnstrecke Hannover-Bremen angestellt worden, ohne indess Resultate ergeben zu haben, welche eine weitere Anwendung vortheilhaft hätten erscheinen lassen.

Bei der Heizung mit Holz sind dieselben Vortheile, in Bezug auf Reparaturkosten der Heizungseinrichtung, welche sich bei dem Torf ergeben, vorhanden. Es theilt aber das Holz dagegen auch den Uebelstand, dass die Funkenerzeugung eine sehr bedeutende ist, sodass Funkenfänger bei diesem Heizmateriale unbedingt nothwendig sind. Zur Heizung mit Holz sind keine besondern Heizvorrichtungen nothwendig; man kann sogar die sonst bei den übrigen Heizmaterialien erforderlichen Schaufeln entbehren.

§ 14. Heizversuche an Locomotiven mit Steinkohlentheeröl. — Zu Melbourne in Australien wurde im November 1865 ein Versuch mit einer Locomotive gemacht, worin das in den Gasanstalten als Rückstand genommene Steinkohlentheeröl als Brennmaterial benutzt wurde. Es werden als Vortheile dieser Feuerung nach dem durch die angestellten Versuche erhaltenen Resultate aufgeführt:

1) grössere Billigkeit und
2) eine leichtere und gleichmässigere Unterhaltung des Feuers.

Ein Entwickeln von Rauch oder Funkenauswerfen aus dem Schornstein ist nicht bemerkt worden.

Was die grössere Billigkeit anlangt, so dürfte dieselbe wohl nur bei den besonderen Australischen Verhältnissen vorhanden sein.

Auf der Französischen Ostbahn wurden im Jahre 1868 Versuche mit Steinkohlentheeröl für Locomotivheizung angestellt. Die Locomotive sowohl als der Tender waren dazu besonders eingerichtet und zwar in folgender Weise (siehe Fig. 15—18, Tafel XII).

Auf der Stelle des Tenders, wo bei der gewöhnlichen Anordnung das Brennmaterial aufbewahrt wird, war eine Cisterne von Eisenblech von etwa 2000 Liter Gehalt angebracht. An der vorderen Seite dieses Behälters befindet sich eine kleine Handpumpe angebracht, welche das Oel durch die Röhren r_1 und r_2 in den vor dem Locomotivschornsteine befindlichen Behälter R pumpt, welcher etwa 500 Liter Inhalt hat. Der Oelstand dieses letzteren Behälters kann durch eine passend angebrachte Glasröhre beobachtet werden.

Von dem Behälter R geht das Oel vermöge seiner eigenen Schwere durch die Röhren r_3 nach dem Vertheilungsrohre v. Zur Regelung des Zuflusses des Oeles dienen die Hähne h h.

Das Vertheilungsrohr besteht aus zwei in einander befindlichen Cylindern c, von denen der innere in dem äusseren sich dreht.

Der äussere feste Cylinder c hat an der unteren Seite 20 angegossene mit Löchern von 5^{mm} Durchmesser versehene Warzen w w. Der innere drehbare Cylinder hat ebenfalls 20 mit den vorstehend beregten Warzen correspondirende Löcher und ist hieraus ersichtlich, dass durch eine Drehung des inneren Cylinders der Zufluss des Theers nach Belieben regulirt werden kann. Die Warzen der festen Röhre führen das Oel in ebenso viele kleine am oberen Ende trichterförmige Röhren t; zwischen diesen letzteren und den betreffenden Warzen befindet sich ein kleiner Zwischenraum, damit von dem Maschinisten jederzeit der Durchfluss bei jedem einzelnen Rohre beobachtet werden kann.

Ferner ist unter der sonst für Kohlenfeuerung eingerichteten Feuerkiste noch der Kasten k angebracht. Die Oeltropfen fallen durch die den Röhren t t entsprechenden Oeffnungen n, n auf den aus feuerfesten Ziegeln hergestellten Boden b. Die beiden in der Feuerkiste noch befindlichen aus feuerfesten Steinen hergestellten Gewölbe haben den Zweck, die Flamme resp. die Gase auf einem grösseren Wege in die Feuerkiste zu leiten.

Die Rostfläche beträgt 0,25 $\square^m$, während dieselbe für Kohlenheizung 1,65 $\square^m$ betrug.

Beim Anheizen ist wegen der etwa zurückschlagenden Flamme besondere Vorsicht zu empfehlen.

Bis zur Erreichung des vollen Dampfdruckes waren $2^3/_4$ Stunden erforderlich, wozu man 57 Liter Oel gebrauchte, und entwickelte sich dabei ein sehr starker Rauch. Wurde zur Verstärkung des Zuges beim Anheizen Dampf von einer anderen Maschine genommen, so gebrauchte man nur $1^1/_4$ Stunde und 50 Liter Oel.

Mit dieser Maschine wurden 4 Probefahrten angestellt und zwar bei der ersten nur mit Maschine und Tender allein. Die grösste Geschwindigkeit betrug hierbei 60 Kilom. pr. Stunde bei einem Oelverbrauch von 4,2 Liter pro Kilometer. Bei der Rückfahrt zog dieselbe eine leere Maschine und Tender und war hierbei der Oelverbrauch 4,58 Liter, bei 60 Kil. Geschwindigkeit pr. Stunde.

Bei einer zweiten Probefahrt zog die Maschine 11 beladene Güterwagen mit einer Geschwindigkeit von 60 Kilom. pr. Stunde und 4,71 Liter Oelverbrauch pro Kilom.

Ein dritter Versuch wurde mit 8 leeren Personenwagen vorgenommen und betrug die Geschwindigkeit 45 Kilom. pr. Stunde bei einer Steigung von 12^{mm} pro Meter.

Beim 4. Versuche wurde der kaiserliche Extratrain von Chalons bis Mourmelon befördert.

Im Durchschnitt hat sich bei diesen Versuchen ein Oelverbrauch von 5 Liter pr. Kilom. ergeben. Mit Saarbrücker Steinkohlen verglichen, da 9 Kilogr. Steinkohlen etwa so viel leisten als 5 Liter Oel, pro Kilometer eine Mehrausgabe von 7 Centimes pro Kilometer für die Heizung mit Theeröl.

Nach den Resultaten der vorstehend angeführten Versuche wurde diese Maschine in regelmässigen Dienst genommen und zwar auf den Zweigbahnen von Flamboin nach Monterau und Flamboin nach Provins.

Die Vertheilung des Oeles wurde hierbei noch verändert.

Die 20 kleinen Ansatzröhren führten das Oel nicht immer gleichmässig zu, so dass auch der Lufteintritt nicht richtig regulirt werden konnte. Um eine gleichmässige Zuführung des Oeles aus den kleinen Ansatzröhren zu ermöglichen, wurde stündlich etwas möglichst hoch gespannter Kesseldampf in das Vertheilungsrohr gelassen, wodurch die Oeffnungen alsdann vollständig gereinigt wurden.

Es kam ferner vor, dass die Rostcanäle sich verstopften, weil der mit dieser Heizung noch nicht vertraute Führer zu viel Oel auf den Rost fliessen liess. Um die Reinigung des Rostes zu erleichtern, wurden in die Verlängerung der Canäle Löcher gebohrt und mit kupfernen Schrauben verschlossen, so dass man nach Lösung dieser Schraube sehr leicht die betreffende Oeffnung reinigen konnte.

Nach Durchlaufen von 800 Kilom. wurde der Rost und die Seitenwände reparaturbedürftig. Der Oelverbrauch hatte während dieser Zeit 6,15 Kilogr. pro Kilom. betragen.

Nach Reparatur und kleinen Aenderungen des Verbrennungsapparates legte die Maschine abermals 1669 Kilom. in regelmässigem Dienste zurück und betrug der Oelverbrauch hierbei 5,98 Kilogr. pr. Kilom. Der Durchschnittsverbrauch für den Dienst der Versuchsmaschine in Flamboin betrug sonach 6 Kilogr. Oel pr. Kilom., während die Maschinen derselben Gattung zu derselben Zeit 9,2 Kilogr. Coke pr. Kilom. verbrauchten. Es wurde alsdann eine kräftigere Maschine zu diesem Zwecke eingerichtet, wozu der Tender der ersten Versuche mit benutzt wurde. Diese letztere Maschine hatte 4 gekuppelte Räder; Cylinderdurchmesser $= 0^{m},42$; $100 \square^{m}$ Gesammtheizfläche. Im Verhältniss zum Roste der ersten Maschine wurde der Querschnitt dieser Oeffnungen um 37 % vergrössert.

Diese neue Maschine versah den regelmässigen Personenzugsdienst auf den Strecken zwischen Epernay und Reims (Steigungen von 9^{mm} pro Meter) und zwischen Epernay und Bar (Steigungen von 5^{mm} pro Meter).

Diese Maschine hatte mit dieser Feuerung 1433 Kilom. zurückgelegt und verbrauchte dabei 5 Kilogr. pro Kilom.; ausserdem 90 Kilogr. zum jedesmaligen Anheizen und 25 Kilogr. pro Stunde Aufenthalt im Bahnhofe in geheiztem Zustande. Die pro Kilogr. verdampfte Wassermenge betrug 10,9 Kilogr.; während mit 1 Kilogr. guter Briquets auf dieser Bahn 7,9 Kilogr. Wasser verdampft werden. [1])

[1]) Ueber die Heizwerthe der Brennmaterialien und das Magaziniren derselben wird im 4. Bande XIII. Capitel gesprochen werden.

§ 15. Das Blasrohr und dessen Wirkung. Allgemeines. — Ein nicht unwichtiger Theil der Locomotive ist das Blasrohr. Die erste Anwendung desselben geschah durch Georg Stephenson an den von ihm für die Killingworth Eisenbahn erbauten Locomotiven im Jahre 1820. Dasselbe hat bekanntlich den Zweck, den in den Cylindern gebrauchten Dampf in den Schornstein zu führen und dadurch die im Schornsteine und der angrenzenden Rauchkammer befindlichen Gase mit fortzureissen, wodurch alsdann in der Rauchkiste eine Luftverdünnung entsteht, in Folge welcher die in den Siederöhren befindliche Luft vermöge der in der Feuerkiste herrschenden Pressung in die Rauchkiste getrieben wird und alsdann gleichzeitig die in der Feuerkiste befindliche Luft in die Siederöhren eintritt. In Folge dieses Vorganges entsteht in der Feuerkiste eine Abnahme der Pressung der darin befindlichen Gase und tritt alsdann die äussere Luft vermöge der Differenz der Pressungen in der Feuerkiste und ausserhalb derselben durch den Aschenkasten und den Rost ein.

Wenn in jeder Secunde eine bestimmte Quantität atmosphärische Luft in die Feuerbüchse eintreten soll, so muss die Pressungs-Differenz zwischen dem äusseren atmosphärischen und dem in der Rauchkammer herrschenden Drucke eine bestimmte Grösse haben, um die folgenden Widerstände zu überwinden:

1) den Widerstand beim Eintreten der Luft in den Aschenkasten;
2) den Widerstand, den der Rost und das auf dem Roste liegende Brennmaterial dem Durchgange der Luft entgegensetzt;
3) die Reibung der Luft an der Heizfläche der Siederöhren;
4) die Widerstände, welche durch Verengungen und Ausweitungen des Röhrensystems von der Feuerbüchse bis zum Schornstein entstehen.

Nach Zeuner ist das Gewicht der durch das Blasrohr pro Secunde angesaugten Luftmenge L:

$$L = D\sqrt{\frac{F_r^{\,2}\left(\frac{F_s}{F_b} - 1\right)}{\mu\, F_s^{\,2} + F_r^{\,2}}}.$$

Hierbei ist:

D das Gewicht der pr. Secunde ausströmenden Dampfmenge,
F_b der Querschnitt der Blasrohrmündung,
F_s der Querschnitt des Schornsteins,
F_r der Gesammtquerschnitt der Siederöhren; befinden sich in den Siederöhren Rohrringe, so ist für den Werth von F_r der sich durch die Rohrringe ergebende Querschnitt in Rechnung zu bringen;

und

$$\mu = \frac{(1 + \alpha\, t_2)\,(1 + \varepsilon)}{2},$$

wobei:

t_2 die Temperatur der Gase in der Rauchkammer bezeichnet,
α der Ausdehnungscoëfficient dieser Gase und
ε einen Widerstandscoëfficienten bezeichnet, der den sämmtlichen Widerständen entspricht, welche die Gase auf ihrem Wege vom Roste bis in den Schornstein zu überwinden haben.

Der Werth von μ ist im Mittel $= 4$ anzunehmen.

Aus der angeführten Gleichung geht hervor, dass bei constantem Querschnitte des Blasrohres und für den gleichen Widerstandscoëfficienten μ (also bei constanter Stellung der Aschenkastenklappe) die durch das Blasrohr angesaugte Luftmenge direct

vom Blasrohrdrucke unabhängig ist, weil der Blasrohrdruck in der Formel nicht enthalten ist.

Ferner ergiebt sich, dass die angesaugte Luftmenge sich gleichmässig mit der Menge des verbrauchten Dampfes verändert. Braucht also die Maschine mehr Dampf, d. h. entwickelt dieselbe eine grössere Zugkraft, so führt das Blasrohr in demselben Maasse mehr Luft herbei, ohne dass von Seiten des Führers irgend eine Manipulation erforderlich ist.

Da ferner

$$D = \frac{4\ O\gamma_0}{\pi} \cdot \frac{s}{d}\, e\, .\, v,$$

wobei:

D die vorige Bedeutung,
O den Kolbenquerschnitt,
γ_0 die Dichtigkeit des Dampfes im Cylinder vor Beginn der Expansion,
s den Kolbenhub,
e das Expansionsverhältniss,
v die Geschwindigkeit der Locomotive und
d den Triebraddurchmesser bezeichnet, so ist auch:

$$L = \frac{4\ O\gamma_0}{\pi} \cdot \frac{s}{d} \cdot e\, v \sqrt{\frac{F_r^2 \left(\frac{F_s}{F_b} - 1\right)}{\mu\, F_s^2 + F_r^2}}.$$

Aus dieser vorstehenden Gleichung folgt, dass bei constanter Blasrohrmündung und unveränderter Stellung der Aschenkastenklappe die Menge der angesaugten Luft sich ändert:

1) proportional der Geschwindigkeit v, mit der die Locomotive sich auf der Bahn bewegt;
2) proportional dem Expansionsverhältniss, wobei aber eine unveränderliche Regulatorstellung vorausgesetzt ist.

Ferner ist die Luftmenge L proportional der Dichtigkeit des Dampfes. Dieser letztere Werth wird um so grösser d. h. nähert sich um so mehr seinem Maximum, der Kesselspannung, je weniger Widerstände auf dem Wege bis zum Cylinder vorhanden sind, woraus folgt, dass, da mit der Grösse der Oeffnung des Regulators die Dichtigkeit γ_0 wächst, auch gleichzeitig die Luftmenge L grösser wird.

Es ist zu Vorstehendem noch zu bemerken, dass je grösser das Expansionsverhältniss e ist, desto kleiner wird die Geschwindigkeit v, so dass also auf starken Steigungen, wo e am grössten und v am kleinsten, das Product $e\ v$ kleiner werden kann, als für horizontale Strecken, welche für denselben Zug mit stärkerer Expansion und grösserer Geschwindigkeit befahren werden.

Ebenso ist die angesaugte Luftmenge nahezu direct proportional dem Dampfdrucke am Ende der Expansion d. h. der Dampfspannung im Augenblicke des Anfanges der Ausströmung.

Wie vorhin erwähnt, wird unter sonst denselben Umständen die Blasrohrwirkung genau in demselben Verhältniss grösser oder kleiner, wie der Dampfverbrauch zu- oder abnimmt. Man könnte darnach annehmen, dass eine weitere Regulirung der Blasrohrwirkung nicht erforderlich sei. Es würde dieses auch zutreffend sein, wenn das Feuer der herbeigeführten Luftmenge immer entspräche oder immer unter denselben Verhältnissen fortbrennte.

Dieser Umstand einerseits, sowie die mehr oder weniger unvollkommene Ausführung der Heizung von Seiten der Locomotivführer andrerseits machen eine Regulirung d. h. eine willkürlich vorzunehmende Aenderung der Wirkung des Blasrohres bei demselben Dampfverbrauche der Maschine nothwendig.

Eine wesentliche Veränderung der Wirkung des Blasrohres ist durch Veränderung des Rauchkammer-Inhaltes nicht zu erreichen. Was die Form der Rauchkammer anlangt, so sind scharfe Ecken zu vermeiden, damit die aus den Siederöhren kommenden Gase ohne viele Wirbel in den Schornstein treten. Die jetzt vorhandene cylindrische Form der Rauchkammer dürfte im Allgemeinen in dieser Beziehung genügen.

§ 16. Regulirung der Wirkung des Blasrohres durch den Locomotivführer während der Fahrt. — Von wesentlich praktischem Interesse ist die Regulirung der anfachenden Wirkung des Blasrohres.

Soll eine Aenderung der Blasrohrwirkung bei constanter Dampfmenge eintreten, so müssen hierzu besondere Mittel, resp. besondere mechanische Vorrichtungen angewendet werden.

Aus der auf p. 342 angegebenen Gleichung ergiebt sich, dass eine Veränderung der Blasrohrwirkung hervorgebracht werden kann durch Veränderung des Blasrohrquerschnitts, des Siederohrquerschnitts, des Schornsteinquerschnitts und der den Gasen bei ihrem Wege vom Roste bis zum Schornstein entgegentretenden Widerstände.

Die Mittel zur willkürlichen Regulirung der Blasrohrwirkung kann man eintheilen:

a) in solche, welche sowohl eine Verstärkung als auch Schwächung des Luftzuges veranlassen,
b) in solche, welche nur eine Schwächung und
c) in solche, welche nur eine Verstärkung des Luftzuges veranlassen.

Zu den unter *a* genannten Mitteln gehören die Veränderung des Blasrohrquerschnittes und die Veränderung des Schornsteinquerschnitts der Stellung der Aschenkastenklappe und Anbringung von Luftschiebern am Rauchkasten und zu den Mitteln ad *c*: das Hülfsblasrohr.

Diese allgemein genannten Mittel sind also:

a) Mittel zur Verstärkung und Schwächung der Blasrohrwirkung:

1) durch Veränderung des Querschnittes der Blasrohrmündung (Condensationsvorrichtung),
2) durch Veränderung des Schornsteinquerschnittes;

b) Mittel, durch welche nur eine Schwäche der Blasrohrwirkung erzielt werden kann;

1) durch Verringerung des Gesammtquerschnitts der Siederöhren;
2) durch Verstellung der Aschenkastenklappe (wenn vorausgesetzt wird, dass bei normalem Gange der Maschine die Aschenkastenklappe ganz geöffnet ist);
3) Anbringung von Luftschiebern an der Rauchkastenwand;
4) Gruson's Jalousie-Funkenfänger.

c) Mittel, durch welche nur eine Verstärkung der Blasrohrwirkung erzielt werden kann

1) durch Zuführung von frischem Kesseldampf durch das Hülfsblasrohr.

Ferner lässt sich eine Aenderung der Wirkung des Blasrohres noch herbeiführen durch Erhöhen oder Erniedrigen der Feuerschicht, Heizung mit mehr oder weniger stückreicher Kohle.

Im Allgemeinen wird jedoch auf diese zuletzt angegebene Weise die Blasrohrwirkung nicht verändert, es wird im Gegentheil die Brennschicht während der Fahrt möglichst constant gehalten.

Eine veränderliche Blasrohröffnung wird im Allgemeinen hergestellt dadurch, dass man entweder dem aus den Cylindern austretenden Dampfe vor seiner Ankunft im Blasrohre theilweise einen Ausweg bietet (Condensationsvorrichtungen, Drosselklappe neben dem Blasrohr siehe Fig. 4, Tafel XIII oder aber dadurch, dass man der Mündung, durch welche der Dampf in den Schornstein strömt, einen veränderlichen Querschnitt giebt.

Um nach den Untersuchungen von Zeuner zu zeigen, wie sich die Wirkung des Blasrohres bei veränderlicher Oeffnung desselben verhält, sei:

L die für den mittleren Blasrohrquerschnitt F angesaugte Luftmenge,
Fs der Schornsteinquerschnitt und
Lx die Luftmenge für den veränderten Blasrohrquerschnitt Fx;

alsdann ist:

$\frac{F}{F_x} =$	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3
$\frac{F_s}{F_b} =$	13,14	11,50	10,22	9,20	8,36	7,66	7,07
$\frac{L}{L_x} =$	1,217	1,132	1,060	1,000	0,948	0,901	0,861

Es ergiebt sich aus vorstehender Tabelle, dass bei einer Verminderung resp. Vergrösserung des Blasrohrquerschnitts um 30 % die angesaugte Luftmenge um 21,7 % und 23,9 % zunimmt resp. abnimmt.

Diese Methode resp. der veränderliche Blasrohrquerschnitt findet sich bei vielen Locomotiven in Anwendung.

Die Regulirung des Zuges durch Veränderung des Essenquerschnitts bei constantem Blasrohrquerschnitt ist nach den Zeuner'schen Untersuchungen ebenso wirksam als vermittelst des variablen Blasrohres.

Diese letztere Methode ist indessen vom praktischen Standpunkte aus als nicht empfehlenswerth zu bezeichnen, da die alsdann zu treffende Einrichtung viel complicirter als die Einrichtung eines veränderlichen Blasrohrs sein würde.

Beide angeführten Regulirungsmethoden haben aber den Nachtheil, dass bei verengtem Querschnitte, resp. bei einer stärkeren Anfachung des Feuers, ein grösserer schädlicher Rückdruck hinter dem Kolben auftritt, wodurch ein Arbeitsverlust der Locomotive herbeigeführt wird.

Die Regulirung des Luftzuges durch Verengung des Siederohrquerschnittes ist namentlich in England zur Ausführung gebracht worden.

Vor den Einmündungen der Feuerröhren in die Rauchkammer waren Schienen jalousieartig angebracht. Entweder werden nun alle Schienen gleichzeitig schräg gegen die Längenachse der Siederöhren gestellt, oder die einzelnen Schienen können unabhängig von einander bewegt werden und so einzelne Reihen der Siederöhren völlig absperren. Diese letztere Einrichtung ist z. B. von Gooch in England ausgeführt worden und wird deren Wirkung in Folgendem betrachtet werden.

Ist F_r der Gesammtquerschnitt aller Siederöhren und der Gesammtquerschnitt der nicht verdeckten Röhren F_{rx}, so ist nach Zeuner:

$\frac{F_{rx}}{F_r} =$	1	7/8	6/8	5/8	4/8	3/8
$\frac{F_r}{F_s} =$	1,764	1,543	1,323	1,102	0,882	0,661
$\frac{L}{D} =$	2,300	2,144	1,956	1,731	1,462	1,150

wenn:

F_s den Querschnitt des Schornsteins,
L die angesaugte Luftmenge und
D die ausströmende Dampfmenge bezeichnet.

Ferner lässt sich eine Veränderung der Widerstände erzielen durch Verstellen der Aschenkastenklappe.

Für verschiedene Werthe des Coëfficienten μ (siehe p. 342) ist alsdann, wenn L und D die vorhin angegebenen Bedeutungen haben, nach Zeuner:

$\mu =$	3	6	9	12	15
$\frac{L}{D} =$	2,300	1,883	1,634	1,462	1,336

Diese beiden angeführten Regulirungsmethoden durch Verdecken der Siederöhren und Verstellen der Aschenkastenklappe sind gleich wirksam. Da die letztere Methode die einfachere ist, so hat sie auch mit Recht die allgemeinste Verbreitung.

Die Anbringung von Luftschiebern an den seitlichen Rauchkastenwänden ist in Deutschland wenig oder wohl gar nicht in Anwendung.

Es ist ferner hier auch der Gruson'sche Jalousiefunkenfänger (siehe Fig. 21 u. 22 auf p. 359) zu erwähnen, bei welchem durch das Verstellen der drehbaren Stäbe eine Veränderung, resp. Verminderung der Blasrohrwirkung hervorgebracht werden kann.

Das Hülfsblasrohr ist ein kleines etwa 13^{mm} weites Rohr, welches von unten in die verticale Achse des Blasrohrs eintritt und direct den Dampf aus dem Kessel in das Blasrohr führt. Die Zuführung wird durch einen kleinen Hahn regulirt.

Man verengt den Querschnitt des Blasrohres, wenn bei starkem Dampfverbrauche zugleich eine Steigerung der Dampfspannung erforderlich ist. Dasselbe erreicht man aber auch durch eine constante Blasrohröffnung mit einem in das Letztere mündenden Hülfs-Blasrohre. In beiden Fällen ist die Erzeugung eines stärkeren Zuges mit Nachtheil verbunden; bei starker Verengung des Blasrohres wegen des eintretenden stärkeren Rückdruckes, bei Anwendung des Hülfs-Blasrohres wegen des Verlustes an Kesseldampf.

Im Allgemeinen lässt sich über die verschiedenen Regulirungsmethoden Folgendes sagen:

Die Regulirung mittelst veränderlichen Blasrohres und constantem Schornsteinquerschnitt kann vollständig ersetzt werden durch ein constantes Blasrohr mit veränderlichem Schornsteinquerschnitt.

Da die Ausführung dieser letzteren Methode aber practischen Schwierigkeiten unterliegt, so ist das veränderliche Blasrohr mit constantem Schornsteinquerschnitt vorzuziehen.

Bei einer zu starken Verengung des veränderlichen Blasrohres kann eine Schwächung der Blasrohrwirkung dadurch herbeigeführt werden, dass zu viel Luft, d. h. mehr Luft als zum Verbrennen der auf dem Roste vorhandenen Brennmaterialien angesogen wird; es wird alsdann eine Temperaturerniedrigung der Gase in der Feuerkiste herbeigeführt. Diese beiden Methoden, resp. die Regulirung der Blasrohrwirkung vermittelst des variablen Blasrohres kann sowohl eine Verstärkung als eine Schwächung des Zuges herbeiführen, da für eine mittlere Leistung der Maschine ein mittlerer Blasrohrquerschnitt zu Grunde gelegt wird.

Von den folgenden Methoden, durch welche nur eine Verminderung der Blasrohrwirkung veranlasst werden kann, da beim normalen Gange der Locomotive die Aschenkastenklappe, die Siederohre, der Gruson'sche Funkenfänger wohl am richtigsten als ganz geöffnet und der Luftschieber als geschlossen angesehen werden kann, ist die Regulirung durch die Aschenklappe die einfachere und daher den anderen vorzuziehen.

Das alsdann noch zu erwähnende Hülfsblasrohr kann nur zur Verstärkung der Blasrohrwirkung dienen.

Aus dem Vorstehenden geht hervor, dass eine vollkommene Regulirung d. h. sowohl eine Verstärkung als Schwächung der Blasrohrwirkung nur durch ein variables Blasrohr herbeigeführt werden kann.

Will man mit den übrigen angeführten Mitteln eine vollkommene Regulirung erzielen, so muss man ein Verminderungsmittel immer mit dem Verstärkungsmittel (dem Hülfsblasrohre) combinirt anwenden, da man sonst nur im Stande ist den Zug des Feuers nach einer Seite hin zu reguliren.

In der Dresdener Eisenbahn-Techniker-Conferenz ergaben die Gutachten der verschiedenen Bahnverwaltungen in Bezug auf die Frage:

»Welche Blasrohr-Einrichtungen haben die besten Resultate ergeben?«

folgendes Resumé:

a) »Für Maschinen mit Condensation sind Blasrohre mit kreisrunder Oeffnung von unveränderlicher Weite am zweckmässigsten, da hier die Veränderlichkeit der Pressung des ausblasenden Dampfes durch die grössere oder geringere Zulassung des gebrauchten Dampfes zum Tender zu reguliren ist.

b) Für Maschinen ohne Condensation scheinen Blasröhren mit veränderlicher Mundstückweite und zwar insbesondere solche mit kreisrunder Mündung und verstellbarem Conus im Innern, den Vorzug zu verdienen, jedoch haben auf mehreren Bahnen bei richtiger und sorgfältiger Behandlung des Feuers auch Blasrohre mit constanter Mündung sich bewährt.

Endlich haben sogenannte Hülfs-Blasrohre für directen Dampf, namentlich bei Kohlenfeuerung, als sehr zweckmässig sich herausgestellt.

§ 17. Ueber den Blasrohrdruck und die Luftverdünnung in der Rauchkammer. — Man kann nach Zeuner bei dem Ausblasen des Dampfes aus dem Cylinder zwei Perioden unterscheiden.

Beim Beginne der Ausströmung hat der Kolben fast seine geringste Geschwindigkeit erreicht; der Dampf strömt in Folge des Ueberdrucks aus und die Dampfspannung im Cylinder sinkt auf einen sehr kleinen Werth herab, bevor der Kolben eine grössere Geschwindigkeit angenommen hat.

Dieses ist die erste Periode des Ausströmens und bezeichnet man sie gemeinhin mit Schlag.

Bei der nun folgenden zweiten Periode ist nur noch ein geringer Ueberdruck vorhanden und erfolgt das Ausströmen fast allein durch den den Dampf vor sich hertreibenden Kolben.

Bei langsamem Gange der Maschine und weiter Blasrohrmündung kann man für jede Kurbelumdrehung die 4 Dampfschläge genau unterscheiden und zwischen je 2 Schlägen wird man die zweite Periode des Dampfausströmens beobachten können. Wird die Geschwindigkeit der Locomotive grösser, so treten die einzelnen Schläge schneller hinter einander auf, bis sie endlich bei grosser Geschwindigkeit der Locomotive nicht mehr zu hören sind und nur durch die periodischen Anschwellungen des Blasrohrdruckes zu bemerken sind.

Bei jeder Umdrehung der Triebräder kommen 4 Maximal- und 4 Minimalwerthe vor und werden diese Werthe um so weniger von einander verschieden sein, je grösser die Locomotivgeschwindigkeit und je mehr das Blasrohr verengt ist.

Ist

F der Querschnitt der Blasrohrmündung in □ Metern,

n der mittlere Blasrohrdruck in Atmosphären und

D die ausströmende Dampfmenge in Kilogr. pr. Secunde, so ist nach Zeuner:

$$D = 287\, F \sqrt{n - 0{,}941}\,,$$

wobei der Ausflusscoëfficent zu 0,95 angenommen ist.

Ist h der Blasrohr-Ueberdruck in Millim. Quecksilbersäule, so ist:

$$h = 0{,}009227\, \frac{D^2}{F^2}\,.$$

Es ist sonach der Blasrohr-Ueberdruck dem Quadrat der Dampfmenge nahezu direct und dem Quadrate des Querschnittes der Blasrohrmündung nahezu umgekehrt proportional.

Da nun ferner die pro Secunde ausströmende Dampfmenge der Geschwindigkeit der Locomotive proportional wächst, so ist ferner unter sonst gleichen Umständen der Blasrohrüberdruck dem Quadrate der Locomotivgeschwindigkeit proportional.

Nach Clark's Versuchen über die Blasrohrpressung hat sich ergeben, dass

1) die Blasrohrpressung bei gleichbleibender Geschwindigkeit direct mit der Endpressung der Expansion wächst;
2) die Blasrohrpressung bei derselben Endpressung der Expansion und bei demselben Blasrohrquerschnitt mit dem Quadrate der Kolbengeschwindigkeit wächst;
3) die Blasrohrpressung für beide Cylinder selbst für hohe Geschwindigkeiten höchstens die Hälfte der Endpressung der Expansion für eine Kolbenfläche erreicht.

Nach Welkner ist die Blasrohrpressung q_1

$$q_1 = \frac{p}{90} \cdot \frac{v}{1000} \left\{ \frac{v}{100} \cdot \frac{n}{8} + \frac{a}{6} \right\} \text{ Pfd. pr. } \square \text{Zoll};$$

hierbei ist:

p der Kesseldruck pr. □ Zoll,
v die Kolbengeschwindigkeit pro Minute,
n das Verhältniss des Kolbenquerschnitts zum Blasrohrquerschnitt und
a die Grösse der Admission des Dampfes im Cylinder ausgedrückt in Procenten des Kolbenlaufs.

Die Luftverdünnung in der Rauchkammer ist dem Blasrohrüberdruck direct proportional. Es hat sonach auch die Luftverdünnung dieselben Maxima und Minima als der Blasrohrüberdruck.

Geht die Maschine langsam, so wird die äussere Luft nicht continuirlich, sondern stossweise durch den Rost eintreten. Es ist dann wohl als richtig anzunehmen, dass hier die Verbrennung eine höchst unvollkommene ist, denn im Augenblick des Dampfschlages wird zu viel Luft und zwischen den Dampfschlägen wird zu wenig Luft herbeigeführt. Es muss hiernach die Blasrohrvorrichtung für langsam gehende Maschinen als unzweckmässig bezeichnet werden.

Die Luftverdünnung in der Rauchkammer ist nach Zeuner:

$$\frac{u}{h} = 2\frac{\mu}{\alpha} \cdot \left(\frac{F_b}{F_r}\right)^2 \cdot \left(\frac{L}{D}\right)^2,$$

wobei:

u der Ueberdruck der äusseren Atmosphäre über den Druck in der Rauchkammer,
h der Blasrohrüberdruck,
$\alpha = 1{,}25$ und die übrigen Bezeichnungen der früheren entsprechend genommen sind.

Nach Mr. Clark's Versuchen beträgt in guten Locomotivkesseln

1) das Vacuum in der Rauchkiste circa $^1/_{14}$ der Blasrohrpressung;
2) das Vacuum in der Feuerkiste ist nahezu $^1/_2$ von dem Vacuum in der Rauchkiste, sonach $^1/_{28}$ der Blasrohrpressung;
3) die Lebhaftigkeit der Verbrennung gemessen durch die verdampfte Wassermenge in gleichen Zeiten und in demselben Kessel stimmt nahezu mit der Quadratwurzel aus dem Vacuum in der Rauchkiste, so dass also ein 4faches Vacuum in der Rauchkiste die doppelte Verdampfung veranlasst.

§ 18. Construction des Blasrohres. Verschiedene Anordnungen. — Nach Redtenbacher hat man für die Grösse F der Blasrohröffnung bei einem veränderlichen Blasrohre:

$$F\text{max.} = 0{,}000128\ H \text{ und}$$
$$F\text{min.} = 0{,}0000273\ H,$$

wenn H die totale Heizfläche bezeichnet.

Nach Zeuner hat man:

$$F_b = \frac{Fr}{2z\sqrt{\mu(1+z^2)}}.$$

Hierbei ist:

F_b der vortheilhafteste Querschnitt des Blasrohres,

F_r die Summen aller Siederohrquerschnitte,

$z = \frac{L}{D}$, wobei:

L das Gewicht der pr. Secunde erforderlichen Luftmenge und

D dasjenige der Dampfmenge und

μ im Mittel zu 4 anzunehmen ist.

Die vortheilhafteste Conicität für den Ausfluss aus Ansatzröhren findet nach Weisbach's Versuchen statt für einen Winkel $\alpha = 5'\ 49'\ 28''$ oder $tg\ \alpha = 0{,}052042$ und zwar für Ansatzröhren, deren Länge gleich dem 13fachen kleinsten Durchmesser ist. Der Winkel α wird hierbei durch die Neigung der Seitenwand des Blasrohres gegen die Verticale gebildet.

Diese vortheilhafteste Länge des Blasrohres lässt sich in der Praxis nicht gut erreichen; man muss sich daher damit begnügen, sich diesem Verhältniss möglichst zu nähern.

In Fig. 19 und 20 Tafel XII sind zwei constante Blasrohre und zwar ein Blasrohr von einer Personenzugmaschine und ein Blasrohr von einer Güterzugmaschine dargestellt.

Das Erstere zeichnet sich durch Einfachheit und durch eine bei der Bewegung des ausströmenden Dampfes möglichst wenig Widerstand verursachende Form aus. Das zweite (Fig. 20) hat unter dem eigentlichen Blasrohre b noch ein besonderes Knierohr k, auf welches das eigentliche Blasrohr aufgeschraubt ist.

Die Personenzug-Maschine für das erstere Blasrohr (Fig. 19) hat zwei gekuppelte Achsen mit Triebrädern von $1^m{,}569$ Durchmesser, $0^m{,}419$ Cylinder-Durchmesser, $1{,}675\ \square^m$ Rostfläche, $92{,}2\ \square^m$ Heizfläche, $3^m{,}45$ lange Siederohre von 46^{mm} äusserem Durchmesser.

Die zum Blasrohre Fig. 20 gehörende Güterzugmaschine hat drei gekuppelte Achsen von $1^m{,}491$ Rad-Durchmesser und $0^m{,}458$ Cylinder-Durchmesser, $1{,}379\ \square^m$ Rostfläche, $130{,}7\ \square^m$ Heizfläche, $4^m{,}184$ lange Siederohre von 46^{mm} äusserem Durchmesser.

Bei dem Entwerfen von veränderlichen Blasrohr-Apparaten ist von wesentlicher Bedeutung, dass der Dampfstrahl durch die Veränderung des Blasrohrquerschnittes keine schiefe Richtung erhält, da hierdurch einestheils die Blasrohrwirkung beeinträchtigt und anderentheils eine rasche Zerstörung des Schornstein-Materials herbeigeführt wird.

Da der Blasrohr-Apparat dem Einfluss der heissen Gase und des Dampfes ausgesetzt ist und dabei vom Führer schwer beobachtet werden kann, so ist es von Wichtigkeit, bei der Construction eines veränderlichen Blasrohr-Apparates auf möglichste Einfachheit zu halten. Die constanten Blasrohre sind in dieser Hinsicht wesentlich im Vortheil.

Eine der ältesten Blasrohr-Vorrichtungen ist die von Polonceau (siehe Fig. 11—14, Tafel XIII.) m ist das messingene Mundstück des Blasrohres, k sind zwei messingene Klappen, welche innerhalb des Stückes m sich dicht anschliessend bewegen und bei a auf Wellen befestigt sind.

Die Klappen k haben an ihrem oberen Ende eine ovale Form, (siehe Fig. 14) um den Querschnitt des Blasrohres und sonach den Dampfstrahl möglichst abzurunden. Die an den Klappen befestigten Wellen treten durch die Rauchkiste, in welcher sie

gelagert sind, nach aussen und nehmen an ihren Enden zwei Hebel *h* auf, die durch die Gelenkstange *z* mit einander verbunden sind. Auf der einen Welle *a* ist zugleich ein Hebel *p* festgekeilt, der vermittelst einer Zugstange *t* mit dem Führerstande in Verbindung steht. Durch Bewegung dieser letzteren Zugstange *t* kann sonach eine Veränderung des Blasrohres herbeigeführt werden.

Veränderliches Blasrohr von Heusinger von Waldegg.

Dieser Apparat zeichnet sich dadurch vortheilhaft aus, dass für jeden Cylinder der gebrauchte Dampf bis zur Mündung des Blasrohres getrennt geleitet wird, wodurch eine Rückwirkung des ausblasenden Dampfes nach dem anderen Cylinder, resp. Kolben und sonach eine Vermehrung des Rückdrucks vermieden wird.

Die Dampfausströmungsröhren *a* (siehe Fig. 7—10, Tafel XIII) nehmen an ihrem Ende die Knieröhren *i* auf, welche vermittelst Lappen mit einander verbunden werden und zwar so, dass zwischen den flachen Wänden *w* eine 13^{mm} weite ausgehobelte Oeffnung, die den parallelen Nuthen *n* in dem auf den Röhren *i i* aufgeschraubten Blasrohr *b* genau entspricht und in denen die Platte *p* von 11^{mm} starkem Eisenblech gleitet, gebildet wird. Mit der Platte *p* ist der Conus *c* fest verbunden. An das untere Ende der Platte *p* greift der Hebel *h* ein, der mit dem ausserhalb der Rauchkammer befindlichen Hebel *q* auf einer Welle gelagert ist. Der Hebel *q* steht durch eine längs des Kessels hinlaufende Zugstange mit dem Führerstande in Verbindung, so dass der Locomotivführer hierdurch jederzeit eine Veränderung der Blasrohrmündung vornehmen kann.

Diese Vorrichtung wurde von Heusinger von Waldegg bereits im Jahre 1848 construirt.

In Fig. 3 und 4, Taf. XIII ist ein Blasrohr einer Güterzuglocomotive der Berlin-Stettiner Bahn dargestellt. Das unter dem Blasrohre *b* befindliche Kniestück *k* hat seitlich noch eine Abzweigung *a*, die eine Drosselklappe enthält; von diesem führt ein Nebenrohr von 52^{mm} lichter Weite bis zur Oberkante des Schornsteins Es ist klar, dass, wenn die Drosselklappe bei *a* geöffnet ist, ein Theil des ausströmenden Dampfes ohne irgend welchen Einfluss auf die Blasrohrwirkung durch das Nebenrohr ausströmt. Der Blasrohrquerschnitt wurde verhältnissmässig gering angenommen, weil der Aschenkasten klein und deshalb auch eine kleine Aschenkastenklappe vorhanden war.

Die mit dieser Blasrohrvorrichtung versehenen Güterzugmaschinen haben drei gekuppelte Achsen von $1^{m},255$ Raddurchmesser, $0^{m},414$ Cylinderdurchmesser, $103,4 \square^{m}$ Heizfläche, $1,28 \square^{m}$ Rostfläche und $4^{m},237$ lange Siederohre von 46^{mm} äusserem Durchmesser.

Blasrohr einer Güterzug-Locomotive der Königlich Preussischen Ostbahn.

Wie aus den Zeichnungen ersichtlich (Fig. 5 u. 6, Taf. XIII), wird die Verengung des Blasrohres durch eine sogenannte Birne hergestellt und zwar kann der Blasrohrquerschnitt von $123 \square^{cm}$ auf $23'9 \square^{cm}$ vermindert werden.

Die Birne *i* hat nach unten eine durch das Knierohr *k* hindurchgehende Verlängerung, durch welche dasselbe mit einem Hebel *h* in Verbindung steht, welcher auf einer am Kreuzrohre bei *a* und in der Rauchkammerwand bei *b* gelagerten Welle befestigt ist. Am äusseren Ende der Welle bei *c* sitzt ein zweiter Hebel *w*, vermittelst welches die Verbindung mit dem Führerstande hergestellt wird.

Die zugehörigen Güterzugmaschinen haben drei gekuppelte Achsen von $1^{m},334$ Raddurchmesser, $0^{m},445$ Cylinderdurchmesser $1,4 \square^{m}$ Rostfläche und $105 \square^{m}$ Heizfläche, die Siederohre sind $4^{m},315$ lang und haben 52^{mm} äusseren Durchmesser.

Eine ebenfalls vielfach gebräuchliche Anordnung eines veränderlichen Blasrohres ist in Fig. 1 und 2, Tafel XIII dargestellt.

Ein durch das Knierohr *k* tretender Stift, welcher, wie bei den vorigen Apparaten bewegt wird, trägt innerhalb des Blasrohres einen hohlen Conus *c*, mittelst dessen die Verengung veranlasst wird.

Die Bewegung des hohlen Conus erfolgt in ganz ähnlicher Weise, wie bei dem vorigen Blasrohre mittelst der auf der Welle *w* aufgekeilten Hebel *h c*.

Die Oeffnung des Blasrohres ist hierbei von 109,4 □^{cm} bis 65,7 □ ^{cm} veränderlich.

Die Maschinen, zu denen dieser Blasrohr-Apparat gehört, haben zwei gekuppelte Achsen, 1,752^{m} Raddurchmesser, 0^{m}419 Cylinderdurchmesser, 1,672□^{m} Rostfläche und 93,6 □^{m} Heizfläche, 3^{m},766 Rohrlänge bei 0^{m},046 äusserem Durchmesser derselben.

Zur Bewegung des Blasrohr-Apparates wendet man auf dem Führerstande meistens eine Schraube mit Kurbel an, wodurch jede beliebige Stellung des Blasrohres innerhalb der gegebenen Grenzen veranlasst werden kann.

Die Construction der nach dem Blasrohre hinführenden Ausströmungsröhren für beide Cylinder wird auf zwei verschiedene Arten ausgeführt:

1) Die beiden Ausströmungsrohre treten am Boden der Rauchkammer bereits zusammen und gehen von dort in verticaler Richtung nach oben.

2) Die beiden Ausströmungsröhren gehen parallel den Rauchkammerwänden und vereinigen sich oberhalb der Siederöhren unter dem eigentlichen Blasrohre.

Die erstere Construction hat den Vortheil der Einfachheit, dabei aber den Nachtheil, dass die mittleren Siederöhren in der Rauchkammer theils schwer, theils gar nicht zugänglich sind; ferner kann bei der ersteren Einrichtung eine Einwirkung des ausströmenden Dampfes auf den anderen Kolben leichter stattfinden.

§ 19. Construction des Locomotiv-Schornsteins nach Prüsmann, Zeuner und Grove. — Ueber den Einfluss des Schornsteins bei der Locomotivheizung sind erst in letzterer Zeit mehrfach Versuche angestellt worden.

Vor Anstellung dieser Versuche war man über die Wirkungsweise des Locomotiv-Schornsteins und die Stellung des Blasrohres zur Unterkante des Schornsteins gänzlich im Unklaren.

Der Schornsteindurchmesser wurde im Allgemeinen etwa nahezu gleich dem Cylinderdurchmesser gemacht, wohingegen die Höhe des Schornsteins über Schienen-Oberkante durch das zulässige Durchfahrts-Profil bedingt war; eine geringere Höhe des Schornsteins war durch die Belästigung des Locomotivpersonals durch den ausströmenden Rauch nicht zulässig.

Zu den beachtenswerthesten dieser Versuche gehören die vom früheren Ober-Maschinenmeister Prüsmann in der Bahnhofs-Werkstätte zu Lingen in den Jahren 1860—1863 angestellten Versuche.

Bei diesen Versuchen fand Prüsmann, dass, um die in Bezug auf die Zugerzeugung günstigste Form der Locomotiv-Schornsteine zu erhalten, man dem Locomotiv-Schornsteine eine conische Gestalt geben muss (siehe Fig. 15, p. 352).

Soll nun für irgend eine Locomotive, die einen cylindrischen Schornstein besitzt, dessen Durchmesser nahezu gleich dem Cylinder-Durchmesser ist, ein Prüsmann'scher geschweifter Schornstein construirt werden, so wird zunächst die Grösse *R*

der Rostfläche in Quadratzollen d. h. der Horizontal-Querschnitt durch die innere Feuerbüchse dicht über dem Roste bestimmt.

Fig. 15.

Ist das Blasrohr veränderlich, so wird derjenige Querschnitt des Blasrohres ermittelt, für welchen die Maschine die stärkste Leistung zu entwickeln im Stande ist.

Der Durchmesser eines Kreises, welcher dem beregten Querschnitte entspricht, sei gleich d.

Bei constantem Blasrohr-Querschnitt wird durch d sonach der vorhandene Durchmesser bezeichnet.

Soll nun bei der betreffenden Locomotive eine stärkere Dampfproduction erzielt werden, so wird der vorhin bestimmte Werth von d unverändert beibehalten.

Hat aber die Locomotive bisher genügenden Dampf producirt, so dass also eine stärkere Dampfproduction nicht hervorgebracht werden soll, so wird alsdann der Blasrohrquerschnitt um etwa 50 % vergrössert und bestimmt man alsdann für diesen um 50 % vergrösserten neuen Querschnitt den Werth von d.

Durch diese letztere Vergrösserung des Werthes von d wird eine Verminderung des schädlichen Rückdrucks auf den Kolben erzielt.

Will man aber sowohl eine bestimmte Vergrösserung der Dampferzeugung als auch eine bestimmte Verminderung des schädlichen Rückdrucks auf den Kolben hervorbringen, so muss dem entsprechend der Werth von d mehr oder weniger vergrössert werden.

Für Coke- und Kohlenheizung besteht alsdann die Gleichung:

$$\delta = 0{,}068749 \sqrt{R}$$

und für Torf- und Holzheizung:

$$\delta = 0{,}068749 \sqrt{1{,}19111\ R}.$$

Ferner ist für die Entfernung der engsten Schornsteinstelle vom Blasrohre, wenn dieselbe mit t bezeichnet wird:

$$t = 2{,}3673 + 0{,}857045717\ \delta - 0{,}136138202\ \delta^2 + 0{,}525258551\ \delta^3.$$

Der engste Schornsteindurchmesser D ist alsdann:

$$D = 2\sqrt{1{,}57129\ (t - 2{,}3673)} + d - \delta$$

sowie ferner der zur Vermeidung der scharfen Ecken an dieser Stelle anzuwendende Durchmesser:

$$D_1 = \left\{2\sqrt{1{,}57129\ (t - 2{,}3673)} + d - \delta\right\} 1{,}025.$$

Die Länge h des unter dem Durchmesser noch vorhandenen Schornsteinstücks ist mindestens zu nehmen:

$$h = \tfrac{2}{3}\ (t - 2{,}3673).$$

Der unterste Schornsteindurchmesser D_2 ist:

$$D_2 = D + 0{,}2708\ h.$$

Zur Bestimmung der verschiedenen Durchmesser des Schornsteins ist der Durchmesser D in der Entfernung $2\ D$ oberhalb der engsten Schornsteinstelle:

$$D_3 = D\ (1 + 4\ \mathrm{tg}\ \beta).$$

In der Entfernung $4\ D$ oberhalb der engsten Schornsteinstelle:

$$D_4 = D_3 + 4\ D\ \mathrm{tg}\ \beta_1 = D\ (1 + 4\ \mathrm{tg}\ \beta + 4\ \mathrm{tg}\ \beta_1).$$

Wenn endlich H die Entfernung der Oberkante des Schornsteins vom Blasrohre bezeichnet, so ist der zugehörige Durchmesser D_5 des Schornsteins:

$$D_5 = D_4 + 2\,(H - t - 4\,D)\,\mathrm{tg}\,\beta_2\,.$$

Zur Bestimmung von $tg\,\beta$, $\mathrm{tg}\,\beta_1$, $\mathrm{tg}\,\beta_2$ hat man Folgendes zu beachten:

War die Conicität des Blasrohres

$$\mathrm{tg}\,\alpha = 0{,}1486,$$

so ist zu nehmen:

$$\mathrm{tg}\,\beta = 0{,}0682,$$
$$\mathrm{tg}\,\beta_1 = 0{,}0833,$$
$$\mathrm{tg}\,\beta_2 = 0{,}0910.$$

Ist dagegen

$$\mathrm{tg}\,\alpha = 0{,}052042,$$

welcher Winkel die vortheilhafteste Conicität des Blasrohres darstellt, so ist:

$$\mathrm{tg}\,\beta = 0{,}06481,$$
$$\mathrm{tg}\,\beta_1 = 0{,}07,$$
$$\mathrm{tg}\,\beta_2 = 0{,}08.$$

Für dazwischen liegende Blasrohrneigungen sind die angemessenen Werthe der Tangenten leicht einzuschalten.

Nach Zeuner ist der vortheilhafteste Querschnitt eines cylindrischen Schornsteins:

$$F_s = \frac{F_r \cdot D}{L}\sqrt{\frac{1 + \left(\frac{L}{D}\right)^2}{\mu}},$$

oder wenn $F_s = \frac{d^2\pi}{4}$, so ist: $$d = \sqrt{\frac{4\,F_r\,D}{\pi\,L}\sqrt{\frac{1 + \left(\frac{L}{D}\right)^2}{\mu}}}.$$

Hierbei ist:

F_r der gesammte Querschnitt der Heizröhren,
D die ausströmende Dampfmenge pr. Secunde und
L die pr. Secunde erforderliche Luftmenge und
μ ein Widerstandscoëfficient, der nach Zeuner im Mittel zu 4 anzunehmen ist.

Nach Zeuner kommt es bei Locomotiven auf die Stellung der Blasrohrmündung gegen das untere Ende des Schornsteins nicht wesentlich an; man hat nur dafür zu sorgen, dass die Mündung nicht zu tief, d. h. nicht unter der oberen Siederohrreihe liegt, damit keine Störung des Dampfstrahles beim Eintritte in den Schornstein stattfindet, und ferner darf man das Blasrohr nicht in die Esse hineinragen lassen, damit die angesaugten Verbrennungsgase nicht durch einen verengten Querschnitt in den Schornstein treten müssen.

Die Untersuchungen von Grove über die Construction des Locomotivschornsteins sind im III Capitel dieses Bandes ausführlich enthalten.

§ 20. Versuche über die Anlage von Locomotiv-Schornsteinen auf der französischen Nordbahn und der Schweizer Centralbahn. — Diese Versuche wurden an Locomotiven in Bezug auf folgende Daten ausgeführt:

1) der Schornsteindurchmesser;
2) Höhe oder Länge des Schornsteins;

3) Dimensionen horizontal liegender Schornsteine;

4) Verzweigung des Blasrohres und Vervielfältigung der Schornsteine.

Zu den Versuchen zur Ermittelung des vortheilhaftesten Schornsteindurchmessers wurden 7 verschiedene Schornsteine angewendet, deren Querschnitt von $0{,}16\square^m$ bis $0{,}04\square^m$ variirte und deren Höhe sämmtlich 2^m betrug.

Der Gesammtquerschnitt der Siederöhren betrug $0{,}21\square^m$.

Der vortheilhafteste Schornsteinquerschnitt für den bei diesen Versuchen angewendeten Blasrohrdurchmesser von $110^{mm} = 9503\square^{mm}$ Querschnitt betrug $0{,}1\square^m$.

Der vortheilhafteste Schornsteinquerschnitt war demnach 11,45 Mal grösser als die Blasrohröffnung und 2,1 Mal kleiner als der Gesammtquerschnitt der Siederöhren.

Um zu versuchen, ob die horizontale Lage des Schornsteins, welche bei verschiedenen neueren Maschinen der Nordbahn vorhanden war, von Einfluss auf die Zugerzeugung sei, wurde bei einer Crampton'schen Maschine der Schornstein versuchsweise horizontal über den Kessel gelegt. Während einer dreimonatlichen Dienstdauer wurde eine Abweichung der sonst vorhandenen Dampferzeugung nicht wahrgenommen.

Die Lage der Esse übt demnach keinerlei Einfluss auf die Wirkung des Blasrohres aus.

Es wurden ferner für horizontale Schornsteine die vortheilhaftesten Dimensionen ermittelt.

Zu diesem Zwecke wurden mit fünf verschiedenen Schornsteinen von $0^m{,}4$; $0^m{,}45$; $0^m{,}48$; $0^m{,}52$; $0^m{,}55$ Durchmesser und $3^m{,}5$ Länge Versuche angestellt. Die hierzu verwendete viercylindrige Personenzug-Locomotive hatte einen Gesammtquerschnitt der Siederöhren von $0{,}38\square^m$ und das constante Blasrohr einen Durchmesser von 100^{mm}.

Die grösste Luftverdünnung wurde bei den Schornsteindurchmessern von $0^m{,}48$ und $0^m{,}52$ erzielt bei den verschiedenen Blasrohrpressungen. Bei Anwendung einer anderen constanten Blasrohröffnung von 125^{mm} Durchmesser erhielt man dieselben Resultate.

Der vortheilhafteste Schornsteinquerschnitt war demnach 13 bis 23 Mal grösser als die Blasrohröffnung und 2,1 bis 2,4 Mal kleiner als der Gesammtquerschnitt der Siederöhren.

Es wurde ferner ein Schornstein von $0^m{,}45$ Durchmesser bei dem Blasrohre von 125^{mm} lichter Weite mit den verschiedenen Längen von 1, 2, 3, 4^m probirt. Es stellte sich dabei heraus, dass die Wirkung des Blasrohres bis zur Länge des Schornsteines von 3^m zunahm; bei einer weiteren Verlängerung des Schornsteines wurde eine Zunahme der Blasrohrwirkung nicht bemerkt.

Bei Versuchen mit einem 100^{mm} weiten Blasrohre schien der Schornstein von $3^m{,}5$ Länge eine grössere Wirkung auszuüben, als jene von 4^m Länge.

Die zweckmässigste Länge des Schornsteins wäre demnach etwa gleich dem 8fachen Durchmesser.

Da die Höhe der Schornsteine durch das Bahnprofil begrenzt ist, so wurden Versuche angestellt mit getheiltem Blasrohr so zwar, dass über jeder Theilmündung desselben ein entsprechender Schornstein vorhanden war.

Der Querschnitt des Blasrohrs sowohl als des Schornsteins war vor und nach der Theilung derselbe.

Das vorhandene 104^{mm} weite Blasrohr wurde in 4 Aeste verzweigt, deren Mün-

dung je 52^{mm} weit war, und der Schornstein von $0{,}42^{m}$ Durchmesser wurde durch 4 Schornsteine von je $0{,}21^{m}$ Durchmesser ersetzt.

Die Höhe jedes einzelnen Schornsteins hätte mindestens $6 \times 0{,}21 = 1{,}26^{m}$ betragen müssen, allein man konnte der hierbei vorhandenen Constructionsverhältnisse halber die Höhe von $0{,}75^{m}$ nicht überschreiten.

Die mit dieser Anordnung versehene Personenzugmaschine versah ihren gewöhnlichen Dienst, ohne dass in der Dampferzeugung ein Unterschied wahrnehmbar gewesen wäre.

Bei einem Blasrohrdrucke von 100^{mm} Quecksilber betrug die Luftverdünnung im Rauchkasten 70^{mm} Wassersäule.

Eine noch stärkere Verzweigung des Blasrohrs und Vermehrung der Schornsteine war aus praktischen Rücksichten nicht ausführbar; auch dürften die Reibungswiderstände eine schädliche Höhe erreichen, wie aus einem Versuche mit 36 Theil-Schornsteinen sich auch ergeben hat.

Von dem Maschinen-Director Riggenbach sind auf der Schweizerischen Centralbahn ebenfalls Versuche angestellt, um Mittel zur Verminderung der Widerstände, welche der Dampf und die Gase im Schornsteine erleiden, zu finden. Es ist dieses durch eine Veränderung der Schornsteinform zu erreichen gesucht, wobei sich 10 % Brennmaterialersparniss ergeben haben.

§ 21. Funkenfänger-Vorrichtungen. Allgemeines. — Bei der Heizung mit Kohlen, Torf und Holz sind wegen der unvermeidlichen Erzeugung von Funken Vorrichtungen nothwendig, welche ein Herausfliegen kleiner brennender Kohlenstückchen aus dem Aschenkasten oder aus dem Schornsteine verhindern sollen.

Wenn es allerdings auch Mittel giebt, die Funkenerzeugung möglichst zu verhüten, so reichen diese doch nicht aus, um eine Anwendung der genannten Vorrichtungen zu verhindern.

Man kann darnach dieselben im Allgemeinen eintheilen:

1) in Vorrichtungen, welche die Funkenbildung verhindern;
2) in solche, welche das Herausfallen von kleinen glühenden Kohlenstücken aus dem Aschenkasten verhüten und
3) in Vorrichtungen, welche die Funken in der Rauchkammer oder im Schornsteine zurückhalten.

Was zunächst die Verhinderung des Vorkommens von kleinen brennenden Kohlenstückchen aus dem Schornsteine anlangt, so kann dieses bei Kohle durch Anwendung eines festen stückreichen Materials, Aufschütten derselben in kleinen Quantitäten, möglichst wenig während der Fahrt, und möglichst nicht an den für Zündung gefährlichen Stellen, bei Torf ebenfalls durch festen Torf vermindert werden.

Ebenso ist ein vorsichtiger Gebrauch des Exhaustors von wesentlichem Einfluss auf das Auswerfen von Funken aus dem Schornsteine. Kräftige Exhaustorwirkungen wie bei Personenzugmaschinen begünstigen sehr den Funkenauswurf.

Ferner wirken die Rauchverbrennungs-Vorrichtungen jeder Art auch günstig auf die Verminderung der Funkenbildung.

Das Herausfallen von glühenden Kohlenstückchen aus dem Aschenkasten ist namentlich bei der Aschenkastenklappe zu vermeiden und sind zu diesem Zwecke verschiedene Vorrichtungen construirt.

Es ist zunächst hierbei erforderlich, dass ein dichter Verschluss des Aschenkastens mit dem unteren Theile der Feuerkiste hergestellt wird, so wie ebenfalls ein dichter Verschluss der Aschenkastenklappe.

Um ferner ein Herausfallen glühender Kohlenstücke aus dem Aschenkasten bei geöffneter Aschenkastenklappe zu verhindern, hat man entweder unter der Aschenkastenklappe noch ein ebenfalls drehbares Sieb angebracht oder man befestigte an den Rand des Aschenkastenbodens ein Winkeleisen von etwa 60^{mm} Schenkelbreite.

Ferner hat man diesen Uebelstand auch dadurch zu vermeiden gesucht, dass man die Charniere der Aschenkastenklappe unten hinlegte und dabei seitlich die Wände des Aschenkastens über die Klappe hinaustreten liess, so dass beim Oeffnen der Klappe seitlich nichts herausfallen konnte.

Die Vorrichtungen zum Zurückhalten der Funken in der Rauchkammer und im Schornstein, beruhen zum Theil im Principe darauf, dass der Luftstrom in solche gekrümmte Bahnen geführt wird, denen die schwereren Kohlentheilchen vermöge ihrer Trägheit nicht gleich folgen können, und stossen auf dem von ihnen eingeschlagenen, dem Luftstrome nicht parallel laufenden Wege auf Hindernisse, verlieren dabei ihr Bewegungsmoment und fallen vertical abwärts.

Es ist zweckmässig bei diesen Vorrichtungen und überall, wenn ein stärkeres Ansammeln von Kohlenstücken stattfindet, in der Rauchkammer ein Wasserrohr anzubringen, welches die auf dem Boden der Rauchkammer sich ansammelnden glühenden Kohlenstückchen auslöscht.

Die allgemein an einen Funkenfänger gestellten Anforderungen sind, dass

1) alle Funken aufgefangen werden und
2) der Luftzug durchaus nicht gestört wird.

Diesen Bedingungen ist bis jetzt noch durch keinerlei Art von Funkenfänger Genüge geleistet; es werden vielmehr entweder mehr oder weniger Funken durchgelassen oder der Luftzug mehr oder weniger gestört.

Die Construction und Anwendung der Funkenfänger richtet sich ferner darnach, ob dieselben bei Holz, Torf und Braunkohlen-Feuerung oder für Coke- und Steinkohlenheizung angewendet werden sollen.

Es ist nämlich bei Holz, Torf und Braunkohle ein viel stärkerer Funkenauswurf vorhanden als bei Coke und Steinkohlen, so dass ein leichteres Verstopfen eintritt. Es ist auch als ein sehr wesentliches Erforderniss bei den Funkenfängern darauf zu rücksichtigen, dass ein leichtes Reinigen eintreten kann.

Namentlich ist bei Anwendung von Sieben bei Torfheizung ein öfteres Reinigen derselben erforderlich. Es geschieht dies durch Herausziehen der Siebe oder aber man klopft während der Fahrt mit einem dem Führer zugänglichen Hammerwerke auf die Siebe.

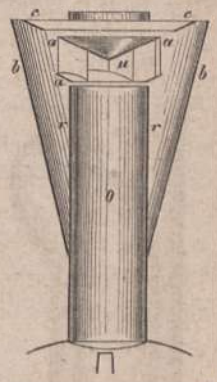
Die Funkenfänger kann man im Allgemeinen in solche eintheilen, bei denen der aus dem Blasrohre entweichende Dampfstrahl mehr oder weniger gestört wird und zweitens in solche, bei denen der Dampfstrahl vom Blasrohre bis zu seinem Ausgange am oberen Ende keinerlei Unterbrechung erleidet.

§ 22. Funkenfänger, bei denen der Dampfstrahl vor seinem Austritte aus dem Schornsteine gestört wird. — Zu den ersteren gehören zunächst die ältesten Funkenfänger, welche aus einem auf dem Schornsteine aufgesetzten Drahtgeflechte bestanden. Dieselben haben sich, da die durch den Wasserdampf angefeuchteten Kohlenstückchen sich darin festsetzten und den Luftzug stark hemmten, nicht bewährt.

Bei dem Klein'schen Funkenfänger (siehe nachstehende Fig. 16, p. 357) wurde der ausströmende Dampf noch immer sehr stark abgelenkt, verhinderte aber das Funkensprühen in wirksamer Weise.

Bei diesem Funkenfänger ist am oberen Rande des Schornsteins *o* ein turbinenartiger Theil *u* angebracht, welcher zwischen den Scheiben *a*, *a*, deren untere ringförmig und deren obere geschlossen ist, gekrümmte Schaufeln enthält, wodurch die Gase und die Funken bei ihrem Durchgange abgelenkt werden und Letztere alsdann entweder gegen die Wand *b* oder den Rand *c* stossen und in den Raum *r* hinabfallen. Der Letztere muss zum Herausnehmen der Kohlenstücke mit einer Klappe resp. Thür versehen sein.

Fig. 16.

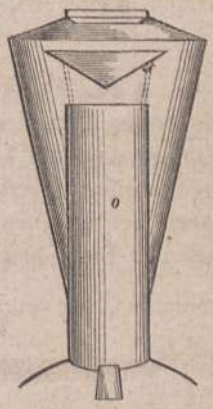


J. J. Meyer in Mühlhausen (siehe nebenstehende Fig. 17) versuchte eine Vereinfachung des Klein'schen Funkenfängers dadurch zu erreichen, dass er die turbinenartigen Schaufeln dieses Apparates wegliess und nur oberhalb des Schornsteins *o* einen etwas conischen Schirm *s* anbrachte, welcher ein Ablenken der Gase und Herabfallen der Funken verursachen sollte.

Ebenso wurden (1844) vom Maschinenmeister Thormann (siehe Fig. 18 und 19, p. 358) auf der Taunusbahn zwei ebenfalls dahin zielende Constructionen angegeben und ausgeführt.

Die erstere Construction (Fig. 18) bestand aus einem um 90° umgebogenen Schornsteine, welcher von einem Mantel *m* umgeben war. Später verbesserte derselbe seine Construction, wie aus Fig. 19 zu ersehen und stimmt dieselbe alsdann im Wesentlichen mit dem Meyer'schen Funkenfänger überein.

Fig. 17.



In neuerer Zeit ist von dem Ober-Ingenieur Ressig ein Funkenfänger construirt, dessen Einrichtung aus Figur 20 (p. 358) zu ersehen ist. Derselbe ist an allen Locomotiven der Carl Ludwigs-Bahn angebracht.

Auf dem cylindrischen Schornsteinrohre *R* ist vermittelst dreier Stützen *S* eine Haube *K* und an dem oberen Theile des gusseisernen Schornsteins ein Aufsatz *A* angebracht. Der gusseiserne Schornstein ist durch einen Blechstutzen nach oben, wie aus der Skizze ersichtlich verlängert.

Die in den Schornstein mit fortgerissenen glühenden Kohlenstückchen sollen durch die mehrmals wiederkehrende Berührung mit den Blechwänden gelöscht werden; dabei findet aber eine Ansammlung von Kohlenstücken in dem Aufsatze *A* nicht statt. Die Dampfentwickelung soll bei Anwendung dieses Apparats nicht gestört werden.

Um dieses zu erreichen, muss die Entfernung *a*—*b* 2,5 Mal und die Entfernung *b*—*c* 3 Mal so gross als der Schornsteindurchmesser sein.

Die Entfernung des unteren Randes der aufgesetzten Kappe *K* von dem oberen Rande des Schornsteins muss durch Versuche bei verschiedenem Brennmaterial bestimmt werden.

Ein solcher Apparat aus 4^{mm} starkem Blech wiegt circa 160 Zollpfund und stellen sich die Erzeugungskosten auf 40 fl. österr. Währung pro Stück.

Alle diese vorhin angegebenen Constructionen von Funkenfängern, bei denen eine Störung, resp. Ablenkung des Dampfstrahles eintritt, sind gegen die im folgenden § aufgeführten Funkenfänger, bei denen eine Störung des Dampfstrahles nicht eintritt, im Nachtheil, da die Blasrohrwirkung bei den ersteren stärker beeinträchtigt wird, wodurch ein Verlust an Brennmaterial herbeigeführt wird. Das eben Gesagte bestätigende Versuche, welche in dieser Beziehung von Gaillard auf der Kaiser Ferdinands-

Nordbahn im Jahre 1853 angestellt sind, ergaben, dass die Leistungen einer Locomotive unter übrigens gleichen Umständen betrugen 1) bei einer Siebplatte im Rauchkasten 83 Pferdekraft; 2) mit einem Meyer'schen Funkenfänger (Fig. 17, p. 357) 79 Pferdekraft; 3) mit einem Klein'schen Funkenfänger (Fig. 16, p. 357) 77 Pferdekraft.

Fig. 18.

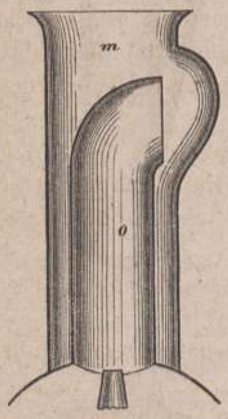


Fig. 19.

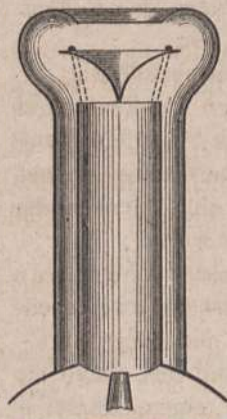
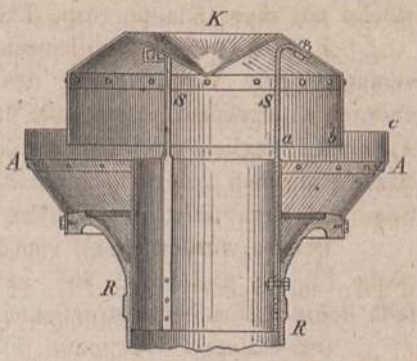


Fig. 20.



§ 23. Funkenfänger, bei denen der Dampfstrahl ungehindert austritt. — Die ersten derartigen Funkenfänger wurden dadurch hergestellt, dass in der Rauchkammer eine mit Löchern von 8^{mm} bis 10^{mm} Weite, deren Mittel etwa 13^{mm} von einander entfernt sind, versehene Siebplatte, oder aber ein aus Drahtstäben oder Flachstäben hergestelltes Gitter mit etwa 6^{mm} weiten Zwischenräumen oder Maschen unterhalb der Blasrohrmündung und oberhalb der Siederohre angebracht war.[2]

Fig. 21.

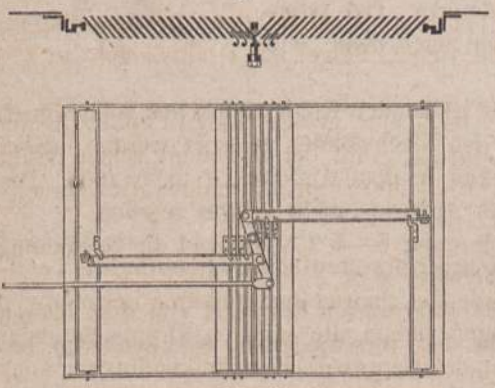


Fig. 22.

Fig. 23.

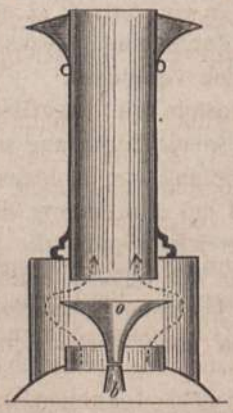
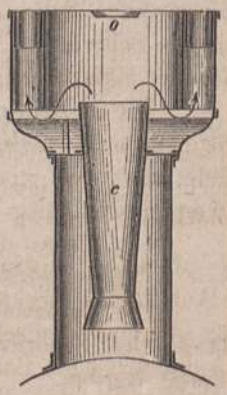


Fig. 24.



Um mit einem möglichst geringen Verlust an Blasrohrpressung die Luft durch die Siebe hindurchzuführen und dabei an Hindernissen Nichts zu verlieren, hat man

---

[2] Auch conische, circa 500^{mm} hohe Körbe aus Drahtgeflechte (von Federdraht) wurden früher zum Funkenabhalten in der Art angewendet, dass dieselben mit der obern weiten Oeffnung genau an die innere Wandung des Schornsteins anschliessen, und mit der untern kleinen Oeffnung

auch wohl bei den aus Flachstäben hergestellten Sieben die einzelnen Stäbe unter 45° geneigt gestellt (Coulissensieb).

Bei dem Gruson'schen Funkentänger (siehe Fig. 21 und 22) sind diese unter 45° geneigten Stäbe mit einander verbunden und zugleich mit einander drehbar, so dass sie durch ihre Stellung gegen einander den Durchgang der Luft mehr oder weniger hemmen.

Die erste Construction von Funkenfängern, welche ohne Anwendung von Sieben in der Rauchkammer eine Störung des aus dem Blasrohre entweichenden Dampfstrahles vermieden, wurde von Heusinger von Waldegg angegeben und ist in vorstehender Fig. 23 zu ersehen.

Oberhalb des Blasrohrs *b* ist ein bogenförmiges Stück *o* angebracht, durch das der Blasrohrdampf hindurchgeht und durch welches gleichzeitig der Luftstrom mit etwa dabei befindlichen Kohlenstücken abgelenkt wird und die Kohlenstückchen anstossen und herabfallen.

Eine andere hierher gehörige Construction ist vom Maschinen-Director Prüsmann angewendet (siehe Fig. 24).

Bei diesem Funkenfänger tritt der aus dem Blasrohre kommende Dampfstrahl in den Schornstein *c*, über dessen oberem Theil eine Oeffnung sich befindet, welche gerade gross genug ist, um den Dampfstrahl aufzunehmen. Die den Dampfstrahl umgebenden Gase mit den Kohlenstücken nehmen den durch die punctirten Linien angedeuteten Weg, und da die Räume, in welche die Gase treten, immer grösser werden, so nimmt die Geschwindigkeit derselben ab und die Kohlenstücke fallen nieder.

Es ist noch zu erwähnen, dass bei Torfheizung, Holz- und Braunkohlenheizung unter allen Umständen Funkenfänger anzubringen sind, da das Funkensprühen bei diesen Brennmaterialien am stärksten.

Auf der Westphälischen Strecke Rheine-Emden waren die Funkenfänger durch Siebe in der Rauchkammer, welche sich zwischen Blasrohröffnung und der obersten Siederohrreihe befinden, hergestellt.

Auf den Bayerischen Bahnen sind Klein'sche Funkenfänger in Anwendung.

Auf der Oldenburgischen Staatsbahn sind Funkenfänger aus Drahtstäben von 2^{mm} lichter Weite hergestellt.

Da bei den angeführten Heizmaterialien sich eine grosse Menge Funken in der Rauchkammer ansammelt, so muss zweckmässig, wie auf der Oldenburgischen Bahn, noch unterhalb der Siederohre ein Raum von $150—200^{mm}$ zur Aufnahme der zurückbleibenden Funken vorhanden sein.

§ 24. Gutachten der Münchener Conferenz deutscher Eisenbahn-Techniker über Funkenfänger. — Bei den in den letzten Jahren angeschafften Locomotiven des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen haben die meisten Drahtsiebe oder Drahtnetze oder Bandeisenstäbe; einige haben die Gruson'schen Funkenfänger; auch haben einige den Klein'schen Funkenfänger; eine Bahn hat den Prüsmann'schen Schornstein als Vorrichtung gegen den Funkenauswurf.

über die Blasrohrdüse genau schliessend aufgesteckt werden. Vermöge der conischen Gestalt des Geflechts treffen die senkrecht aufsteigenden Funken nie auf eine Oeffnung, sondern stets auf eine Drahtwindung und werden in den Rauchkasten zurückgeworfen. Die Oeffnungen des Geflechts verstopfen sich nur sehr leicht durch anfliegende Asche und den ausströmenden Dampf, wodurch der Zug des Feuers sehr gehemmt wird. Vergl. Organ 1846, p. 175.

Anmerk. der Redact.

Der Aschenkasten hat bei einzelnen eine Leiste oder ein 60mm hohes Winkeleisen; ferner eine zweite aus Drahtgeflecht bestehende Klappe unter der ersten.

Ferner ist das Einspritzen von Wasser in der Rauchkiste zum Auslöschen der Funken sehr zweckmässig.

§ 25. Vorrichtungen zur Verhütung des Spuckens. — Wenn der Wasserstand im Kessel zu hoch geworden ist, oder auch bei schmutzigem Wasser wird aus dem Kessel Wasser mit übergerissen und es tritt die Erscheinung des sogenannten Spuckens ein, d. h. es tritt aus dem Schornsteine eine mehr oder weniger grosse Menge Wasser, welches die zunächst dahinter befindlichen Locomotive und Wagen sehr beschmutzt.

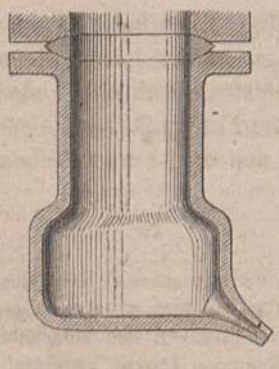
Es sind, um dieses zu verhindern, verschiedene Vorrichtungen erdacht worden. Bereits im Jahr 1845 hat zu dem Ende der Maschinenmeister Wohnlich in Heidelberg einen eigenthümlichen Schornstein construirt[3]). Das obere Ende des cylindrischen Schornsteinrohrs war etwas erweitert und in dasselbe ein kupferner ringförmiger, durch kleine Stehbolzen freigetragener Wulst eingenietet; letzterer reicht in dem bestimmten Abstand über die Oberkante des Schornsteins hinaus und ist in gleichem Abstand nach Aussen herunter gebogen.

Das durch das Blasrohr ausgestossene Wasser steigt nach den Gesetzen der Adhäsion an den innern Wänden des Schornsteins in die Höhe und wird, an dem obern Ende angelangt, durch den ringförmigen Wulst in die als Sammelgefässe dienende, unten gut gedichtete Krone abgeleitet, von wo das Wasser durch ein ca. 40mm weites Ableitungsrohr bis unter die Maschine zwischen das Gleise abfliessen kann, ohne durch Umherspritzen die Maschine, Wagen etc. zu beschmutzen. Obwohl diese Vorrichtung sich bewährt haben soll, ist uns nicht bekannt, dass dieselbe anderwärts in Anwendung gekommen ist.

Von Blenkinsop ist im Jahre 1857 eine derartige Vorrichtung construirt, welche darin besteht, dass an der tiefsten Stelle der Dampfantrittscanäle ein kesselförmiger kupferner Behälter angebracht ist. An der tiefsten Stelle hat dieser Behälter eine fortwährende offene 13mm weite Ausgussöffnung, durch welche das Wasser fortwährend abfliessen kann. Diese Einrichtung hat sich auf den Braunschweig'schen Bahnen bewährt.

Der von Peter Hoffmann construirte Apparat (siehe Fig. 25) ist ganz ähnlich dem vorigen und wird auf der Oberschlesischen Bahn mit ganz zufriedenstellendem Erfolge angewendet. Die Anbringung desselben geschieht an der unteren Wand des tiefsten Punktes der Dampfaustrittscanäle.

Fig. 25.



§ 26. Die in den Technischen Vereinbarungen des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen enthaltenen hierher gehörigen Bestimmungen. —

I. Grundzüge für die Gestaltung der Haupt-Eisenbahnen Deutschlands.

§ 103. Die tiefsten Punkte der Maschine müssen stets 130mm über der Oberkante der Schienen bleiben. Die Höhe der Schornsteine soll, von Schienen-Oberkante ab gemessen, nicht mehr als 4m,570 sein.

[3]) Vergl. Organ 1846, p. 102 und daselbst Fig. 8 auf Tafel XIX.

§ 120. Unter dem Feuerkasten muss sich ein fest anschliessender Aschenkasten befinden, dessen Vorderseite und, wo es erforderlich ist, auch Hinterseite mit einer beweglichen Klappe versehen ist, welche vom Führer geöffnet und geschlossen werden kann.

§ 121. Der Beschaffenheit des Brennmaterials entsprechend soll jede Locomotive mit einem zweckmässigen Funkenfänger versehen sein.

Literatur.

1. Heizung der Locomotiven mit Coke, Steinkohlen, Braunkohlen und Anthrazit.

Anthrazit. Ueber die Heizung der Locomotiven mit Anthrazit. Le Technolog, 1851. Octb. p. 44. Organ für Eisenbahnwesen 1852, p. 62—64. Polyt. Centralblatt 1852, p. 143—145.

Begründung des Princips der Verkleinerung der freien Rostfläche bei der Beheizung der Locomotiven mit Steinkohlen und Coaks. Organ für Eisenbahnwesen 1850, p. 159. 160. Eisenbahnzeitung 1851, p. 6.

Boardman's Locomotive für Steinkohlenfeuerung. Eisenbahnzeitung 1857, No. 4. Organ für Eisenbahnwesen 1857, p. 149. Polyt. Centralblatt 1857, p. 371. Dingler's Journ. Bd. 143, p. 335.

Borsig'sche Tenderlocomotive für Steinkohlenfeuerung auf der Saarbrücker Eisenbahn. Dingler's Journal, Bd. 143, p. 335. Eisenbahnzeitung 1857, No. 4. Organ für Eisenbahnzeitung 1857, p. 150. Polyt. Centralblatt 1857, p. 372.

Brennen der Steinkohlen in Locomotiven. Erbkam's Zeitschrift 1856, Heft 3. Dingler's Journal, Bd. 140, p. 402.

Chobrzynski, über das Brennen von Steinkohlen in Locomotiven auf den französischen Bahnen. Erbkam's Zeitschrift 1856, p. 247. Organ für Eisenbahnwesen 1856, p. 21.

Couche, Benutzung von Cokes, Stein- und Braunkohlen für Locomotiven. Annales des mines. 4. S. F. 19. p. 425.

Erdmann, über Benutzung aschenreicher Steinkohlen zur Locomotivheizung. Journal für prakt. Chemie 1845, Nr. 7 und 8 und Hartmann's Eisenbahnzeitung 1846, p. 31 und 155.

Foucon, Untersuchungen über die Verbrennung der Steinkohlen in Locomotivfeuerungen. Polyt. Centralblatt 1859, p. 1055.

Fothergill, Bericht über Steinkohlen und Cokes brennende Locomotiven auf der London und und Southwestern Eisenbahn. Organ für Eisenbahnwesen 1857, p. 53.

Hager, über die Locomotiven mit Steinkohlenfeuerung in den Vereinigten Staaten. Dingler's Journal, Bd. 146, p. 1.

Johnson, über die Verwendung des Anthrazits zur Heizung von Locomotiven. London. Journ. 1847, Nov. p. 299. Polyt. Centralblatt 1848, p. 234.

Locomotivheizung mit Braunkohlen. Wochenschrift des schlesischen Vereins für Berg- und Hüttenwesen 1859, Nr. 15. Dingler's Journal, Bd. 152, p. 157.

Locomotivheizung mit mineralischen, in Böhmen vorfindigen Kohlengattungen. Zeitschrift des österreichischen Ingenieur-Vereins 1850, p. 160. Eisenbahnzeitung 1851, p. 2.

Nowotny, Ergebnisse der Steinkohlenfeuerung in Locomotiven auf der Sächsisch-Bayerischen Staatsbahn. Eisenbahnzeitung 1857, Nr. 5. Organ für Eisenbahnwesen 1857, p. 91. Deutsche Gewerbe-Zeitung 1857, p. 43. Polyt. Centralblatt 1857, p. 373.

Scheffler, über Steinkohlenfeuerung bei Locomotiven. Organ für Eisenbahnwesen 1857, p. 51.

Steinkohle, als Heizmaterial bei Locomotiven. Polyt. Notiz Bl. 1857, p. 215.

Steinkohlen, über die durch den Gebrauch der Steinkohlen etc. an Stelle des Cokes zur Locomotivfeuerung angeblich hervorgerufene grössere Gefahr in Bezug auf Wald- und Feldbrände. Erbkam's Zeitschrift 1860, p. 2. Polyt. Centralblatt 1860, p. 161.

Steinkohlen, über Verwendung der Steinkohlen statt der Coaks. Dingler's Journal, Bd. 143, p. 335.

Steinkohlen, über die Anwendung der Steinkohlen zur Feuerung der Locomotivkessel. Pract. Mech. Journ. Sept. 1854, p. 139. Polyt. Centralblatt 1854, p. 1370. Eisenbahnzeitung 1854, p. 131.

Steinkohlenfeuerung für Locomotiven. Eisenbahnzeitung 1858, Nr. 27. Polyt. Centralblatt 1858, p. 1157.

Steinkohlenheizung, über Steinkohlenheizung der Locomotiven. Dingler's Polyt. Journal 1857, Bd. 143, Heft 5.

Steinkohlenziegel, über die Verwendung der Steinkohlenziegel und der Stückkohle auf belgischen Eisenbahnen. Erbkam's Zeitschrift 1858. Dingler's Journal, Bd. 148, p. 462.

Tomlisson, das Verbrennen von Steinkohlen in Locomotivkesselöfen. Ann. der mines, t. 15, Livr. 3, p. 575. Polyt. Centralblatt 1860, p. 820.

Veit-Meyer, über das Brennen von Steinkohlen in Locomotiven auf den französischen Bahnen. Erbkam's Zeitschrift 1856, p. 247. Organ für Eisenbahnwesen 1856, p. 21. Polyt. Centralblatt 1856, p. 585.

v. Weber, Notizen über die auf der Chemnitz-Riesaer Eisenbahn angestellten Versuche der Locomotivfeuerung mit Braunkohlen. Polyt. Centralblatt 1850, p. 193.

Wood's und Marschall's Versuche über den Verbrauch von Steinkohlen in Vergleich mit Coaks in den Locomotiven. Armengaud's Genie 1855, Apr. p. 225. Dingler's Journal, Bd. 137, p. 348.

Zusammenstellung der Resultate der bisherigen Versuche auf den Preussischen Bahnen, die Anwendung von Steinkohlen an die Stelle von Cokes zur Feuerung der Locomotiven. Erbkam's Zeitschrift 1857, p. 185. Eisenbahnzeitung 1857, Nr. 14 und 15. Organ für Eisenbahnwesen 1857, p. 171. Dingler's Journal, Bd. 144, p. 102. Polyt. Centralblatt 1857, p. 502.

Zusammenstellung der neuern auf den preussischen Eisenbahnen über Heizung der Locomotiven mit Steinkohlen gewonnenen Resultate. Erbkam's Zeitschrift 1859, p. 4. Dingler's Journal, Bd. 155, p. 87. Polyt. Centralblatt 1859, p. 702.

2. Heizung der Locomotiven mit Holz, Torf und Petroleum.

Deville und Dieudonné, über die Anwendung der Mineralöle zum Heizen der Dampfmaschine, insbesondere der Locomotiven. Compt. rend. t. 69, p. 933. Nov. 1869. Dingler's Journal 1870, Heft 3, p. 209.

Holz und Torfheizung, über Heizung der Locomotiven mit Holz und Torf und die auf den Herzogl. Braunschweig'schen Eisenbahnen hierüber angestellten Versuche. Eisenbahnzeitung 1844, p. 1.

Klein, über Torffeuerung für Locomotiven. Encyclopäd. Zeitschrift 1847, Jan. p. 17. Polyt. Centralblatt 1846, Bd. 7, p. 418. Eisenbahnzeitung 1845, p. 407.

Meissner, über die Torfgewinnung und Torffeuerung in besonderer Rücksicht auf die Bayerischen Staatsbahnen. Zeitschrift des österreichischen Ingenieur-Vereins 1855, Nr. 9. 10. Dingler's Journal, Bd. 138, p. 65.

Petroleumheizung, Locomotiven mit Petroleumheizung. Organ für Eisenbahnwesen 1866, p. 136.

Petroleumheizung, Locomotiven mit Petroleumheizung. Zeitschrift des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen 1866, p. 116.

Prüsmann, über die Heizung der Locomotiven mit Torf auf der Hannoverschen Westbahn. Organ für Eisenbahnwesen 1864, p. 93. Mit Abbild.

Stutz, Locomotive mit Mineral-Oelheizung. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1870, p. 18.

Torffeuerung, Notiz über die Locomotiven der Bayerischen Bahn mit Torffeuerung. Organ für den Fortschritt des Eisenbahnwesens 1854, p. 206.

Torfheizung, Versuche auf den Braunschweig'schen Eisenbahnen, die Dampfwagen mit Torf zu heizen. Eisenbahnzeitung 1844, Nr. 1, p. 1. Polyt. Centralblatt 1844, Bd. 3, S. 395. Hartmann's Eisenbahnzeitung 1845, p. 21.

3. Ueber Blasrohr-Apparate.

Blasrohreinrichtungen, Amerikanische. Organ für Eisenbahnwesen 1860, p. 116.

Blasrohrapparat, veränderlicher an den Locomotiven auf der Taunusbahn. Organ für Eisenbahnwesen, Bd. 1, p. 17. 18. Dingler's Polyt. Journal, Bd. 97, p. 3. Polyt. Centralblatt 1846, Bd. 7, p. 363.

Blasrohrapparat, veränderlicher von Sharp & Comp. in Manchester und Meyer & Comp. in Mühlhausen, Organ für Eisenbahnwesen, Bd. 2, p. 125.

Bodmer's Verbesserungen an Locomotiven (Ventil im Exhaustor). The Engineer 1858, Jan.—Juni.

Dampf-Ein- und Ausströmungsröhren und Regulator-Apparate. Organ für Eisenbahnwesen 1851, p. 82.

Edward's Klappe für das Ausblasrohr. Civil Eng. and Arch. Journal 1843, März, p. 77. Polyt. Centralblatt 1843, Bd. 1, p. 408.

v. Grimburg, R., Mittheilungen über die von der Oesterreichischen Staats-Eisenbahn-Gesellschaft mit der Locomotive »Leopoldstadt« in Temeswar angestellten Versuche (über Dampfvertheilung, Blasrohrwirkung). Zeitschrift des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen 1862, p. 641.

Hartwig's, H., neuer veränderlicher Blasrohrapparat. Polyt. Centralblatt 1860, p. 499.

Heusinger v. Waldegg, Beschreibung von 4 neuen veränderlichen Blasrohrvorrichtungen (von Polonçeau, Stephenson, Kessler-Cockerill und v. Maffei). Heusinger v. Waldegg, Organ, Bd. 2, p. 76; Bd. 3, p. 175. Polyt. Centralblatt 1849, p. 408.

Heusinger v. Waldegg's neueste Verbesserungen an den Dampfausströmröhren und veränderlichen Blasrohrapparaten. Organ für Eisenbahnwesen 1848, p. 105.

Heusinger v. Waldegg's neuer veränderlicher Blasrohrapparat. Organ für Eisenbahnwesen 1851, p. 149.

Heusinger v. Waldegg und W. Clauss, die Locomotiv-Maschine. Wiesbaden 1858.

Mac-Connels verbessertes Blasrohr an Locomotiven. Pract. Mech. Journal 1855, p. 126. Organ für Eisenbahnwesen 1855, p. 169.

Mac-Connell's Verbesserungen an den Locomotiven. (Blasrohr und Kolben.) Armengaud's Génie industr. Apr. 1856, p. 176. Dingler's Journal, Bd. 142, p. 6.

Miller's Regulator für die Ausblaserohre der Locomotiven. Pract. Mech. Journal 1859, p. 282. Polyt. Centralblatt 1859, p. 574.

de Pambour, über die Wirkung des Dampfausblaserohrs auf die Verdampfungsfähigkeit des Kessels der Dampfwagen. Compt. rend. Vol. X, p. 472. Polyt. Centralblatt 1840, p. 472.

Welkner, die Locomotive. Grundzüge ihrer Constructionsverhältnisse. Göttingen 1859.

Zeuner, das Locomotiven-Blasrohr. Zürich 1863.

4. Ueber Kesselfeuerung und Rauchverbrennungsapparate.

Belpaire's neue Art der Locomotivfeuerung. Wochenschrift des schlesischen Vereins für Berg- und Hüttenwesen 1861, Nr. 51. Polyt. Centralblatt 1862, p. 407.

Behne's öffentliche Verwahrung gegen die vorgekommene unrechtmässige Bezeichnung eines von ihm erfundenen Locomotiv-Systemes. Mit Abbild. Scheffler's Organ 1863, p. 226.

Blenkinsop, über das Locomotiv-System Behne-Kool, zur Ergänzung einer rationellen Steinkohlenfeuerung, und über eine für die Herzogl. Braunschweigsche Eisenbahn erbaute Lastzugslocomotive »Bruno«. Organ für Eisenbahnwesen 1862, p. 9. Polyt. Centralblatt 1862, p. 304.

Booth, Verbesserungen an der Feuerung der Dampfwagen. Rep. of pat. Inv. 1837, p. 343. Polyt. Centralblatt 1838, p. 208. Dingler's Journal, Bd. 67, p. 359.

Chanter's und Gray's Heizvorrichtung für Dampfwagen. London Journ. 1838, Jan. p. 214. Rep. of pat. Ind. 1838, Apr. p. 192. Polyt. Centralblatt 1838, p. 237.

Clarke, über rauchverzehrende Heizung der Locomotiven mit Steinkohlen. Civ. Eng. and Arch. Journ. 1859, p. 370. Dingler's Journal, Bd. 155, p. 93. Deutsche Gewerbe-Zeitung 1859, p. 409.

Clauss, Rauchverzehrung nach dem Systeme Tenbrinck in Locomotiven. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1862, p. 187.

Clauss, über Steinkohlenfeuerung und die Steinkohlenmaschinen nach Beattie's Patent. Organ für Eisenbahnwesen 1858, p. 227; 1860, p. 209. Polyt. Centralblatt 1859, p. 308.

Crampton's, Treppenrost für Locomotiven. Rep. of pat. Ind. Jan. 1856, p. 32. Polyt. Centralblatt 1856, p. 591. Dingler's Journal, Bd. 140, p. 401. Organ für Eisenbahnwesen 1856, p. 20. Erbkam's Zeitschrift 1856.

Gruson, über Rauchverbrennung bei Locomotiven. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1866, p. 106.

Hawthorn's, R. und W., Feuerthür zur Rauchverhütung für Locomotivkessel und andere Feuerungen. London Journal 1859, p. 210. Polyt. Centralblatt 1860, p. 153. Dingler's Journal, Bd. 155, p. 91.

Newton, verbesserte Feuerung für Locomotivkessel. London Journal, Jan. 1854, p. 9. Polyt. Centralblatt 1854, p. 1168.

Noblemaire, über Rauchverbrennungsapparate an den englischen Locomotiven. Annales des mines t. XV, p. 411. Polyt. Centralblatt 1860, p. 258.

Norrisson's Speisung der Locomotivfeuerungen mit heisser Luft. Dingler's Journal, Bd. 159. Organ für Eisenbahnwesen 1861, p. 124.

Prüsmann's rauchverzehrende Locomotiven. Zeitschrift des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen 1862, p. 430.

Prüsmann, über den Einfluss des Luftzuges auf den Effect der Steinkohlen. Zeitschrift des Architecten- und Ingenieur-Vereins für Hannover 1867, p. 307.

Rauchverbrennung bei englischen Locomotiven. Zeitschrift des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen 1865, p. 7. Organ für Eisenbahnwesen 1864, p. 172.

Rauchverbrennung bei Locomotiven mit Steinkohlenheizung. Zeitschrift des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen 1863, p. 175.

Rauchverbrennungsapparate, bei Locomotiven. Organ für Eisenbahnwesen 1864, p. 40, 211 und 213 mit Abbild. Armengaud's Génie indust Oct. 1862, p. 207. Annales des mines, 6. Lieferg. 1863.

Rauchverbrennungapparate an englischen Locomotiven. Zeitschrift des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen 1863, p. 655.

Rauchverbrennungsapparate, deren Einführung bei französischen Locomotiven. Zeitschrift des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen 1864, p. 515.

Rauchverbrennungs-Mittel für Locomotiven mit Kohlenheizung. Zeitschrift des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen 1862, p. 444.

Rauchverbrennungsvorrichtungen bei Kohlenfeuerung der Locomotiven von der Köln-Mindener Bahn. Organ für Eisenbahnwesen 1866, p. 237. (Bericht der Köln-Mindener Eisenbahn über Bau und Betrieb pro 1864, p. 41.)

Rauchverbrennungs-Vorrichtung auf französischen Eisenbahnen. Zeitschrift des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen 1862, p. 224.

Rauchverzehrende Locomotiven auf französischen Eisenbahnen. Zeitschrift des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen 1866, p. 244.

Rauchverzehrung, über die Verwendung der Steinkohle zur Locomotivfeuerung. Die Maschinen mit rauchverzehrender Feuerbüchse von Tenbrinck, Toni-Fontenay und Belpaire. Armengaud's Génie industr. Oct. 1862, p. 204. Dingler's Polyt. Journal, Bd. 167, p. 86.

Rühlmann, Allgemeine Maschinenlehre. III. Bd. Braunschweig 1868.

Sharp und Vorston, die Locomotivkesselfeuerung. London Journal, Apr. 1856, p. 211. Polyt. Centralblatt 1856, p. 653.

Stösger, L., über die verschiedenen Vorrichtungen zur rauchfreien Verbrennung der Steinkohle in Locomotiven und einen neuen Apparat dieser Art. Organ für Eisenbahnwesen 1861, p. 49.

Thierry's Rauchverbrennungsapparat bei Locomotiven. Organ für Eisenbahnwesen 1866, p. 75. (Civil-Ingenieur 1865, Heft 6.)

Zeh's Vorrichtung, um das Niederschlagen der Verbrennungsproducte bei Locomotiven zu beseitigen. Zeitschrift des österreichischen Ingenieur-Vereins 1858. p. 219. Polyt. Centralblatt 1859, p. 407.

5. Ueber Funkenfänger-Apparate und Locomotiv-Schornsteine.

Apparate zur Verhinderung des Funkenauswurfs bei Locomotiven. Eisenbahnzeitung 1860, Nr. 11. Polyt. Centralblatt 1860, p. 698.

Briscoe's Funkenhalter für Dampfwagen. Mech. Mag. Nr. 32, p. 302. Polyt. Centralblatt 1841, p. 87.

Circular-Verfügung des Ministeriums für Handel, Gewerbe und öffentliche Arbeiten in Preussen vom 6. September 1859, betreffend die Verminderung des Funkenauswurfs der Locomotiven bei Benutzung von Kohlen zu deren Heizung. Erbkam's Zeitschrift für Bauwesen 1860, p. 1.

Cowper's Locomotivkessel mit mehreren Schornsteinen und Blasrohren. Polyt. Centralblatt 1852, p. 544.

Curtis Funkenaufhalter. Civ. Eng. et Journ. 1838, March. p. 134. Polyt. Centralblatt 1838, p. 1022.

Freisauff von Neudegg's Apparat zum Verhüten des Funkensprühens. Verhandlungen des niederösterreichischen Gewerbevereins. Heft V, p. 13.

Funkenfänger von Woodward, Klein, Hänel, Enderlein, Mohn und Symington. Deutsche Gewerbezeitung 1845, Nr. 8 und 13, und Berliner Gewerbe-, Industrie- und Handelsblatt, Bd. 15, Nr. 3 und 9; und Polyt. Centralblatt 1845, Bd. 5. p. 534.

Gaillard, Probefahrten mit drei Funkenfängervorrichtungen. Organ für Eisenbahnwesen 1854, p. 1.

Grey's Funkenabhalter für Dampfwagen. Mech. Mag. Febr. 1837, p. 375. Polyt. Centralblatt 1837, p. 652.

Hänel, über Funkenfänger für Locomotiven. Deutsche Gewerbezeitung 1845, Nr. 13. Hartmann's Eisenbahnzeitung 1846, p. 3.

Heusinger v. Waldegg, über die an den Locomotiven der Taunusbahn angewandten Funkenfänger-Schornsteine. Organ für Eisenbahnwesen. Bd. 1, p. 175.

Heusinger v. Waldegg's Funkenfänger. Organ für Eisenbahnwesen 1850, p. 53. Polyt. Centralblatt 1850, p. 1479.

Klein's Apparat zur Verhinderung des Funkensprühens der Locomotiven. Förster's Bauzeitung 1842, p. 310. Eisenbahnzeitung 1843, p. 13.

Mil Holland's Funkenfänger für Locomotiven. Le Technologiste 1847, Oct. p. 38. Polyt. Centralblatt 1848, p. 233.

Nozo und Geoffroy, Versuche über die Anlage von Locomotiv-Essen. Organ für Eisenbahnwesen 1861, p. 215. (Mémoires de la Société des Ing. civils 1863.)

Preisaufgabe auf Funkenabhalter. Verhandlungen des preussischen Gewerbevereins 1839, p. 31. Polyt. Centralblatt 1839, p. 1117.

Prüsmann's Funkenfänger und geschweifter Schornstein. Organ für Eisenbahnwesen 1864, p. 39 und 87 mit Abbild.

Prüsmann, die Construction der Locomotivessen und über die Wirkung des Blasrohrs, mit Abbd. Organ für Eisenbahnwesen 1865, p. 79.

Ressig's Apparat zur Verhinderung des Funkenfluges bei Locomotiven. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1873, p. 173.

Rosenkranz, ein neuer Locomotivschornstein und ein damit in Verbindung gebrachter Funkenfänger (Prüsmann'scher). Mit Abbild. Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure 1865, p. 69.

Schultz's Funkenabhalter für Dampfwagen. Mech. Mag. Nr. 683, p. 396. Polyt. Centralblatt 1837, p. 239.

Schwedler, die Einrichtung der Funkenfänger an Locomotivschornsteinen. Erbkam's Zeitschrift 1860, p. 285. Polyt. Centralblatt 1860, p. 753.

Thormann's Funkenfänger für Locomotivschornsteine. Deutsche Gewerbezeitung 1846. Nr. 14, p. 82. Zeitung für Eisenbahnwesen. 2. Bd. p. 112. Polyt. Centralblatt 1846. 6. Bd. p. 299.

Vorrichtung an den Locomotivschornsteinen um das Wasserauswerfen derselben zu beseitigen. Organ 1846, p. 209.

v. Weber, M., über das Funkensprühen der Locomotiven. Polyt. Centralblatt 1847, p. 1042 und 1105.

VI. Capitel.

Ueber Wasserspeiseapparate.

A. Gewöhnliche Pumpen, Condensations-Vorrichtungen etc.

Bearbeitet von

Georg Meyer,

Königl. Maschinenmeister der Oberschlesischen Eisenbahn zu Ratibor.

B. Ueber Injectoren.

Bearbeitet von

Ludw. Becker,

Central-Inspector der Kaiser-Ferdinands-Nordbahn in Wien.

(Hierzu Tafel XIV bis XVI.)

A. § 1. Allgemeines über Speisung des Kessels mit Wasser. (Menge des zu pumpenden Wassers.) — Das im Locomotivkessel während der Fahrt verdampfte Wasser muss wieder ersetzt werden, um den Wasserstand im Kessel auf der normalen Höhe zu erhalten.

Dieses geschieht durch Anwendung von Speise-Apparaten und zwar bestehen dieselben hauptsächlich aus zwei Arten:

a) aus Saug- und Druckpumpen;

b) aus Dampfstrahlpumpen (Injectoren).

Die gewöhnlichen Saug- und Druckpumpen sind so eingerichtet, dass sie zugleich mit der Bewegung der Maschine in Thätigkeit treten, resp. aufhören. Da also bei diesen Pumpen beim Stillstande der Maschine kein Wasser in den Kessel geschafft werden kann, so wird es nothwendig, wenn man das unnütze Einfahren von Wasser, d. h. das Bewegen der Locomotive zu dem Zwecke, um Wasser in den Kessel zu pumpen, vermeiden will, noch eine Pumpe zu haben, welche beim Stillstande der Maschine den Kessel speisen kann.

Man setzte zu diesem Ende anfangs noch eine Handpumpe auf den Führerstand, deren Hebel dem Führer leicht zugänglich war; später wendete man statt der Handpumpe Dampfpumpen an, welche von dem in dem Locomotivkessel befindlichen Dampfe gespeist wurden.

Die Maschine braucht je nach der verschiedenen Stärke der zu entwickelnden Zugkraft eine verschieden grosse Menge Wasser.

Die Grösse, resp. Leistung der Pumpen muss so bemessen sein, dass eine dieser Pumpen allein dem Kessel das nöthige Wasser auch selbst bei der grössten Geschwindigkeit der Maschine zuzuführen vermag.

Obgleich nun eine Pumpe zum gewöhnlichen Speisen des Kessels hinreichend sein muss, so bringt man dennoch stets zwei Pumpen an, damit, wenn eine schadhaft werden sollte, die zweite zur Reserve diene; ferner will man auch durch gleichzeitiges Wirken beider Pumpen das Speisen des Kessels beschleunigen können in einem für die Heizung günstigeren Zeitpunkt, z. B. beim Bergabfahren oder Einfahren in die Stationen.

Es ist zweckmässig die Speisung des Kessels so zu reguliren, dass dieselben auf Gefällen oder beim Einlaufen in die Stationen in möglichst ausgedehnter Weise stattfindet.

Die Bewegung der Pumpen findet bei der Fahrt fortwährend statt und müssen daher noch Vorrichtungen angebracht sein, um den Wasserzufluss zum Kessel zu reguliren, resp. ganz aufhören lassen zu können.

§ 2. Allgemeines über Construction der Pumpen. — Man kann im Allgemeinen bei den Speisepumpen unterscheiden solche mit veränderlichem Hub und solche mit constantem Hub.

Die Pumpen mit veränderlichem Hub, wobei die Veränderlichkeit des Hubes durch eine entsprechend eingeschaltete Coulisse etc. erreicht wird, sind nur vereinzelt zur Anwendung gekommen, da der hierdurch beabsichtigte Vortheil keineswegs durch die complicirtere Construction aufgewogen wird und auch der wirklich erzielte Vortheil nur illusorisch ist.

Bei den Pumpen mit constantem Hub unterscheidet man Pumpen mit langem und solche mit kurzem Hub. Bei den Ersteren erhält der Pumpenkolben seine Bewegung direct von dem Dampfkolben der Locomotive; bei der zweiten Art wird dagegen die Bewegung von einem der Excentrics, gewöhnlich dem Excentric für die rückgängige Bewegung der Locomotive mitgetheilt; zuweilen wird auch wohl ein besonderes Excentric für die Pumpe angewendet.

Die Pumpengehäuse oder Pumpenkörper werden entweder von Messing oder Gusseisen hergestellt und innerhalb oder ausserhalb des Rahmens je nach der Lage des Angriffspunktes für die Bewegung des Pumpenkolbens befestigt.

Die Pumpenkolben sind bei den Pumpen mit langem Hub massive Cylinder von Stahl, Schmiedeeisen oder Messing (in letzterem Falle mit einer schmiedeeisernen Spindel) von $0^m,04$ bis $0^m,06$ Durchmesser und werden entweder an dem im Kreuzkopf gewöhnlich befindlichen Bolzen zur Verbindung der Kurbelstange mit demselben, oder auch wohl an dem Kreuzkopf selbst befestigt. Der Hub dieser Pumpen variirt entsprechend dem Kolbenhube von $0^m,46$ bis $0^m,61$. Zuweilen werden auch wohl, wie bei Crampton'schen Maschinen, diese Pumpen in der Achse der Dampfcylinder befestigt, wobei alsdann die nach der vorderen Seite des Cylinders durchgehende und mit einer Stopfbüchse gedichtete Kolbenstange den Pumpenkolben bildet.

Bei den Pumpen mit kurzem Hub wird der Pumpenkolben von Gusseisen oder Messing hergestellt und beträgt der Durchmesser entsprechend dem kürzeren Hube von $0^m,11$ bis $0^m,14$.

Der Pumpenstiefel enthält sowohl für Pumpen mit kurzem als auch mit langem Hub an dem einen Ende zur Aufnahme und gleichzeitigen Führung des Kolbens eine Stopfbüchse; für den übrigen Raum des Pumpenkörpers, in den der Kolben hineintritt, ist ein möglichst geringer Zwischenraum zwischen dem Kolben und Pumpen-

körper zweckmässig, um einestheils den schädlichen Raum, der bei heissem Tenderwasser störend wirken kann, möglichst gering zu machen und zweitens, damit in der Pumpe beim Stehen nicht zu viel Wasser vorhanden ist, wodurch die Gefahr des Einfrierens und Zerspringens der Pumpe vermehrt wird.

Von dem anderen Ende des Pumpenstiefels zweigen Röhren zur Aufnahme der Saug- und Druck-Ventile ab, welche Letztere so nahe als möglich am Pumpenstiefel sitzen müssen. Unterhalb befindet sich das Saugventil, oberhalb zwei (seltner ein) Druckventile möglichst nahe bei einander. Man nimmt aus dem Grunde zwei Druckventile, weil das dem Kessel zunächst liegende Druckventil durch Schlamm und Kesselstein leicht undicht werden und dadurch zum Versagen der Pumpe Veranlassung geben kann.

Die Lage der Ventile muss so bestimmt werden, dass man bei etwaigem Nachsehen oder Reparaturen möglichst leicht zu denselben gelangen kann.

Man construirt dieselben jetzt meistens als Kugelventile, während früher Kegel- und Muschel-Ventile angewendet wurden.

Die Kugel-Ventile wurden zuerst vor etwa 30 Jahren von John Melling in Liverpool construirt. Die Kugeln haben vor den anderen Ventilen den Vortheil, dass sie sich nicht schief auflegen, wohingegen die Führungen der Kegel- und Muschel-Ventile sich leicht festsetzen. Bei den Kugeln kommt ferner immer eine andere Stelle zum Aufliegen, so dass Sand oder Schmutz so leicht nicht die Ventile undicht machen können.

Früher machte man die Kugeln hohl; da aber eine gleiche Wandstärke derselben schwer herzustellen, so schlugen dieselben immer auf eine Stelle und wurden dadurch unrund. Man macht jetzt die Kugeln meistens massiv und ist auf eine möglichst gleichmässige Dichte derselben beim Giessen zu sehen, da sonst der vorhin beregte Uebelstand, wenn auch in geringerem Grade, auftritt.

Die Ventilsitze müssen aus härterem Metall gefertigt und besonders eingesetzt sein und zwar so, dass sie sich nicht leicht losschlagen aber leicht losnehmen lassen können.

Die Kugeln erhalten zur Führung ein Gehäuse (Korb), welches Oeffnungen für den Durchfluss des Wassers in genügendem Querschnitt besitzen muss. Die Querschnitte der Durchgangsöffnungen für das Wasser müssen so gross sein, dass die Geschwindigkeit des Wassers bei grösster Geschwindigkeit der Locomotive 2^m nicht überschreitet.

Die Aus- und Einströmungsöffnungen müssen so zu einander liegen, dass der Rückschlag aus dem Kessel das Ventil direct auf den Sitz und nicht gegen die Korbwand wirft.

Die bei dem Pumpen mit kurzem Hub vorhandene Lenkstange ist mindestens $0^m,5$ lang zu machen. Kann man diese Länge durch einfache Verbindung des Excentrics mit der Pumpenstange nicht erreichen, so muss man die Achse vermittelst eines Bügels umspannen und alsdann die Pumpenstange an der Excentricstange angreifen lassen.

Die Verbindung der Pumpenstange mit dem Kolben, welche zweckmässig möglichst tief im Letzteren liegt, ist möglichst gut zu schmieren, um ein Ausreiben der Charniertheile zu vermindern.

Die Saug- und Druckröhren werden aus Kupfer von 2^{mm} bis 3^{mm} Wandstärke hergestellt und an den Enden mit aufgelötheten Flantschen versehen.

Um das Arbeiten der Pumpe controliren zu können, muss zwischen dem ersten

und zweiten Druckventil, und zwar möglichst nahe unter dem oberen Ventil, ein Probirhahn angebracht werden; auch kann man durch denselben etwa vorhandene Luft entfernen.

Es ist vortheilhaft Saugwindkörper anzubringen, damit die Pumpen bei rascher Bewegung oder bei heissem Wasser noch immer vortheilhaft arbeiten können.

Der Saugwindkessel ist dicht unter dem Saugventile anzubringen und ist die Grösse desselben etwa gleich dem doppelten Stiefelinhalt zu machen.

§ 3. Beschreibung einiger Speisepumpen nebst Details. — In Fig. 1, 2, 3 auf Tafel XIV ist eine Speisepumpe mit kurzem Hub von einer Maschine entnommen, welche im Jahre 1859 von der Borsig'schen Maschinenfabrik für die Oberschlesische Bahn geliefert worden ist.

Die Pumpenstange ist, um eine nicht zu geringe Länge für dieselbe zu erhalten, an der vorderen Seite des Excentrics befestigt und greift, wie aus der Zeichnung hervorgeht, mit einem Bügel um die Achse herum. Dieser Bügel ist dann durch einen Keil mit der eigentlichen Pumpenstange verbunden. Die Pumpenstange ist durch einen Bolzen mit dem Schraubenstück *s* verbunden, welches Letztere den aus Messing hergestellten Pumpenkolben erfasst.

Die Dichtung und Führung des Pumpenkolbens erfolgt durch die Stopfbüchse, welche in den gusseisernen Pumpenkörper *k* hineintritt. Seitlich am Pumpenkörper schliesst sich das Saugventilgehäuse und oben das Druckventilgehäuse an.

Die Ventile sind aus Messingkugeln hergestellt und erhalten ihre Führung durch messingene Ventilkörbe. Die Ventilkörbe werden durch Stellschrauben *r* festgestellt. Die Ventilsitze sind besonders eingesetzt und erhalten ihre Dichtung durch Anziehen der Stellschrauben *r*.

Zwischen den beiden Ventilen zweigt ein kleines Kupferrohr ab, welches nach einer seitlich vom Führerstande leicht zu erblickenden Stelle sich an einen Probirhahn anschliesst, welcher Letztere durch eine kleine Stange vom Führerstande aus leicht zu öffnen und zu schliessen ist.

Dicht unter dem Saugventile zweigt ein Seitenrohr ab, welches den Saugwindkessel *w* aufnimmt.

Eine zweite Pumpe mit kurzem Hub ist in Fig. 4 und 5 auf Tafel XIV dargestellt.

Die durch ein besonderes Excentric in Bewegung gesetzte Pumpenstange fasst mit der Schraube *s* den aus Messing hergestellten Pumpenkolben *k*. Der Pumpenkolben erhält seine Führung durch die im gusseisernen Pumpenkörper gelagerte Stopfbüchse.

An den Pumpenkörper schliesst sich seitlich das Druck- resp. Saugventilgehäuse an.

Die Führung der Ventilkugeln wird durch Messingkörbe hergestellt.

Diese Pumpe gehört zu kleinen Tendermaschinen, welche 353^{mm} Cylinderdurchmesser, 523^{mm} Kolbenhub bei 1020^{mm} Triebraddurchmesser besitzen.

Bei den Speisepumpen mit kurzem Hub ist es, wie schon erwähnt, vortheilhaft, den Angriffspunkt der Lenkstange möglichst weit in das Innere des Kolbens hinein zu schieben. Je tiefer aber derselbe im Kolben liegt, desto schwieriger wird die Schmierung desselben und muss es daher zweckmässig erscheinen, Einrichtungen zu treffen, welche das Schmieren erleichtern und dadurch den sonst häufigen Reparaturen vorbeugen.

Eine dahin zielende Construction ist bereits im Jahre 1855 von der Maschinen-

fabrik Karlsruhe ausgeführt und aus Fig. 6 und 8 auf Tafel XIV zu ersehen. Die Gelenkstange t endet in einer Kugel und ist vom Oelgefäss ab der ganzen Länge nach durchbohrt. Die Kugel der Lenkstange ruht in einem dreitheiligen Rothgusslager, welches durch einen im Kolben verstellbaren Ring c mehr oder weniger gegen die Kugel gepresst werden kann. Ein Losdrehen des Cylinders c wird durch eine entsprechend angebrachte Klinke verhindert.

Eine ähnliche zu diesem Zwecke construirte Vorrichtung ist aus Fig. 7, 9—13 auf Tafel XIV zu ersehen.

Fig. 11 stellt den Kolben im Längendurchschnitte, Fig. 9 die Verbindung der Lenkstange mit dem Excentric, Fig. 13 die obere Ansicht des Excentric mit Lenkstange und Kolben, Fig. 10 ist ein Kolbenschnitt, Fig. 12 zur Hälfte Durchschnitt, zur Hälfte Ansicht des Kolbens, Fig. 7 ist die obere Ansicht der inneren Kolbentheile.

An dem im gusseisernen Kolben k (siehe Fig. 10—13) befindlichen Ende der Pumpenstange t wird der bewegliche Theil durch zwei cylindrische, an den Enden abgeschrägte Theile gebildet (Fig. 13). Dieser bewegliche Theil stützt sich nach der vorderen Seite hin auf eine entsprechend ausgefraiste Rothgusspfanne, die mit dem Kolben durch zwei Stahlschrauben fest verbunden ist.

An der andern Seite wird die Pumpenstange durch zwei Rothgusslager gehalten, welche nach vorn aus dem Kolben heraustreten und hier in zwei Flantschen endigen, welche oben und unten durch Schrauben verbunden werden. Mit Hülfe der Schrauben s, welche sich gegen den Kolbenflantsch stützen und durch die Flantsche der Rothgusslager hindurchtreten, kann nun das Lager am Drehzapfen beliebig festgestellt werden.

Es ist ferner an jedem dieser Rothgusslager ein Oelschmiergefäss angebracht, das vermittelst einer bis zum Drehzapfen führenden Durchbohrung das Oel bis zum Drehzapfen fortleitet.

Obgleich nun bei dieser Einrichtung das Oel im Lager an der Stelle zugeführt wird, wo der stärkste Druck stattfindet, so hat die Erfahrung doch gezeigt, dass dasselbe in völlig genügender Weise stattfindet.

Das andere Ende der Pumpenstange wird im Excentric durch ein an das Letztere angegossenes und durch einen Keil verstellbares Lager aufgenommen (Fig. 9, Tafel XIV).

Diese Construction, sowie die vorher beschriebene, sind bereits seit zwölf resp. acht Jahren in Anwendung und haben seit jener Zeit keine nennenswerthe Reparatur veranlasst. Auch sollen dieselben bei einiger Aufmerksamkeit der Führer noch sehr lange benutzt werden können, ohne einer Reparatur zu bedürfen.

Eine Speisepumpe mit langem Hub ist in Fig. 14, Tafel XIV dargestellt. Dieselbe gehört zu einer Schnellzugmaschine von 379^{mm} Cylinderdurchmesser, 523^{mm} Kolbenhub und $2^{m},040$ Triebraddurchmesser.

§ 4. Dampfpumpe von Borsig. — In Fig. 15 und 16 auf Tafel XIV ist eine von Borsig gebaute Dampfpumpe dargestellt.

Eine gusseiserne Fundamentplatte a nimmt sowohl den Dampfcylinder als auch den Pumpenstiefel, sowie die Schwungradwelle auf.

Der Dampfcylinder c erhält durch das Dampfrohr und mittelst des durch das Excentric x bewegten Schiebers den Dampf in gewöhnlicher Weise zugeführt. Der aus Gusseisen hergestellte Dampfkolben o trägt oben zur Dichtung Compositionsringe und setzt sich nach unten als Pumpenkolben fort, wo er von dem gusseisernen Pumpenstiefel aufgenommen wird.

Seitlich neben dem Pumpenstiefel befinden sich die beiden Ventilgehäuse für Saug- und Druckventil. In der Mitte der Kolbenstange werden durch einen Bolzen die beiden nach der Kurbelwelle führenden Lenkstangen *s*, *s* aufgenommen.

Diese Dampfpumpe ist auf dem Führerstande links neben der äusseren Feuerkistenwand angebracht.

§ 5. Ueber die Leistung der Speisepumpen, Vorrichtungen zum Abstellen derselben, Probirhähne. — Was die Leistung der Speisepumpen anlangt, so ist dieselbe namentlich für hohe Geschwindigkeiten gewiss ziemlich niedrig anzunehmen.

Man rechnet gewöhnlich für Pumpen, welche mittelmässig ausgeführt sind, einen Wirkungsgrad von 0,8 der theoretischen Leistung.

Bei der hohen Geschwindigkeit der Locomotivspeisepumpen ist indess ein viel niedrigerer Wirkungsgrad derselben anzunehmen.

Um das Arbeiten der Pumpen aufhören zu lassen, müssen besondere Vorrichtungen angebracht werden.

Man bewerkstelligt dieses einfach dadurch, dass man entweder das im Tender befindliche Ventil des Saugrohres zuschraubt oder durch einen im Saugrohre unterhalb des Führerstandes eingeschalteten Hahn den Wasserzufluss vom Tender her absperrt. Es bewegt sich alsdann der Pumpenkolben ruhig weiter, ohne Wasser ansaugen und in den Kessel fortschaffen zu können.

Es sind ferner noch die üblichen Probirhähne zu erwähnen.

Dieselben werden meistens ausserhalb der Maschine auf dem Plateau angebracht.

Das fortwährende Tröpfeln derselben ist namentlich im Winter, wo das Wasser auf dem Plateau gefriert, sehr lästig und auch für den Führer gefährlich. Um diesem Uebelstande abzuhelfen, hat man in Amerika die Probirhähne folgendermaassen construirt.

Ein Kegelventil wird durch Schrauben und Kurbel gegen seinen Sitz gedrückt und kann so einen wasserdichten Schluss herbeiführen. Soll nun Wasser fortgelassen werden, so wird die Kurbel und Schraube in entgegengesetzter Richtung gedreht. Da das Ventil sich nicht gleichzeitig mit der Schraube dreht, sondern nur sich auf- und nieder bewegt, so entsteht auf der Sitzfläche nur eine geringe Reibung beim Oeffnen und Schliessen und muss sonach die Dichtung lange gut bleiben.

Diese Einrichtung ist von M. Nab in Newyork ausgeführt.

§ 6. Ueber die Verbindung des Druckrohres mit dem Kessel. — Nach dem im Organ für Fortschritte des Eisenbahnw. 1871 S. 109 enthaltenen Referate über Beantwortung der Frage B. No. 12 ist der Anschluss des Druckrohres der Speisepumpe am zweckmässigsten am vorderen Theile des Langkessels anzulegen und zwar weil es sich empfiehlt, das Speisewasser im Kessel an der Stelle einzuführen, wo die niedrigste Temperatur herrscht, damit einestheils die schädlichen Einwirkungen der Abkühlung auf die Kesseltheile möglichst vermieden werden und anderntheils dem Verstopfen der Eintrittsöffnung durch Kesselsteinbildung, welche unmittelbar beim Eintritt desto energischer ist, je grösser der Temperaturunterschied zwischen Kessel- und Speisewasser ist, thunlichst vorgebeugt wird. Ferner damit die Abscheidung des Schmutzes aus dem Wasser, welche grösstentheils in unmittelbarer Nähe der Einströmung stattfindet, in einem Theile des Kessels erfolge, wo derselbe am wenigsten erhärtet und aus welchem derselbe am leichtesten zu entfernen ist.

Es wird dabei als Regel von der grössten Zahl der Verwaltungen betrachtet,

dass der Anschluss des Druckrohres zwischen der Mitte des cylindrischen Kessels und der Rauchkammer anzubringen ist.

Um die Abkühlung des Kessels durch das eintretende Speisewasser abzuschwächen, ist von einigen Bahnen die Anwendung von inneren Rohransätzen, um dem eintretenden Wasser eine unschädliche Richtung zu geben, versucht und wird auch theilweise empfohlen.

Zu demselben Zwecke hat man auch Schutzbleche den Einströmungsöffnungen gegenüber angebracht.

Versuche mit Anbringung des Speiserohrs in der Nähe der Feuerkiste sind auf einigen Bahnen angestellt und haben ungünstige Resultate als: leichtes Verkrusten der Eintrittsöffnungen, Störung der Stetigkeit der Dampfspannung erzielt.

Die Pfälzische Bahn-Verwaltung hat die Speiserohre versuchsweise bei einigen Maschinen in der hinteren Feuerkistenwand stattfinden lassen, hat aber wegen Ansammeln vielen Schlammes zwischen der äusseren und inneren Feuerkistenwand und Eintreten von Rissen in den Ecken der Feuerkiste diese Anordnung wieder aufgegeben.

Auf der Oldenburger Bahn hat man, um dem bei der üblichen Einführung des Speisewassers sich zeigenden erheblichen Uebelstand rascher und schädlicher Inkrustirung der Siederöhren zu begegnen, die Kesselspeiserohre versuchsweise seitlich unten am äusseren Feuerkasten eingeführt. Das sich ergebende geringe Lecken der Siederohre wurde bald beseitigt und haben andere Uebelstände sich nicht gezeigt. Angesichts dieser günstigen Resultate sollen diese Versuche bei zwei weiteren Maschinen fortgesetzt werden und dabei soll das Lecken der Siederohre von vornherein dadurch vermieden werden, dass die Einmündung an die Hinterwand der Feuerkiste verlegt wird, das Wasser in aufsteigender Richtung einströmen lässt und möglichst vertheilt.

Der Abschluss am Kessel selbst wird entweder durch einen Hahn oder durch ein Ventil hergestellt oder auch durch Beides gleichzeitig. Die Anbringung eines sogenannten Kesselhahnes ist deshalb nicht zu empfehlen, weil der Hahn sich durch Ablagerung von Kesselstein, was namentlich an dieser Stelle eintritt, leicht festsetzen kann und so bei eintretendem Erforderniss seinen Dienst versagt.

In Fig. 17 und 18, Tafel XIV ist eine Verbindung des Druckrohres mit dem Kessel, wie sie an den Locomotiven der Oberschlesischen Eisenbahn in grösserer Zahl vorhanden ist, dargestellt. Neben dem Kessel befindet sich ein Hahn h, an den sich dann ein Kugelventil anschliesst.

Eine von der Krauss'schen Locomotivfabrik angewendete Construction ist in Fig. 19 und 20, Tafel XIV dargestellt. Dieselbe unterscheidet sich von der vorhergehenden namentlich dadurch, dass dabei kein Kugelventil angewendet ist. Der Verschluss durch die Schraube s wird durch einen Bleiring gedichtet.

Eine an Sigl'schen Maschinen vorhandene Construction findet man in Fig. 21 und 22, Tafel XIV.

Um diese vorher beschriebenen Constructionen zu vereinfachen, sind von Mannhart Speiseköpfe construirt, welche in Fig. 23—28, Tafel XIV dargestellt sind.

In Fig. 23 ist ein solcher Speisekopf mit Kugelventil und in Fig. 25 ein solcher mit Kegelventil dargestellt.

Bei dieser Construction bildet der Hahn selbst gleichzeitig das Ventilgehäuse und wird hierdurch dieser Apparat nicht unwesentlich vereinfacht. Neuerdings hat Mannhart bei diesen Speiseköpfen, welche sich seit 5 Jahren sehr gut bewährt haben, noch die Verbesserung angebracht, dass der Kugelsitz durch einen besonders eingelegten Ring (siehe Fig. 29, Tafel XIV) hergestellt wird.

§ 7. Ueber Erwärmen des Speisewassers, Condensation. — Das zur Speisung des Kessels im Tender vorhandene Wasser muss vortheilhaft möglichst warm dem Kessel zugeführt werden.

Das Vorwärmen des Wassers vor seiner Einführung in den Kessel kann auf verschiedene Weise ausgeführt werden und zwar:

1) vor seiner Einführung in den Tender,
2) im Tender und
3) auf dem Wege zwischen Tender und Kessel in den betreffenden Zuführungsröhren.

Die Erwärmung des Wassers vor seiner Einführung in den Tender geschieht in den Cisternen der Wasserstationen und ist hierüber in dem betreffenden Capitel über Vorwärme-Einrichtungen im 1. Bande, Capitel XV das Erforderliche gesagt.

Bei der zweiten Methode, der Erwärmung des Wassers im Tender, wird der aus den Cylindern entweichende gebrauchte Dampf benutzt. Man bezeichnet diese Apparate mit dem Namen Condensationsvorrichtungen.

Es sind dieselben in verschiedener Weise ausgeführt, von Kirchweger, Rohrbeck, Ehrhardt, Günther u. A.

Die auf den deutschen Eisenbahnen hauptsächlich zur Anwendung gekommenen Condensationsvorrichtungen sind die von Kirchweger und Rohrbeck.

Dieselben unterscheiden sich im Wesentlichen durch den Ort der Abzweigung des nach dem Tender führenden Condensationsrohres.

Bei dem Kirchweger'schen Apparate schliesst sich das Condensationsrohr unmittelbar an die eine Seite des im Cylinder befindlichen Ausströmungscanals, während auf der anderen Seite das nach dem Blasrohre führende Ausströmungsrohr sich befindet. Es wird, da die Richtungen dieser beiden Rohre in gerader Linie und rechtwinklig zur Bewegungsrichtung des Dampfes im Austrittscanale liegen, wenn die Dimensionen dieser beiden Rohre und die Widerstände in denselben gleich sind, durch beide Rohre auch eine gleiche Menge Dampf austreten.

Umgekehrt wird die Menge des Dampfes für jedes Rohr je nach den verschiedenen Querschnitten der Röhren und den darin vorkommenden verschiedenen Widerständen sich regeln.

Haben beide Rohre gleichen Durchmesser, so wird der Widerstand für den durch das Blasrohr entweichenden Dampf bestimmt durch den Querschnitt des Blasrohres und durch die Länge und Aenderung der Bewegungsrichtung des Dampfes bis zur Blasrohrmündung; dagegen für den nach dem Tender gehenden Dampf durch die Höhe der über der Austrittsöffnung befindlichen Wassersäule, sowie ebenfalls durch die Länge und Biegungen des nach dem Tender führenden Dampfrohres.

Die Hauptwiderstände für den nach dem Blasrohre oder dem Tender fortgeleiteten Dampf werden hervorgebracht durch den Querschnitt der Blasrohrmündung einerseits und durch die Höhe der Wassersäule im Tender über dem Austrittsrohre. Zu bemerken ist ferner noch, dass in den Rohren je nach der grösseren Länge eine mehr oder weniger grosse Expansion eintritt, wodurch ebenfalls die Menge des übertretenden Dampfes beeinflusst wird.

Ob bei der Kirchweger'schen Condensationsvorrichtung der Gegendruck des ausblasenden Dampfes gegen die Kolben im Mittel grösser oder geringer wird, ist noch nicht genügend durch Versuche erwiesen worden; als wahrscheinlich richtig wird wohl angenommen werden können, dass der auf den Kolben stattfindende Rückdruck derselbe ist, wie bei Maschinen ohne Condensationsvorrichtung.

Auch hat Professor Bauschinger bei seinen Versuchen keinen Einfluss der Condensationsvorrichtung auf den Rückdruck des Dampfes auf den Kolben bemerkt.

In Fig. 30 und 31, Tafel XIV ist die Kirchweger'sche Condensationsvorrichtung in $^1/_{100}$ der natürlichen Grösse dargestellt.

Die von den Cylindern kommenden kupfernen Röhren r r, setzen sich bei A zu einem einzigen Rohre zusammen, welches alsdann an entsprechend angebrachten Stellen durch Halter aufgenommen und nach dem Tender weiter geführt wird.

Um die Verbindung des Rohres zwischen Maschine und Tender herzustellen, wendet man ganz dieselben Vorrichtungen wie für die Verbindung der Speiseröhren zwischen Maschine und Tender an.

Die gebräuchlichste Verbindung ist die aus sogenannten Messingschläuchen mit Kugelgelenken, ferner werden zu dieser Verbindung ebenfalls Gummischläuche verwendet.

Es muss wegen dieser Verbindungen auf Capitel XVI verwiesen werden.

Das durch das Verbindungsrohr nach dem Tender fortgeleitete Rohr tritt alsdann durch den Tenderboden und wird an der Cisternenwand emporgeführt, geht etwa $1^m,3$ oberhalb der Cisterne horizontal fort und wird alsdann erst nach unten in das Innere der Cisterne geleitet. Die Erhöhung des Rohres oberhalb der Cisterne wird deshalb erforderlich, weil beim Reversiren der Steuerung und gleichzeitigen Vorwärtsgange der Maschine in dem Condensationsrohre ein luftleerer Raum entsteht, wodurch ohne Anwesenheit dieser Ueberhöhung sofort ein Uebertreten von Wasser in die Cylinder stattfinden würde. Es ist ferner zu diesem Zwecke eine Sicherheitsklappe angebracht, welche für den angegebenen Fall durch den äusseren Luftdruck sich öffnet und so ein Uebertreten von Wasser in das Condensationsrohr vollständig verhindert.

Es sind bei dieser Vorrichtung ausserdem noch zwei besondere Apparate zu erwähnen. Die Scheibe B enthält einen Kreisschieber, welcher den Dampf ohne Eintritt in den Tender entweichen lassen kann. Der Schieberkasten C enthält einen Schieber, durch welchen der nach dem Tender führende Dampf vollständig abgesperrt werden kann.

Um den nicht condensirten Dampf aus dem Tender fortzulassen, wird ein Schornstein auf der Tendercisterne angebracht.

Bei der Rohrbeck'schen Condensationsvorrichtung zweigt das nach dem Tender führende Condensationsrohr dicht unter dem Blasrohre ab. Es muss also der nach dem Blasrohre strömende Dampf von der ursprünglichen Bewegungsrichtung abgelenkt werden.

Es wird nun auch hier die Vertheilung des ausströmenden Dampfes nach den vorhandenen Widerständen sich richten. Ausser den bei dem Kirchweger'schen Apparate bereits erwähnten Umständen tritt hier noch hinzu, dass der Widerstand im Blasrohre vermehrt werden muss, um eine Ableitung des Dampfes aus seiner ursprünglichen Bewegungsrichtung zu veranlassen.

Dicht unter der Ausblase-Oeffnung zweigt sich ein 92^{mm} weites Kupferrohr ab, welches anfänglich, um ein leichteres Ablenken des Dampfstrahles zu ermöglichen, etwas ansteigt, dann aber bis zum Führerstande horizontal fortgeht und schliesslich aufwärts gebogen horizontal fortläuft.

Die Verbindung zwischen Maschine und Tender wird durch einen Gummischlauch hergestellt. Auf der Tenderseite schliesst sich der Gummischlauch an den horizontalen Schenkel eines Kniestücks, dessen verticaler Schenkel von einem auf dem Tender befindlichen Messingrohre aufgenommen wird. Von diesem letzteren Rohre wird alsdann der Dampf in das Tenderwasser fortgeleitet.

Durch Oeffnen resp. Schliessen einer Klappe und Verengen des Blasrohres durch einen Conus wird nun mehr oder weniger Dampf nach dem Tender geleitet. Auch beim höchsten Stande des Conus findet ein vollständiger Verschluss des Blasrohres nicht statt.

Um den nicht condensirten Dampf aus der Cisterne des Tenders fortzulassen, wird auch hier ein Schornstein auf demselben angebracht.

Es ist ferner noch zu erwähnen, dass bei diesen Vorrichtungen das Blasrohr variabel sein muss, um dadurch den Eintritt des Dampfes in den Tender reguliren zu können.

Bei der Kirchweger'schen Condensation hat man z. B. im Blasrohre anfangs zu diesem Zwecke eine Drosselklappe angebracht.

Ueber das im Tender befindliche Ausströmungsrohr ist noch zu bemerken, dass man dasselbe auf eine längere Strecke im Tender fortführt und alsdann mit vielen kleinen Ausströmungslöchern versieht.

Man bringt das Rohr im Tender zweckmässig etwa 314^{mm} über dem Cisternenboden an.

Angestellte Versuche, um den Dampf im Tender oberhalb des Wasserspiegels austreten zu lassen, haben ergeben, dass allerdings der Rückdruck vermindert wird, dagegen fand aber eine langsamere Erwärmung des Tenderwassers statt.

Was endlich die dritte Methode, die Erwärmung des Speisewassers auf dem Wege vom Tender zum Kessel anlangt, so sei noch bemerkt, dass derartige Vorrichtungen in England von Mc. Connel und Beattie construirt und auch ausgeführt worden sind.

§ 8. Ueber die durch Condensationsvorrichtungen zu erlangenden Vortheile.

1. Erwärmung des Wassers und daher Ersparniss an Brennmaterial;
2. Reinigung des Wassers im Tender;
3. Schonung des Kessels und der Rohrwand durch Zuführung warmen Wassers;
4. Regulirung des Feuers (variables Blasrohr);
5. Ersparniss an Wasser, da ein Theil des verbrauchten wieder condensirt wird. Ersparniss an Pumpen, Wasserstationen und reineres Wasser;
6. Verminderung des Rückdrucks auf den Dampfkolben.

Es sei die theoretische Wärmemenge in Calorien der Steinkohle 7487, so ergiebt sich nach der Formel von Regnault, dass 1 Kilogr. Steinkohlen theoretisch 11,4 Kilogr. Wasser von 0° in Dampf von 8 Atmosphären Spannung verwandeln können, welcher Werth aus dem Quotienten

$$\frac{7487}{658} = 11{,}4$$

sich findet, wobei die Zahl 658 die Wärmemenge angiebt, welche nach Regnault nothwendig ist, um 1 Kilogramm Wasser von 0° in Dampf von 8 Atmosphären Spannung zu verwandeln.

Nimmt man nun an, dass die theoretisch durch die Condensation zu erlangende Erwärmung des Tenderwassers 100° C. beträgt, so würden alsdann mit 1 Kilogr. Steinkohlen

$$\frac{7487}{658-100} = 13{,}4 \text{ Kilogr. Wasser von } 100^\circ \text{ C.}$$

in Dampf von 8 Atmosphären Spannung verwandelt werden können.

Da man aber für die Praxis in Wirklichkeit nur rechnen kann, dass 1 Kilogr. Steinkohlen etwa 7,5 Kilogr. Wasser von 0° in Dampf von 8 Atmosphären Spannung verwandeln, so folgt, dass 1 Kilogr. Steinkohlen nur $7{,}5 \times 658 = 4935$ Wärmemengen nutzbar verwendet. Wärmt man nun das Tenderwasser um 100° vor, so kann man alsdann mit 1 Kilogr. Steinkohlen

$$\frac{4935}{658-100} = 8{,}8 \text{ Kilogr. Wasser von } 100° \text{ C.}$$

in Dampf von 8 Atmosphären Spannung verwandeln, was einer Brennmaterial-Ersparniss von 15 % gleichkommt.

Da es einestheils für die Wirkung der Pumpen nicht vortheilhaft ist, wenn das Wasser im Tender bis zum Sieden gebracht wird, und andererseits es auch im Betriebe nicht immer möglich ist, das Tenderwasser auf 100° C. zu erwärmen, so dürfte die hieraus resultirende Ersparniss höchstens 15 % betragen können.

Es ist ferner von wesentlichem Vortheil, dass das Wasser im Tender bis zum Sieden erwärmt wird, weil alsdann sich die im Wasser enthaltenen, Kesselstein bildenden Bestandtheile schon im Tender absetzen, und somit die Nachtheile, welche unreines Wasser und Kesselstein mit sich führen, theilweise vermieden werden.

Auf die Conservirung des Kessels und der Rohrwand ist die Zuführung warmen Wassers vortheilhaft, da hierdurch plötzliche Contractionen, welche Undichtigkeiten und Brüche nach sich ziehen, vermieden werden; auch ist es dem Führer bei Speisung mit heissem Wasser möglich, die Dampfspannung gleichmässiger zu halten.

Man hat ferner durch die Condensationsvorrichtungen ein Mittel, mehr oder weniger Dampf durch das Blasrohr ausströmen zu lassen und dadurch den Zug des Feuers nach Belieben reguliren zu können.

Ein Theil des im Kessel der Locomotive verdampften Wassers wird im Tender auch wieder condensirt und soll nach angestellten Versuchen zu etwa 25 % des gesammten Verbrauchsquantums anzunehmen sein.

Die hierdurch erwachsenden Vortheile bestehen darin, dass das condensirte Wasser vollständig rein von erdigen Bestandtheilen und sonach auch das Speisewasser im Tender schon reiner ist; ferner braucht 25 % weniger Wasser von den Wasserstationen gepumpt und an die Tender abgegeben zu werden.

Endlich ist noch hier zu bemerken, dass bei den Condensationsvorrichtungen wahrscheinlich keine wesentliche Aenderung des Rückdrucks auf den Kolben eintritt. Bauschinger hat bei seinen Versuchen ebenfalls keinen merkbaren Einfluss der Condensationsvorrichtung auf den auf den Dampfkolben stattfindenden Rückdruck bemerkt.

§ 9. Zahlenwerthe über Ersparnisse bei Condensations-Apparaten. — Bezüglich der durch Condensationsapparate gemachten Ersparnisse ist zu bemerken:

Nach den auf den Hannoverschen Bahnen an 60—80 Locomotiven in den 50er Jahren gemachten Erfahrungen beträgt die Brennmaterial-Ersparniss 22 % und die Wasser-Ersparniss durch das condensirte Wasser 24 %.

Auf der Oberschlesischen Bahn waren bis zum Jahre 1857 — 14 Güterzugmaschinen und 8 Personenzugmaschinen nach Kirchweger'schem Systeme. Die Ersparniss betrug mindestens 12 %.

Auf der Rheinischen Bahn waren 4 Courierzugmaschinen, 5 Güterzugmaschinen und 1 Tendermaschine mit Kirchweger'scher Condensationsvorrichtung versehen und wurde bis zum Jahre 1857 eine Ersparniss an Brennmaterial von 15 % beobachtet.

Auf der Aachen-Düsseldorf-Ruhrorter Bahn wurde bei einer mit Rohrbeck'scher Condensationsvorrichtung versehenen Güterzugmaschine 18 % Brennmaterial-Ersparniss bei einer Beobachtungsdauer von 4 Monaten ermittelt.

Auf der Niederschlesisch-Märkischen Bahn waren bis 1857 2 Maschinen mit Kirchweger'scher und 1 mit Rohrbeck'scher Condensationsvorrichtung versehen.

Es wurde eine Coke-Ersparniss für den Kirchweger'schen Apparat von 13 % und für den Rohrbeck'schen von 4 % beobachtet.

Auf der Thüringischen Bahn wurde eine Brennmaterial-Ersparniss von 22 % bei einer Personenzugmaschine beobachtet.

Auf der Magdeburg-Halberstädter Bahn waren 11 Locomotiven mit Kirchweger'scher Condensation versehen und zwar 1 Personenzug- und 10 Güterzugmaschinen.

Bei den letzteren wurde eine Brennmaterial-Ersparniss von 14 bis 15 % beobachtet.

Auf der Berlin-Stettiner Bahn waren 12 Personenzug- und 9 Güterzugmaschinen mit Kirchweger'scher Condensationsvorrichtung versehen. Die Brennmaterial-Ersparniss konnte in Zahlen nicht angegeben werden. Die Wasser-Ersparniss betrug dagegen zwischen 33 bis 50 %.

Auf der Königlichen Ostbahn waren bis 1857 — 7 Maschinen mit Rohrbeck'scher und 2 mit Kirchweger'scher Condensationsvorrichtung versehen. Für das Rohrbeck'sche System ergab sich eine Brennmaterial-Ersparniss von 10 % bei Personenzugmaschinen und von 12,5 % bei Güterzugmaschinen. Ferner ergab sich für dasselbe System eine Ersparniss an Wasser von 25 % bei Personenzugmaschinen und von 22 % bei Güterzugmaschinen.

Bei der Kirchweger'schen Vorrichtung wurden an 1 Locomotive Beobachtungen angestellt und ergab sich eine Brennmaterial-Ersparniss von 21,7 %.

§ 10. Ueber die in den Technischen Vereinbarungen der Deutschen Eisenbahn-Verwaltungen in Bezug auf Pumpen enthaltenen Bestimmungen.

I. Grundzüge für die Gestaltung der Haupt-Eisenbahnen Deutschlands.

§ 117. Am Kessel sind wenigstens zwei von einander unabhängige Speiseapparate anzubringen, von denen mindestens einer unabhängig von der Bewegung der Maschine functionirt. (Dieser Paragraph ist obligatorisch.)

§ 118. Jede Locomotive soll mindestens mit einem Wärmerohr versehen sein, welches mit den nach dem Tender führenden Saugröhren der Pumpen in Verbindung steht.

Literatur.

a. Ueber Kesselspeisung, Pumpen, Ventile und Dampfpumpen, Probirhähne.

Beschreibung der Dampfpumpe und Kesselspeisung an den Borsig'schen Locomotiven. Verhandl. des Preuss. Gewerbever. 1846, p. 81—82. Heusinger v. Waldegg, Organ 2. Bd., p. 31 u. 32. Eisenbahnzeitung 1847, p. 102, 103.

Borsig's, A., Wasserleitungsverbindungen an den Locomotiven. Heusinger v. Waldegg, Organ 2. Bd., p. 121, 122.

Brown und Wilson's Dampfpumpe. Organ f. Eisenbahnwesen 1868, p. 158.

Cooper's, E., verbesserter Windkessel für Speisepumpen (unter dem Rauchkasten). Polyt. Centralblatt 1852, p. 543.

Correns, J., verbesserter Mechanismus zum Bewegen der Pumpenkolben an Locomotiven. Organ f. Eisenbahnwesen 1868, p. 18.

Dampfpumpe der von dem Etablissement John Cockerill in Seraing gebauten Semmering-Maschinen. Organ f. d. Fortschr. d. Eisenbahnwesens 1854, p. 158.

Dampfpumpe, einfache, bei den neuen Maschinen der Frankfurt-Hanauer Bahn. Heusinger v. Waldegg, Organ 1853, p. 236.

Dampfpumpe und Speisepumpe der Haswell'schen Locomotive »Wien-Raab«. Heusinger v. Waldegg, Organ 1855, p. 72.

Field's neues Pumpenventil. Organ f. Eisenbahnwesen 1871, p. 78.

Hagen, B., Beschreibung eines in Amerika üblichen Probirhahnes (gauge cock). Scheffler's Organ 1858, p. 21.

Hager, B., über Luftkessel bei Locomotivspeisepumpen. Dingler's Journal 1846, p. 322.

Kessler's, E., verbesserter Pumpenkolben. Organ f. d. Fortschr. d. Eisenbahnwesens 1854, p. 96. Polyt. Centralblatt 1854, p. 1169.

Ueber Kugelventile für die Locomotiv- und Speisepumpen und die Vorrichtungen zum Abdrehen der Ventilkugeln. Heusinger v. Waldegg, Organ 1848, p. 94—97.

Lausmann, J. F., Beschreibung einer Dampfpumpe für Locomotiven. Heusinger v. Waldegg, Organ 1848, p. 99.

Lausmann's, J. F., verbesserte Dampfpumpe für Locomotiven. Heusinger v. Waldegg, Organ 1849, p. 111, 112.

Lausmann's, J. F., Vorrichtung zur variablen Bewegung, sowie zum gänzlichen Aussetzen der Pumpen bei Locomotiven. Heusinger von Waldegg, Organ, 1. Bd. p. 50, 51. Dingler's Journal 1845, Heft 5 und Hartmann's Eisenbahnzeitung 1846, p. 45, 46.

Lausmann's, J. F., verbesserte Einrichtung der Speisepumpen auf Dampfwagen. Dingler's polyt. Journal, Bd. 96, p. 337, 338 und Polyt. Centralblatt 1845, 6. Bd., p. 126.

Nadler, Fr., Dampfpumpe ohne rotirende Bewegung von Max Luschka. Zeitschr. des österr. Ingen.-Ver. 1858, Heft 4. Scheffler's Organ 1859, p. 145, 146.

Notiz über Pumpen mit Schiebventilen. Heusinger v. Waldegg, Organ 1851, p. 24.

Mannhart, F. X., Neue Speiseköpfe mit Absperrhahn und Kugeln oder Kugelventil für Locomotivkessel. Organ f. Eisenbahnwesen 1868, p. 242.

Mannhart, Neue Dampfabsperrventile, Wasserstandszeiger und sonstige Armaturen. Organ für Eisenbahnwesen 1871, p. 230.

Schröter, Mor., über die Ventile und Pumpen aus der Maschinenfabrik Carlsruhe. Heusinger v. Waldegg, Organ 1849, p. 85, 86. Polyt. Centralblatt 1850, p. 467—469.

Schröter, M., die neuesten Verbesserungen an den Locomotiven aus der Maschinenfabrik Carlsruhe; 2. Artikel, über Ventile und Pumpen. Heusinger v. Waldegg, Organ 1849, p. 85, 86.

Shav's, Will. Robinson von Leeds, Speisevorrichtung für Locomotiven und andere Dampfkessel. Rep. of pat. Invent. Oct. p. 215—218. Polyt. Centralblatt 1844, 3. Bd. p. 59.

Stocker, Betrachtung über den Injecteur, die Speisepumpe und über den Werth des Vorwärmens. Organ f. Eisenbahnwesen 1869, p. 59.

b. Ueber Vorwärmer und Condensations-Apparate.

Belly und Chevallier's Vorwärmer. Génie industr. Juli 1856. Scheffler's Organ 1856, p. 247 und 248.

Cabry's Vorwärme-Apparat für das Speisewasser der Locomotiven. Eisenbahnzeitung 1847, p. 71.

Chillingworth, Beurtheilung des Kirchweger'schen Condensations- und Wärme-Apparats. Eisenbahnzeitung 1853, p. 85 und 89.

Ueber die Anwendung der sogenannten Condensations-Apparate an den Locomotiven der preuss Eisenbahnen. Erbkam's Zeitschr. 1858, p. 85.

Ehrhardt's, H., Vorwärme- und Condensations-Apparate für Locomotiven. Bayerisches Kunst- und Gewerbebl. 1855, p. 161. Heusinger v. Waldegg, Organ 1855, p. 95.

Erwiderung auf den Artikel (Chillingworth) betreffend die Kirchweger'sche Condensations- oder Wärmevorrichtung. Eisenbahnzeitung 1853, p. 106 u. 111.

Kerschaw's Apparat zum Vorwärmen des Speisewassers für Locomotiven. Dingler's Journal 138. Bd. p. 256.

Kirchweger's Condensations-Apparat. Eisenbahnzeitung 1853, Nr. 48; 1854, Nr. 21. Polyt. Centralblatt 1854, p. 24 u. 821.

Kirchweger's Condensations-Vorrichtung an Locomotiven. Heusinger v. Waldegg, Organ 1852, p. 1—4. Polyt. Centralblatt 1852, p. 546 und 1853, p. 470. Eisenbahnzeitung 1853, p. 29, 77 und 190.

Kretschmer, über die Vortheile der Kirchweger'schen Condensationsvorrichtung. Erbkam's Zeitschr. 1857, p. 474. Polyt. Centralblatt 1857, p. 1049.

Nicoll's Patentdampfwagen (mit Condensationsmaschine). Mech. Mag. Nr. 653, p. 385—488. Polyt. Centralblatt 1836, p. 571.

Röhrbeck's einfache Condensationsvorrichtung bei Locomotiven. Zeitschr. f. Bauwesen 1855, p. 406. Heusinger v. Waldegg, Organ 1855, p. 122.

Slaughter's Locomotive. Organ f. Eisenbahnwesen 1865, p. 29 (mit Condensation). (The Engineer, Jan. 1861, p. 356.)

B. Dampfstrahlpumpen.

§ 11. Allgemeines. — Die Dampfstrahlpumpe (Injector) ist ein Dampfkessel-Speiseapparat einfachster Art, der wirkt, ohne dass während seiner Functionirung Theile desselben sich in Bewegung befinden, die Speisung findet vielmehr einfach durch die directe Wirkung des im Kessel erzeugten Dampfes statt; indem derselbe in den Apparat geleitet wird, reisst er die darin befindliche Luft mit sich fort; die dadurch erzeugte Luftverdünnung bewirkt mittelst des den Apparat mit dem Tender verbindenden Rohres ein Ansaugen des Speisewassers; in ausreichender Menge hinzutretend, condensirt dasselbe einen Theil des Dampfes, der aber demselben zugleich einen Theil seiner lebendigen Kraft mittheilt, wodurch sich eine Stosswirkung des Wasserstrahls ergiebt, welche bei der entsprechenden Construction der Düse, die denselben auffängt, mehr als ausreicht, den Eintritt in den Kessel zu ermöglichen.

Dieser Einfachheit der Wirkungsweise entspricht diejenige der Construction des Apparates, der dadurch wesentliche Vorzüge vor den Speiseapparaten hat, die bis dahin im allgemeinen Gebrauch waren.

Der Injector ist eine Erfindung der neueren Zeit; wir verdanken dieselbe, d. h. die praktische Verwerthung des demselben zu Grunde liegenden, schon lange bekannten Principes, dem Ingenieur Giffard, der im Jahre 1858 zuerst damit vor die Oeffentlichkeit trat.

Ausser der Verwendung als Speise-Apparate dienen die Injectoren noch verschiedenen anderen Zwecken; wir werden uns jedoch hier ausschliesslich mit deren Anwendung bei Locomotiven beschäftigen.

Vor der Einführung der Dampfstrahlpumpen waren zur Speisung der Locomotivkessel mit Wasser anfänglich nur Saug- und Druckpumpen im Gebrauch, die wir in der ersten Abtheilung dieses Capitels kennen gelernt haben.

Jede Locomotive musste nach den fast in allen Staaten gültigen Vorschriften mit zwei solchen Pumpen versehen sein; der vielen Störungen wegen, denen sie ausgesetzt waren, und aus Rücksichten auf die Gefahren, welche durch eine Dienstuntauglichkeit der Pumpe herbeigeführt werden können, erscheint diese Vorsichtsmaassregel vollkommen am Platze.

Jede solche Pumpe musste bekanntlich für sich hinreichen, den Kessel mit Wasser zu versehen, da die Wirksamkeit derselben aber vom Gange der Maschine abhängig war, sie also erst dann speisten, wenn die Locomotive sich fortbewegte, so konnten sie für die Dauer nicht ausreichen, weil der Kessel häufig auch während des Stillstandes der Speisung bedurfte und auf frequenten Bahnen die Fahrten der Locomotive zum Zwecke des Kesselspeisens, abgesehen von der Kostspieligkeit, sehr störend wurden.

Bald wurden daher auch viele Maschinen mit noch einer weiteren Pumpe versehen, die von einer besonderen kleinen, direct wirkenden Dampfmaschine betrieben wurde.

Die Locomotive war demnach allein für den Zweck des Kesselspeisens mit drei Mechanismen belastet, die, abgesehen von den zufälligen Störungen, welche bei dem raschen Gange nur zu häufig eintraten, naturgemäss aus dem gleichen Grunde einer starken Abnutzung und Gebrechen unterworfen waren, die wieder reparirt werden mussten. So kam es, dass, trotz der zwei- und dreifachen Reserve, die Regelmässigkeit des Eisenbahnbetriebes nicht selten dadurch Unterbrechungen erlitt, indem sämmtliche Pumpen den Dienst versagten, ohne sofort wieder in Stand gesetzt werden zu können, weil bei aller Einfachheit einer Pumpe, deren Triebe doch viele und im Innern derselben eingeschlossen sind, die Ursache eines Versagens nicht sofort aufzufinden und zu repariren ist.

All diesen Unzukömmlichkeiten und einem ganzen Heere von Betriebsstörungen, die man schon als unvermeidlich hinzunehmen sich gewöhnt hatte, ist durch die Einführung der Dampfstrahlpumpe ein Ende gemacht worden und erklärt sich daraus auch die relativ rasche Verbreitung derselben; obgleich die aus der hohen Patenttaxe resultirenden sehr hohen Preise und der Umstand, dass die ersten Constructionen einige Uebung in der Handhabung erforderten, wenn sie verlässlich wirken sollten, der Einführung Schwierigkeiten bereiteten, wird man jetzt selten eine Locomotive sehen, die nicht mit mindestens Einem Injector ausgerüstet ist, in der Regel aber sind zwei angebracht, die zusammen kaum das Gewicht einer der früher im Gebrauch gestandenen Pumpe haben und von denen jeder hinreicht, den Kessel ebenso während des Ganges bei jeder üblichen Geschwindigkeit, als während des Stillstandes mit Wasser zu versehen, das bei der heutigen Construction der Apparate demselben mit einer Temperatur von über 40° R. zugeführt werden kann und mit circa 70° R. in den Kessel gelangt.

Ausser den Schwierigkeiten, welche im ersten Anfang bei der Einführung der Apparate durch die mangelnde Uebung des Personals in der Handhabung, namentlich beim Anlassen desselben, sich ergaben, und den Hindernissen, die in Vorurtheilen wurzelten, die allem Neuem sich entgegenstellen, waren es einige Mängel der Constructionsdurchführungen, welche häufige Störungen im Gange der Apparate hervorriefen und zu oftmaligen Reparaturen Anlass gaben; der Umstand, dass die Uebung, das Tenderwasser vorzuwärmen, etwas eingeschränkt werden musste, da die Apparate Wasser, das über 30° R. erwärmt war, nicht mehr speisten, gab gleichfalls nicht minder, als die häufigen Frostschäden, welche im Winter eintreten, und das nicht seltene Versagen der Speisung bei schnellem Gange der Maschine Bedenken gegen deren Einführung, zu denen noch solche ökonomischer Natur traten, da von manchen Seiten eine beträchtliche Beeinträchtigung der Dampfproduction bei Anwendung der Injectoren angenommen wurde.

Alle diese Schwierigkeiten und Bedenken sind jetzt überwunden; sie leben kaum mehr im Gedächtniss, aber die grosse Zahl von Constructionen, in welchen der Injector zur Ausführung kam und die vielen Verbesserungen und Versuche dazu, welche in der kurzen Spanne Zeit seit seiner ersten Verwendung bei Locomotiven gemacht wurden, geben auch Zeugniss von dem lebhaften Interesse, das allseits dem Apparat geschenkt wurde und den energischen Bestrebungen zur Beseitigung der Mängel und damit auch wieder den Beweis, dass eine wahrhaft gute Sache, wenn sie bestehenden Mängeln oder Bedürfnissen abhilft, nicht unbeachtet bleibt, sondern sofort

allseitige Aufnahme und Verwerthung findet, auch wenn sie noch nicht zur ganzen Vollkommenheit entwickelt ist.

Jeder Injector besteht der Hauptsache nach aus folgenden Theilen:

1) Aus der Dampfdüse, durch welche der Dampf in den Injector eintritt. Zur Vermeidung von Contractionen ist diese Düse conisch zuzuspitzen.

2) Aus dem Wasser-Aspirationsgehäuse oder dem Körper, welcher das zuströmende Wasser begrenzt. Die für den Wasserlauf bestimmte Bohrung ist, mit Rücksicht auf die zunehmende Geschwindigkeit, gleichfalls conisch zu verengen.

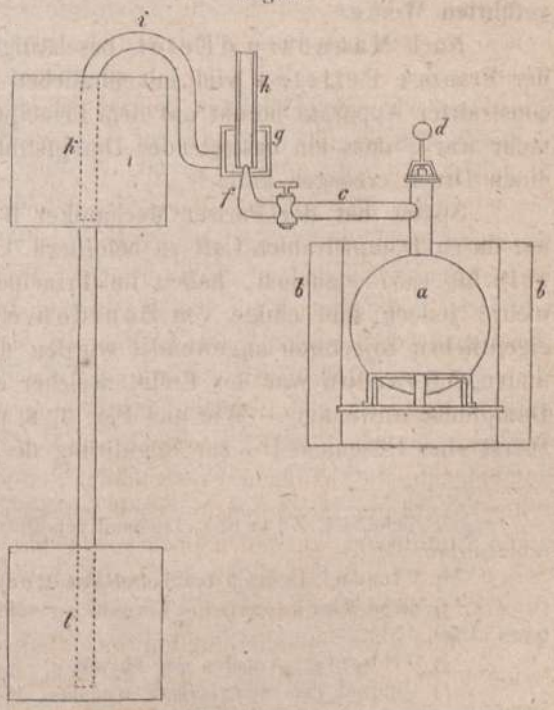
3) Aus dem Condensations-Kamine oder der Mischdüse. Hier findet der Zusammenfluss von Wasser und Dampf, die Condensation des Letzteren und die Uebertragung der mechanischen Arbeit vom Dampfe auf das Wasser hauptsächlich statt. Entsprechend der durch die Condensation stattfindenden Volumenverkleinerung ist diese Düse gleichfalls allmählich zu verengen.

4) Die Aufnahms- oder Ueberdruckdüse, auch Fangdüse genannt. Dieselbe nimmt den gemischten Strahl auf und wird darin dessen Druck soweit gesteigert, dass ausser der Bewegungshindernisse auch der Gegendruck am Schlusse überwunden wird.

Wie wir später sehen werden, finden sich diese Theile in allen Injectorconstructionen wieder, die bis jetzt zur Anwendung gelangt sind.

§ 12. Geschichtliches. — Nimmt man die von 1 bis 3 angeführten Bestandtheile als Kriterien für den Bestand eines Injectors an, so folgt daraus, dass der Marquis Mannoury d'Ectot der Erfinder des Injectors ist.[1] Den 14. August 1818 wurde dem Marquis Mannoury d'Ectot in Paris ein Erfindungspatent auf die Dauer von 15 Jahren ertheilt, betreffend verschiedene Motoren, um die Wärme bei Wasserdampf, Luft und Quecksilber auszunutzen und mit Hülfe dieser Motoren verschiedene bei den Gewerben übliche Maschinen in Bewegung zu setzen.

Fig. 1.



Unter Nr. 73 beschreibt d'Ectot in seinem Privilegiumsansuchen folgende Maschine (s. Fig. 1): Ein kugelförmiges Gefäss *a* wurde mit Wasser gefüllt, und dasselbe in dem Ofen *b* bis zur Dampfbildung erhitzt. Mit dem Gefässe war eine horizontale Röhre *c* verbunden, welche durch einen Hahn abgesperrt werden konnte. Dieses Rohr endigte in eine conische, nach aufwärts gebogene Spitze: das Mundstück *f*. Dasselbe wurde in dem Gefässe *g*, in der Richtung der Achse eines Rohres *h* (welches

[1] Description de machines et procédés consignés dans les brevets etc. 1835. Publiée par les ordres de M. le ministre du commerce. Tom. XXVI. Page 88.

d'Ectot dynatransfère nennt), eingeführt, so dass *f* mit seiner Spitze nur wenig über die Mündung von *h* hineinragte. Von dem Gefässe ging ein Rohr *i* aus, welches weiter in ein Wasserreservoir eintauchte. Der Kessel *a* war mit einem Sicherheitsventile *d* versehen.

Indem nun in dem Kessel *a* bei geschlossenem Hahne das Wasser erhitzt wurde, bis zu einem gewissen Dampfdrucke, welcher durch die Belastung des Sicherheitsventils bestimmt war, wurde, wenn man sodann den Hahn öffnete, in der Achse der dynatransfère ein saugender Dampfstrahl gebildet. Es wurde zunächst durch die lebendige Kraft des Dampfes, welche sich der im Gefässe *g* und dem Rohre befindlichen Luft mittheilte, zuerst diese Luft entfernt, und sodann durch den Ueberdruck der äusseren Atmosphäre das Wasser bis zur dynatransfère gehoben. Von hier aus wurde das Wasser durch die unmittelbare Wirkung des Dampfstrahles hinausgespritzt.

Aus dem Vorstehenden ist ersichtlich, dass die von d'Ectot erfundene Maschine ein wirklicher Injector ist. *f* entspricht der Dampfdüse, *g* dem Wasser-Aspirationsgehäuse, *h* dem Condensationskamine. Ferner ist aus seinen Mittheilungen zu ersehen, dass d'Ectot mit seinen Apparaten Versuche durchführte, dass er ferner sowohl die sogenannten nichtsaugenden als auch die saugenden Injectoren in das Gebiet seiner Untersuchungen zog, resp. die Letzteren anbahnte.

Die Verwendung von Dampfstrahlen zu mechanischen Zwecken verwandter Natur, als beim Injector, ist übrigens eine noch bedeutend ältere, als die Erfindung Mannoury d'Ectot's und verweisen wir dies bezüglich auf die unter [2] [3] [4] [5] angeführten Werke.

Nach Mannoury d'Ectot beschäftigte sich namentlich um das Jahr 1830 der Franzose Pelletan viel mit ähnlichen Problemen. Eine ganze Reihe von ihm construirter Apparate beruht auf dem Principe (welches übrigens damals nichts Neues mehr war): dass ein austretender Dampfstrahl hinter sich ein Vacuum und vor sich einen Druck erzeugen kann.[6]

Später hat der Pariser Mechaniker Bourdon mehrere Erfindungen gemacht, um durch Dampfstrahlen Luft zu befördern.[7] Seine Apparate, welche aus den Jahren 1848 bis 1857 stammen, haben im Principe nach dem Vorstehenden nichts Neues mehr; jedoch sind einige von Bourdon ersonnene Details auch bei den späteren, eigentlichen Injectoren angewendet worden und müssen daher gleichfalls Erwähnung finden. Bourdon war der Erste, welcher eine nach der Längenachse verschiebbare Dampfdüse anwendete. Wie aus Fig. 2, s. p. 383, [8] ersichtlich, wendete Bourdon zuerst eine Düsennadel *a* zur Regulirung des Dampfaustritts-Querschnittes, sowie eine

---

[2] Siehe Dr. Zeuner's Locomotiven-Blasrohr und Dr. Rühlmann's Allgemeine Maschinenlehre, III.

[3] Vitruv. Deutsch bearbeitet von Rode, Buch 1, Cap. 7, p. 43—44.

[4] Siehe Lechetalier's Vorrede zu seinem Werke: »Guide du mécanicien-constructeur«, 1859.

[5] Gilbert's: Annalen der Physik.

[6] »Journal des connaisances usuelles«, 1834 und daraus Dr. Dingler's Polyt. Journal (1834, sowie Jahrgang 1840).

[7] Siehe Dr. Rühlmann's Allgemeine Maschinenlehre, III. und Gutachten über den Friedmann'schen Injector.

[8] Von Friedmann entnommen aus dem Druckwerke: »Procès des injecteurs automoteurs pour M. E. Bourdon und hier reproducirt.

NB. Obiges Druckwerk ist vergriffen, die wenigen Exemplare sind in festen Händen und daher nahezu unzugänglich.

getrennte Fangdüse *e* an. Neu ist auch die Klappe *f*, welche die Communication zwischen dem Körper *b* und dem Zwischenraume *T* zwischen Mischdüse *c* und Fangdüse *e* herstellt. Hierbei öffnet sich das Ventil *f* bei Bourdon nach innen, ein Unterschied gegen spätere Apparate, deren Ventil *f* sich nach aussen in die freie Atmosphäre öffnet. Dieser Unterschied findet in der Natur der zu fördernden Flüssigkeit seine Berechtigung.

Fig. 2.

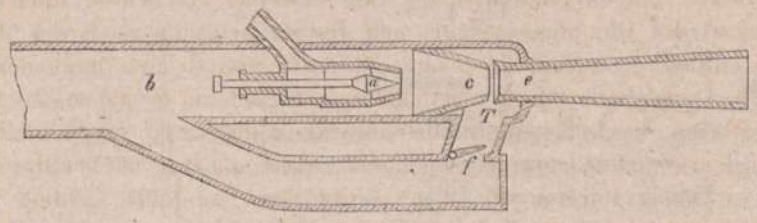
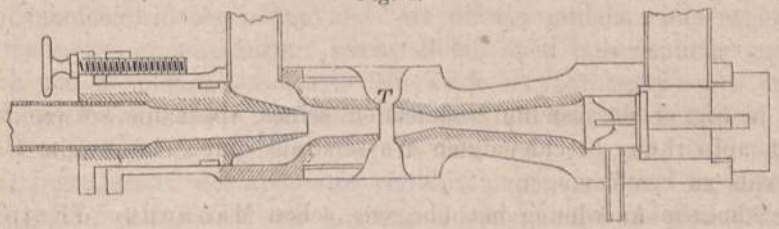


Fig. 3.



Am 8. März 1858 nahm M. Henry Giffard in Frankreich ein Patent auf den Injector als Kesselspeiseapparat. Wie Fig. 3[9]) zeigt, unterscheidet sich der Giffard'sche Injector vom d'Ectot'schen dadurch, dass die Fangdüse in genügender Entfernung von der Mischdüse angebracht ist. Der Zwischenraum zwischen beiden, Schlabberraum auch Ueberlaufraum genannt, ist entweder in freier Communication mit der äussern Atmosphäre, oder die Communication ist durch ein von innen nach aussen sich öffnendes Ventil ermöglicht. Hierdurch wird die bei allen seitherigen Apparaten angewandte Art der Ingangsetzung ermöglicht. Um sich nämlich hierbei gegen eine allzugrosse Erwärmung des Wassers und deinen daraus folgenden Rückschlag des Dampfes zu schützen, zieht man es vor, beim Ingangsetzen eine grössere Wassermenge zuzuführen, als für den normalen Gang erforderlich wäre. Da aber, wenn keine Communication mit der Atmosphäre bestehen würde, der Dampf bei grossem Wasserzuflusse unvermögend wäre, das ganze Quantum in den Kessel zu schaffen und demnach wieder ein Rückschlag in den Tender eintreten müsste, so hat man sich eben zur Einführung des sogenannten Ueberlaufraumes entschieden. Man lässt also, wie schon bemerkt, beim Ingangsetzen mehr Wasser zuströmen, als für den normalen Gang nothwendig wäre, und es wird derjenige Theil des Wassers, welchen der Dampf nicht mehr fördern kann, durch den Ueberlaufraum ins Freie gelangen. Ist der Apparat einmal in Gang, so kann man unnöthige, weitere Wasserverluste durch Beschränkung des Wasserzuflusses vermeiden. Würde sich durch ungeschickte Manipulation, wenn man nämlich zu viel Dampf zuströmen liesse, die Temperatur im Körper zu sehr steigern, so wird bei Vorhandensein des Ueberlaufraumes der Dampf nicht mehr in den Tender, sondern in die Atmosphäre schlagen.

[9]) Dem Mechanics-Magazine 1859 entnommen und hier reproducirt.

Man sieht also, dass der Ueberlaufraum ein bequemes Hülfsmittel ist, um die beiden Extreme im Verhältnisse der Dampf- zur Wasser-Zuführung möglichst unschädlich zu machen, um daher bei wechselndem Dampfdrucke und verschiedenen Speisewassertemperaturen, durch eine anfänglich etwas überwiegende Wassermenge, den Apparat in Gang zu setzen.

Fig. 4.

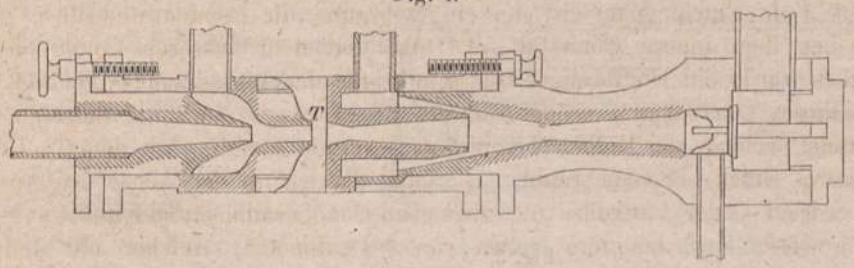
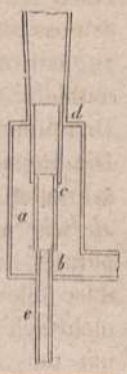


Fig. 5.



Die in Fig. 4 dargestellte Modification seines Apparates bezweckt den durch die erste Dampfwirkung beschleunigten Wasserstrahl durch eine zweite Dampfeinwirkung nochmals zu beschleunigen.

Eine ähnliche Anordnung hat übrigens schon Mannoury d'Ectot getroffen. Wie Fig. 5 zeigt und in dessen Patent-Beschreibung unter Nr. 46 detaillirt berichtet, proponirte d'Ectot: die bewegende Flüssigkeit aus dem Gefässe *a* durch mehrere ringförmige Oeffnungen auf die in der Röhre *e* befindliche, zu bewegende Flüssigkeit einwirken zu lassen.

Aus dieser geschichtlichen Skizze geht — wie schon erwähnt — hervor, dass Mannoury d'Ectot der erste Erfinder der Dampfstrahlpumpen ist, dass dagegen Giffard, ausser wesentlichen praktischen Verbesserungen, die er einführte, der Erste war, welcher die Möglichkeit der Kesselspeisung (in demselben Kessel, aus welchem der Dampf entnommen wurde) einsah, und diese seine Ideen auch praktisch durchführte.

Wir können nun zur Beschreibung der verbreitetsten und wichtigsten Constructionen von als Speiseapparate dienenden Injectoren übergehen.

§ 13. Giffard'scher Injector. — Die erste, vom Mechaniker Fland (1858) ausgeführte Construction eines solchen Injectors war folgende, in Fig. 1, Tafel XV dargestellte:

Der Körper *A*, ein Cylinder aus Messing oder Rothguss (aus welchem Materiale fast durchgehends auch alle übrigen Theile bestanden), stand mittelst Flantschen und Röhren *B* und *C* mit dem Dampfkessel und Wasserreservoir in Verbindung. Ein Kolben *J*, welcher in den Körper *A* eingesetzt war, konnte durch eine Ratschenschraube *F* in der Richtung der gemeinschaftlichen Achse verschoben werden. Der Körper *A* hatte in der Gegend der Dampf-Einströmung eine cylindrische Erweiterung, so dass dort ein ringförmiger Raum zwischen dem Körper *A* und dem Kolben *J* frei blieb. Dieser Raum war gegen das Freie durch eine Hanfschnur, welche in cylindrische Nuthen des Körpers fest eingepresst wurde, abgeschlossen. Durch mehrere Löcher gelangte der Dampf aus dem besprochenen ringförmigen Raume in das Innere

des hohlen Kolbens *J*. Am vorderen Ende war in den Kolben *J* ein conisches Mundstück eingeschraubt, gegen rückwärts ein Muttergewinde eingeschnitten. Dasselbe correspondirte mit erhabenen Gewinden, welche an der Spindel *H* sich befanden. Diese Spindel, welche weiter noch durch eine Stopfbüchse geführt und abgedichtet war, wurde mittelst einer Kurbel bewegt, und diente der ganze Mechanismus dazu, zwischen dem Mundstücke und der entsprechend conisch geformten Spitze der Spindel einen regulirbaren Querschnitt für den Dampfaustritt zu gewinnen. An den Körper *A* schloss sich mittelst Flantsch und Schrauben ein zweiter Cylinder *A'*, welcher gegen *A* zu, entweder mit *A'* in Einem gegossen oder eingeschraubt, die Condensationsdüse *E* enthielt. Zwischen dem innern Conus dieser Düse und dem äusseren Conus des Dampfmundstückes wurde ein ringförmiger Querschnitt für den Wasserzufluss gebildet. Die Regulirung dieses Querschnitts erfolgte durch die Eingangs erwähnte Ratschenschraube *F*, mittelst welcher der Kolben *J* verschoben werden konnte. Mit dem Theile *A'* war ein weiteres Stück *A''* verschraubt. Dasselbe enthielt in der Achse des Apparates die Ueberdruck- oder Fangdüse *K*. Zwischen Condensationskamin und Fangdüse blieb ein gewisser Zwischenraum, etwa von 1 Centimeter, welcher mit dem mehrfach genannten Schlabberraume und von diesem mittelst eines längeren Rohres mit der Atmosphäre communicirte. Dieses Rohr, auch Ueberlaufrohr genannt, war mit Flantsch und Schrauben bei *L* mit dem Theile *A'* verbunden. An den Theil *A''* schloss sich ein Ventilgehäuse mit einem Druckventile und ferner das Druckrohr *M*, welches in den Kessel führte.

Beim Ingangsetzen des Apparates verfährt man, wie folgt: Es wird zuerst der Kolben *J* in eine passende Stellung gebracht, sodann wird die Dampfspindel etwas wenig zurückgezogen, um das Ansaugen des Wassers zu bewirken. Ist das Wasser gehoben, so zieht man die Dampfspindel etwas rascher vollends zurück, um genügend Dampf zur Förderung des Wassers zuzulassen. Die anfängliche Stellung des Kolbens *J* vor Beginn des Saugens muss so getroffen werden, dass selbst bei vollends zurückgezogener Spindel der Dampf nicht die Uebermacht gewinnt; der Kolben muss daher bei Beginn ziemlich weit zurückgezogen werden. Es wird beim Ingangsetzen Wasser aus dem Schlabberrohre ausfliessen, und wird man daher nach begonnener Thätigkeit des Apparates den Kolben allmählich soweit vorzuschieben haben, bis der Ausfluss aufhört. Ist der Apparat in geregelter Thätigkeit, und will man z. B. weniger Wasser speisen, so verengt man zuerst den Dampf- und sodann den Wasserquerschnitt.

§ 14. Giffard'sche Injectoren, ausgeführt von Sharp, Steward & Co.[10]) — Eine Construction genannter Firma, welche in Fig. 2, Tafel XV dargestellt ist, unterscheidet sich von der Fland'schen wesentlich nur durch die Kürzung der Ueberdruckdüse und durch die Disposition des Druckventils.

Die in Fig. 3, Tafel XV dargestellte Construction repräsentirt dagegen einen Fortschritt. Der Dampfconus ist fix, dagegen die Mischdüse und die Fangdüse zu einem Stücke verbunden und gegen die Dampfdüse zu beweglich gemacht. Dadurch ist die unsolide und schwer zugängliche Dichtung mit Hanfschnüren weggeschafft und das Dichthalten des Dampfraumes viel eher zu erreichen.

Um die Uebelstände zu beseitigen, welche sich bei dieser Construction in Folge starker Oxydation der grossen Berührungs- und Reibflächen ergeben, wurde die Construction, Fig. 4, Tafel XV erdacht.

Die Verschiebung der vereinigten Misch- und Fangdüsen erfolgte durch Zahn-

[10]) Siehe Maschinenbauer von Demme, 1866.

stange und Getriebe. Das Ueberlaufrohr ist etwas höher disponirt als der Zwischenraum zwischen Misch- und Ueberdruckdüse; das beim Ingangsetzen des Apparates entweichende Wasser kann sich in dem Raume L ansammeln und später, falls es das Niveau der Ueberlauföffnung erreicht, bei erhöhter Saugfähigkeit des Strahles wieder aufgenommen werden. Nicht zu verkennen ist der Nachtheil, dass der Apparat durch das in L angesammelte Wasser bei Frost Schaden leiden kann.

§ 15. Verbesserter Giffard'scher Injector von Th. Hunt.[11]) — Es ist bei diesem Apparate das Wasseraspirationsgehäuse um so viel erweitert, dass der so entstehende Raum hinreicht, um soviel Wasser, so zu sagen als Reserve, aufzunehmen, als nothwendig ist, um jede Unterbrechung im Ansaugen, vom Reservoir aus, auszugleichen.

Fig. 9, Tafel XV stellt diesen Injector dar. b ist die bewusste Reservewasserkammer, c die Saugröhre, welche zum Wasserreservoir führt, und d die Dampfzuleitungsröhre. Hunt legt Gewicht darauf, dass dieses letztere Rohr stets vom Speisewasser umgeben wird, was jedoch einer irrthümlichen Auffassung der Sachlage entspricht, indem dieser Umstand gerade die Wirkung des Apparates durch Condensation beeinträchtigt.

§ 16. Verbesserter Giffard'scher Injector von G. T. Bousfield. — Um den Giffard'schen Injector für grössere Saughöhen brauchbar zu machen, wendet G. T. Bousfield eine Saugröhre mit Fussventil an, also ein schon von Mannoury d'Ectot angegebenes Princip.

In Fig. 9, Tafel XVI ist dieser Injector dargestellt.[12]) Das Saugrohr b mit der Fussklappe c verlängert sich oberhalb des Injectors und mündet in ein Reservoir g. Die Verbindung des Reservoirs mit der Saugröhre kann durch einen Hahn f entweder hergestellt oder gestört werden. Das Druckrohr des Injectors steht durch ein Rohr i mit dem Wasserreservoir g in (durch den Hahn h regulirbarer) Verbindung. Die Anwendungsweise des Apparates ist leicht ersichtlich. Vor dem Ingangsetzen des Apparates ist h geschlossen, dagegen wird f so lange geöffnet, bis das Saugrohr bis zur Apparatshöhe mit Wasser gefüllt ist, sodann gleichfalls geschlossen. Darnach wird der Apparat auf gewöhnliche Weise in Thätigkeit gebracht. Die Klappe c wird hierbei durch den Ueberdruck der äusseren Atmosphäre gehoben. Will man den Apparat dauernd abstellen, so ergänzt man sich noch vorher mittelst des Apparates den Wasservorrath im Gefässe g. Zu diesem Zwecke wird der im Druckrohre befindliche Hahn l geschlossen, dagegen h geöffnet; der Apparat speist hernach das Gefäss g. Hat dies in genügender Menge stattgefunden, so wird h geschlossen und auch der Dampfzufluss gehemmt. Da sich nun die Spannung im Injectorkörper durch Zutritt von Luft (durch das Ueberlaufrohr) bald auf eine Atmosphäre erhebt, so wird durch das Gewicht der Wassersäule die Fussklappe c geschlossen, und es kann kein weiteres Wasser in das Reservoir entweichen. Durch Frostschaden ist dieser Apparat sehr gefährdet.

§ 17. Verbesserter Giffard'scher Injector von Schäffer und Budenberg.[13]) — Wie Fig. 5, Tafel XV zeigt, ist hierbei die Dampfspindel b festgelegt. Ebenso sind Mischdüse d und die Ueberdrucksdüse f fix. Dagegen ist die Dampfröhre C

[11]) Siehe London Journal of arts, October 1861 und Dr. Dingler's Polytechnisches Journal, 1862.

[12]) Siehe London Journal of arts, 1862 und Dr. Dingler's Polyt. Journal, 1862.

[13]) Siehe Officieller Ausstellungsbericht des k. k. österr. Central-Comités bez. der Pariser Weltausstellung, 1867, sowie Der praktische Maschinenconstructeur von Uhland, 1868.

beweglich und bildet so den Dampf- und Wasserregulator. Die Dampfspindel hat nur insoweit ein kleines, durch eine Spiralfeder s begrenztes Spiel, dass hierdurch ein Sprengen des Mundstückes $c\,c$, welches sonst bei gewaltsamer Rückbewegung von C stattfinden könnte, verhindert zu werden vermag. Die Dampfspindel hat zwei Führungen, von denen die eine mit dem Hauptkörper verschraubt, die andere an der Dampfröhre $C\,C$ angebracht ist. Aehnlich wie bei früheren Constructionen besteht der Hauptkörper aus zwei Theilen, welche durch einen Steg verbunden sind. Hierdurch wird Raum gewonnen, um zwei äussere Stopfbüchsen t_1 und t_2 anbringen zu können. Das Dampfrohr $C\,C$ hat auf der Dampfseite ein erhabenes Gewinde, welchem ein in den Hauptkörper geschnittenes Muttergewinde entspricht. Zur Drehung des Regulators dient ein mit demselben verbundenes Händel h. Die Vortheile dieser Construction sind: Ersatz der Dampf- und Wasserregulirung durch eine einzige Regulirung, sowie leicht zugängliche, sehr wenig dem Verderben ausgesetzte Stopfbüchsen. Hinsichtlich der Ingangsetzung kann bemerkt werden, dass ein langsames Drehen des Händels um $^1/_2$ bis $^3/_4$ der Peripherie genügt, um den Apparat zum Speisen zu bringen.

§ 18. Verbesserte Giffard'sche Injectoren von Andrew Barclay.[14]) — Barclay sucht den Uebelstand der theilweisen Condensation des Dampfes, welche durch die Berührung des Wassers vor dem Zusammentritt mit dem Dampfe am Umfange des Dampfzuflusscanales stattfindet, dadurch zu beseitigen, dass er den Dampfconus doppelwandig machte. Zwischen den beiden Wänden befand sich feingesiebte Holzasche oder auch Luft. Diese Letztere wurde beim Aufschrauben des Mantels auf das eigentliche Mundstück mit eingeschlossen und bildete gleichfalls eine ziemlich wirksame Isolirschicht. Das combinirte Mundstück wurde ziemlich lang gemacht, um einen allmählichen Uebergang der Geschwindigkeit des Wassers zu bewirken. Die Condensationsdüse wurde durch die in dieselbe ragende Dampfspindel ringförmig gemacht.

Eine wichtigere principielle Neuerung zeigt Fig. 8, Tafel XV. Barclay lässt hierbei das Wasser in zwei Partien bei A und A' derartig eintreten, dass dasselbe mit dem bei B in den Apparat tretenden Dampfe in der Weise in Berührung kommt, dass der Dampfconus nach innen und aussen von je einem Wasserconus umgeben wird. In den Cylinder K gelangt durch A ein Wasserstrom, zwischen dem Cylinder L und dem Cylinder G der Dampf, endlich zwischen dem Cylinder G und der Wandung der fixen Düse H der zweite Wasserstrom in den Apparat. Sowohl der Cylinder L, als auch der Cylinder G haben doppelwandige, durch eine Isolirschicht ausgefüllte Mundstücke. Die durch sämmtliche Düsen durchgehende Spindel M gestaltet sämmtliche Ausflussquerschnitte ringförmig. Wie die Packungen einerseits durch die drei Packringe D_2, D_1 und D, die zwei metallenen (theilweise durchbrochenen) Zwischenringe E_1 und E, sowie die Stopfbüchse C, andererseits durch die zwei Packungsringe J_1 und J, den metallenen (zweifach durchbrochenen) Zwischenring J, sowie die Stopfbüchse H durchgeführt wurden, ist aus der Zeichnung ersichtlich. Ebenso bedürfen nun die Regulirungen der Zuflüsse keiner weiteren Erklärung.

§ 19. Verbesserter Giffard'scher Injector von Turk.[15]) — Die Construction dieses Apparates ist in Fig. 2—5 auf Tafel XVI dargestellt. Die Dampf-

[14]) Siehe Maschinenbauer von Demme, 1866 und Dr. Dingler's Polyt. Journal, 1865; Practical Mechanics Journal, 1865.

[15]) Annales des mines, 1863; Organ von Heusinger von Waldegg, 1865; Maschinenbauer von Demme, 1868 etc.

düse ist hierbei fix. Als Wasserregulator dient ein auf den Dampfdüsen-Cylinder aufgesetzter zweiter Cylinder, der gleichfalls in einen Conus endigt. Die Bewegung des Wasserregulators geschieht durch Zahnstange und Getriebe. Zwischen Wasserregulator und Dampfmundstück wird ähnlich wie bei Barclay, eine isolirende Luftschicht, aus denselben Gründen wie dort nützlich gebildet. An der Achse des Getriebes sitzt ein kleiner Hebel mit einem getheilten Bogen, der vermittelst eines federnden Schliesshakens nach Bedürfniss eingestellt wird. Die Regulirung des Dampfzuflusses geschieht in der bekannten Weise mittelst Spindel und Handkurbel.

§ 20. Injector von Sellers.[16]) — Eine sehr originelle Construction von Injectoren rührt von dem Werkzeugmaschinenfabrikanten Sellers aus Philadelphia her. Diese Construction (s. Fig. 1, Tafel XVI) bezweckt eine selbstthätige Regulirung des Zuflusses von Wasser in Bezug auf die zur Wirksamkeit gelangende Dampfmenge. Zu diesem Zwecke ist wie bei anderen Constructionen, die Dampfdüse fix, dagegen die Misch- und Ueberdruckdüse zu einem Doppeltrichter vereinigt. Die Mischdüse ist zu einem Kolben ausgebildet, welcher längs eines Messingfutters des Injectorkörpers sich bewegen kann. Die Ueberdrucksdüse ist gleichfalls aussen cylindrisch gestaltet und bewegt sich in einer, in den Körper eingeschraubten Führung. Die Misch- und die Ueberdruckdüse sind durch Verschraubung derart verbunden, dass, wenn die letztere Düse schadhaft werden sollte, dieselbe ausgewechselt werden könnte. Der Zwischenraum zwischen beiden Düsen communicirt durch mehrere Oeffnungen mit dem Raume *d*. Dieser Raum ist kein eigentlicher Ueberlaufraum, da er nicht mit der Atmosphäre communicirt, sondern dient zu einem Theile der beabsichtigten Regulirung. Das eigentliche Ueberlaufrohr, durch einen Hahn *f* verschliessbar, befindet sich weiter vorn, ausserhalb der Fangdüse. In der Nähe des Saugrohres *a* befindet sich noch ein kleines Luftventil, das sich nach aussen öffnet und gewöhnlich durch eine schwache Feder geschlossen wird. Die Wirkungsweise des Apparates ist folgende: Bei offenem Ueberlaufhahne *f* wird die Dampfspindel, zum Zwecke des Saugens, etwas zurückgezogen. Gelangt beim Ueberlaufstutzen Wasser heraus, so wird *f* geschlossen. Wird noch immer zu viel Wasser gesaugt, so strömt dasselbe durch die Oeffnungen bei *h*, gelangt in den Raum *d*, füllt denselben aus und drängt eventuell den Kolben so weit zurück, bis nur die gerade entsprechende Wassermenge zufliesst. Wird dagegen mehr Dampf eingelassen, als eigentlich nothwendig wäre, so übt derselbe, durch Vermittelung des mitgeführten Wassers, einen grösseren Druck auf den Doppeltrichter nach vorwärts aus und verschiebt den Trichter so lange, bis eine entsprechend grössere Wassermenge durch *a* zufliessen kann. Der Apparat wird sowohl beim Ingangsetzen, als auch bei einer Störung während des Ganges in der angedeuteten Weise wirken, so lange der ganze Mechanismus sich in gutem Zustande befindet. Jedoch ist zu befürchten, dass sich der Kolben bald so weit oxydirt, dass ein regelrechtes Spiel nicht mehr möglich ist.

Nichtsaugende Injectoren.

§ 21. Injector von Fletcher und Bower.[17]) — Die Reihe der sogenannten nichtsaugenden Injectoren eröffnet ein, in anderer Beziehung freilich höchst unvollkommener Apparat: der Injector von J. Fletcher und H. Bower in Halifax (Yorkshire). Bei diesem Injector ist zum ersten Male seit Mannoury d'Ectot wieder

[16]) Engineering, October 1866; Organ, Heusinger v. Waldegg, 1867.

[17]) Siehe The Engineer, XVI, sodann Mech. Mag., 1863 und Polyt. Centralblatt von Böttcher, 1863.

von der Beweglichkeit der Düsen abgesehen. Die Construction ist in Fig. 6 und 7, Tafel XVI dargestellt. Das Wasserzuflussrohr *E* kommt vom Wasserreservoir, ist in mehreren Windungen einer Spirale durch die ziemlich starke Wand des Dampfzuflussrohres geführt und mündet sodann in den Raum *K*. Dieser Raum wird begrenzt von zwei conischen Mundstücken, welche in die Dampfzuflussrohre eingeschraubt sind. Der centrale Theil des Raumes *H* wird von dem Wasser nicht ausgefüllt, ist also anscheinend ganz zwecklos. Zwischen dem Condensationskamin und der Fangdüse liegt der Ueberlaufraum, welcher durch das Ueberlaufrohr *L* mit der Atmosphäre communicirt. Fletcher und Bower haben vorgeschlagen, im Rohre *L* ein Ventil anzubringen, ein Gedanke, der nicht mehr neu war, sondern schon von Giffard gefasst und weitläufig erläutert wurde. Das leitende Princip dieses Injectors, das Wasser auf Kosten des Dampfes, also durch eine partielle Condensation desselben, vorzuwärmen, ist ein ganz ungerechtfertigtes, indem hierdurch der Dampf vor dem Stosse eines grossen Theiles seiner wirksamen Kraft beraubt wird. Zu bemerken ist noch, dass die oben angeführten zwei Mundstücke, je nach Bedarf, durch andere Mundstücke ersetzt werden konnten, und dass die Regulirung des Dampf- und Wasserzuflusses durch Hähne durchgeführt wurde, welche in den betreffenden Leitungen passend situirt waren. Offenbar ist auch dieser Apparat durch Frost sehr gefährdet.

§ 22. Injector von Krauss.[18]) — Durch Beibehaltung der fixen Düsenstellung und Weglassung der ganz zweckwidrigen Spirale der Fletcher und Bower'schen Construction ist vom Maschinenmeister Krauss in Zürich (derzeit Krauss & Co. in München) der Grundtypus für alle nachfolgenden nichtsaugenden Injectoren geschaffen worden. Die ersten Krauss'schen Constructionen rühren aus dem Jahre 1864 her; die bekannte Firma Schäffer und Budenberg hat dieselben patentirt und mit Erfolg verbreitet. Fig. 8, Tafel XVI dürfte diese Construction genügend veranschaulichen; nur möge bemerkt werden, dass: *E* den Wassereintritt, *A* den Dampfzutritt, *c* die Dampfdüse, *d* den Condensationskamin, *f* die Ueberdruckdüse, *F* das Druckrohr und *u* den Ueberlaufstutzen vorstellen. Die Vorzüge dieses Injectors sind: Einfachheit der Construction, Raumersparniss, Billigkeit der Anschaffungs- und Erhaltungskosten. Ein Nachtheil dagegen beruhte darauf, dass man damals noch nicht die genügenden Erfahrungen hinsichtlich der Dimensionirung der einzelnen Theile hatte, so dass sich häufig das Wasser im Condensationskamine zu sehr erhitzte und so zu Uebelständen führte.

§ 23. Injector von Schau.[19]) — Von Schau, Director der Locomotivfabrik von Sigl in Wiener Neustadt, ist 1866 ein Injector construirt worden, welcher ausser mehrfachen Fortschritten in der Dimensionirung in mancher Beziehung höchst charakteristisch ist. Der Injector (für Oesterreich am 18. April 1866 patentirt) hat, wie der Seller'sche einen aus Misch- und Fangdüse bestehenden Doppeltrichter und ein Ueberlaufventil, conform den Vorschlägen von Giffard und Fletcher und Bower. Obwohl also dieser Theil seiner Construction nicht absolut neu ist, so bleibt doch Schau das Verdienst, diesen Bestandtheil sehr compendiös construirt zu haben. Durch dieses Ueberlaufventil wurde dem Wasser der Austritt gestattet, der Luft jedoch der Eintritt verwehrt. Der Doppeltrichter (Fig. 10, 11, 12, 13 und 14, Tafel XVI) *d*, *f* ist in den Hauptkörper so eingesetzt, dass zwischen den Stegen *c* Raum für das aus *E* nach *D* strö-

[18]) Siehe Organ 1866; Deutsche Industriezeitung 1866; Officieller Ausstellungsbericht des österr. Central-Comités der Pariser Weltausstellung vom Jahre 1867; der praktische Maschinen-Constructeur 1868.

[19]) Engineering 1866; Organ von Heusinger von Waldegg 1867 etc.

mende Wasser übrig bleibt. Die weitere Construction, sowie die Handhabung des Apparates sind leicht erklärlich. Beim Ingangsetzen wird das durch den Ueberlaufraum verspritzende Wasser unbehindert ins Freie gelangen können; ist der Apparat aber einmal in Gang, so wird sich das besagte Ventil schliessen, und es wird das Wasser nicht blos auf dem gewöhnlichen Wege, sondern auch durch die Oeffnungen *e e* und *s s* gesaugt werden. Frostschäden ist übrigens dieser Apparat gleichfalls ausgesetzt.

§ 24. Injector von Friedmann. — Einer weiteren Vervollkommnung wurden die Injectoren durch den Civil-Ingenieur Friedmann in Wien zugeführt. Seine Erfindungen in Oesterreich, seit dem 8. Februar 1868 patentirt, basiren auf dem Grundgedanken: das zu befördernde Wasserquantum in mehreren Abtheilungen zum fördernden Dampfstrahl gelangen zu lassen. Wie aus dem Vorhergehenden ersichtlich, ist dasselbe Princip schon früher von Barclay theilweise bei saugenden Injectoren angewendet worden, indem derselbe das Wasser in 2 Abtheilungen dem Apparate zuführte. Die Verschiedenheit in der Anwendung desselben Principes liegt bei besagten Ingenieuren nur darin, dass Barclay den Dampfstrahl-Conus zwischen einem inneren und einem äusseren Wasserstrahl-Conus verzehren liess und dass hierbei sämmtliche Conen durch die in der Mitte durchgehende Spindel cylindrisch durchbrochen waren, während bei Friedmann der compacte Dampfconus durch 2 oder mehrere auf derselben Seite (nach vorne, gegen den Kessel zu). liegende Wasserconen condensirt wird. Fig. 15 u. 16, Tafel XVI stellen im Principe die Friedmann'schen Patente dar. Zwischen Condensationskamin und Dampfdüse ist ein Stück eingesetzt, welches Friedmann »Zwischenrohr« nennt.[20]) Dasselbe kann auch für gewisse Zwecke sich mehrfach wiederholen. Hierdurch wird das Wasser gezwungen, in zwei oder mehreren Abtheilungen zu dem Dampfstrahle zu gelangen. Um einen möglichst günstigen Effect mittelst dieser Zwischenrohre zu erreichen, müssen dieselben gewisse, durch Friedmann ermittelte Formen besitzen. Dies gilt namentlich in Bezug auf die Veränderung der nacheinander vom Wasser, respective Dampf durchströmten Querschnitte. Aber auch in Bezug auf die Form jedes Querschnittes hat sich Friedmann vorbehalten für gewisse Fälle, um die Berührungsflächen zwischen Wasser und Dampf zu vermehren, dieselbe oval zu gestalten. In obigen Figuren ist noch der Seller'sche Doppeltrichter beibehalten, während bei wirklichen Ausführungen Friedmann die beiden Düsen wieder getrennt hat, damit dieser der Abnutzung zumeist unterliegende Theil leichter ausgewechselt werden kann.

Die im Anfange umfangreichen Formen der Injectoren, die übrigens schon von Schau und anderen wesentlich verkleinert wurden, hat Friedmann einer neuerlichen Reduction unterworfen. Hierdurch gestalteten sich die Apparate nicht nur sehr compendiös und bedeutend billiger, sondern gewannen auch andere Vortheile. Es bildete sich nämlich bei Locomotiven allmählich die Praxis heraus, zweierlei Apparate an einer Maschine anzuordnen, dagegen die gewöhnlichen Pumpen zu beseitigen. Der eine Apparat, von geringerer Capacität, als der zweite, sollte für den laufenden Bedarf, eventuell mit Zuhülfenahme der Aufenthalte in den Stationen, gerade noch genügen, um die normale Verdampfung des Kessels zu decken. Der zweite Apparat sollte für aussergewöhnliche Fälle als Reserve dienen und rasch eine genügende Wassermenge liefern. Der Unterschied im Gewichte zwischen zwei Injectoren nach Friedmann und zwei gewöhnlichen Dampfpumpen erreichte schon eine gewisse, für manche Maschinen-

[20]) Entnommen dem Gutachten von Friedmann.

gattungen sehr beachtenswerthe Grösse, indem er z. B. mit seinen 8 bis 10 Centnern schon der ganzen mobilen Ausrüstung der Locomotive gleichkam. In Folge des geringeren Gewichtes fand auch bei einem etwaigen Versagen des Apparates ein so rasches Abkühlen der Massen desselben statt, dass neuerliche Versuche nicht an der, bei anderen Apparaten in diesem Falle üblichen Erhitzung des Körpers scheiterten.

Die principiellen Vortheile des gedachten Injectors sind folgende:

1) kann der Apparat auch bei höherer Speisewassertemperatur leicht in Gang gesetzt werden;
2) speist er bei derselben Quantität gelieferten Wassers, wärmeres Wasser;
3) fördert er, bei demselben Dampfverbrauch, mehr Wasser.

Natürlich wird im Falle 3) die Temperatur des Speisewassers proportional dem zunehmenden Förderungsquantum abnehmen.

Ueberdies sind diese Apparate compendiöser wie die meisten bestehenden Constructionen, sind leicht anzulassen, selten Störungen unterworfen und leiden nicht durch Frost.

Diese Vortheile erklären die namhafte Verbreitung, welche diese Apparate gefunden haben.

In Fig. 17—19, Tafel XVI ist ein Friedmann'scher Injector neuerer Construction detaillirt dargestellt.

§ 25. Injector von Haswell. — Haswell hat in neuerer Zeit einen Injector construirt, der sich von dem Krauss'schen im Wesen durch den Condensationskamin unterscheidet. Wie bei Krauss sind sämmtliche Düsen fix, Fang- und Mischdüse (Fig. 20 Tafel XVI) sind ähnlich, wie bei Sellers, zu einem Doppeltrichter vereinigt, die Ueberlauföffnungen in diesen Trichter eingefrässt. Der Condensationskamin ist auf eine gewisse Länge von kreisförmigen und Längs-Furchen durchzogen, so dass die Oberfläche nahezu quadratische Zähne bildet. Haswell strebt mit diesem Detail an: eine raschere und vollständigere Condensation zu erzielen. Es kann bemerkt werden, dass genannte Injectoren bei mehreren Bahnen, z. B. bei der K. F. Nordbahn seit längerer Zeit in anstandsloser Verwendung stehen.

§ 26. Injector von F. W. Webb.[21]) — Eine neuere Anwendung der Sharp'schen Methode der Wasserregulirung auf nichtsaugende Apparate rührt von F. W. Webb von der Londoner und Nordwestbahn her, und wurde auch demselben patentirt. — Der Apparat ist an der Stirnwand der Feuerbüchse (Fig. 6 und 7, Tafel XV, sowie Fig. 1 u. 4, Tafel V) placirt. Das Speise- (Druck-) Rohr *k* geht direct in den Kessel, wird aber in demselben eine angemessene Strecke weit fortgeführt. Hierdurch werden die selbst bei der grössten Vorsicht dennoch häufig auftretenden Calamitäten bei den Speiserohren in Winterszeiten vermieden. Die Mischdüse *d* und die Fangdüse *e* sind zu einem Doppeltrichter vereinigt und dienen als Wasserregulator. Zu diesem Zwecke ist der Injectorkörper etwa in der Mitte durchbrochen und mit der combinirten Düse ein Stück *f* verbunden. Dieses Stück dient zugleich als Gehäuse für den Schlabberhahn, welcher mit einem sich nach abwärts erweiternden Conus construirt ist. Der Hahn wird mittelst der Stange *g* und der Handhabe *m* gedreht, kann aber auch mittelst Schraube und Handrad *g'* sammt dem Wasserregulator gehoben oder gesenkt werden. Die Verbindung zwischen dem Doppeltrichter *e* und dem Stücke *f* wird durch einen Ansatz einerseits, durch eine Mutter mit Kerben am Umfange andrerseits sichergestellt. Das Druckventil ist ein Kugelventil *h*; ausserdem ist ein Absperrconus *i* mit Schraube und Handrad

[21]) Siehe Engineering 1872.

zu dem Zwecke vorhanden, um nöthigenfalls den Injector abmontiren und repariren zu können, wobei natürlicher Weise der Conus *i* das ausser Thätigkeit kommende Kugelventil hinsichtlich der Absperrung des Kesselwassers substituiren muss. Der Injector ist mit einem Ansatze versehen und durch Stockschrauben mit dem Kessel verbunden. Dieser Ansatz hat Schlitze, so dass, nachdem die Muttern der betreffenden Schrauben gelüftet sind, der Apparat herabgezogen und untersucht werden kann, wenn zuvor die Stopfbüchsen am Saug- und Druckrohre gelöst worden sind Wie aus Vorstehendem ersichtlich, ist der Apparat elegant und praktisch construirt. Jedoch ist die Befürchtung gestattet, dass sich in Folge der Disposition des Apparates derselbe durch die aus der Feuerbüchse strahlende Wärme stark erhitzen und sonach häufig versagen kann. Gegentheilige praktische Erfahrungen können bei dem kurzen Zeitraume, welcher seit der Erfindung dieses Apparates verstrichen ist, natürlicher Weise nicht constatirt werden.

§ 27. Injector von Körting. — Es mögen hier noch die Körting'schen Injectoren kurz erwähnt werden. Dieselben verwirklichen dieselbe Idee beim Speisen mit Injectoren, wie die Kirchweger'schen u. a. m. Vorwärm-Vorrichtungen beim Speisen mit gewöhnlichen Dampfpumpen. Ueber diese Vorrichtungen wurde in der I. Abtheilung dieses Capitels abgehandelt; es kann also hier von weiteren Erörterungen über den Werth dieser Vorrichtungen abgesehen werden. Die Körting'schen Injectoren sind so eingerichtet, dass sie sowohl mit Nutzbarmachung eines Theiles des von der Maschine abgehenden Dampfes, als auch mit frischem Dampfe allein arbeiten können. Die Verbindung des Injectors mit dem Blasrohre kann zu diesem Zwecke durch einen Hahn regulirt werden. Nach Erfahrungen der K. F. Nordbahn bewährt sich ein dortselbst in Verwendung stehender Körting'scher Injector ganz gut.

Um den beim Ingangsetzen des Injectors eintretenden Wasserverlust zu vermeiden, sind einige neuere Constructionen entstanden. Goffin, technischer Dirigent der Hannoverschen Maschinenbau-Actiengesellschaft (vormals Georg Egestorff[22]) bringt unter dem Schlabberventile einen Behälter an, so dass das anfänglich austretende Wasser angesammelt und später wieder angesogen werden kann.

Demselben Uebelstande will Pohlmeyer steuern, zugleich aber seinen Apparat befähigen, wärmeres Wasser speisen zu können.

§ 28. Dampfzulass-Ventile. — Da bei nichtsaugenden Injectoren die Spindel wegfällt, so musste eine andere Vorkehrung getroffen werden, um beim Ingangsetzen einem Ueberhandnehmen des Dampfes vorzubeugen, solange das Wasser noch nicht in genügende Bewegung, resp. Zuströmung gekommen ist. Die einfachen Hähne oder Ventile, wie sie bei saugenden Injectoren die Dampfzuströmung regulirten, machen es, selbst bei der grössten Sorgfalt, mit welcher sie bedient werden, möglich, dass oben angedeuteter Uebelstand eintritt. Es wurden daher Ventile construirt, welche durch Schraube mit Kurbel oder Handrad bewegt werden und bei welchen es leicht ist, den angeregten Uebelstand zu meiden. Die nachstehenden Fig. 6 u. 7 stellen ein solches Dampfeinlassventil nach einer Ausführung von Friedmann dar. Das Ventil selbst ist ein gewöhnliches conisches Ventil, hat jedoch, an den Conus anschliessend, einen Cylinder, welcher in den Dampfraum etwas hineinragt. Zwischen diesem vollen Cylinder und der cylindrischen Fläche des Ventilsitzstückes bleibt eine sehr kleine ringförmige Fläche von einer gewissen Länge. In Folge dessen wird beim Eröffnen des Ventils so lange, bis dieser volle Cylinder über die Sitzfläche gehoben wird, dem

[22]) Siehe Zeitschrift deutscher Ingenieure 1872.

Dampfe nur der besprochene kleine ringförmige Austrittsquerschnitt geboten. Bei einem weiteren Heben des Ventils vergrössert sich dieser Querschnitt, wie aus der Zeichnung

Fig. 6.

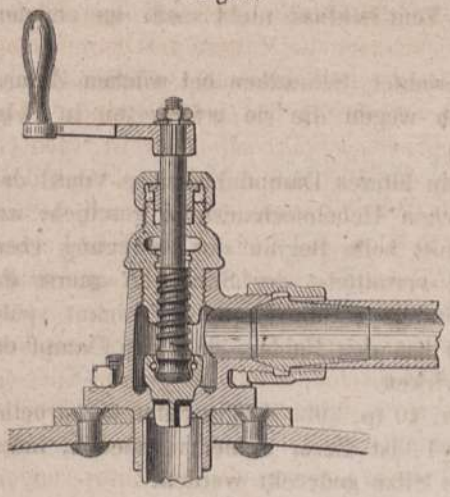
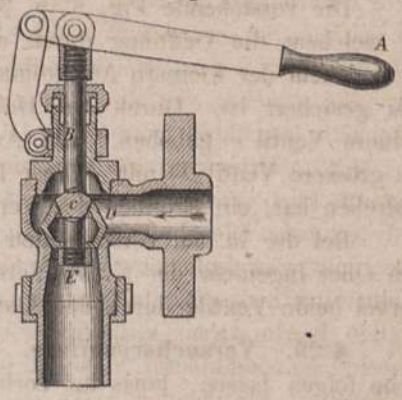
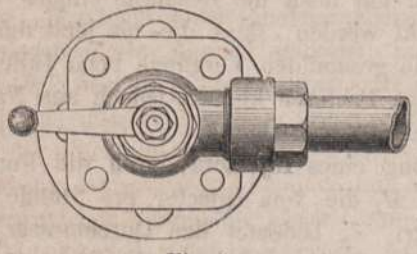


Fig. 8.

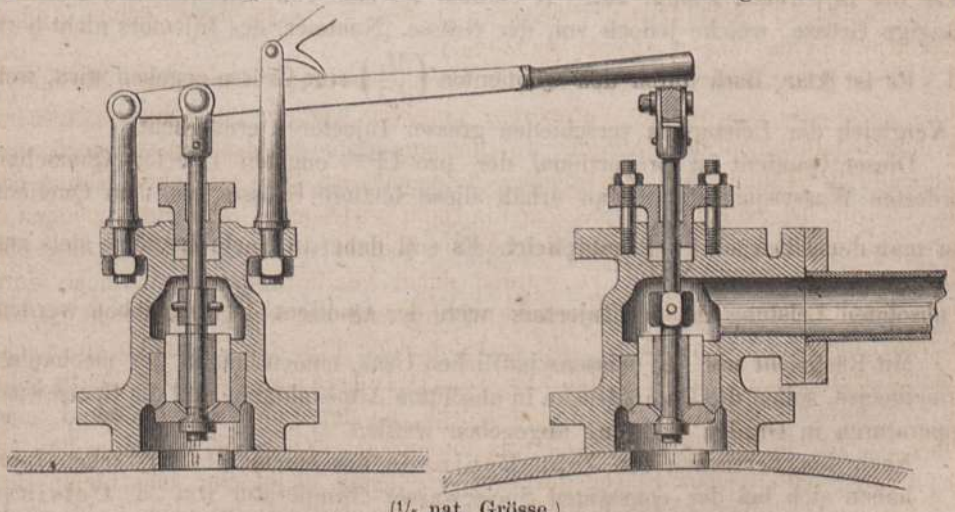




(1/5 nat. Grösse.)

Fig. 7.

Fig. 9. Fig. 10.



(1/5 nat. Grösse.)

ersichtlich, bedeutend. Die Bewegung des Ventils geschieht durch eine Schraube mit aufgesteckter Kurbel an deren unterem Ende das Ventil mittelst in Nuthe laufenden Splinten befestigt ist; diese, sowie die übrigen Details sind aus der Zeichnung er-

sichtlich. Ein Uebelstand dieser Construction ist, dass das Bestreben des Dampfes dahin geht, das Ventil, welches nur beim Gang des Apparates offen ist, zu öffnen. Dies hat solange wohl nichts zu bedeuten, als die Spindel genau in die Mutter passt; nach stärkerer Ausnützung ist aber ein dichter Ventilschluss nicht mehr zu erzielen, worunter Stopfbüchen und Gewinde leiden.

Später hat sich das Bestreben darauf gerichtet, Schrauben bei solchen Zulass-Ventilen zu beseitigen, der vielen Reparaturen wegen die sie erforderten in Folge rascher Abnutzung durch häufigen Gebrauch.[23])

Die vorstehende Fig. 8 (p. 393) stellt ein älteres Dampfadmissions-Ventil dar, bei welchem die Oeffnung durch einen einfachen Hebelmechanismus geschieht und bei welchem der kleinere Ausströmungsquerschnitt beim Beginn der Bewegung ebenfalls gesichert ist. Durch den Hebel A wird vermittelst der Stange B zuerst das kleinere Ventil c gehoben. Ein Ansatz der Stange B (die Mutter E) nimmt später das grössere Ventil D mit. Diese Construction hat den Fehler, dass der Dampf das Bestreben hat, ein Eröffnen des Ventils zu bewirken.

Bei der in den vorstehenden Figuren 9 u. 10 (p. 393) dargestellten Construction vom Ober-Ingenieur der K. F. Nordbahn, Rayl, ist dieser Fehler vermieden, indem hierbei beide Ventile durch den Dampf an ihre Sitze gedrückt werden.

§ 29. Versuchsresultate. — Indem wir nur noch die Resultate einiger Versuche folgen lassen, muss im Vorhinein bemerkt werden, dass die bis jetzt durchgeführten Versuche unzureichend sind, um in die gesammten Vorgänge beim Injiciren klaren Einblick zu gewähren. Einzelne wichtige Factoren können jedoch aus Nachfolgendem entnommen werden.

Nach Dr. Grashof lässt sich die Leistung eines Injectors durch die Formel $M_2 = A\, d_0^2 \sqrt{a-1}$ ausdrücken. Hierbei ist M_2 die vom Injector pro Stunde geförderte Wassermenge in Litern oder in Kilogr. d_0 bedeutet den Durchmesser der engsten Stelle des Injectors in ^{mm}. (Nach Giffard's Vorschlag drückt d_0 in ^{mm} die Nummer des Apparates aus.) a bedeutet die Anzahl absoluten Atmosphären Druck, welche der injicirende Dampf hat. A endlich ist eine von verschiedenen Umständen abhängige Grösse, welche jedoch von der Grösse (Nummer) des Injectors nicht berührt wird. Es ist klar, dass durch den Quotienten $\left(\frac{M_2}{d_0^2}\right)$ eine Grösse gegeben wird, welche den Vergleich der Leistungen verschieden grosser Injectoren ermöglicht.

Dieser Quotient ist proportional der pro $\square^{mm}$ engsten Injector-Querschnittes geförderten Wasserquantität. Man erhält diese letztere Grösse aus dem Quotienten, wenn man denselben mit $\left(\frac{4}{\pi}\right)$ multiplicirt. Es soll daher in Nachfolgendem stets ausser der absoluten Leistung M_2 des Injectors auch der Quotient $\frac{M_2}{d_0^2}$ angegeben werden.

Mit Rücksicht auf den wissenschaftlichen Usus, namentlich in der mechanischen Wärmetheorie, sollen die Dampfdrücke in absoluten Atmosphären, und die Speisewasser-Temperaturen in Graden Celsius angegeben werden.

Nach den Versuchen von John Robinson mit einem Giffard'schen Injector No. 4 haben sich bei der constanten Speisewasser-Temperatur von 35° Celsius bei verschiedenen Dampfdrücken nachfolgende Förderquantitäten ergeben.

---

[23]) Siehe Der praktische Maschinen-Constructeur von Uhland, 1868.

Dampfdruck in absoluten Atmosphären	1,3	1,6	2,2	2,9	3,5	4,1	7,3
Gefördertes Wasserquantum in Litern oder Kilo pro Stunde im Ganzen	411	537	790	822	948	1106	1169
Leistungsquotient $\frac{M_2}{d_o^2}$	25,7	33,5	49,4	51,4	59,2	69,1	73,0

Ueber die bei verschiedenen Dampfdrücken höchste zulässige Speisewasser-Temperatur giebt folgende Tabelle nach Robinson Aufschluss:

Dampfdruck in absoluten Atmosphären	1,6	2,2	2,9	3,5	4,1	7,3
Höchste zulässige Speisewassertemperatur °C. .	65	59	54	51	50	44

Die Versuche von E. Reinhardt (mitgetheilt im Jahrgang 1860 der Zeitschrift des österreichischen Ingenieur und Architekten-Vereins, welcher Quelle auch die Angaben über die Robinson'schen Versuche entnommen sind) sind zwar sehr werthvoll, beziehen sich jedoch meistens auf die Speisung in ein offenes Gefäss. Die Resultate der wenigen Versuche, welche einer wirklichen Kesselspeisung entsprechen, folgen unten. Wie bei den vorher angegebenen Versuchsresultaten ist auch hier keine genaue Bestimmung über den Wassergehalt des angewendeten Dampfes gemacht. Jedoch hat Reinhardt Grund anzunehmen, dass der Dampf im Mittel 30 % Wasser führte.

Resultate der Reinhardt'schen Versuche mit einem Injector Nr. 10 (Giffard).

Dampfdruck in absoluten Atmosphären	6,5	6,5	6,1	3,8
Saugwassertemperatur in °Celsius	12,50	12,50	12,50	12,50
Druckwassertemperatur in °Celsius	97,50	68,75	62,50	46,25
Gefördertes Wasserquantum in Litern oder Kilo pro Stunde im Ganzen	2939 min.	4550 max.	4614 max.	3982 max.
Leistungsquotient $\frac{M_2}{d_o^2}$	29,4 min.	45,5 max.	46,1 max.	39,8 max.

Bezüglich der mit Giffard'schen Injectoren erreichten Saughöhen mögen in Nachfolgendem die Resultate der Versuche von Villiers[24] (mit einem Injector No. 9) angegeben werden. Zugleich ist in nachfolgender Tabelle der grösste Gegendruck angegeben, welcher im Druckrohr von dem Strahl überwunden wurde. Hierzu sei noch bemerkt, dass nach den Versuchen von Robinson selbst ein Gegendruck, welcher das Doppelte des Druckes beim injicirenden Dampf beträgt, noch überwunden werden kann, wobei allerdings die Speisung schon nahezu aufhört.

Dampfspannung in absoluten Atmosphären. . .	2,00	2,50	3,00	3,50	4,00	4,50
Grösste Saughöhe beim Ingangsetzen	1,40	2,00	2,45	2,80	3,00	3,10
Grösste Saughöhe während des Ganges. . . .	3,50	4,00	4,50	4,75	5,00	5,00
Grösster zulässiger Gegendruck im Speiserohr .	2,15	2,75	3,40	4,00	4,75	5,35

[24] Siehe Bulletin de la Société de l'Industrie Minerale, 1859. Civil-Ingenieur 1860.

Villiers berechnet ferner aus der Temperatur des Saugwassers und der des Druckwassers das Gewicht des geförderten Wassers pro 1 Kilo injicirenden Dampfes und findet, dass dasselbe von 14 Kilo (bei 4 . 50 Atm.) bis 22 Kilo (bei 2,00 Atmosphären) variirt. Macht man diesbezüglich einen Vergleich mit den Versuchen von Reinhardt, so stellt sich heraus, dass die geförderten Wasserquantitäten bei Reinhardt nicht absolute Maxima sein können, dass vielmehr bei diesen Versuchen zu viel Dampf zugelassen worden sein muss, oder der Apparat unvollkommen gewesen ist.

Versuche des Ingenieurs Turk mit einem Injector No. 6 seiner Construction haben folgende Resultate ergeben:

Dampfspannung in absoluten Atmosphären .	2,3	2,5	3,0	4,0	6,0	8,0	10,0
Saughöhe im Metern	0,10	0,40	0,60	0,60	0,60	0,70	0,70
Saugwassertemperatur °Celsius	15	15	15	17	17	17	17
Leistungsquotient $\frac{M_2}{d_0^2}$	41,1	44,4	49,4	50,5	76,5	84,1	100,8

Versuche der k. k. priv. Oesterr. Südbahn-Gesellschaft haben nachstehende Ergebnisse gehabt:

Nummer und Gattung des Apparates.	Dampfdruck in absoluten Atmosphären.	Temperatur des Saugwassers in °Celsius.	Geförderte Liter oder Kilo Wasser pro Stunde.	Leistungs-Quotient $\frac{M_2}{d_0^2}$
Schau'scher Apparat Nr. 9½ . .	7,3—8,0	14	7205	79,8
- - - - . .	7,7—8,4	40	7268	80,5
- - - - . .	8,2—8,8	22	8532	94,5
- - - - . .	8,4—8,8	42	8216	91,0
- - - 8 . .	7,7—8,4	42	5688	88,8
- - - - . .	7,7—8,4	44	5372	83,9
- - - - . .	8,0—8,4	32	5688	88,8
- - - - . .	8,0—8,8	42	6004	93,8
Friedmann'scher Apparat Nr. 7 .	9,9	40	3950	80,6
Delpêche'scher Apparat Nr. 9 . .	8,0—8,8	15	5688	70,2
- - - - . .	8,4—8,8	25	5372	66,3
- - - - . .	8,8—9,6	15	5372	66,3

Eine andere Reihe von Versuchen derselben Gesellschaft bezog sich auf die Erwärmung des Speisewassers beim Durchgang durch den Injector. Sie ergab folgende Resultate:

Nummer und Gattung des Apparates.	Dampfdruck in absoluten Atmosphären.	Temperatur im Saugrohr.	Temperatur im Druckrohr.	Differenz.
Schau'scher Apparat Nr. 9½ . .	8,4	28	58	30
- - - - . .	8,4	41	76	35
- - - - . .	9,0	43	81	41
- - - - . .	8,4	41	76	35
- - - 8 . .	8,0	43	75	32
- - - - . .	8,0	48	84	36
- - - - . .	9,0	40	76	36
- - - - . .	8,0	43	75	32
- - - - . .	8,0	48	84	36
Friedmann'scher Apparat Nr. 7 .	9,0	30	72	42

Tabelle I.

Ueber die Leistungsfähigkeit eines Schau'schen Injectors Nr. 9 nach von der K. F. Nordbahn im Jahre 1867 durchgeführten Versuchen.

Versuchs-Nr.	Temperatur des Speisewassers in ° Celsius.	Temperatur des geförderten Wassers in ° Celsius.	Dampfspannung in absoluten Atmosphären. Bei Beginn.	Dampfspannung in absoluten Atmosphären. Am Ende.	Dauer des Versuches in Minut.	Liter oder Kilogramm. Verbrauchtes Wasser.	Schlabber-Verlust.	Gefördertes Wasser pro Minute.	Gefördertes Wasser pro Stunde.	Schlabberverlust in % des geförderten Wassers.	Leistungs-Quotient $\frac{M_2}{d_0^2}$.	Anmerkung.
1	2,50	46,25	9,4	8,7	2	236,6	3,7	116,4	6984	1,6	86,2	
2	1,88	40,00	8,0	7,4	2	225,4	3,9	110,7	6642	1,8	82,0	
3	1,25	36,25	6,6	6,4	2	225,4	4,2	110,6	6636	1,9	81,9	
4	»	32,50	5,2	4,8	2	225,4	14,4	105,5	6330	6,8	78,1	
5	»	31,25	3,8	3,8	2	112,6	28,2	42,2	2532	33,4	31,2	
6	»	31,25	3,2	3,2	2	79,1	51,0	14,0	—	—	—	
7	»	42,50	2,4	2,4	2	67,7	52,1	7,8	—	—	—	
8	»	46,25	2,0	2,0	2	67,7	53,3	7,2	—	—	—	
9	»	43,75	1,7	1,7	2	56,3	51,5	2,4	—	—	—	
10	»	38,75	1,3	1,3	2	56,3	51,9	2,2	—	—	—	
11	18,75	55,00	9,4	8,8	2	225,5	6,2	109,6	6576	5,2	81,2	
12	»	50,00	8,0	7,3	2	270,6	3,9	133,3	7998	1,5	98,7	
13	»	46,25	6,6	5,9	2	247,9	3,4	122,2	7332	1,4	90,5	
14	»	41,25	5,2	4,8	2	247,9	43,9	102,0	6120	21,5	75,5	
15	»	57,50	3,8	3,8	1½	90,2	50,4	26,5	—	—	—	Nach 1½ Minut. versagt unter Nr. 50—53 wiederholt.
16	20,00	60,00	3,8	3,6	1½	78,8	54,4	16,3	—	—	—	
17	»	57,50	3,2	3,2	2	84,7	81,1	1,8	—	—	—	
18	»	55,00	2,4	2,4	2	79,0	76,1	1,4	—	—	—	
19	»	52,50	2,0	1,8	2	69,2	66,6	1,3	—	—	—	
20	18,75	53,75	1,7	1,7	2	67,6	65,2	1,2	—	—	—	
21	»	42,50	1,3	1,3	2	67,6	65,4	1,1	—	—	—	
22	32,50	61,25	9,4	8,7	2	270,8	3,4	133,7	8022	1,3	99,0	
23	»	53,75	8,0	7,1	2	248,4	3,4	122,5	7350	1,4	90,7	
24	»	51,25	6,6	5,9	2	248,4	3,4	122,5	7350	1,4	90,7	
25	»	47,50	5,2	4,8	2	248,4	26,3	111,1	6666	11,9	82,3	
26	»		3,8									
27	»		3,8									
28	»		3,8									
29	»		3,8									
30	»		3,8									
31	»	60,00	3,2	3,2	2	90,3	85,6	2,3	—	—	—	
32	»	58,75	2,4	2,4	2	84,6	81,6	1,5	—	—	—	
33	»	58,75	2,0	1,8	2	79,0	76,1	1,4	—	—	—	
34	»	57,50	1,7	1,7	2	77,1	74,4	1,3	—	—	—	
35	»	47,50	1,3	1,3	2	70,2	67,7	1,2	—	—	—	
36	37,50	75,00	9,4	8,7	2	237,2	2,8	117,2	7032	1,2	86,8	
37	»	67,50	8,0	7,3	2	237,2	3,4	116,8	7008	1,5	86,5	
38	»	62,50	6,6	6,2	2	248,4	2,8	122,8	7368	1,1	90,9	
39	»	56,25	5,2	4,8	2	225,6	30,8	97,4	5844	15,8	72,1	
40	»	66,25	3,8	3,2	1¾	124,2	49,3	42,8	—	—	—	Stossweise.
41	»	66,25	3,8	3,4	2	203,2	66,2	68,5	4110	48,3	50,7	
42	»	72,50	3,2	3,2	2	112,8	88,4	12,2	—	—	—	
43	»	70,00	2,4	2,4	2	84,7	73,3	5,7	—	—	—	
44	»	70,00	2,0	1,8	2	79,1	68,2	5,5	—	—	—	
45	»	70,00	1,7	1,7	2	67,8	57,0	5,4	—	—	—	
46	»	65,00	1,3	1,3	2	67,8	58,8	4,5	—	—	—	
47	31,25	55,00	4,1¼	3,8	2	146,8	56,5	45,1	—	—	—	
48	»	56,25	3,8	3,8	2	135,5	49,8	42,8	—	—	—	
49	»	65,00	3,4	3,2	2	124,1	80,6	21,7	—	—	—	
50	18,75	58,75	3,8	3,8	2	112,8	93,9	9,4	—	—	—	
51	»	58,75	3,8	3,6	2	112,8	101,9	5,4	—	—	—	
52	»	58,75	3,8	3,8	1½	67,8	62,7	3,4	—	—	—	
53	»	58,75	3,8	3,6	2	56,5	51,0	2,7	—	—	—	Wasserhahn nur halb offen.

Hier wurde 3 mal mit ganz offenem Wasserhahne und 2 mal mit halboffenem der Apparat versucht, versagte aber jedesmal nach einigen Secunden. Unter Versuch Nr. 47—49 wurde der Versuch wiederholt und gelang dann.

Tabelle II.

Ueber die Leistungsfähigkeit eines nichtsaugenden Friedmann'schen Injectors Nr. 6 nach von der K. F. Nordbahn im Jahre 1867 durchgeführten Versuchen.

Versuchs-Nr.	Temperatur des Speisewassers in ° Celsius.	Temperatur des geförderten Wassers in ° Celsius.	Dampfspannung in absoluten Atmosphären.		Dauer des Versuches in Minut.	Liter oder Kilogramm.				Schlabberverlust in % des geförderten Wassers.	Leistungs-Quotient $\frac{M_2}{d_0^2}$.	Anmerkung.
			Bei Beginn.	Am Ende.		Verbrauchtes Wasser.	Schlabber-Verlust.	Gefördertes Wasser pro Minute.	Gefördertes Wasser pro Stunde.			
1	31,25	71,25	5,9	5,9	2	67,8	17,3	25,2	1512	34,2	42,0	
2	»	77,50	6,7	6,6	2	67,8	14,2	26,8	1608	26,5	44,6	
3	»	81,25	7,3	7,3	2	79,1	12,9	33,1	1986	19,9	55,1	
4	»	81,25	8,0	8,0	2	90,4	11,7	39,3	2358	14,9	65,5	
5	»	82,50	8,7	8,6	2	90,4	2,8	43,8	2628	3,3	73,0	
6	»	83,75	9,4	9,4	2	124,2	3,9	60,1	3606	3,2	100,1	
7	37,50	83,75	9,4	9,4	2	124,2	3,9	60,1	3606	3,2	100,1	
8	»	83,75	8,7	8,6	2	90,4	4,5	42,9	2574	5,2	71,5	
9	»	83,75	8,0	7,8	2	90,4	3,4	43,5	2610	3,9	72,5	
10	»	83,75	7,3	7,3	2	79,1	3,4	37,8	2268	4,5	63,0	
11	»	82,50	6,6	6,4	2	79,1	3,9	37,6	2256	5,2	62,6	
12	»	82,50	5,9	5,7	2	67,8	3,4	32,2	1932	5,2	53,6	
13	43,75	83,75	5,9	5,9	2	67,8	3,9	31,9	1914	6,1	53,1	
14	»	87,50	6,6	6,6	2	101,7	2,8	49,4	2964	2,8	82,3	
15	»	88,75	7,3	7,3	2	101,7	2,0	49,8	2988	2,0	83,0	
16	»	90,00	8,0	8,0	2	101,7	2,8	49,4	2964	2,8	82,3	
17	»	90,00	8,7	8,7	2	101,7	2,2	49,7	2982	2,2	82,8	
18	»	91,25	9,4	9,4	2	124,2	3,4	60,4	3624	2,8	100,6	
19	47,50	—	9,4	9,4	2	90,4	2,0	44,2	2652	2,3	73,6	
20	»	92,50	8,7	8,7	2	101,7	3,4	49,2	2952	3,4	82,0	
21	»	92,50	8,0	8,0	2	79,1	3,4	37,7	2262	4,5	62,8	
22	»	91,25	7,3	7,3	2	90,4	3,9	43,2	2592	4,5	72,0	
23	»	87,50	6,6	6,6	2	113,0	5,0	54,0	3240	4,7	90,0	
24	»	87,50	5,9	5,9	2	90,4	3,4	43,5	2610	3,9	72,5	
25	52,50	91,25	5,9	5,9	2	90,4	5,0	42,7	2562	5,9	71,1	
26	»	91,25	6,6	6,6	2	84,8	4,5	40,1	2406	5,6	66,8	
27	»	92,50	7,3	7,3	2	101,7	5,6	48,0	2880	5,8	80,0	
28	»	93,75	8,0	8,0	2	101,7	10,1	45,8	2748	11,0	76,3	Der Apparat verliert trotz des Regulirens viel Wasser.
29	»	93,75	8,7	8,7	2	90,4	17,3	36,5	2190	23,6	60,8	
30	»	95,00	9,4	9,4	2	90,4	22,4	34,0	2040	32,9	56,6	

In vorstehenden zwei Tabellen I und II sind die Resultate von Versuchen mitgetheilt, welche im Jahre 1867 sowohl mit Friedmann'schen als mit Schau'schen Injectoren von Seiten der K. F. Nordbahn durchgeführt wurden. Der Injector von Friedmann hatte eine Grösse No. 6, der von Schau No. 9, die Versuche wurden an einer stillstehenden Locomotive durchgeführt. — Die Versuche gehen bezüglich der höchsten Speisewasser-Temperatur beim Friedmann'schen Injector bis 52,50° C, beim Schau'schen Injector bis 37,50° C.

Als Ergänzung zu diesen Tabellen sind unter Tabelle III (p. 399) noch eine geringe Anzahl von Versuchen mitgetheilt, welche bei höheren Speisewasser-Temperaturen mit beiden Systemen durchgeführt wurden.

Diese letzteren Versuche wurden im Jahre 1868 gleichfalls von der K. F. Nordbahn und ebenfalls beim Stillstand der betreffenden Locomotive durchgeführt. Beide hiebei verwendeten Injectoren hatten dieselbe Grösse No. 9.

Hinsichtlich der grossen Ueberlaufverluste beim Friedmann'schen Injector muss noch bemerkt werden, dass dieselben nicht normal sind. Der Stift im Schlabberrohr passte sehr schlecht, so dass beim Ingangsetzen das austretende Wasser auch nach oben spritzte. Hierdurch wurde die Regulirung mittels des Wasserhahnes

sehr beirrt, welche Regulirung damals mittelst einfacher Handhabe am Wasserhahn erfolgte.

Tabelle III.

Versuche mit dem Schau'schen Injector Nr. 9 durchgeführt von der K. F. Nordbahn im Jahre 1868.

Maschine Solo (stehend).

Versuchs-Nr.	Temperatur des Speisewassers in ° Celsius.	Temperatur des geförderten Wassers in ° Celsius.	Dampfspannung in absoluten Atmosphären.	Dauer des Verbrauchs in Minuten.	Liter oder Kilogramm.				Schlabberverlust in % des geförderten Wassers.	Leistungs-Quotient $\frac{M_2}{d_0^2}$.	Anmerkung.
					Verbrauchtes Wasser.	Schlabber-Verlust.	Gefördertes Wasser pro Minute.	Gefördertes Wasser pro Stunde.			
41	52,50	80,00	2,7	1½	94,8	36,7	38,8	2328	—	—	
42	»	80,00	3,0	2	142,2	36,7	52,8	3168	—	—	
43	»	81,25	3,4	2	146,2	20,6	62,8	3768	16,7	—	1 mal versagt.
44	»	82,50	4,2	2	189,7	13,1	88,3	5298	7,5	65,4	1 mal versagt.
45	»	82,50	4,9	2	256,6	11,6	122,5	7350	4,8	90,7	
46	»	82,50	5,7	2	237,2	13,1	112,0	6720	5,9	82,9	
47	»	86,25	6,4	2	197,6	34,7	81,5	4890	—	—	
48	»	—	6,9	2	—	—	—	—	—	—	Bei 52,5° Temperatur des Speisewassers speist der Apparat von 6,4 Atmosphären an nicht mehr.

Tabelle IV.

Versuche mit dem Friedmann'schen Injector Nr. 9 durchgeführt von der K. F. Nordbahn im Jahre 1868.

Maschine Solo (stehend).

Versuchs-Nr.	Temperatur des Speisewassers in ° Celsius.	Temperatur des geförderten Wassers in ° Celsius.	Dampfspannung in absoluten Atmosphären.	Dauer des Versuchs in Minuten.	Liter oder Kilogramm.				Schlabberverlust in % des geförderten Wassers.	Leistungs-Quotient $\frac{M_2}{d_0^2}$.	Anmerkung.
					Verbrauchtes Wasser.	Schlabber-Verlust.	Gefördertes Wasser pro Minute.	Gefördertes Wasser pro Stunde.			
40	52,50	82,50	3,4	2	103,7	65,7	19,0	1140	—	—	
41	»	88,75	4,2	2	118,6	67,8	25,4	1524	—	—	
42	»	93,75	4,9	2	133,4	70,0	31,7	1902	—	—	
43	»	80,00	5,7	2	217,5	50,6	83,4	5004	—	61,7	
44	»	86,25	7,3	2	247,0	33,7	106,7	6402	—	79,0	
45	»	87,50	8,0	2	217,5	31,2	93,2	5592	—	69,0	
46	»	91,25	8,8	2	242,3	26,6	107,9	6474	12,3	79,9	
47	57,50	87,50	3,6	1½	93,8	40,7	35,4	2124	—	—	
48	»	91,25	4,1	1¾	98,8	66,3	18,6	1116	—	—	
49	»	91,25	4,9	2	—	—	—	—	—	—	Versagt.
50	»	91,25	6,4	2	—	—	—	—	—	—	Versagt.
51	»	91,25	7,3	2	187,7	41,1	73,3	4398	—	54,3	
52	»	95,00	8,3	2	187,7	46,7	70 6	4230	—	52,2	
53	»	—	8,8	2	—	—	—	—	—	—	Bei 57,5° Temperatur des Speisewassers speist der Apparat von 8,3 Atmosphären an nicht mehr.

Aus den gesammten Tabellen geht hervor, dass beide Systeme nur bei der normalen Dampfspannung (hier circa 9,4 Atm.) gut arbeiten und hierbei das Maximum der Leistung geben. (Leistungsquotient in beiden Fällen nahezu gleich 100). Bei

abweichenden Dampfspannungen vermindert sich die Leistung bei beiden Systemen bedeutend und treten ziemliche Ueberlaufverluste ein.

Als oberste Gränze der Speisewassertemperatur ist für den Schau'schen Injector 52,5° C. für den Friedmann'schen Injector 57,5° anzunehmen; wobei jedoch beide Systeme nicht mehr ganz verlässlich speisen und jedenfalls schon stark schlabbern.

Literatur.

Ueber die Erfindung des Marquis Mannoury d'Ectot: Description des machines et procédés consignés dans les brevets d'invention, de perfectionnement et d'importation, dont la durée est expirée et dans ceux dont la décheance a été prononcée. Publiée pour les ordres de Monsieur le Ministre du commerce. Tome XXVI. A Paris, 1835.

Geschichtliches über dem Injector verwandte Erfindungen: Allgemeine Maschinenlehre von Dr. Moritz Rühlmann, III. Band. Braunschweig 1868 und: Das Locomotiven-Blasrohr von Dr. Gustav Zeuner. Zürich 1863.

Ueber die Erfindungen von Pelletan, Journal des connaissances usuelles, 1834; und darnach Polytechnisches Journal von Dr. J. G. Dingler, 1834. Polytechnisches Journal von J. G. Dingler, 1840.

Ueber die Erfindungen von M. E. Bourdon, Procès des injecteurs automoteurs par M. E. Bourdon, 1862, bei Seringe frères et Poitevin, 2 Place du Caire in Paris erschienen, derzeit leider vergriffen. Annales de la Propriété industrielle. Paris 1865.

Ueber den Injector von Giffard enthalten fast alle technischen Zeitschriften Notizen, insbesondere: Mechanics-Magazine, April 1859. Bulletin de la Société d'Encouragement 1859, Tom VI. 2ser. Nr. 78 und Der Civil-Ingenieur, V. Band. Freiberg 1859, beide die Theorie des Giffard'schen Injectors nach Professor Ch. Combes enthaltend. Nach diesen Quellen auch ein Artikel in: Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens von Heusinger von Waldegg, Jahrg. 1860. Zeitschrift des österreichischen Ingenieur-Vereins 1860, Versuchsresultate von E. Reinhardt enthaltend. Bulletin de la Société de l'Industrie Minerale. Tom V, 1859, enthaltend Versuchsresultate vom Berg-Ingenieur Villiers zu Saint-Etienne; darnach mitgetheilt im Civil-Ingenieur, VI. Band 1859; an letzterem Orte zugleich eine Theorie vom Standpunkte der mech. Wärmetheorie von Dr. G. Zeuner. sowie ein Auszug über einen Vortrag von Ermel, gehalten in der Gesellschaft der Civil-Ingenieure in Paris nach: Memoires et Comtes-rendus de la Société des Ingenieurs Civils, Mars 1860. Artizan, 1860, Versuchsresultate von John Robinson enthaltend. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1860. Theorie von Dr. F. Grashof. Dessgleichen, VI. Band, 1862, Versuchsresultate von Eduard Beuther. M. Henry Giffard: Notice theoretique et pratique sur l'injecteur automoteur. 1. Aufl., Januar 1860, 2. Auflage, März 1861, in Paris erschienen.

Ueber die von Sharp, Stewart & Co. ausgeführten Giffard'schen Injectoren: Der Maschinenbauer von Demme. Verlag von Payne, 1866.

Ueber die Verbesserung des Giffard'schen Injectors von Th. Hunt: London Journal of arts, 1861, sowie Polytechnisches Journal von Dr. J. G. Dingler, 1862. Polytechnisches Centralblatt von Dr. Böttcher, 1861. Desgleichen (Verbesserung) von G. F. Bousfield: London Journal of arts 1862. Polyt. Journal von J. G. Dingler, 1862. Polytechnisches Centralblatt von Dr. Böttcher, 1862.

Verbesserter Giffard'scher Injector von der Tender-Locomotive des Veltheimer Stollens. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, 1863. Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens von Heusinger von Waldegg, 1865.

Verbesserter Giffard'scher Injector von Schäffer und Budenberg. Officieller Ausstellungs-Bericht, herausgegeben durch das k. k. österreichische Central-Comité. 6. Lieferung, erschienen 1868 (Pariser Weltausstellung, 1867). Der practische Maschinen-Constructeur von Uhland, 1868.

Verbesserter Giffard'scher Injector von Andrew Barclay. Practical Mechanics Journal, 1865. Polytechnisches Journal von Dr. J. G. Dingler, 1865. Der Maschinenbauer von Demme, Verlag von Payne, 1866.

Verbesserter Giffard'scher Injector von Turk. Annales des mines, 1863; darnach im Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens von E. Heusinger von Waldegg, 1865. Der Maschinenbauer von Demme, Verlag von Payne, 1866.

Injector von William Sellers. Engineering, 12. Oct. 1866. Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens von E. Heusinger von Waldegg, 1867. Der practische Maschinen-Constructeur von Uhland, 1868.

Injector von J. Fletcher und H. Bower. The Engineer XVI. Mechanics Magazine, 1863. Polytechnisches Centralblatt von Böttcher, 1863.

Injector von Krauss. Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens von E. Heusinger von Waldegg, 1868. Deutsche Industrie-Zeitung, 1866. Officieller Ausstellungs-Bericht des k. k. österreichischen Central-Comités von der Pariser Weltausstellung im Jahre 1867. Herausgegeben 1868. Der practische Maschinen-Constructeur von Uhland, 1868.

Injector von Schau. Engineering, 19. Oct. 1866. Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens von Heusinger von Waldegg, 1867. Der practische Maschinen-Constructeur von Uhland, 1866. Officieller Ausstellungs-Bericht des k. k. österreichischen Central-Comités von der Pariser Weltausstellung 1867.

Injector von Friedmann. Gutachten einer vom Ingenieur Alexander Friedmann angesuchten Enquête-Commission über die stufenweise Entwicklung der Injectoren. (Vermuthlich Selbstverlag des Verfassers und daher nur von diesem zu verlangen. Sehr werthvolle Quellenangaben und kurzgefasste Entwickelungsgeschichte der Injectoren.) Zeitschr. des Vereines deutscher Ingenieure, Artikel von Rosenkranz.

Injector von L. Klasen. Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens von Heusinger v. Waldegg, 1868.

Injector von F. W. Webb. Engineering, 1872.

Ueber den Werth der Injectoren in ökonomischer Beziehung, namentlich im Gegensatze zu den Vorwärmvorrichtungen. Organ etc. etc., Jahrg. 1864, Artikel vom Maschinenmeister Hennig in Berlin; desgl., Jahrg. 1868, von L. Klasen; desgl., Jahrg. 1869, von J. Stocker.

Theorie der Injectoren. Ausser den schon angegebenen Quellen noch: Grundzüge der mechan. Wärmetheorie von Dr. Gustav Zeuner. Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinen-Mechanik von Dr. Jul. Weissbach, 1867, II. Theil. Resultate der mechanischen Wärmetheorie von Dr. F. Grashof, 1870.

Die meisten der angegebenen Quellen sind auch genannt in:

Dr. Hermann Grothe's: Jahresbericht über die Fortschritte der mechanischen Technik; welches Werk auch sehr vorzügliche, kurzgefasste Auszüge aus diesen Quellen bringt.

A Treatise on Machine Tools, etc. as made by W^m Sellers & Co. Philadelphia 1873. Brochure gelegentlich der Wiener Weltausstellung 1873 von Sellers in sehr beschränkter Anzahl vertheilt.

VII. Capitel.

Ueber Dampfaufnahme, Dampfdome, Regulatorvorrichtungen.

Bearbeitet von

Ch. Strick,

Maschinen-Oberinspector der K. Sächsischen Staatsbahnen in Dresden.

(Hierzu die Tafeln XVII bis XIX.)

---

§ 1. Einleitung. — Der Dampf muss aus dem Locomotivkessel, dessen Construction wir im IV. Capitel dieses Bandes kennen gelernt haben, so entnommen werden, dass er sich in möglichst trockenem Zustande, d. h. frei von mitgerissenen Wassertheilen, befindet. Dieses Mitreissen von Wasser, was sich in dem sogenannten Spucken der Maschine äussert, ohne aber die einzige Ursache desselben zu sein, hat verschiedene wesentliche Nachtheile, von denen zunächst der Verlust an heissem Wasser und, damit verbunden, ein Mehrverbrauch an Brennmaterial zu erwähnen ist.

Findet das Mitreissen von Wasser in bedeutendem Maasse statt, so sammelt sich dasselbe in grösserer Menge in den Cylindern an, setzt den Kolben einen nicht unbedeutenden Widerstand entgegen und hat, bei Mangel an Vorsicht seitens des Führers, nicht selten eine Sprengung der Deckel, Anbrechen der Kurbelzapfen etc. zur Folge.

Ferner bleiben bei leicht spuckenden Maschinen erfahrungsmässig die Cylinder und namentlich die Schieberflächen weniger gut erhalten und es erleiden die Letzteren oft Beschädigungen ganz eigenthümlicher Art.

Endlich ist das Beschmutzen der Maschine, der Wagen und des Personals eine Unannehmlichkeit, die besonders dadurch lästig wird, dass die in unzähliger Menge ausgeworfenen Wassertropfen durch die Vermischung mit dem Rauch verunreinigt sind.

Alle diese Erscheinungen sind von solcher Bedeutung, dass man der Art der Dampfaufnahme von jeher eine ganz besondere Aufmerksamkeit zugewendet hat.

§ 2. Die Dampfaufnahme. — Während bei dem Stillstande der Locomotive die Bildung neuen Dampfes entweder gar nicht oder nur in geringem Maasse vor sich geht und demnach die Oberfläche des Wassers in ziemlich ruhigem Zustande sich befindet, tritt bei der Fortbewegung der Locomotive in Folge des Dampfabganges aus dem Kessel plötzlich eine lebhafte Entwickelung neuen Dampfes ein, der in grösseren oder kleineren Blasen massenhaft an die Oberfläche des Wassers tritt und auf seinem Wege nach der Ausströmungsstelle eine Menge Wassertheilchen mit sich fort führt, welche jedoch grösstentheils in Folge ihrer Schwere mehr oder weniger rasch in das

Wasser zurückfallen. Dieses Fortreissen des Wassers in den Dampfraum wird natürlich in um so grösserem Maasse stattfinden, je stärker die Abströmung des Dampfes ist und je intensiver die durch die Bewegung entstehenden Schwankungen des Wassers auftreten; endlich wird aber auch die Beschaffenheit des Wassers einen wesentlichen Einfluss auf diese Erscheinung ausüben, indem schlammiges, namentlich aber durch Fetttheile verunreinigtes Wasser beim Kochen Schaum entwickelt.

Um die im § 1 ausgesprochene Bedingung zu erfüllen, d. h. um möglichst zu verhindern, dass die im Dampfraume aufsteigenden Wassertheile aus dem Kessel fortgeführt werden, wird es also darauf ankommen, den Dampf an einer Stelle aus dem Kessel zu entnehmen, die möglichst hoch über dem Wasserspiegel liegt und an welcher die Schwankungen des Wassers sowie die Veränderungen der Wasserlinie bei wechselndem Gefälle von möglichst geringem Einflusse sind. Ebenso wichtig ist es aber auch, besondere Einrichtungen zu treffen, welche bewirken, dass die selbst bis zu der Ausgangsstelle gelangten Wassertheile aufgefangen und in den Kessel zurückgeworfen werden.

Die beiden Hauptfactoren für die Erfüllung der im § 1 ausgesprochenen Bedingung sind also Ort und Art der Dampfentnahme.

§ 3. Der Ort und die Art der Dampfentnahme. — Die Vortheile eines grossen Dampfraumes, welche wir im III. Capitel dieses Bandes kennen lernten, haben dahin geführt, dass man entweder die Feuerbüchse domartig überhöhte oder den Langkessel mit einem besonderen Dome versah, ja nicht selten beide Einrichtungen vereinigte. Die hohe Feuerbüchse, sowie der Dom auf dem Langkessel bieten nach dem vorigen Paragraphen geeignete Punkte zur Aufnahme der Dampfabflussöffnung, ja es ist häufig der Letztere nur zu diesem Zwecke vorhanden. Dennoch sind auch selbst in neuerer Zeit Maschinen construirt, welche weder hohe Feuerbüchse noch Dom besitzen, bei denen also die Dampfaufnahme sehr nahe über dem Wasserspiegel stattfindet; man hat es indess verstanden, bei diesen Maschinen Einrichtungen zu treffen, welche doch in genügender Weise das Mitreissen des Wassers verhüten. Endlich hat man eigenthümliche Combinationen der Dampfaufnahme versucht, welche wir weiter unten kennen lernen werden.

Die Aufnahme des Dampfes in der überhöhten Feuerbüchse, die älteste, übrigens noch sehr gebräuchliche Methode, hat zwar den Vortheil, dass der Dampf über dem Feuerkasten am heissesten ist, doch muss gegen dieselbe eingewendet werden, dass auch durch die grössere Wärmeentwickelung ein heftigeres Aufwallen des Wassers, als an irgend einer anderen Stelle des Kessels bewirkt wird, dass ausserdem die Gefällverhältnisse der Bahn, sowie die Schwankungen des Wassers in grösserm Maasse auftreten und deshalb das Mitreissen von Wasser in die Leitung begünstigen. Ferner erhält die Dampfleitung eine beträchtliche Länge und füllt einen nicht unerheblichen Theil des Dampfraumes im Langkessel aus. Endlich wird der Raum über dem Feuerkasten, der wegen vorzunehmender Reparatur oder Kesselreinigung mitunter bestiegen werden muss, in störender Weise verengt. Ein Beispiel dieser Aufnahme zeigt Fig. 1 und 2, Tafel XVII.

Die Entnahme des Dampfes in einem besonderen Dome, welchen man auf dem Langkessel placirt, ist die verbreitetste und es hat die grössere Mehrzahl der Eisenbahnen für diese Art als die zweckmässigste sich entschieden, ja einige halten dieselbe für geradezu nothwendig, um genügend trockenen Dampf zu erzielen[1]; sie

[1] S. Beschlüsse der Münchener Conferenz in Fortschr. der Technik des deutsch. Eisenbahnwesens von Heusinger v. Waldegg 1869, (3. Supplem.-Bd. des Organs), p. 162.

schliesst die Nachtheile aus, welche der vorigen Methode vorgeworfen werden mussten und gestattet ausserdem, da man die Lage des Domes nach Belieben wählen kann, die Belastung der Achsen in gewissem Maasse zu reguliren. Eine Dampfaufnahme dieser Art zeigen z. B. die Fig. 19, Tafel XVII und Fig. 12, Tafel XVIII.

Auf die Construction der Dome werden wir weiter unten zurückkommen. Die meisten deutschen und englischen Maschinen sind mit besonderem Dampfdome versehen, während bei den französischen und belgischen Maschinen eine andere Dampfaufnahme, die wir später kennen lernen werden, gebräuchlicher ist.

Die dritte Art der Dampfaufnahme, die im Langkessel, wurde schon 1839 durch Hawthorn, später in verbesserter Weise durch Crampton ausgeführt und wird noch in neuerer Zeit mit ziemlichem Erfolge angewendet. Das Dampfleitungsrohr, welches hier eigentlich als Sammelrohr auftritt, erstreckt sich durch den ganzen Langkessel und ist auf seiner oberen Fläche meistens mit einem Schlitze versehen, seltener siebartig aufgehauen. Man ist darüber einig, dass es nicht vortheilhaft ist, das Rohr auch über die Feuerbüchse fortzusetzen, weil, wie oben erwähnt, hier die heftigen Bewegungen des Wassers das Mitreissen von Wassertheilen befördern. Selbstverständlich ist das Sammelrohr möglichst hoch in den Scheitel des Langkessels zu legen und ein hoher Wasserstand zu vermeiden.[2])

Beachtenswerth ist noch die Art, wie der erwähnte Schlitz hergestellt wird; wie nebenstehende Fig. 1 zeigt wird nämlich das Blech zu beiden Seiten des Schlitzes umgebörtelt, um das mit dem Dampfe eintretende Wasser aufzufangen. Bei den siebartig durchlöcherten Rohren sucht man diese Wirkung in ähnlicher Weise dadurch zu erreichen, dass man das Blech mit einem langen meisselartigen Durchschlage von innen aufhaut, so dass sich ausserhalb ein starker Bart bildet.

Fig. 1.

Dass diese Art der Dampfaufnahme, die übrigens wenig Anhänger gefunden hat, trotz der tiefen Lage des Sammelrohres gegenüber den vorhin beschriebenen Arten noch ein ziemlich günstiges Resultat giebt, liegt wohl darin, dass der Dampf hier an vielen Punkten in die Leitung eintritt, während er in der hohen Feuerbüchse oder im Dome einer einzigen Oeffnung, also viel intensiver, zuströmt. Eine Dampfaufnahme aus dem Langkessel findet sich z. B. an den von Kessler ausgeführten Güterzugmaschinen der Französischen Südbahn, Fig. 1—5, Tafel XVIII, den Personzugmaschinen der Westschweizerischen Bahn Fig. 15 u. 16, Tafel XVII, an der Schnellzugmaschine nach dem System Crampton von Derosne & Cail Fig. 7 u. 8, Tafel XVIII und an einzelnen Hartmann'schen Maschinen der Sächsischen Staatsbahnen Fig. 17 u. 18, Tafel XVII.

Der oben schon angedeutete Vortheil, welcher darin liegt, dass man den Dampf nicht zu einer einzigen Oeffnung ausströmen lässt, hat zu mancherlei Combinationen und eigenthümlichen Constructionen geführt, von denen einige hier Erwähnung finden mögen.

---

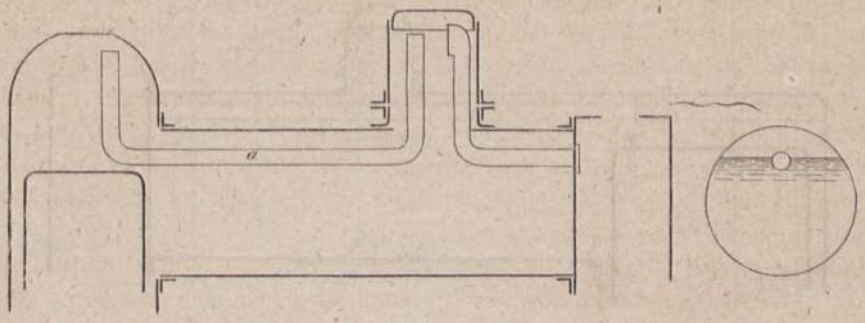
[2]) Nach den Beschlüssen der Münchener Conferenz zur Frage B. Nr. 16 soll der Abstand zwischen der Decke des Feuerkastens und dem äusseren Feuerbüchsmantel bei nicht überhöhter Feuerbüchse mindestens betragen:

460^{mm} bei Kesseln mit Sammelrohr,
420^{mm} bei Kesseln mit Dom auf dem Langkessel,
380^{mm} bei Kesseln mit Dom über der Feuerbüchse.

S. Fortschritte der Technik des deutsch. Eisenbahnwesens von Heusinger v. Waldegg 1869, (3. Supplement.-Bd. des Organs), p. 163.

Als man an den Maschinen mit überhöhter Feuerbüchse den Regulator von dieser weg in einen besonderen Dom verlegte, beging man den Fehler, dass man den normalen Wasserstand nicht niedrig genug hielt; die Folge davon war, dass, da beim Oeffnen des Regulators der geringe Dampfvorrath des Domes sofort erschöpft und eine lebhafte Zuströmung des Dampfes von der überhöhten Feuerbüchse nach dem Dome stattfand, aus dem zu engen Dampfraume des Langkessels eine erhebliche Menge Wasser mit fortgeführt wurde. Dieses Uebel zu beseitigen, verband man die Feuerbüchse mit dem Dome durch ein besonderes Leitungsrohr *a*, Fig. 2, welches man,

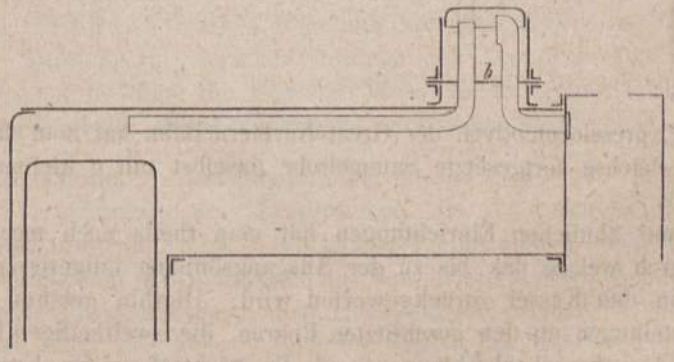
Fig. 2.



soweit es im Langkessel sich befand, theils in das Wasser legte, um den Dampfraum nicht zu verengen.

Auf der Niederschlesisch-Märkischen Bahn hat man bei einer ähnlichen Anordnung mit gutem Erfolge noch eine Verbesserung angebracht, darin bestehend, dass man den Dom durch eine aus zwei Theilen bestehende Blechplatte *b*, Fig. 3, vom

Fig. 3.



Langkessel abgesperrt hat; dieselbe verhindert das Mitreissen von Wasser direct aus dem Langkessel und hat nur so grosse Oeffnungen, um das im oberen Theile des Domes sich ansammelnde Wasser zurückfliessen zu lassen.

Eine fast gleiche Einrichtung findet sich an Maschinen der Westfälischen Bahn, eine ähnliche an denen der Mecklenburgischen Eisenbahn.

Im Principe gleich, nur nach der Lage des Regulators verschieden sind die neueren Maschinen der Sächsischen Staatsbahn eingerichtet, deren Dampfaufnahme in der

Fig. 10 u. 11, Tafel XVIII dargestellt ist. Das im Langkessel etwas seitlich liegende Rohr s ist nur an dem hinteren, an der Feuerbüchse nach aufwärts gebogenen Ende offen und führt den Dampf in den oberen, durch eine Blechplatte p abgegrenzten Theil des Domes, von wo er durch das Rohr s^1 dem Regulator zugeleitet wird. Die Platte p bildet keinen vollständigen Abschluss, sondern lässt auch Dampf direct aus dem Langkessel in den oberen Theil des Domes eintreten.

Die Normal-Güterzugsmaschinen der Great-Western Bahn haben ausser dem Sammelrohre s, Fig. 4, eine in dem Dome stehendes trichterförmiges Fangrohr r.[3]

Fig. 4.

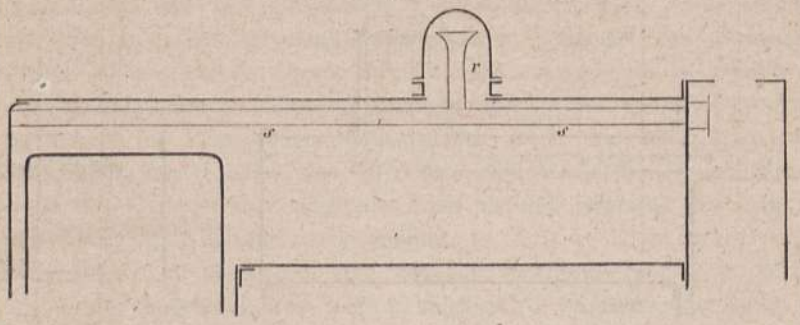
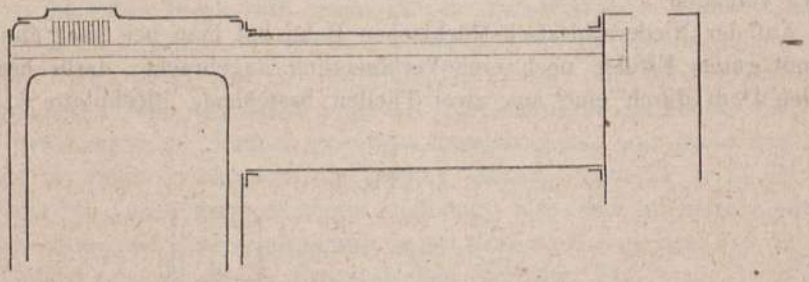


Fig. 5.



An den Expresslocomotiven der Great-Northern Bahn hat man das bis über die Decke der Feuerbüchse fortgesetzte Sammelrohr daselbst mit 6 kleineren Fangrohren versehen (Fig. 5).[4]

Diesen und ähnlichen Einrichtungen hat man theils noch mechanische Mittel hinzugefügt, durch welche das bis zu der Ausgangsöffnung mitgerissene Wasser aufgefangen und in den Kessel zurückgeworfen wird. Hierhin gehören die schon erwähnten Umbörtelungen an den geschlitzten Rohren, die zweitheiligen Platten, welche den Dom vom Langkessel abschliessen und die trichterförmigen Erweiterungen der Fangrohre. Diese letzte Anordnung finden wir in rationeller Weise schon an älteren englischen Maschinen von Hawthorn weiter ausgebildet, indem das Fangrohr noch von einem an der Kuppel des Domes befestigten ringförmigen Schirm a (Fig. 6, p. 407) umgeben ist. Die gute Wirkung dieser Construction ist wohl nicht zu bezweifeln.[5]

---

[3] S. Organ f. Eisenbahnwesen 1867, p. 211.
[4] S. Organ f. Eisenbahnwesen 1867, p. 213.
[5] S. Heusinger v. Waldegg und Clauss, Die Locomotiv-Maschine. p. 58.

Ein noch complicirterer Apparat dieser Art ist in Fig. 7 abgebildet, es ist ein vor längeren Jahren von Edwards für die Paris-Versailler Bahn construirter Fangrohrkopf, der einer weiteren Erklärung nicht bedarf.

Fig. 6.

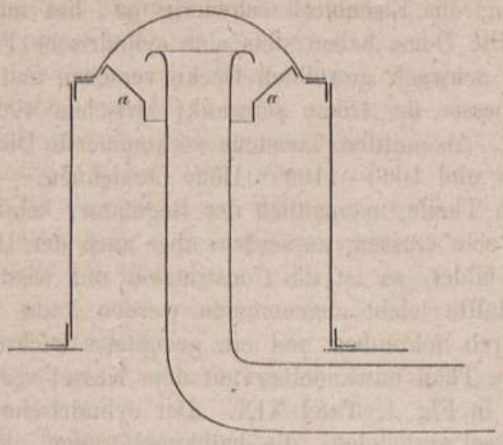
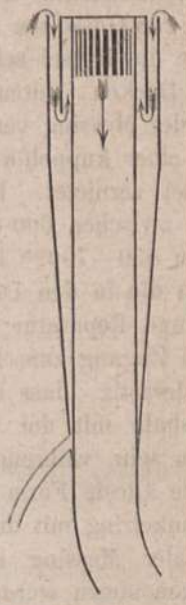


Fig. 7.



Auch in neuerer Zeit hat man hier und da ähnliche, wenngleich einfachere Schutzmittel gegen das Fortreissen des Wassers für nöthig gehalten. Die Fabrik der Berliner Maschinenbau-Actiengesellschaft (Schwartzkopff) versieht das Fangrohr mit einer Glocke *g*, Fig. 12, Tafel XVIII.

Borsig hat an Maschinen der Oberschlesischen Bahn den in einem besonderen Dome liegenden Stephenson'schen Regulator mit einer Kappe *k*, Fig. 9, 10 u. 11, sowie Fig. 19, Tafel XVII, versehen, welche den Dampf zwingt, einen weiteren Weg zu machen, auf welchem die schweren Wassertheile weniger leicht folgen. Eine eingehendere Beschreibung dieses Regulators werden wir später geben.

§ 4. Dampfdome. — Die Dampfdome, welche nach dem vorigen Paragraphen ebensowohl zur Vergrösserung des Dampfraumes, als zur Unterbringung des Regulators oder doch zur Aufnahme des Dampfleitungsrohres dienen, sind fast ausnahmslos auf dem Langkessel, sehr selten dagegen auf der äusseren Feuerbüchse placirt, welche letztere in diesem Falle natürlich nicht überhöht ist. Bei den meisten Maschinen deutscher Bahnen steht der Dom unmittelbar hinter der Rauchkammer; diese Lage hat den Vortheil, dass die Dampfrohrleitung möglichst kurz und durch diese der Dampf- oder Wasserraum nicht wesentlich beschränkt wird, dass ferner das Auswerfen von Wasser in geringerem Grade stattfindet, indem die Dampfbildung und damit das Aufwallen des Wassers weniger intensiv auftritt, als in den weiter hinten gelegenen Kesseltheilen. Bei denjenigen Maschinen, welche alle drei Achsen zwischen Rauchkammer und Feuerbüchse haben, ist diese Lage des Domes fast eine Nothwendigkeit für die hinreichende Belastung der Vorderachse. Diesem Einflusse des Domes auf die Belastung der Achsen ist es zuzuschreiben, dass wiederum bei denjenigen Maschinen

mit langem Radstande, d. h. bei Maschinen, deren Hinterachse hinter oder unter der Feuerbüchse liegt, also den Schnellzugsmaschinen, der Dom etwa auf die Mitte des Langkessels gesetzt wird.

Als wesentlicher Theil des Kessels sind die Dome, wie die Kessel selbst, den sicherheitspolizeilichen Gesetzen unterworfen. Obschon die Gesetze meistens die Verwendung von Gusseisen zu den Wandungen des Domes gestatten, stellt man denselben doch, wie die Kessel selbst, aus Eisen- oder Stahlblech her. Nur zu den halbkugelförmigen Decken, deren Anfertigung aus Eisenblech schwierig ist, hat man häufig Kupfer oder Messing verwendet. Die Dome haben stets eine cylindrische Form, und sind mit einer kuppelförmigen oder schwach gewölbten Decke versehen und mit dem Langkessel vernietet. Der Durchmesser der Dome schwankt zwischen 400—800^{mm}, die Höhe zwischen 600 und 1200^{mm}. Als mittlere meistens vorkommende Dimensionen kann man 650—700^{mm} Durchmesser und 1000—1100^{mm} Höhe bezeichnen.

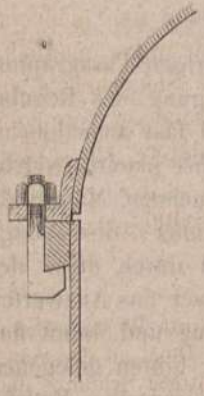
Da die in den Dom gelegten Theile, namentlich der Regulator, behufs Untersuchung und Reparatur zugänglich sein müssen, ausserdem aber auch der Dom einen bequemen Zugang zum Langkessel bildet, so ist die Construction mit wenigen Ausnahmen derartig, dass die obere Hälfte leicht abgenommen werden kann. Dieselbe muss deshalb mit der unteren durch Schrauben und ein geeignetes Dichtungsmittel verbunden sein, während der untere Theil unwandelbar mit dem Kessel vernietet ist.

Die älteste Form finden wir in Fig. 1, Tafel XIX. Der cylindrische Theil ist durch Winkelring mit dem Langkessel verbunden; die halbkugelförmige, häufig aus Kupfer oder Messing hergestellte Kuppel, welche zugleich den Ventilsitz enthält, kann abgenommen werden.

Eine etwas abweichende Construction, die übrigens selten angewendet wurde, zeigt Holzschnitt Fig. 6, p. 407.

Während bei der Ersteren die Verbindung beider Theile durch Schraubenbolzen mit Kopf und Mutter, bei der Letzteren durch Stiftschrauben geschieht, hat man in früherer Zeit auch vielfach sogenannte Hakenschrauben verwendet, ist jedoch, da die Stabilität dieser Verschraubung zu wünschen übrig lässt und die Dichtungsfläche eine zu geringe Breite hat, von derselben zurückgegangen; Fig. 8 stellt diese Verschraubung dar.

Fig. 8.

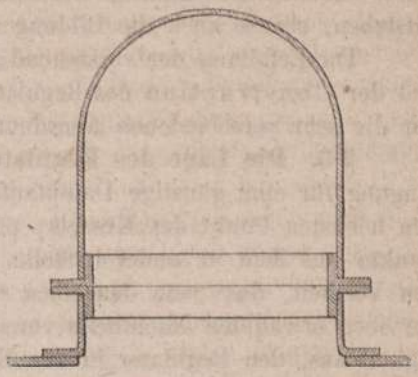


Als die Verarbeitung der Bleche zur grösseren Vollkommenheit gedieh und namentlich die Schweissung derselben in so vortrefflicher Weise gelang, suchte man die Dampfdome zu vereinfachen, indem man zunächst die angenieteten Winkel durch umgebörtelte Flantschen ersetzte, dann sowohl den cylindrischen Theil, als auch die Kuppel aus einem Ganzen herstellte, endlich sogar vollständige Dome ohne Vernietung anfertigte. Den kuppelartigen Abschluss des Doms hat man wenigstens auf den deutschen Bahnen meistens verlassen, weil derselbe an sich keinen Vortheil hat, dagegen aber die Herstellung eine schwierigere und deshalb eine kostspieligere ist.

Was die Abnahme des Domes oder eines Theiles desselben anlangt, so hat sich durch die Erfahrung gezeigt, dass es nicht vortheilhaft ist, nur den Deckel oder die halbkugelförmige Kuppel abzunehmen, indem dadurch die in dem Dome liegenden Theile, namentlich der Regulator noch nicht genügend frei gelegt sind, um bequem untersucht und reparirt werden zu können; ebenso ist auch das Einsteigen in den Kessel durch

den ziemlich hohen cylindrischen Theil des Domes unbequem. Man legt aus diesen Gründen die Verbindungsflantschen tiefer und zwar in den cylindrischen Theil des Domes, obschon dadurch der obere lösbare Theil erheblich schwerer wird und etwas unbequem zu handhaben ist.[6] Beispiele dieser Anordnung zeigen die Fig. 11 u. 12, Tafel XVIII und die nebenstehende Fig. 9, welche den Dom einer Ramsbottom'schen Maschine mit geschweisster Kuppel darstellt.

Fig. 9.



Die Dichtungsflächen stellt man stets durch besonders angenietete kräftige Winkelringe her, die an den Berührungsflächen sauber abgerichtet und mit eingedrehten Nuthen versehen sind, um eine innigere Verbindung mit dem Dichtungsmaterial herbeizuführen.

Die in Fig. 19, Tafel XVII vorgeführte abnorme Anordnung, bei welcher nur der ganze Dom vom Langkessel getrennt werden kann, hat neben der beachtenswerthen Einfachheit doch den Nachtheil, dass die Trennungsfläche nicht eben, sondern cylindrisch und deshalb eine vollständige Dichtung schwieriger herzustellen ist. Auf den beigefügten Tafeln sind die oben beschriebenen Constructionen der Mehrzahl nach zur Anschauung gebracht.

In neuerer Zeit beschränkt man die in dem Langkessel nöthige Oeffnung, die immerhin eine Schwächung desselben zur Folge hat, soweit, als es wegen des Einsteigens in den Kessel eben statthaft ist und fasst dieselbe innerhalb des Domes mit einem starken schmiedeeisernen Ringe *a*, Fig. 11 und 12, Tafel XVIII, ein.

§ 5. Der Regulator. — Die mit dem Namen Regulator belegte Vorrichtung dient dazu, durch Vermittelung eines dem Führer zugänglichen Mechanismus den Dampf aus dem Kessel in die Schieberkasten zu führen, oder diesen Zufluss abzusperren. Die Grösse der durch den Regulator hergestellten Abströmungsöffnung ist innerhalb der durch die Construction bedingten Grenzen eine willkührliche, dennoch ist es aber, wie auf den ersten Blick einleuchten muss, vortheilhaft, diese Oeffnung möglichst gross zu machen, d. h. den Regulator ganz zu öffnen, weil dadurch die dem Ausströmen entgegengesetzten Widerstände verringert werden. Bei den meistens üblichen Steuerungen mit sogenanntem Gradbogen ist es jedoch nicht immer möglich, die Geschwindigkeit des Zuges vollständig durch die Stellung des Steuerhebels zu reguliren, man ist vielmehr genöthigt, die Dampfzuführung entsprechend zu verengen oder zu erweitern und diese Function hat die Bezeichnung »Regulator« zur Folge gehabt.

Die wichtigsten Momente für die Anordnung dieses Apparates sind:

»Vollkommen dampfdichter Verschluss«,

---

[6] Bei den Stahlkesseln von Webb für Locomotiven der London-North-Western-Bahn (Fig. 1, Tafel V) ist zum bequemen Abheben des Deckels oder der Haube vom Dom, an der Seite des Letzteren ein Lager angenietet, in welches ein Bügel gesteckt wird, der mittelst Schraube die Haube festhält, so dass man Letztere behufs Revision des Regulators sehr leicht zur Seite drehen kann. Der Dom ist aus einer Platte hergestellt und am Kessel umgekröpft. Die Haube ist aus einer 22mm starken Stahlplatte unter dem Dampfhammer durch zwei Schläge desselben in die verlangte Form gepresst.

Anmerk. der Redact.

»Gestattung einer leichten und raschen Bewegung«,

»eine Lage und Construction, die das Mitreissen des Wassers in die Cylinder möglichst verhindert«.

Dabei ist es von Vortheil, die Dampfleitung von dem Regulator nach den Schieberkasten möglichst kurz zu machen, um die Dampfverluste, die durch Füllung dieses schädlichen Raumes, wie man ihn nennen könnte, unter gewissen Umständen entstehen, ebenso auch die Bildung von Condensationswasser zu beschränken.

Die Erfüllung der vorstehend genannten Bedingungen hängt also von der Lage und der Construction des Regulators ab und von diesem Gesichtspunkte aus haben wir die sehr verschiedenen Anordnungen desselben zu betrachten.

§ 6. Die Lage des Regulators. — Entsprechend der in § 2 aufgestellten Bedingung für eine günstige Dampfaufnahme legt man entweder den Regulator selbst in den höchsten Punkt des Kessels, oder man führt den trockenen Dampf von diesem Punkte aus dem an anderer Stelle placirten Regulator zu; die letztere Methode hat den Vortheil, dass man denselben sehr nahe an die Schieberkasten legen und damit die oben erwähnten Nachtheile vermeiden kann, schliesst zugleich auch die Nothwendigkeit aus, den Regulator in den Kessel selbst zu legen.

Hinsichtlich der Lage kann man also zwei Hauptarten von Regulatoren unterscheiden, nämlich solche, die im Kessel und solche die ausserhalb des Kessels liegen.

Die im Kessel liegenden Regulatoren bilden, wenigstens auf den deutschen Bahnen, die grössere Mehrzahl und unter diesen wieder diejenigen, welche sich in einem besonderen Dome, der vorn auf dem Langkessel placirt ist, befinden. Diese Lage wurde unter den älteren Constructeuren namentlich von Sharp, vorwiegend angewendet. Der Regulator befindet sich hier an der Spitze des Dampfaufnahmerohres, welches Letztere wegen seiner geringen Länge die mehrerwähnten Vortheile mit sich bringt. Ein Beispiel dieser Art giebt der in der Fig. 9—11 u. 19, Tafel XVII abgebildete Regulator von Maschinen der Oberschlesischen Bahn.

Etwas abweichend ist die an den Maschinen der französischen West-Bahn (von Köchlin & Co.) sich findende Einrichtung, welche ohne Zweifel daraus hervorgegangen ist, dass man die auf den französischen Bahnen übliche Lage des Regulatorschiebers nebst Zugvorrichtung beizubehalten suchte. Wie Fig. 6, Tafel XVIII zeigt, befindet sich über dem horizontalen Regulator noch ein kurzes Fangrohr, welches bis zur Kuppel des Domes reicht.

Eine früher fast ebenso gebräuchliche, jetzt mehr und mehr verschwindende Anordnung ist die von Stephenson und J. J. Mayer vielfach angewendete, bei welcher der Regulator in der hohen Feuerbüchse und zwar ebenfalls als äusserstes Ende des Dampfaufnahmerohres sich befindet. Diese Lage sehen wir in den Fig. 1 und 2, Tafel XVII, welche die Dampfaufnahme von den Schnellzugmaschinen der Sächsischen Staatsbahn darstellt.

Eine dritte Anordnung findet sich an solchen Maschinen, die weder besonderen Dom, noch überhöhte Feuerbüchse haben; bei diesen liegt der Regulator an der vorderen Rohrwand; es wird demselben der Dampf durch ein im Scheitel des Langkessels liegendes Sammelrohr zugeführt, wie in den Fig. 17 u. 18, Tafel XVII zu erkennen. Da diese Lage die Anwendung eines Sharp'schen Kreisschiebers oder Scheibenregulators, eine im Ganzen nicht bewährte Construction bedingt, so hat man auch den besseren verticalen Schieber anzuwenden gesucht, hat dabei aber, um Raum zu gewinnen, den Langkessel mit einem niedrigen domartigen Aufsatze versehen müssen.

Der in Fig. 13, Tafel XVIII abgebildete Regulator einer Maschine der Paris-Orleansbahn von Polonçeau zeigt diese etwas abweichende, sonst aber wenig ausgeführte Anordnung.

Die ausserhalb des Kessels liegenden Regulatoren sind entweder auf dem Langkessel, in der Rauchkammer oder unter derselben angebracht und haben gegenüber den vorhin beschriebenen den Vorzug, dass sie im Allgemeinen leichter zugänglich sind und zu diesem Behufe nicht erst der Dom oder ein grösserer Mannlochdeckel losgenommen zu werden braucht; ferner aber auch den, dass sich innerhalb des Dampfraumes, und zwar hinter dem Regulator, keine Rohrleitung befindet, deren Dichthaltung ebenso nothwendig ist, als der dichte Verschluss des Regulators selbst. Es sind hier besonders die beiden ersterwähnten Anordnungen, welche sich viel finden und deren Anwendung immer weiter um sich greift.

Der Regulator auf dem Langkessel hat gegenüber der anderen den Vorzug, dass er vermöge seiner hohen Lage das Abführen von Wasser erschwert, dagegen den Nachtheil, dass er der Abkühlung mehr ausgesetzt ist; er befindet sich in der Regel in einem auf dem Langkessel befestigten gusseisernen Gehäuse, dessen Verlängerung im Innern zugleich zur Aufnahme des Sammelrohres dient. Seitlich zweigen von diesem Gehäuse die nach den Schieberkasten führenden Leitungsrohre ab. Hiernach ist es selbstverständlich, dass man bei den Maschinen, deren Cylinder am vorderen Ende liegen, den Regulator möglichst nahe an die Rauchkammer rückt, ihn dagegen bei Maschinen nach Crampton'schen oder ähnlichen Systemen etwa auf die Mitte des Langkessels setzt, so dass die Dampfrohre vertical nach den Schieberkasten abzweigen.

In der Fig. 1—5, Tafel XVIII ist zunächst der Regulator einer Kessler'schen Güterzugmaschine für die Französische Südbahn vorgeführt, welcher zugleich die auf französischen Bahnen überhaupt sehr vielfach angewendete Construction repräsentirt; *S* ist das im Langkessel liegende Sammelrohr, *d* sind die zu beiden Seiten der Rauchkammer liegenden Dampfrohre.

Aehnlich, jedoch hinsichtlich der Lage des Regulatorschiebers abweichend, ist der in der Fig. 15 u. 16, Tafel XVII abgebildete Regulator einer Kessler'schen Personenzugmaschine für die Bahn von Freiburg nach Lausanne. Bei dieser liegt, beiläufig bemerkt, der Schieber vertical, wie man es bei ausserhalb des Kessels liegenden Regulatoren selten findet.

Die Fig. 7 u. 8, Tafel XVIII zeigen den mitten auf dem Langkessel liegenden Regulator einer Maschine nach Crampton's System von Derosne & Cail.

Endlich sehen wir in den Fig. 18 und 19, Tafel XIX die Anbringung eines Regulators, sog. Gleichgewichtsschiebers, nach dem System Clapet.

Auf alle diese Constructionen kommen wir später nochmals zurück.

Die Lage des Regulators in der Rauchkammer vereinigt sowohl eine wesentliche Vereinfachung des ganzen Apparates, als auch den Vortheil in sich, dass derselbe einschliesslich der Dampfrohre auf's Beste gegen Abkühlung geschützt ist, endlich, dass die Dampfrohre eine geringe Länge erhalten, deshalb die Absperrung des Dampfes rascher zur Wirkung kommt, als bei längerer Leitung, welche noch ein beträchtliches Dampfquantum an die Cylinder abgiebt. Meistens liegt derselbe oben unmittelbar an der Rohrwand und bildet gewissermaassen die Fortsetzung des aus dem Langkessel einmündenden Sammel- oder Fangrohres. Veraltet ist dagegen die Lage unten in der Rauchkammer und zwar seitlich über einem der Schieberkasten.

Fig. 12, Tafel XVIII zeigt einen Regulator der Berliner-Maschinenbau-Actien-

Gesellschaft, Fig. 11, Tafel XVIII einen gleichen der Sächsischen Maschinenbau-Anstalt. Beide unterscheiden sich nur durch die Art der Dampfaufnahme. Die Zeichnungen lassen zur Genüge erkennen, wie leicht diese Regulatoren zugänglich sind; es bedarf nur der Losnahme von vier Schrauben, um den Regulator vollständig blosslegen und den Schieber herausnehmen zu können.

Eine ganz gleiche Lage hat der in Fig. 14 u. 15, Tafel XVIII abgebildete Regulator einer Gooch'schen Maschine der Great-Western Bahn, obgleich sich derselbe hinsichtlich seiner Construction von den beiden vorigen wesentlich unterscheidet.

Wie schon oben erwähnt, hat man den Regulator auch in wenigen Fällen unter die Rauchkammer in ein besonderes, zwischen den Schieberkasten liegendes Gehäuse gelegt. Diese, wegen der Beengung des Raumes zwischen den Schieberkasten höchst unpraktische Anordnung bedarf eines weiteren Eingehens nicht.

§ 7. Construction des Regulators. — Hinsichtlich der Construction lassen sich eigentlich zwei Hauptarten von Regulatoren unterscheiden, nämlich Ventile und Schieber; eine dritte Gattung, die sogenannten Gleichgewichtsschieber oder entlasteten Regulatoren gehören streng genommen theils den Ventilen, theils den Schiebern an, mögen hier aber als eine besondere Classe betrachtet werden, da sie in ihrer jetzigen Zusammensetzung erst in der Neuzeit, als die gewöhnlichen Ventile längst aufgegeben waren, entstanden und ausgebildet sind. Mit wenigen Ausnahmen gehören die jetzt gebräuchlichen Regulatoren den Schiebern an, sind aber, wie wir sehen werden, in den verschiedensten Formen und Anordnungen ausgeführt.

a) Die **Ventil-Regulatoren** wurden in älterer Zeit vereinzelt ausgeführt, fanden aber wegen der ihnen eigenthümlichen Mängel eine weitere Verbreitung nicht, und sind zur Zeit factisch ohne weitere Bedeutung; dennoch möge eine kurze Beschreibung der Vollständigkeit halber hier Platz finden. Unter den erwähnten Mängeln sind besonders die hervorzuheben, dass Ventile überhaupt eine so feine Einstellung, als Schieber, nicht gestatten, dass die Dichthaltung des Verschlusses auf die Dauer nicht zu erhalten ist und Schlammablagerungen, die beim Wasserauswerfen so leicht eintreten, sofort den dichten Schluss stören. Ferner bedurfte es complicirter Einrichtungen, um eine leichte Beweglichkeit zu erzielen, indem bei geschlossenem Ventile der volle Dampfdruck auf demselben lastet und behufs der Oeffnung zu überwinden ist. Wie man es dennoch verstanden hat, diese Schwierigkeit zu überwinden, zeigt z. B. Fig. 2, Tafel XIX, welche den von Allan construirten Regulator einer Personenzugslocomotive der Caledonian-Eisenbahn darstellt. Derselbe liegt über der Feuerbüchsdecke unmittelbar vor der Hinterwand w des äusseren Feuerkastens und besteht aus einem cylindrischen Rohre r, welches in einem messingenen Gehäuse beweglich ist und mit seinem vorderen conisch abgedrehten Ende auf den gleichgeformten Sitz s passt. Der Dampf strömt aus einem auf der Feuerbüchse liegenden Dom durch das Zweigrohr z in das messingene Gehäuse und, sobald das Ventil geöffnet, in das Dampfleitungsrohr C ein. Durch die eigenthümliche kolbenartige Form des Ventils hat der Dampfdruck keinen Einfluss auf die Bewegung desselben. Die Letztere wird dadurch hervorgebracht, dass der Hebel h in einer schiefen Führung f geht; die Drehung desselben hat demzufolge eine Drehung und gleichzeitig eine Verschiebung des Ventils zur Folge.

Eine ganz abweichende und wesentlich vereinfachte Construction zeigt Fig. 6, Tafel XIX, den Regulator einer Personenzugsmaschine der Birmingham-Shrewsbury-Eisenbahn. Derselbe liegt in der Rauchkammer an der Rohrwand und es wird ihm der Dampf durch ein im Langkessel liegendes Sammelrohr J zugeführt. Er besteht

aus einem Gehäuse K mit einer äusseren und einer inneren Kammer; Erstere steht mit dem Sammelrohre J in Verbindung, ist also stets mit Dampf gefüllt, Letztere wird durch zwei auf ein und derselben Stange sitzende Ventildeckel abgesperrt. Da die Anordnung dieser beiden Ventile eine entgegengesetzte ist, so erschwert der Dampfdruck das Oeffnen derselben nicht. Das Oeffnen und Schliessen der Ventile wird beim Drehen der Regulatorstange s dadurch bewirkt, dass der mit Schraubengewinde u versehene Kopf der Letzteren sich in den Deckel des Gehäuses einschraubt. Eigentlich gehört dieser Regulator den schon erwähnten, später zu besprechenden »entlasteten Regulatoren« an.

b) Die **Schieber-Regulatoren** sind von so verschiedener Einrichtung, dass es der leichteren Unterscheidung wegen erforderlich ist, dieselben in drei Classen einzutheilen, nämlich in

gewöhnliche gerade Schieber,
Kreisschieber und
cylindrische Schieber.

Der gewöhnliche gerade Schieber besteht aus einer ebenen Platte, welcher eine hin- und hergehende Bewegung ertheilt werden kann; nach der Lage derselben unterscheidet man horizontale, verticale und schräg liegende Schieber. Der Kreisschieber bildet eine um ihren Mittelpunkt drehbare runde Scheibe, endlich der cylindrische Schieber, häufig auch Kreisschieber genannt, den Sector eines Cylinders, welcher um seine Achse sich drehen lässt.

Unter allen diesen Schiebern hat der gewöhnliche gerade Schieber und zwar der vertical liegende zur Zeit die weiteste Verbreitung. Dagegen ist der scheibenförmige Kreisschieber veraltet und fast ganz verlassen. Der cylindrische Schieber, welcher der Neuzeit angehört, ist aus diesem Grunde im Ganzen noch wenig angewendet, doch dürfen seine anerkannten Vorzüge eine rasche Verbreitung erwarten lassen.

Gehen wir nun zur näheren Betrachtung der oben genannten Schieber-Regulatoren über.

Der Regulator mit gewöhnlichem geraden Schieber besteht im Allgemeinen aus einem gusseisernen Gehäuse, dem Regulatorkopf, welcher in der Regel am Ende des Dampfeingangrohres sich befindet und eine gerade abgerichtete Fläche mit einem oder mehreren rechteckigen Schlitzen besitzt, durch welche allein der Dampf in die Leitung gelangen kann. Auf dieser Fläche liegt eine aus Gusseisen oder Messing bestehende, ebenfalls gerade abgerichtete und geschliffene Platte, welche die erwähnten Schlitze des Regulatorkopfes öffnet oder verdeckt, je nachdem der Dampf einströmen soll oder nicht. Diese Platte, welche sich zwischen Führungen bewegt und durch eine oder zwei schwache Federn gegen die Fläche gedrückt wird, kann durch einen geeigneten Mechanismus vom Führer hin und her oder auf und nieder bewegt werden. Die Lage dieses Schiebers ist entweder horizontal, vertical oder schräg, letztere kommt jedoch nur ganz vereinzelt vor.

Die horizontale Lage, wie sie auf den französischen und belgischen Bahnen gebräuchlich ist, hat, verglichen mit der verticalen Lage, den Nachtheil, dass der Regulator durch Schmutztheile und fremde Körper leichter verunreinigt und beschädigt wird. Dass man dennoch den horizontalen Schieber viel anwendet, hat wohl theils in der Gewohnheit, theils auch darin seinen Grund, dass der Regulator, wenigstens in der auf den französischen und belgischen Bahnen üblichen Anordnung, sehr bequem zugänglich ist, wie wir weiter unten sehen werden.

In Fig. 6, Tafel XVIII ist der Regulator einer Schnellzugmaschine der französ-

sischen Westbahn von Köchlin & Co. abgebildet. Derselbe liegt in dem vorn auf dem Langkessel stehenden Dome und besteht aus einem viereckigen Kasten *k* von Gusseisen, welcher den Kopf des Dampfrohres *D* bildet. Auf diesem Kasten steht ein bis zur Kuppel des Domes reichendes Fangrohr *F*. Auf dem mit Schlitzen versehenen Boden des Kastens *k* liegt der Schieber *s*, welchem durch die Zugstange *z* eine hin- und hergehende Bewegung ertheilt werden kann; letztere ist da, wo sie die Wandungen des Domes durchdringt, in Stopfbüchsen *b* gelagert und rückwärts bis zum Führerstande verlängert; *o* ist ein Schmierhahn zum Oelen des Schiebers.

Die mehrerwähnte in Frankreich sehr gebräuchliche Anordnung des Regulators ist durch die Fig. 1—5, Tafel XVIII repräsentirt; dieselben stellen den Regulator einer Güterzugsmaschine der Französischen Südbahn aus der Kessler'schen Fabrik in Esslingen dar. Der Regulator liegt ausserhalb des Kessels und zwar vorn auf dem Langkessel, aus welchem der Dampf durch das Sammelrohr *S* in den Raum *A* des gusseisernen Gehäuses eingeführt wird; von diesem strömt er, sobald die schlitzförmigen Oeffnungen *o o* frei sind, in den Raum *B* und gelangt von hier durch die beiden Zweigrohre *d* zu den Schieberkasten. Der aus Messing bestehende Regulatorschieber *s* ist seitlich mit zwei Rippen *r r* zur Verstärkung versehen und trägt in der Mitte einen Zapfen *z*, welcher durch die Schieberstange *m* umfasst wird; letztere besteht aus zwei durch Keile mit einander verbundenen Theilen und hat ihre Führung in zwei Stopfbüchsen. Der Schieber *s*, welcher seitlich eine vollkommene Führung findet, hat in der Mitte einen Schlitz; sobald also eine genügende Bewegung nach hinten erfolgt, öffnet derselbe sowohl die vordere Oeffnung o_1, als auch die hintere *o* und lässt so an zwei Stellen zugleich den Dampf einströmen. Durch diese Einrichtung, die sich fast an allen Schieberregulatoren findet, bezweckt man, durch eine kleine Schieberbewegung eine verhältnissmässig grosse Oeffnung herzustellen, also den erforderlichen Schieberweg zu verkürzen. Da es unter Umständen nöthig ist, dem Cylinder nur sehr geringe Dampfmengen zuzuführen, jedoch bei der beträchtlichen Breite der Einströmungsöffnungen die Herstellung einer entsprechend kleinen Oeffnung schwierig sein würde, so hat man den vorderen Canal o_1 vorn mit einer stumpfen Spitze versehen, wie Fig. 3 ersehen lässt; diese wird bei der allmählichen Rückwärtsbewegung des Schiebers zunächst frei und dann erst erfolgt auch die Oeffnung des hinteren Canales. Das Röhrchen *w*, welches mit einem auf dem Deckel angebrachten Schmierhahn in Verbindung steht, dient dazu, dem Schieber Oel zuzuführen. Den Deckel des gusseisernen Gehäuses hat man zugleich zur Anbringung des Sicherheitsventils *G* benutzt. Die Verbindung des Dampfsammelrohres *S* mit dem gusseisernen Gehäuse ist, wie Fig. 1 erkennen lässt, durch eine messingene Hülse *h* hergestellt, welche mit dem aus Eisenblech bestehenden Rohre verlöthet und in den Gusskörper conisch eingepasst ist. Die Befestigung geschieht durch einen Bügel *b* nebst Schraube.

Auf englischen Bahnen, z. B. der Great-Western und North-Western ist der in Fig. 14 u. 15, Tafel XVIII abgebildete Regulator mit horizontalem Schieber zur Anwendung gekommen. Derselbe liegt in der Rauchkammer vor der vorderen Rohrwand und ähnelt hinsichtlich seiner Anordnung ganz dem später zu beschreibenden Regulator mit cylindrischem Schieber, dessen Vorzüge er insofern besitzt, als die Dampfrohrleitung bis zu den Schieberkasten sehr kurz und dabei gegen Abkühlung geschützt ist. [7]

Verschiedene andere Constructionen von Regulatoren mit horizontalem Schieber,

[7] S. Heusinger v. Waldegg und Clauss, Die Locomotiv-Maschine, p. 147. Organ für Eisenbahnwesen 1867, p. 209 u. 212.

die sich der Hauptsache nach nur durch die örtliche Lage unterscheiden, übrigens aber sehr vereinzelt vorkommen, dürften hier füglich übergangen werden.[8])

Wichtiger ist der von Stephenson herrührende Regulator mit verticalem Schieber, der wegen seiner häufigen Anwendung ein besonderes Interesse verdient. Die in Deutschland gebräuchlichste Form ist in den Fig. 1—8, Tafel XVII abgebildet, welche den Regulator der neuesten, von der Sächsischen Maschinenfabrik (früher Hartmann) gelieferten Eilzugmaschinen der Sächsischen Staatsbahn darstellen. Der Regulator befindet sich an dem oberen Ende eines in der überhöhten Feuerbüchse stehenden gusseisernen Knierohres K von 130^{mm} Weite, welches sich unten in der durch den Langkessel führenden kupfernen Dampfleitung fortsetzt.

Der Kopf des Rohres ist, wie die Fig. 3—5, Tafel XVII ersehen lassen, etwas erweitert und bildet auf der hinteren Seite eine gerade viereckige mit zwei Einströmungsöffnungen versehene Fläche, auf welcher der messingene Schieber S sich bewegt.

Die Stellung und Form der Einströmungsöffnungen ist, abgesehen von den Dimensionen, dieselbe, wie bei dem zuvor beschriebenen Regulator; dasselbe gilt von der seitlichen Führung des Schiebers. Um das Abklappen des Schiebers, was bei der verticalen Stellung desselben leicht eintreten könnte, zu verhüten, wird derselbe durch eine schwache Feder von etwa 35^{mm} Breite an die Fläche gedrückt; diese flache Feder liegt quer über dem Schieber, ist mit 2 Schrauben auf den Knaggen $p\,p$ (Fig. 4) befestigt und übt einen schwachen Druck auf die Mittelrippe r, Fig. 6—8, Tafel XVII, des Schiebers aus. Die Bewegung desselben erfolgt durch eine vertical abwärts führende Zugstange z, Fig. 1, welche einerseits mit dem unteren Auge des Schiebers, andererseits mit dem kurzen Hebel h der horizontalen Welle m durch Bolzen verbunden ist. Diese Welle ist vorn in dem Stutzen v des Regulatorrohres, hinten, woselbst sie die Rückwand des Feuerbüchsmantels durchdringt, in einer Stopfbüchse gelagert und ist an dem nach aussen hervorstehenden Ende mit einem Hebel c versehen, durch dessen Hin- und Herbewegung der Führer den Regulator öffnen und schliessen kann.

Auf der Sächsischen Staatsbahn hat man die überraschende und noch nicht hinreichend erklärte Wahrnehmung gemacht, dass die Zugstange z, sowie deren Bolzen durch das dem Schieber zugeführte Oel in ganz bedeutendem Maasse zerfressen wurden, ohne dass aber im Oel selbst etwa Säure vorhanden gewesen wäre, der man diese auffallend rasche Zerstörung hätte zuschreiben können.

Um dieser nachtheiligen Einwirkung, die erfahrungsmässig zu Störungen Veranlassung geben kann, vorzubeugen, ist der Schieber am unteren Ende über dem Bolzenloche mit einer doppelten dachförmigen Rinne $v\,v$, Fig. 6—8, versehen, durch welches alles von dem Schieber etwa abfliessende Oel aufgefangen und von den erwähnten Theilen fern gehalten wird.

Ein Regulator derselben Gattung, aber abweichender Construction ist in den Fig. 9—11 u. 19, Tafel XVII abgebildet. Derselbe ist von Borsig für Personen- und Güterzugmaschinen der Oberschlesischen Bahn zur Anwendung gebracht und bei beiden Maschinengattungen in einem besonderen auf dem Langkessel stehenden Dome untergebracht. Schon in § 3 ist auf die eigenthümliche Vorrichtung dieses Regulators hingewiesen, welche dazu dienen soll, das Mitreissen des Wassers zu verhüten und

---

[8]) S. Organ für Eisenbahnwesen 1846, p. 105; 1848, p. 4; 1851, p. 21 u. 82; 1854, p. 97; 1855, p. 23; 1864, p. 255. Portefeuille des machines, Januarheft 1867, Tafel 1 u. 2.

aus einer vor dem verticalen Schieber liegenden Kappe *k* besteht, die mit dem Regulatorkopfe durch Schrauben verbunden ist. Der Letztere ist, abweichend von den bis jetzt beschriebenen Schieberregulatoren, nur mit einer vollständig rechteckigen Einströmungsöffnung von 50^{mm} Höhe und 254^{mm} Breite versehen, demnach der Schieber auch aus einer vollen Platte ohne Schlitz hergestellt. Die Zugstange *z* umfasst mit ihrem oberen rahmenförmigen Ende die Kappe *k* und senkt sich mit dem oberen Theile des Rahmens, der durch einen Bolzen mit dem Schieber verbunden ist, in zwei seitlich liegende Schlitze der Kappe ein. Bei dem Oeffnen des Regulators wird der Schieber aus der gezeichneten Stellung nach aufwärts bewegt. Eine Feder zum Andrücken des Schiebers an die Fläche fehlt.

Fig. 13, Tafel XVIII stellt einen verticalen Regulator der von Polonçeau construirten Güterzugsmaschinen der Paris-Orleansbahn dar.[9]) Derselbe liegt in einem sehr niedrigen vorn auf dem Langkessel stehenden Dome und es strömt der Dampf nicht aus diesem direct in den Regulator ein, sondern wird mittelst eines oberhalb geschlitzten Sammelrohres *C* aus dem Langkessel zugeführt. Der Regulator hat zwei Einströmungsöffnungen, von denen die obere, des allmählichen Dampfeinlassens wegen, in eine stumpfe Spitze ausläuft, wie an anderer Stelle schon beschrieben ist. Im Uebrigen bietet der Regulator keine bemerkenswerthen Eigenthümlichkeiten.

Den Regulator mit verticalem Schieber hat man ähnlich, wie den weiter oben beschriebenen horizontalen Regulator auch ausserhalb des Kessels gelegt, um die mit dieser Lage vereinigten Vortheile zu erreichen. Die Fig. 15 u. 16, Tafel XVII stellen einen solchen Regulator der von Kessler für die Westschweizerischen Bahnen ausgeführten achträdrigen Personenzugmaschinen dar. Der auf dem Langkessel in unmittelbarer Nähe der Rauchkammer stehende gusseiserne Aufsatz enthält zwei Kammern *A* und *B*, von denen die Erstere, *A*, durch ein oben geschlitztes Sammelrohr *S* mit dem Dampfraume des Langkessels in Verbindung steht. Die zweite Kammer *B* hat seitlich 2 Rohrstutzen *d d* für die zu beiden Seiten des Langkessels vertical nach den Cylindern herabführenden Dampfröhren. Beide Kammern sind durch den verticalen Schieber selbst getrennt. Derselbe besteht aus einer einfachen messingenen Platte ohne Schlitz und ist mit einem Zapfen *z* versehen, mit welchem die Zugstange verbunden ist. Die wegen der Anordnung der Zugvorrichtung etwas schräg gelegte Schieberfläche hat nur eine Einströmungsöffnung, welche nach oben in einer stumpfen Spitze ausläuft. Der Schieber wird, um das Abklappen desselben zu verhüten, seitlich durch 2 Leisten *r r*, Fig. 16, umfasst, in welche schwache Federn eingelegt sind. Die nach dem Führerstande gehende Regulatorwelle *w* liegt in dem Sammelrohre *S*, in dessen hinterem bis vor die Feuerbüchse reichenden Ende sie obendrein gelagert ist. Der Deckel des gusseisernen Regulator-Aufsatzes, der zugleich ein Sicherheitsventil trägt, kann durch Lösung weniger Schrauben beseitigt und dadurch der Regulator selbst bequem aufgelegt werden.

Bei einer strengen Classification könnte man endlich als zwischen den jetzt beschriebenen Schieberregulatoren stehend, die mit schräg liegendem Schieber unterscheiden. Ein Regulator dieser Art, der denjenigen mit verticalem Schieber sehr ähnelt, ist in den Fig. 3 u. 4, Tafel XIX abgebildet und gehört einer Güterzugmaschine der Paris-Lyon-Mittelmeerbahn an. Derselbe liegt in einem vorn auf dem Langkessel stehenden Dome und ist mit 2 Einströmungsöffnungen versehen. Bietet derselbe auch an sich nichts Neues, so ist dieser Regulator doch eigenthümlich durch

[9]) S. Heusinger von Waldegg, Die Locomotiv-Maschine, p. 97 u. 120, Tafel XXIII und XXVII.

die Art des Bewegungsmechanismus, indem die Zugstange z, wie auf den französischen Bahnen gebräuchlich, ausserhalb des Kessels liegt. Dieselbe durchdringt sowohl die Wandungen des Domes, als auch das Regulatorrohr; das Letztere ist an der betreffenden Stelle, um eine Verengung des Querschnittes zu vermeiden, etwas erweitert. Die Uebertragung der hin- und hergehenden Bewegung dieser Stange auf den Schieber erfolgt durch einen Winkelhebel w mit kurzer Zugstange s. Der Regulator ist in dem Dome auf zweifache Weise befestigt, einestheils dadurch, dass das Knierohr unmittelbar unter dem Kopfe von einer Schelle r umfasst wird, die ihrerseits mit dem Dome verbunden ist, sodann durch zwei unterhalb der erwähnten Erweiterung angegossene Füsse f, Fig. 4, die sich auf das Blech des Langkessels stützen.

Als hierher gehörig ist auch der früher für Maschinen nach Crampton'schem Systeme angewendete Regulator zu erwähnen, der aus 2 geneigten Schiebern besteht, die in einem etwa mitten auf dem Langkessel liegenden gusseisernen Kasten liegen (Fig. 7 u. 8, Tafel XVIII). Der Letztere erhält den Dampf aus einem im Langkessel liegenden Sammelrohre und lässt ihn auf jeder Seite durch zwei trapezförmige Oeffnungen in die Leitungsröhren R R_1 einströmen. Die Schieber, deren Form aus Fig. 8 zu ersehen ist, liegen nicht auf einer vollständigen Fläche, sondern auf einem die erwähnten Oeffnungen rings umgebenden genau abgerichteten Rande, was bezweckt, das Abrichten und Nacharbeiten zu erleichtern und den auf den Schiebern lastenden Dampfdruck zu verringern. Die Bewegung der Schieber wird durch 2 Arme a a, Fig. 8, bewirkt, welche mit der vom Führerstande ausgehenden Zugstange verbunden sind. So einfach auch im Ganzen diese Regulator-Vorrichtung ist, so ist doch die Anwendung zweier Schieber eine nicht zu empfehlende Complication, da die gleichzeitige Dichthaltung beider schwierig ist. Man hat deshalb für das erwähnte Maschinensystem später Regulatoren mit 1 horizontalen Schieber verwendet und zwar in ähnlicher Construction, wie wir schon mehrere kennen gelernt haben.

Die Bewegung der sämmtlichen Schieber-Regulatoren, welche wir bis jetzt betrachtet haben, wird zu Anfang, d. h. so lange der Schieber die Oeffnungen noch deckt, dadurch erschwert, dass der volle Dampfdruck auf den Schiebern lastet und die entsprechende Reibung überwunden werden muss. Bei hohem Dampfdruck und grossem Schieber ist die zur Ueberwindung dieser Reibung nöthige Kraft beträchtlich und erschwert sehr die genaue Einstellung des Schiebers.

Man hat diesem Uebelstande durch eine zweckmässige Construction des Bewegungsmechanismus entgegen gewirkt, grösseren Erfolg aber durch eine sehr sinnreiche Einrichtung, den sogenannten Voreilungsschieber, erreicht.

Ein Regulator mit solchem Voreilungsschieber ist in Fig. 7—11, Tafel XIX abgebildet. b ist der Hauptschieber, a der Voreilungsschieber, welcher die kleine schlitzförmige Oeffnung d des Ersteren deckt. Beide Schieber sind mittelst der Zugstange f zu bewegen. In der gezeichneten Stellung sind beide Schieber geschlossen. Wird die Stange abwärts gezogen, so bleibt anfänglich der Hauptschieber stehen, indem das Bolzenloch in demselben eine längliche Form hat und nur der kleine Schieber a, der ohne Spielraum mit der Stange f verbolzt ist, folgt dieser Bewegung, lässt etwas Dampf durch den Schlitz d einströmen und bewirkt dadurch eine Entlastung des Hauptschiebers, der nun ebenfalls der Bewegung abwärts folgt, ohne demselben jedoch mehr einen grossen Reibungswiderstand entgegen zu setzen. Verfolgt man die umgekehrte Bewegung, so findet man, dass der Vortheil dieses Voreilungsschiebers nur beim Oeffnen des Regulators, nicht aber beim Schliessen desselben auftritt, ein Umstand, der übrigens von keiner Bedeutung ist, weil es sich beim Schliessen des Regulators

um eine genaue Einstellung des Schiebers nicht handelt. Dieser Voreilungsschieber wird viel mit Vortheil angewendet.

Die zweite Art der Schieber-Regulatoren bilden die Kreisschieber, bestehend aus einer runden um ihren Mittelpunkt drehbaren Scheibe, welche je nach ihrer Stellung die Einströmungsöffnungen des entsprechend geformten Regulatorkopfes deckt oder frei lässt. Ein solcher Regulator ist in den Fig. 17 u. 18, Tafel XVII abgebildet und findet sich in dieser Anordnung z. B. noch an einzelnen Maschinen der Sächsischen Staatsbahn. Derselbe liegt an der vorderen Rohrwand und erhält den Dampf durch ein im Langkessel liegendes oben siebartig aufgehauenes, am Ende bei *e* geschlossenes Sammelrohr *S*. Das gusseiserne Gehäuse *A* enthält auf der hinteren genau abgerichteten Fläche 4 Einströmungsöffnungen. Mit 4 gleichen Oeffnungen ist der auf dieser Fläche liegende kreisförmige messingene Schieber *B* versehen, welcher um den Zapfen *z* drehbar ist und durch eine am Letzteren befestigte schwache Feder *f* gegen die Fläche gedrückt wird. Die Scheibe *B* hat seitlich einen Arm *a*, welcher durch eine kurze Zugstange *b* mit dem Hebel *C* der Regulatorwelle *w* verbunden ist. Durch Drehung der Letzteren, wenn sie vom Führerstande aus erfolgt, können also die correspondirenden Oeffnungen ganz oder theilweise über einander gebracht und dadurch dem Dampf der freie Eintritt nach den Schieberkasten gestattet werden.

Der Kreisschieber, welcher, soviel bekannt, von Sharp herrührt, ist, so einfach und praktisch er auch auf den ersten Blick erscheint, doch fast ganz verlassen, weil ihm ein wesentlicher Mangel anhaftet, darin bestehend, dass die abgerichteten Flächen auf die Dauer nicht dicht zu erhalten sind. Dieselben nutzen sich nämlich, weil die Grösse der Bewegung mit der Entfernung vom Mittelpunkte zunimmt, nach dem Umfange hin mehr aus, als in der Mitte und erhalten dadurch allmählich eine convexe Form, die durch erneutes Abrichten häufig beseitigt werden muss.

Eine der Neuzeit angehörende Construction, welche auch häufig mit dem Namen Kreisschieber belegt wird, ist der Regulator mit cylindrischem Schieber, der ein besonderes Interesse verdient. Hinsichtlich seiner Lage und Anordnung ist derselbe scheinbar dem schon früher auf englischen Bahnen zur Anwendung gekommenen Regulator mit horizontalem Schieber nachgebildet, welchen wir auf p. 414 beschrieben haben. Die Fig. 12, Tafel XVIII und Fig. 20—25, Tafel XVII stellen einen solchen Regulator der Berliner-Maschinenbau-Actien-Gesellschaft (Schwartzkopff) in allen seinen Theilen dar. Derselbe liegt in der Rauchkammer vor der vorderen Rohrwand und es erfolgt die Zuführung des Dampfes aus einem auf dem Langkessel liegenden Dome. Der Regulator besteht aus einem cylindrischen Gehäuse *A* aus Gusseisen, welches einerseits mit dem Dampfzuleitungsrohre, andererseits nach unten durch einen viereckigen Canal mit dem Kreuzrohre *B* in Verbindung steht. Diese viereckige Oeffnung wird durch einen messingenen Schieber *D* gedeckt, der etwa den vierten Theil eines Cylinders bildet und die Oeffnung nach allen Seiten um etwa 12^{mm} überragt. Die Bewegung des Schiebers, welche nur eine drehende sein kann, erfolgt durch die Welle *E*, welche den Ersteren mittelst eines kurzen Daumens *a* erfasst. Mitunter legt man unter diesen Daumen eine schwache Feder zum Andrücken des Schiebers, doch ist dieselbe nicht gerade erforderlich. Das Spiel des Schiebers ist hiernach leicht erklärlich. Die Steuerwelle *E* ist einerseits in dem mit Messingfutter versehenen vorderen Deckel des Gehäuses *A*, andererseits in dem knieförmigen Dampfzuleitungsrohre und der Hinterwand des Feuerbüchsmantels gelagert. Das Gehäuse *A* ist durch 4 kräftige Schrauben mit geschlossenen Messingmuttern an der Rohrwand befestigt, der vordere Deckel ebenfalls mit 4 ähnlichen Schrauben an dem Gehäuse; es bedarf also

nur der Losnahme der letzten 4 Schrauben, um den Schieber aufzulegen und zu untersuchen. Zwischen dem Regulator und dem Knierohre liegt ein kurzes Rohrstück *F* aus Messing, welches eine bequeme Dichtung vermittelst der conisch angedrehten Enden herstellen soll; dasselbe ist mit dem im Kessel liegenden Knierohre durch Hakenschrauben verbunden. Das Röhrchen *r* (Fig. 22, Tafel XVII) dient dazu, dem Schieber Oel zuzuführen.

Eine fast gleiche Regulator-Construction, die sich eigentlich von der vorigen nur durch die Art der Befestigung an der Rauchkammer unterscheidet, stellt in kleinerem Maassstabe Fig. 11, Tafel XVIII dar.

Die Vortheile des Regulators mit cylindrischem Schieber, welche eine weitere Verbreitung desselben voraussehen lassen, bestehen neben grosser Einfachheit in der leichten Zugänglichkeit. Trotzdem derselbe in der Rauchkammer placirt ist, nimmt er kaum mehr Raum ein, als das übliche Kreuzrohr, hat deshalb auf die Blasrohrwirkung keinen nachtheiligen Einfluss. Dass die Erfolge hier und da noch nicht befriedigt haben, liegt in dem Umstande, dass man die Ueberdeckung des Schiebers vorn und hinten zu gering angenommen und dadurch eine zu rasche Abnutzung hervorgerufen hat. Es empfiehlt sich, dieselbe nicht unter 15^{mm} zu machen.

§ 8. Entlastete Regulatoren oder **Gleichgewichtsschieber.** — Es wurde weiter oben bereits erwähnt, dass mit der Vergrösserung der Maschinen und mit der in den Jahren erheblichen Zunahme der Dampfspannung die schwere Beweglichkeit der Regulatoren immer nachtheiliger hervortrat, indem sie nicht allein eine grössere Kraftanstrengung erforderte, sondern auch eine feine Einstellung des Regulators, wie sie bei Steuerungen mit Gradbogen oft nöthig wird, erschwerte. Man sann daher auf Mittel, die Regulatoren zu entlasten, wie man es weit früher schon durch den uns bekannten kleinen Voreilungs- oder Entlastungsschieber erreicht hatte. Die hierdurch in den letzten 8—10 Jahren zum Vorschein gekommenen sehr complicirten Constructionen bezeichnet man in der Regel mit dem Namen »Gleichgewichtsschieber«. Es sind besonders die beiden Erfinder Clapet und Grimmer, deren Regulatoren in der Neuzeit vielfach, soviel bekannt aber nur versuchsweise, angewendet sind.

Der Clapet'sche Regulator trat zunächst im Jahre 1867 auf der Pariser Ausstellung an die Oeffentlichkeit und wurde später unter anderem auf der Berlin-Hamburger Bahn in der durch Fig. 5, Tafel XIX dargestellten Anordnung nachgebildet. Derselbe besteht aus einem in dem Regulatorkopfe angebrachten Ventile *B*, das sich nach oben öffnet. Auf der Stange *J* desselben befindet sich in einem cylindrisch ausgebohrten Theile der Kolben *C*, auf welchem der Dampf von unten wirkt, also in entgegengesetztem Sinne, wie auf das Ventil. Diese nahezu Gleichgewicht herstellenden Drücke bleiben bestehen, mag das Ventil geschlossen oder geöffnet sein; selbstverständlich muss aber der Durchmesser des Kolbens um ein Geringes kleiner sein, als der des Ventils, damit dasselbe überhaupt in geschlossenem Zustande erhalten werden kann. Um das sichere Schliessen des Ventils zu befördern, ist auf der Stange *J* noch ein Gewicht *G* angebracht. Ventil, Ventilsitz und Kolbenringe bestehen aus Messing, der Kolbenkörper dagegen aus Gusseisen. Fig. 20 auf Tafel XIX stellt die Ueberlappung der Ringe des Kolbens in Ansicht und Fig. 21 einen Querschnitt derselben in natürlicher Grösse dar. Der Bewegungsmechanismus bedarf einer weiteren Erklärung nicht.

Zwei von dem Erfinder herrührende Varianten dieser Regulatoren unterscheiden sich hauptsächlich durch die horizontale Anordnung von der vorigen. Beide liegen auf dem Langkessel, aus denen der Dampf durch ein Sammelrohr *A* in den Raum *C*

eintritt; dieser Raum liegt aber bei der einen (in Fig. 18 u. 19, Tafel XIX dargestellten) Construction zwischen Ventil und Kolben, bei der anderen ausserhalb beider; bei jener muss deshalb, damit das Ventil sich nicht von selbst öffnen kann, der Kolben etwas grösser, bei dieser etwas kleiner, als das Ventil, sein. Von der Kammer *D*, wohin der Dampf durch das geöffnete Ventil zunächst gelangt, führen zwei Rohre seitlich nach den Schieberkasten herunter.

Die in den Fig. 18 u. 19, Tafel XIX gewählte Anordnung hat den Vorzug vor der anderen, dass die Verpackung der Stopfbüchse auch dann erneuert werden kann, wenn die Maschine in Dampf steht, bei der anderen Construction würde die Absperrung des Canals *C* durch einen Schieber, wie er punktirt angedeutet, bewirkt werden müssen, um dasselbe zu erreichen.

Der entlastete Regulator von Grimmer ist im Princip ganz und gar von dem Clapet'schen verschieden, indem derselbe nicht aus einem Ventile, sondern aus einem Schieber besteht, der in sinnreicher Weise vom Dampfdrucke entlastet ist. Die Figuren 12 bis 15, Tafel XIX stellen denselben dar. Der im Dome liegende Regulatorkopf *A* ist auf einer gerade abgerichteten Fläche mit zwei Einströmungsöffnungen *b b* versehen. Vor dieser Fläche liegt ein halbcylindrischer Mantel *B*, welcher unten eine Führung für die Schieberstange enthält, oben dagegen offen ist. In dem so gebildeten Raume liegt der halbcylindrische Schieber, welcher eigentlich aus zwei durchbrochenen, durch Stege *f f* mit einander verbundenen Kolben besteht. Derselbe ist auf der geraden Fläche genau abgerichtet und auf seinem halbkreisförmigen Umfange durch zwei Paar Ringe *d d*, die, wie Fig. 15 erkennen lässt, mittelst kleiner Federn *e* angedrückt werden, abgedichtet. Da der Dampf sowohl in den Schieber, als auch durch die Oeffnungen *g g*, Fig. 13, unter denselben gelangen kann, so ist es erklärlich, dass derselbe nur mit dem geringen Drucke gegen die Schieberfläche gepresst wird, welcher den vier schmalen Streifen neben den Ringen *d d* entspricht. Aus den Zeichnungen geht hervor, dass bei genügender Bewegung des Schiebers aufwärts der Dampf durch die beiden Oeffnungen *b b* gleichzeitig einströmt.

Die Versuche, welche man in Deutschland bis jetzt mit den entlasteten Regulatoren von Clapet und Grimmer ganz besonders auf den preussischen Staatsbahnen[10]) gemacht hat, sind im Ganzen keineswegs befriedigend ausgefallen und es ist zweifelhaft, ob deren Vortheile die beobachteten Mängel soweit überwiegen werden, dass die jetzt meistens gebräuchlichen Regulatoren verdrängt werden. Theils ist es die Kostspieligkeit der Anschaffung und Unterhaltung, theils die Störung, welche in der Functionirung leichter eintritt, als bei anderen Regulatoren.

[10]) Durch Ministerial-Verfügung vom 18. Juli 1867 wurden die Verwaltungen der preussischen Staatsbahnen veranlasst, Versuche mit den entlasteten Regulatoren von Clapet und Grimmer anzustellen und gutachtlichen Bericht zu erstatten. Nach den Auslassungen von 10 Bahnverwaltungen, welche theils beide, theils nur die eine oder andere dieser Constructionen, von den Clapet'schen jedoch nur die zuerst beschriebene verticale Anordnung, versucht haben, sind nur vereinzelt einigermaassen günstige Resultate erlangt. An dem Clapet'schen Regulator ist wahrgenommen, dass zwar bei gutem Zustande die Beweglichkeit eine sehr leichte ist, dass jedoch bei unreinem Wasser der dichte Schluss des Ventils, sowie des Kolbens gestört wird, und dass beim Anlassen des Dampfes die Herstellung einer sehr kleinen Einströmungsöffnung viel schwieriger ist, als beim Schieberregulator. Hinsichtlich des Grimmer'schen Regulators geht das Urtheil im Ganzen dahin, dass die Vortheile desselben mit den hohen Anschaffungs- und Unterhaltungskosten in keinem Verhältnisse stehen und dass die Dichthaltung der Ringe bei schlammigem Wasser schwer zu erreichen ist.

Die gesammten Urtheile sind dahin resümirt, dass die Vortheile der Clapet'schen wie der Grimmer'schen Construction mindestens zweifelhaft sind.

In den Fällen, wo eine Entlastung des Regulators wünschenswerth ist, muss bis jetzt der früher beschriebene Stephenson'sche Regulator mit Voreilungsschieber als der zweckentsprechendste und einfachste empfohlen werden. [11])

§ 9. Der Bewegungsmechanismus des Regulators. — Die Bewegung des Regulators muss nicht nur vom Stande des Locomotivführers aus erfolgen können, sondern auch leicht und vor Allem rasch ausführbar sein, weil hiervon die Präcision der mit der Locomotive auszuführenden Bewegungen abhängt. Die Handhabe des Bewegungsmechanismus ist deshalb in nächster Nähe des Führers und, wie es in der Regel geschieht, so anzubringen, dass dieselbe mit der linken Hand erfasst werden kann, während die rechte für den Steuerhebel bestimmt ist. Den Mechanismus, soweit er mit dem Regulator selbst in unmittelbarer Verbindung steht, haben wir bei den einzelnen Constructionen bereits kennen gelernt; es bliebe also noch die Beschreibung der ausserhalb des Kessels liegenden Theile übrig.

Man könnte die üblichen Bewegungsmechanismen in zwei Classen theilen, nämlich solche mit Regulatorwelle, der vom Führer eine Drehbewegung ertheilt, die entweder direct oder durch Hebel und Zugstange auf den Schieber übertragen wird, und solche mit Zugstange, durch deren Hin- und Herbewegung der Führer den Regulatorschieber entweder direct oder durch Vermittelung von Zwischenhebeln öffnet und schliesst. Die drehbare Regulatorwelle liegt stets im Kessel und tritt aus der Hinterwand der Feuerbüchse hervor; die Zugstange liegt dagegen stets ausserhalb des Kessels und zwar meistens mitten über dem Langkessel. Letztere wird deshalb auch ausschliesslich für solche Regulatoren angewendet, die ausserhalb des Kessels liegen, ist deshalb auf den französischen Bahnen sehr gebräuchlich.

Die am häufigsten vorkommende Anordnung des Mechanismus mit drehbarer Welle ist in den Figuren 1 und 2, Tafel XVII abgebildet. Die in der Mitte über der Feuerbüchsdecke liegende Welle m, welche durch eine Zugstange mit dem Schieber verbunden, ist einerseits in dem Knierohre des Regulators, andererseits in einer Stopfbüchse w gelagert. Ausserhalb des Kessels ist sie mit einem Hebel c versehen, dessen Handgriff der Führer mit der linken Hand bequem erfassen kann. Um die Bewegung des Hebels, die zum vollständigen Oeffnen und Schliessen des Regulators etwa 90° betragen muss, zu begrenzen, ist, mit der Stopfbüchse aus einem Ganzen bestehend, ein Bügel x angebracht, welcher an beiden Seiten einen Anschlag für den Hebel besitzt.

---

[11]) In den »Referaten über die von der technischen Commission des Vereins deutscher Eisenbahnverwaltungen für die Techniker-Versammlung 1871 aufgestellten Fragen«, findet sich im techn. Vereins-Organ 1871 auf p. 112 unter B. 14. die Frage:

»Welche Erfahrungen liegen über die Anwendung entlasteter Regulatoren an Locomotiven vor?«

Diese Frage wurde von 21 Verwaltungen beantwortet, von denen jedoch nur 18 eigne Erfahrungen mit entlasteten Regulatoren gemacht hatten. Die Resultate sind in folgendem Resumé zusammengefasst:

»Nach den gemachten Erfahrungen haben sich Regulatoren, welche auf dem Hauptschieber mit einem kleinen Hülfsschieber versehen sind, dessen Bewegung bei der Oeffnung des Regulators früher, als die Bewegung des Hauptschiebers erfolgt und welcher, bevor letztere Bewegung eintritt, durch kleine Oeffnungen Dampf durch den Hauptschieber treten lässt, als ausreichend leicht beweglich bewährt. Wirklich entlastete Regulatoren haben bisher günstige Resultate nicht ergeben.«

Ganz in derselben Weise ist der Mechanismus für die in den Figuren 17 und 19, Tafel XVII und Fig. 10, Tafel XVIII abgebildeten Regulatoren eingerichtet.

Unter gewissen durch die Construction des Kessels und der Maschine bedingten Umständen liegt die Regulatorwelle so hoch über der Platform der Maschine, dass ein selbst grosser Führer den Hebel nicht bequem handhaben kann, wenn man den Letzteren nicht gar zu kurz machen und dadurch die Leichtigkeit der Bewegung beeinträchtigen will. Man legt in solchen Fällen den Drehpunkt des Hebels unter die Regulatorwelle und stellt eine Verbindung beider durch kleine Hebel mit Zugstange her, wie in Fig. 9, Tafel XVIII dargestellt. Die Begrenzung der Bewegung findet in diesem Falle dadurch statt, dass der kurze Hebel *n* zu beiden Seiten des Bügels *b* anschlägt.

In den Figuren 12 bis 14, Tafel XVII ist eine sehr sinnreiche Einrichtung dargestellt, welche von der Berliner Maschinenbau-Actien-Gesellschaft ausgeführt ist und den doppelten Zweck hat, einestheils die anfängliche Bewegung des Regulatorschiebers, solange derselbe den vollen Dampfdruck erfährt, zu erleichtern, anderentheils eine feinere Einstellung bei geringer Oeffnung zu ermöglichen. Unter der Regulatorwelle *A* liegt der Zapfen *B* für den Hebel *C*. Das Ende der Ersteren ist mit einem coulissenartigen Hebel *D* versehen, in dessen Schlitz ein Stein *s* beweglich ist. Dieser Stein nimmt den Zapfen *z* auf, der mit dem Regulatorhebel *C* verbunden ist. Diese Combination hat, wie leicht erklärlich, zur Folge, dass bei gleicher Winkelbewegung des Regulatorhebels *C* die Drehung der Welle *A* und damit die Bewegung des Regulatorschiebers zu Anfang und Ende eine geringe, bei mittlerer Stellung eine grosse ist, wodurch der oben bezeichnete Doppelzweck in einfachster Weise erreicht wird. Ein fernerer Vortheil dieser Construction ist der, dass der Drehpunkt des Hebels tief liegt.

Am einfachsten fällt der ganze Bewegungsmechanismus offenbar bei den Regulatoren mit cylindrischem Schieber, Fig. 10 u. 12, Tafel XVIII aus, indem die Regulatorwelle ohne weitere Zwischenglieder mit dem Schieber verbunden ist.

Die zweite Art des Bewegungsmechanismus, die mit Zugstange, finden wir in ihrer einfachsten Anordnung in Fig. 4 und 5, Tafel XVIII an dem bereits bekannten Regulator der französischen Südbahn. Die mitten über dem Langkessel liegende Zugstange *Z* ist innerhalb des Regulatorgehäuses durch einen Keil mit dem Muff der Schieberstange *m* verbunden. Auf dem hinteren Ende der Feuerbüchse befindet sich ein gusseiserner Bock *K*, an welchem der horizontale mit der Zugstange verbundene Hebel *T* seinen Drehpunkt hat. Durch eine in Fig. 5 ersichtliche Klemmschraube *x* lässt sich dieser Hebel feststellen. Die Zugstange hat auf dem Langkessel 2 Führungen, hinter deren letzterer eine Gliederung eingeschaltet ist, wie es die Bewegung des Hebels erfordert.

Fast in derselben Weise ist die Zugvorrichtung des in Fig. 3 u. 4, Tafel XIX abgebildeten Regulators eingerichtet, nur mit dem Unterschiede, dass die Zugstange nicht direct mit dem Schieber verbunden, sondern der schrägen Lage desselben wegen ein kleiner Winkelhebel nöthig geworden ist.

Den auf der Feuerbüchse liegenden Hebel hat man in vereinzelten Fällen durch ein horizontales Handrad ersetzt, welches durch ein Excentric mit Halsring auf das hintere Ende der Zugstange wirkt. Diese Einrichtung besitzt z. B. der in Fig. 7 und 8, Tafel XVIII abgebildete Regulator der Crampton'schen Maschine von Derosne & Cail.

Bei dem in Fig. 14 u. 15, Tafel XVIII abgebildeten Schieberregulator liegt die

Zugstange im Innern des Kessels und ist hinter der Feuerbüchse mit einem horizontalen Hebel verbunden; der Bewegungsmechanismus ist ein sehr einfacher.

Abweichend von der gebräuchlichsten Anordnung der Zugstange hat man dieselbe bei solchen Regulatoren, die in oder unter der Rauchkammer placirt sind, auch auf die rechte Seite des Langkessels gelegt und hinten mit einem verticalen Hebel versehen, der ähnlich dem Steuerhändel einen Gradbogen zum Feststellen besitzt.

Diese und andere wenig angewandte und veraltete Constructionen bedürfen einer weiteren Beschreibung nicht. [12])

§ 10. Die Dampfrohrleitung. — Versteht man auch unter der Dampfleitung eigentlich nur die Rohre, welche den Dampf von dem Regulator zu den Schieberkasten führen, so mögen doch die Sammel- und Fangrohre, welche den Dampf vom Kessel dem Regulator zuführen, an dieser Stelle mit eingeschlossen werden.

Was zunächst die Weite dieser Rohre anlangt, so ist zu berücksichtigen, dass, da stets zwei Cylinder vorhanden sind, hinter dem Regulator und zwar in der Regel ausserhalb des Kessels eine Verzweigung des Dampfrohres stattfinden muss. Ueberall da, wo die Cylinder am vorderen Ende der Maschine liegen, lässt man das Dampfrohr durch die vordere Rohrwand aus dem Kessel treten und die Verzweigung nach den Schieberkasten unmittelbar hinter der Austrittsstelle stattfinden, was den Vortheil hat, dass die Dampfröhren in der Rauchkammer vortrefflich gegen Abkühlung geschützt sind. Die Weite jeder dieser Zweigröhren muss zu dem Cylinder in gewissem Verhältnisse stehen, das jedoch keineswegs als ein absolutes anzusehen ist, sondern sich ebensowohl durch den Gebrauch, als durch die Erfahrung herausgebildet hat. An den ausgeführten Maschinen findet man, dass der Querschnitt jedes Zweigrohres $1/20$ bis $1/12$ des Cylinderquerschnitts beträgt. Als mittlere Verhältnisszahl dürfte $1/16$ bis $1/13$ anzunehmen sein. Da es vortheilhaft ist, in der ganzen Dampfleitung eine gleiche Geschwindigkeit zu erlangen, so muss der Theil vor der Abzweigung des

---

[12]) Eine eigenthümliche Regulatorbewegung wurde in neuester Zeit von P. Spooner in Portmadoc bei Fairlie-Maschinen für die schmalspurige Festiniogbahn angewendet. Bei diesen Locomotiven müssen von der in der Mitte der Maschine angebrachten Fussplatte aus zwei Regulatoren, einer im Dome des vorderen und einer im Dome des hinteren Langkessels gleichzeitig oder einzeln gestellt werden. Die Stangen zur Bewegung derselben laufen in einer Geraden an den Kesseln entlang, und begegnen sich an der in der Mitte gelegenen Feuerbüchse, so dass ihre Enden a a^1 einander gegenüber stehen, wie Fig. 16 der bezüglichen Abbildung auf Tafel XIX zeigt. Auf die Enden dieser Stangen sind zwei Hebel b b^1 aufgekeilt, deren sehr lange Naben als Lagerhälse für die Wellen dienen. Jeder dieser beiden Hebel ist mit einem Federriegel c c^1 versehen, der sich in die Zähne eines Schraubenrades d einlegen lässt, dessen Achse sich in den Büchsen der Hebel b b^1 dreht, wie aus der Figur ersichtlich ist.

In dieses Schraubenrad greift eine Schnecke e auf einer quer gelagerten Spindel F mit Handrad (Fig. 17).

Aus dieser Construction ergiebt sich, dass das Schneckenrad, welches durch die Schnecke an der Umdrehung gehindert wird, als Zahnbogen für die Riegel sich jeder der beiden Regulatoren unabhängig bewegen lässt. Sind dagegen die Riegel in die Zähne des Schneckenrades eingelegt, so lassen sich die beiden Regulatoren gleichzeitig mit Hülfe des Handrades und der Schnecke bewegen. Die Federriegel der Hebel sind so angebracht, dass sie in gehobener Stellung stehen bleiben, so dass also, wenn erforderlich, jeder der beiden Hebel ausser Eingriff mit dem Schneckenrade gebracht werden, und der andere mit dem Schneckenrade an Stelle des Handhebels adjustirt werden kann.

Die ganze Anordnung ist eine sehr hübsche und für ihren Zweck sehr gut geeignet, da sie erlaubt, beide Regulatoren ganz beliebig für sich zu adjustiren, oder auch beide zusammen zu bewegen. Nicht minder sind die Einzelheiten des ganzen Mechanismus trefflich ausgearbeitet.

Anmerk. d. Redact.

Regulators den doppelten Querschnitt erhalten. Dieses Verhältniss wird meistens beobachtet, dennoch findet man nicht selten Maschinen, bei denen der gemeinsame Theil der Leitung einen geringeren Querschnitt besitzt, was wohl dadurch gerechtfertigt ist, dass der Reibungswiderstand in einer weiteren Leitung geringer ist. Die Summe der vollen Einströmungsöffnungen des Regulators soll ebenfalls so gross sein, als der Querschnitt beider Zweigröhren zusammen, die Fang- und Sammelröhren, wo solche verhanden, mindestens die gleiche Grösse erhalten.

Die Fang- und Sammelröhren werden entweder aus Kupfer- oder Eisenblech, selten aus Gusseisen hergestellt. Auf eine sehr sorgfältige Dichtung der Fugen und Rohrverbindungen kommt es aus naheliegenden Gründen nicht an. Der Querschnitt derselben ist fast überall kreisförmig, vereinzelt ist dagegen auch der rechteckige Querschnitt angewendet.

Die Dampfleitung vom Regulator bis nach den Schieberkasten bedarf einer vollkommenen Dichtung und zwar im Kessel, damit bei geschlossenem Regulator kein Dampf in die Leitung gelange, und ausserhalb desselben, damit bei geöffnetem Regulator kein Dampf nutzlos entweiche.

Die Leitung wird in der Regel aus Kupferblech hergestellt, um die sowohl durch die ungleiche Ausdehnung der verschiedenen Theile der Locomotive, als auch durch die geringe Beweglichkeit derselben gegen einander entstehenden Spannungen unschädlich zu machen. Die Verbindung des inneren und äusseren Theils der Leitung untereinander und mit dem Regulator ist aus den beigegebenen Abbildungen ohne weitere Erklärung verständlich. Die bei den innerhalb des Kessels liegenden Regulatoren fast regelmässig angewendete Verbindungsart, wie sie z. B. aus Fig. 1, Tafel XVII zu ersehen, bedarf vielleicht einer näheren Begründung. Da das kupferne Leitungsrohr *R* bei diesem, wie bei allen derartigen Regulatoren, durch die vordere Rohrwand eingeschoben und wegen vorkommender Reparaturen etc. häufiger entfernt werden muss, so vermeidet man im Innern des Kessels eine gewöhnliche Flantschverbindung, welche eine erheblich grössere Oeffnung in der Rohrwand erfordern würde.

Die Dichtung des Rohres mit dem knieförmigen Regulatorrohre erfolgt durch einen conisch angedrehten Messingmuff, der mit dem Kupferrohre verlöthet, mit dem Knierohre dagegen durch eine zweitheilige Schelle *y* und zwei seitlich liegende Schraubenbolzen verbunden ist.

Literatur.

Clapet's entlasteter Regulator, angewendet bei einer Locomotive der Berlin-Hamburger Bahn. Mitgeth. von G. Gruson. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1868, p. 142.

Cockerill's Locomotive für die Bahn von Lüttich nach Namur. Eigenthümliche Anordnung des Domes. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1848, p. 122.

Sind Dampfdome ein nothwendiges Bedürfniss, oder kann auch ohne dieselben mit trocknem Dampfe gearbeitet werden? Fortschritte der Technik des deutschen Eisenbahnwesens. I. Supplementband des Organs p. 108.

Dampfdome, Nothwendigkeit derselben. Referate über die Fragen für die Dresdener Conferenz 1865, p. 147.

Dampfdome und Regulatoren in dem Werke »Guide du mécanicien constructeur et conducteur des machines locomotives« von Lechatélier, Petiet, Flachat, Polonçeau, 1851, p. 120–131.

Dampfdome der Locomotiven auf der Londoner Ausstellung von 1862. Organ f. Eisenbahnwes. 1864, p. 166.

Welche Anordnung der Dampfentnahmerohre ist die zweckmässigste? Organ f. Eisenbahnwesen 1869, p. 24. III. Supplementbd. des Organs p. 162.

Welche Erfahrungen liegen über die Anwendung entlasteter Regulatoren an Locomotiven vor? Referate über die von der technischen Commission des Vereins deutscher Eisenb.-Verwaltungen aufgestellten Fragen. Organ f. Eisenbahnwesen 1871, p. 112 unter B 14.

Ueber entlastete Regulatoren f. Locomotiven. Mit Abbild. Organ f. Eisenb.-W. 1868, p. 142.

Grimmer's entlasteter Regulator. Organ f. Eisenbahnwesen 1868, p. 142.

Heusinger v. Waldegg und Clauss, über Dampfdome und Regulatoren in dem Werke »Die Locomotiv-Maschine« 1858, p. 109 u. 116.

Heusinger v. Waldegg, Verschluss der Dampfdome. Organ 1853, p. 81.

Regulatoren, verschiedene Constructionen auf französischen Bahnen. Organ f. Eisenbahnwesen 1851, p. 82.

Regulator für Crampton's Maschinen. Organ f. Eisenbahnwesen 1852, p. 191.

Regulator, horizontaler, in der Rauchkammer von Maffei. Organ f. Eisenbahnw. 1854, p. 97.

Regulator mit Voreilungsschieber der belgischen Staatsbahn. Organ f. Eisenbahnwesen 1858, p. 235.

Regulatoren der Locomotiven auf der Londoner Ausstellung von 1862. Organ f. Eisenbahnwesen 1864, p. 166.

Regulator, horizontaler, in der Rauchkammer. »Die Locomotiv-Maschine« von Heusinger v. Waldegg und Clauss, p. 150.

Regulator, horizontaler, in der Rauchkammer. Organ f. Eisenbahnwesen 1867, p. 211 u. 213.

Regulator, aussen liegender, an den Maschinen der russischen Bahnen von Schneider in Creusot. Organ f. Eisenbahnwesen 1868, p. 84. Engineering 1867, p. 209 u. 216.

Regulator, horizontaler, der französischen Westbahn. Organ f. Eisenbahnwesen 1869, p. 137.

Regulator- und Steuerrungshebel für Locomotiven. Organ f. Eisenbahnwesen 1870, p. 121.

Spooner's Regulator-Bewegung für Locomotiven. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1873, p. 162 nach Engineering 1872, Dec., p. 455.

Ventilregulator von Vulcan Foundry Co. Organ f. Eisenbahnwesen 1851, p. 162.

Ventilregulator von Ramsbottom. Organ f. Eisenbahnwesen 1864, p. 82 u. 166.

Watkey's Regulator-Ventil. Mit Abbild. Railroad Gazette, 25. Octbr. 1873, p. 429. Organ f. Eisenbahnwesen 1874, p. 131.

VIII. Capitel.

Die Steuerungen der Locomotiven.

Bearbeitet von

L. Kargl,

Professor für Mechanik und Maschinenbau am Züricher Polytechnikum,

und

E. Heusinger von Waldegg,

Oberingenieur in Hannover.

(Hierzu die Tafeln XX bis XXIV.)

A. Theoretischer Theil von L. Kargl.

§ 1. Einleitung. — Die Steuerung der Locomotiven ist jene Vorrichtung, welche dazu dient, den frischen Kesseldampf abwechselnd vor und hinter den Kolben in den Cylinder treten zu lassen, so wie den verbrauchten Dampf aus demselben in das Freie zu leiten, um eine hin- und hergehende Bewegung des Kolbens zu erzielen. Diese Bewegung wird dann durch Kurbelstange und Kurbel in eine rotirende verwandelt, auf die Triebräder übertragen, und so der ganzen Locomotive mitgetheilt.

Da bei den Eisenbahnen aber sowohl Vor- als Rückwärtsbewegung erforderlich ist, und beide mit variabler Kraftleistung verlangt werden, so ist auch noch eine wesentliche Bedingung der Locomotiv-Steuerungen, dass dieselben ein Mittel bieten, die Dampfvertheilung dem entsprechend einrichten zu können. Es ist nun gelungen, diese beiden Forderungen durch eine einzige Vorrichtung zu erfüllen. Dieselbe gestattet, die Maschine vor- oder rückwärts arbeiten zu lassen, und zugleich den Dampfeintritt in den Kolben früher oder später unterbrechen zu können, so dass dadurch die Kraftleistung nach Bedarf regulirt werden kann.

Diese Apparate, die man »Umsteuerungen« nennt, sind wegen ihrer Einfachheit zu den genialsten des Maschinenbaues zu rechnen. Zunächst wird es nothwendig sein, als Basis die einfache Steuerung ohne Umkehrung der Bewegung und ohne variable Füllung zu behandeln, dann sollen die einzelnen Locomotiv-Umsteuerungen untersucht werden, so dass die Haupttheile vorliegender Abhandlung folgende sind:

A) Einfache Steuerung.

B) Umsteuerungen mit variabler Füllung:

1) Coulissensteuerung von Stephenson,

2) - - - Gooch,

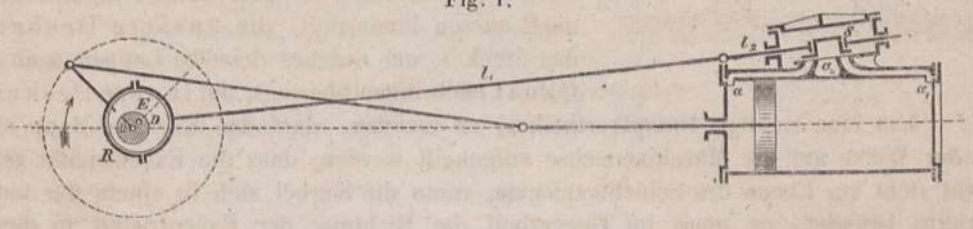
3) Coulissensteuerung von Allan,
4) - - - Heusinger von Waldegg,
5) - - - Pius Fink.

C) Ueber Contredampfwirkung.
D) Doppelschiebersteuerungen.

Sowohl was die Eintheilung anbelangt, als auch in der Behandlung des theoretischen Theiles habe ich mich hier an die allbekannte ausgezeichnete Schrift Herrn Prof. D. Zeuner's »Die Schiebersteuerung« Leipzig 1868, 3. Auflage gehalten. Was die constructive Ausführung der Neuerungen betrifft, so sind direct Werkzeichnungen benutzt, wie sie mir mit dankenswerther Freundlichkeit von dem Herrn Maschinenmeister May in Zürich zur Verfügung gestellt wurden.

§ 2. Einfache Steuerung. — Bei den Locomotiven geschieht die Vertheilung des Dampfes abwechselnd vor und hinter dem Kolben fast ausschliesslich durch einen Schieber S (Figur 1), seiner Form nach Muschelschieber genannt. Derselbe

Fig. 1.

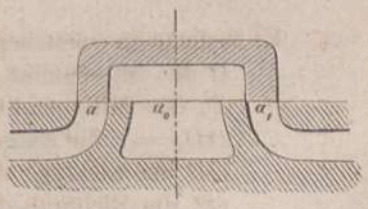


gleitet auf dem Schieberspiegel, einem ebenen Theile des Dampfcylinders hin und her, und verdeckt und öffnet abwechselnd drei Canäle $a\ a_0\ a_1$. Zwei derselben, a und a_1 führen nach den Enden des Cylinders und leiten den frischen Kesseldampf aus dem Schieberkasten nach der einen oder anderen Seite des Kolbens; während der mittlere, dritte Canal a_0 in das Freie mündet, und den verbrauchten Dampf abziehen lässt.

Es möge nun die Bewegung dieses Schiebers durch ein Excenter vorausgesetzt und untersucht werden. Ein solches Excenter besteht aus einer kreisrunden Scheibe E (Figur 1) die auf der Triebachse der Maschine so aufgekeilt ist, dass ihr Mittelpunkt D nicht mit dem Mittelpunkt der Achse O zusammenfällt. Die Entfernung der beiden Mittelpunkte $OD = r$ nennt man Excentricität. Um diese Scheibe ist nun ein kreisförmiger Ring R gelegt, welcher auf derselben schleift, und mit einer Stange, der Excenterstange l_1 fest verbunden ist, welche ihrerseits wieder durch ein Gelenk mit einer zweiten, die am Schieber fest ist, der Schieberstange l_2 zusammenhängt.

Denkt man sich den Schieber zunächst so ausgeführt, dass der massive Theil desselben den Dampfzuströmungscanal eben nur decken kann (Figur 2), so ist klar, dass die kleinste Auslenkung aus seiner mittleren Stellung (Schiebermittel mit dem Mittel des Schieberspiegels zusammenfallend) schon den Dampfcanal öffnet. Es muss demnach dem Beginn des Kolbenhubes, also den todten Punkten der Kurbel, die mittlere Stellung des Schiebers entsprechen. Daraus folgt, dass für diese Lage das Excenter auch in der Mittellage sich befinden, die Excentricität senkrecht auf der Ebene des Schieberspiegels stehen muss. Bei einer solchen Steuerung würden aber

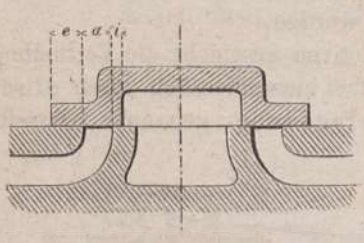
Fig. 2.



nur zwei Fälle möglich sein: entweder der Cylinder steht in Verbindung mit dem Schieberkasten, auf den Kolben wirkt dann der volle Dampfdruck (während des Hinganges); oder es ist der Cylinder durch den Ausflusscanal in Verbindung mit der äusseren Atmosphäre (während des Rückganges.) Auf der anderen Seite des Kolbens wird der Druck stets der entgegengesetzte sein, so dass auf diese Weise eine hin und hergehende Bewegung erzielt ist.

Eine solche Wirkung des Dampfes wäre aber keineswegs ökonomisch, es ist günstiger, denselben schon früher, bevor der Kolben das Ende seines Hubes erreicht hat, abzusperren, und dann durch Expansion wirken zu lassen. Dies kann ganz einfach dadurch erreicht werden, dass man den massiven Theil des Schiebers grösser macht als die Canalbreite. Stelle Fig. 3 einen solchen Schieber dar, und zwar in der Mittelstellung, so nennt man die Grösse e, um welche der massive Lappen noch über den Canal nach aussen hinausragt, die äussere Deckung, das Stück i, um welches derselbe Lappen noch den Canal nach innen überragt, die innere Deckung.

Fig. 3.

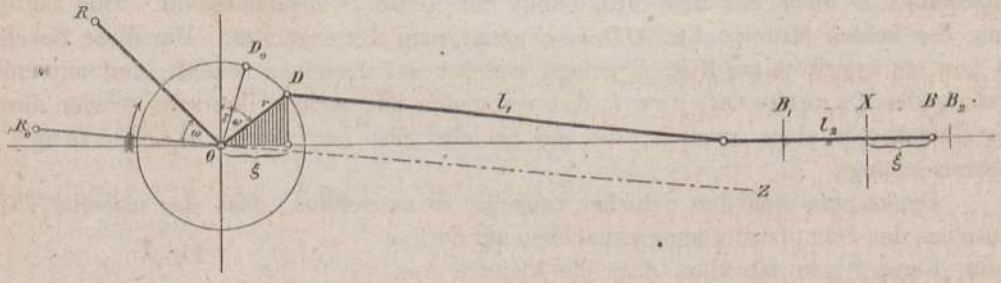


Um eine richtige Dampfvertheilung zu erzielen, darf das Excenter dann nicht in der Weise auf die Maschinenachse aufgekeilt werden, dass die Excentricität senkrecht steht zur Ebene des Schieberspiegels, wenn die Kurbel sich in einem der todten Punkte befindet; es muss im Gegentheil die Richtung der Excentricität in diesem Augenblick mit dieser Senkrechten einen gewissen Winkel δ (in der Drehrichtung der Achse) einschliessen. Diesen Winkel δ nennt man den Voreilwinkel.

Der Voreilwinkel definirt sich demnach als derjenige Winkel, welchen die Excentricität mit einem Perpendikel zur Schieberrichtung einschliesst, im Augenblicke, wenn die Kurbel in einem ihrer todten Punkte sich befindet.

Um die Wirkungsweise des einfachen Schiebers klar vor Augen treten zu lassen, soll zunächst das Bewegungsgesetz desselben näher untersucht werden.

Fig. 4.



Es bedeute in vorstehender Figur 4:

O den Mittelpunkt der Maschinenwelle,
D_0 den Mittelpunkt des Excenters,
$OD_0 = r$ die Excentricität,
OB die Richtung des Schieberspiegels,
OZ die Richtung der Achse des Dampfcylinders,
R_0 die Stellung der Kurbel in dem einem todten Punkt,
δ den Voreilwinkel des Excenters,

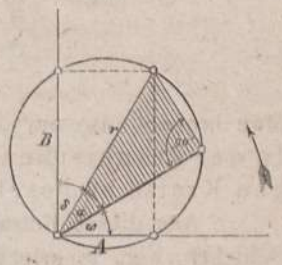
Nun soll angenommen werden, dass sich die Hauptachse der Maschine um einen gewissen Winkel ω drehe, dadurch kommt die Kurbel in die Stellung R, der Excentermittelpunkt in die Lage D.

Da die Excenterstange l_1 in allen Fällen sehr lang ist im Vergleich zur Excentricität r, so wird es gestattet sein, für die Auslenkungen des Schiebermittels B vom Schieberspiegelmittel X, nämlich den sogenannten Schieberweg ξ direct die Projectionen der Excentermittel auf die Richtung des Schieberspiegels OB einzuführen. Es ist demnach aus dem in Fig. 4 schraffirten Dreiecke

$$\xi = r \sin (\omega + \delta) \quad . \quad . \quad . \quad .\ ^{1}).$$

Dieser Ausdruck ist aber nichts anderes, als die Polargleichung eines Kreises, welcher durch den Ursprung des Coordinatensystems geht, dessen Durchmesser gleich der Excentricität r und um den Winkel δ geneigt ist gegen eine auf die Ordinatenachse im Ursprung errichtete Senkrechte (Fig. 5). Der Drehwinkel der Kurbel ist dann in entgegengesetzter Richtung zu zählen (in der Richtung des Pfeiles).

Fig. 5.



Um dies zu beweisen soll die Grösse ξ aus dem in Fig. 5 schraffirten Dreiecke ausgedrückt werden. Es folgt:

$$\xi = r \cos \alpha$$

da nun

$$\alpha = 90^{\circ} - (\omega + \delta)$$

so ist

$$\xi = r \sin (\omega + \delta)$$

wie behauptet wurde.

Diese Gleichung lässt sich auch in etwas anderer Form schreiben. $\sin (\omega + \delta)$ durch sinus und cosinus von ω und δ ausgedrückt giebt:

$$\xi = r \sin \delta \cos \omega + r \cos \delta \sin \omega$$

$r \sin \delta$ ist der Abschnitt auf der Abscissenachse, und soll mit A bezeichnet werden,

$r \cos \delta$ ist der Abschnitt auf der Ordinatenachse, und soll mit B bezeichnet werden, dann folgt

$$\xi = A \cos \omega + B \sin \omega.$$

Diese Form obiger Gleichung wird später noch gebraucht werden.

Es lässt sich daher die Auslenkung des Schiebermittels vom Schieberspiegelmittel sehr leicht graphisch darstellen, und zwar ist diese Auslenkung der Radius sector eines Kreises, welcher durch den Ursprung des Coordinatensystems geht, dessen Durchmesser gleich der Excentricität und um den Voreilwinkel geneigt ist gegen eine auf die Ordinatenachse im Ursprung errichtete Senkrechte.

Nun kommt es aber eigentlich nicht auf die Auslenkungen des Schiebermittels an, sondern es interessirt vor allem anderen die Eröffnung der Zuströmungs- und Abflusscanäle.

Aus Fig. 6 (p. 430) folgt ohne Weiteres die Eröffnung des Zuströmungscanales

$$a_1 = \xi - e.$$

Ferner aus Fig. 7 (p. 430) die Eröffnung des Austrittscanales

$$a_2 = \xi - i.$$

Darin bedeutet

ξ die Auslenkung des Schiebermittel vom Schieberspiegelmittel

e die äussere Deckung und

i die innere Deckung.

Fig. 6.

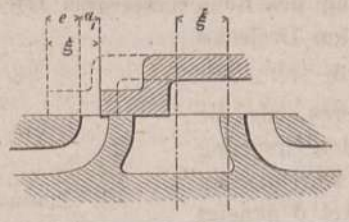
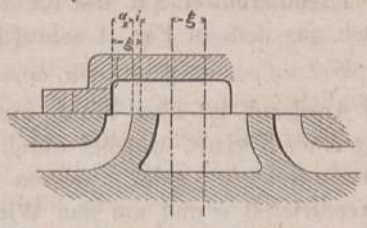


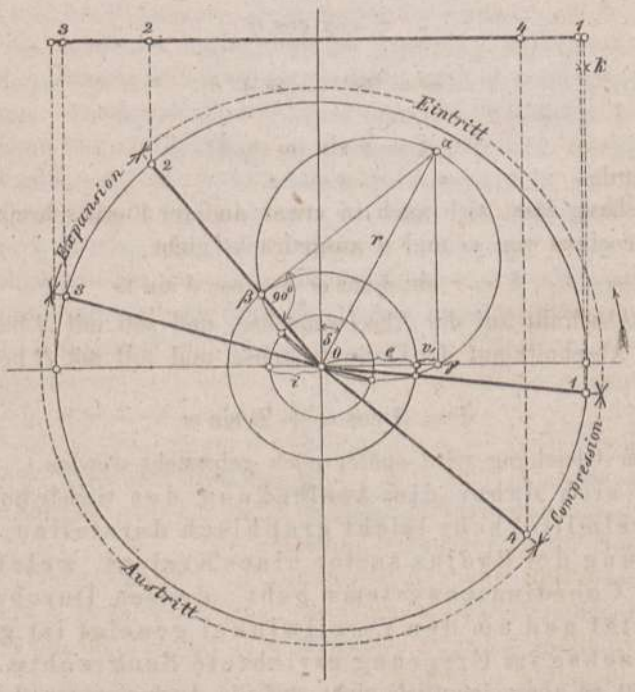
Fig. 7.



Man braucht also nur diese Grössen e und i von der Schieberauslenkung abzuziehen. In der graphischen Darstellung erübrigt blos, mit den beiden Deckungen Kreise zu beschreiben, um die Canalöffnungen zu erhalten.

Aus dieser Betrachtung ergiebt sich die Dampfvertheilung durch den einfachen Schieber (Fig. 8), wie folgt:

Fig. 8.



Kurbelposition 1 Eröffnung des Dampf-Eintrittes,

- 2 Abschluss des Eintrittes, Beginn der Expansion,
- 3 Beginn des Austrittes,
- 4 Abschluss des Austrittscanales. Beginn der Compression.

Um die Schnittpunkte des Schieberkreises mit den Deckungskreisen scharf zu erhalten, hat Ingenieur Otto Grüninger darauf aufmerksam gemacht, dass es nur nöthig ist, von dem Punkte α Tangenten an die entsprechenden Deckungskreise zu

ziehen, und dann vom Ursprung O aus auf dieselben Senkrechte zu fällen. Dieses Verfahren bedarf wohl kaum des Beweises.

Auf diese Weise ergeben sich demnach die entscheidenden Kurbelstellungen; um die entsprechenden Kolbenpositionen zu erhalten, ist es nur nothwendig mit der Länge der Kurbelstange auf der Cylinderachse abzuschneiden. Handelt es sich nur um Näherungswerthe, so kann man die Länge der Kurbel als verschwindend gegen die Kurbelstange ansehen, und erhält die entsprechenden Kolbenpositionen einfach als Projectionen.

Die Grösse v_1 ist die Eröffnung des Dampfeintrittscanales im Moment, wo der Kolben in der äussersten Lage angelangt ist, die Kurbel im todten Punkt sich befindet; diese Eröffnung wird Voröffnen für den Eintritt genannt, auch äusseres lineares Voreilen, und beträgt gewöhnlich nur wenige Millimeter. Durch das Voröffnen wird bezweckt, dass der Dampf gleich bei Beginn des Hubes mit voller Stärke auf den Kolben drücke. Allerdings bedingt es den Nachtheil, dass während des Kolbenweges k der Dampf der Kolbenbewegung entgegenwirkt. Man nennt diese Periode Contredampfperiode; sie ist jedoch bei normalen Verhältnissen nur von sehr kurzer Dauer, und deshalb unschädlich.

Aus diesem Diagramm (Fig. 8) lässt sich ferner auch eine sehr wichtige Eigenthümlichkeit dieser Steuerungen ersehen. Es ist sofort aus der Figur klar, dass der Drehwinkel der Kurbel während der Expansionsperiode gleich ist dem Drehwinkel der Kurbel während der Compressionsperiode.

Wäre der Voreilwinkel $\delta = 0$ oder $90°$, so müsste auch der Kolbenweg der Expansion stets gleich sein dem Kolbenweg der Compression. Unter allen Umständen aber ist, wie aus dem Diagramm hervorgeht, bei den Steuerungen mit einem Schieber mit einer starken Expansion des Dampfes auch starke Compression desselben verbunden. Dies bedingt nun, wie bekannt, zwar keinen bedeutenden Mehraufwand an Brennmaterial, hat aber den Nachtheil, dass die Cylinderdimensionen grösser ausfallen bei gleicher Leistung. Bei Locomotiven ist aber dieser Umstand bedeutend weniger nachtheilig, als bei stabilen Maschinen, weil bei denselben der Kraftverbrauch ein sehr variabler ist, und bei der Maximalleistung auf Expansion doch verzichtet werden muss, um nicht zu bedeutende Cylinderdimensionen zu erhalten. Man hat dann bei normalem Kraftbedarf doch einen verhältnissmässig grossen Cylinder zu Gebot, so dass Raum vorhanden ist für ziemlich starke Expansion und verhältnissmässige Compression. Dies ist wohl auch der Hauptgrund, warum bis jetzt eigentliche Expansionssteuerungen (das sind solche mit zwei Schiebern, wo bei starker Expansion dann doch die Compression beliebig klein gehalten werden kann) bei Locomotiven sich nicht Geltung verschaffen konnten.

§ 3. Construction neuerer Steuerungen. — Nach dem Gesagten dürfte es wohl keine Schwierigkeit haben, schon vorliegende Steuerungen betreffs der durch sie erzielten Dampfvertheilung zu untersuchen; es erübrigt noch für die Construction neuer Steuerungen Anhaltspunkte zu bieten.

Zunächst bestimmt man aus der Kolbenfläche die Querschnitte der Eintritts- und Austrittscanäle, und zwar ist dabei auch noch auf die Kolbengeschwindigkeit Rücksicht zu nehmen; je rascher die Maschinen laufen, desto grösser müssen auch die Dampfcanäle sein. Für den Querschnitt des Dampfeintrittscanales wählt man bei Locomotiven $^1/_{12}$ bis $^1/_{15}$, für die Austrittscanäle $^1/_5$ bis $^1/_8$ des Cylinderquerschnittes. Die Länge des Canales (gemessen senkrecht auf die Bewegungsrichtung des Schiebers) wird so gross genommen, als es irgend angeht, und die Breite dann berechnet.

Dieselbe, also die Dimension des Canales in der Bewegungsrichtung des Schiebers variirt für den Eintritt zwischen 30 und 40^{mm}. Die Stegbreite (Eisenstärke) b wählt man aus constructiven Rücksichten zwischen 20 und 35^{mm}. Was die Breite des Austrittscanales anbelangt, so ergiebt sich dieselbe aus der Betrachtung, dass, wenn der Schieber ganz ausgelenkt ist (Fig. 9) die übrigbleibende Durchtrittsöffnung noch $^1/_5$ bis $^1/_8$ des Cylinderquerschnittes betragen soll. Bezeichnet o die dem entsprechende Breite, so folgt hier die ganze Breite des Austrittscanales a_0:

$$a_0 = i + r + o - b.$$

Fig. 9.

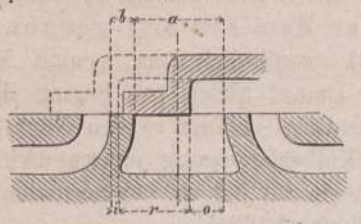
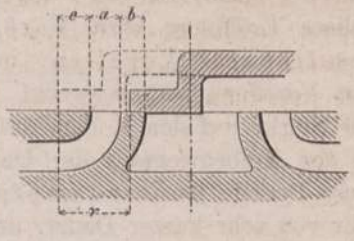


Fig. 10.



Noch zu beachten ist, dass der Schieber in dieser am weitesten ausgelenkten Stellung niemals den Dampfaustrittscanal mit dem Schieberkasten in Verbindung bringe; weil sonst Kesseldampf direct ins Freie überströmen würde. Es muss demnach sein, wie aus Fig. 10 erhellt:

$$e + a + b > r$$

also

$$b > r - (e + a).$$

Was die Excentricität anbelangt, so soll sie so gewählt werden, dass der Schieber den Canal wenigstens ganz öffne, sonst hätte die gedeckt bleibende Canalbreite keinen Werth. Gewöhnlich lässt man ihn noch ein Stückchen (5 bis 10^{mm}) über den Canal hinausgehn. Es ergiebt sich demnach die Excentricität:

$$r \text{ mindestens} = e + a.$$

Je grösser die Excentricität ist, desto rascher werden die Dampfcanäle geöffnet und geschlossen, was immer vortheilhaft ist; nur bedingen grosse Schieberwege auch wieder grosse Schieberreibungen, also nicht unbedeutende Arbeitsverluste.

§ 4. Canalschieber. — Ein anderes Mittel, bei kleinen Excentricitäten doch rasches Oeffnen und Schliessen zu erhalten, bietet der sogenannte Canalschieber (Fig. 11, p. 433). Derselbe rührt von Herrn Trick, Ingenieur der Kessler'schen Maschinenfabrik her, und unterscheidet sich von dem einfachen Schieber durch einen engen Canal k, welcher die äusseren Ueberlappungen auf beiden Seiten verbindet. Macht man die Entfernung der Kanten $m\ n$ gleich der äusseren Deckung $= e$, so folgt aus Fig. 12 (p. 433), dass bei der Oeffnung des Haupteintrittscanales durch den Schieber um die Grösse a, auch dieser Verbindungscanal um die gleiche Grösse a, sich öffnet; man erhält demnach den doppelten Eintrittsquerschnitt für den einströmenden Dampf. Bei hohen Expansionsgraden, wo, wie aus dem Späteren folgen wird, die Eintrittscanäle nur theilweise geöffnet werden, macht sich dieser Vortheil besonders geltend.

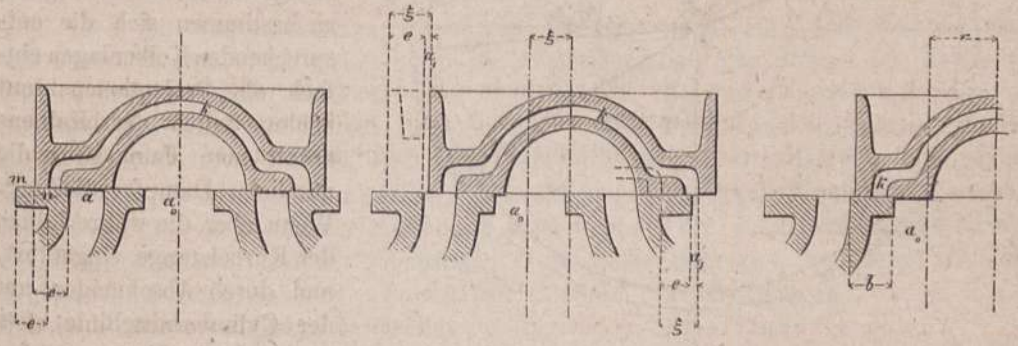
Bei der Construction dieser Schieber muss aber die Stegbreite b stets ziemlich gross genommen werden, damit in der äussersten Stellung (Fig. 13, p. 433) dieser Canal k noch gegen den Austritt a_0 gedeckt bleibt.

Die Anwendung dieser Canalschieber ist in der letzten Zeit ziemlich häufig geworden, und auf Grund der durch die fünfte Versammlung der Techniker deutscher Eisenbahn-Verwaltungen angeregten Erhebungen ergab sich folgendes Resumé[1]:

»Die Canalschieber haben sich bei einer grossen Zahl von Eil-, Personen- und Güterzug-Locomotiven sowohl in Bezug auf Dauer, als auch durch vortheilhaften Effect, namentlich bei Anwendung hoher Expansion gut bewährt. Ueber die Grösse des durch die Canalschieber erreichten Vortheiles gegen gewöhnliche Schieber liegen aber noch keine genauen Nachweisungen vor und es ist daher sehr zu empfehlen, dass dieses Verhältniss noch durch genau vergleichende Indicatorversuche ermittelt werde.«

Zu bemerken ist noch, dass bei Anwendung von Canalschiebern der Querschnitt der Dampfeintrittsöffnung auf $^1/_{20}$ des Cylinderdurchmessers reducirt werden kann.

Fig. 11. Fig. 12. Fig. 13.



Um Mittelwerthe anzugeben, welche sich bei den meisten Locomotiv-Steuerungen finden, sei erwähnt, dass

die Excentricität gewöhnlich zwischen 50 bis 80^{mm} beträgt,
die äussere Deckung 15 bis 30^{mm},
die innere Deckung 0 bis 10^{mm},
der Voreilwinkel 10 bis 35°.

Beispiel. Sei, um einen bestimmten Fall vor Augen zu haben,

der Einströmungscanal	$a = 35^{mm}$,
die Stegbreite	$b = 25^{mm}$,
die Breite des Austrittscanales bei grösster Verengung .	$o = 40^{mm}$,
die äussere Deckung	$e = 25^{mm}$,
die innere Deckung	$i = 5^{mm}$,
das Voröffnen	$v_1 = 5^{mm}$,

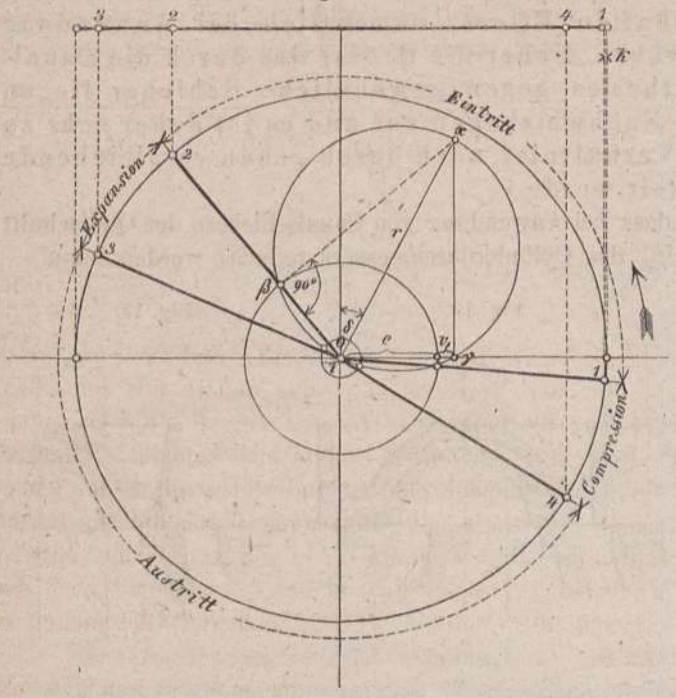
so ergiebt sich zunächst in Fig. 14, p. 434, (halbe natürliche Grösse) das Stück $o\gamma = e + v_1 = A = 30^{mm}$. Es muss demnach der Endpunkt des Schieberkreisdurchmessers auf einer im Punkte γ auf $o\gamma$ errichteten Senkrechten liegen.

Jetzt wählt man die Excentricität r, und zwar, wie schon bemerkt, 5—10^{mm} grösser, als $e + a$, es sei $r = 65^{mm}$. Diese Grösse ist zugleich der Durchmesser des Schieberkreises, daher erübrigt nur, damit von o aus auf der besprochenen Senkrechten γa einzuschneiden, um die Lage des Schieberradius zu erhalten.

[1]) Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens. Jahrg. 1871, p. 115.

Jetzt ist die Steuerung vollständig bestimmt. Der Voreilwinkel δ hat sich eben durch diese Construction ergeben. Auch die Dampfvertheilung ist jetzt bekannt; sollte nun die Expansion, oder Compression, oder sonst ein Resultat nicht passend erscheinen, so wird man leicht durch Modificationen der Annahmen die gewünschte Aenderung erzielen. Für die andere Seite des Kolbens sind die entsprechenden Kurbelpositionen einfach um 180° verschieden, daher brauchen die Diagrammlinien nur verlängert zu werden.

Fig. 14.



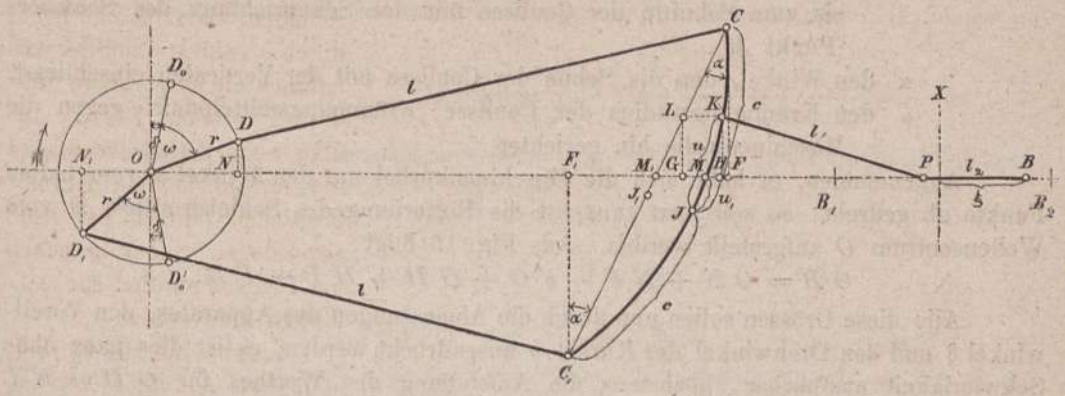
Nimmt man die Kurbelstange als unendlich lang an, so bestimmen sich die entsprechenden Kolbenlagen einfach als Projectionen; auf beiden Seiten des Kolbens erhält man dann ganz die nämliche Dampfvertheilung. Wenn aber die wahre Länge der Kurbelstange eingeführt, und durch Abschneiden auf der Cylindermittellinie stets die zugehörige Kolbenposition bestimmt wird, so kann auch der durch die Endlichkeit der Kolbenstange hervorgerufene und gar nicht unbeträchtliche Unterschied in der Dampfvertheilung vor und hinter dem Kolben studirt werden.

Der Einfluss der Endlichkeit der Excenterstange jedoch lässt sich mit Hülfe des Diagramms nicht leicht verfolgen. Derselbe ist auch sehr gering, und hat wohl in den ungünstigsten Verhältnissen nur Differenzen im Schieberweg von 2 bis 3^{mm} zu Folge. Die Dampfvertheilung wird dadurch, wenigstens bei grossen Füllungen, gar nicht merkbar beeinflusst, wenn, was übrigens stets der Fall ist, bei der Montage des Schiebers derselbe auf gleiches Voröffnen (gleiches Voreilen) gestellt wird. Dieses Verfahren besteht darin, dass man die Maschinen-Hauptachse so lange dreht, bis die Kurbel in einem todten Punkt, der Kolben am Ende steht, und das Voröffnen abmisst. Dann wird die Hauptachse weiter um 180° gedreht, so dass die Kurbel in dem andern todten Punkt, der Kolben am entgegengesetzten Ende sich befindet, und das Voröffnen wieder abgemessen. Sind beide nicht einander gleich, so verstellt man die Länge der Excenterstange so lange, bis sie gleich werden. Da nun die Oeffnungen der Dampfcanäle in sehr kleinen Abständen von diesen Positionen liegen, so kann in der Zwischenzeit der Einfluss der Endlichkeit der Schieberstange sich nicht geltend machen, und es erfolgt wenigstens die Eröffnung der Dampfcanäle vor und hinter dem Kolben gleichartig.

§ 5. Umsteuerungen mit variabler Füllung. — Die drei wichtigsten Umsteuerungen, als die von Stephenson, Gooch und Allan, sind so verwandt, dass

sich die Theorie derselben vereinigen lässt.[2]) Sie alle umfassend ist die in nachstehender Fig. 15 skizzirte Anordnung.

Fig. 15.



Auf der Maschinenachse O sind zwei Excenter aufgekeilt, und zwar so, dass das eine mit dem Voreilwinkel δ für den Vorwärtsgang, das andere mit demselben Voreilwinkel δ für den Rückwärtsgang bestimmt ist. D_0 und D'_0 sind die Excentermittelpunkte, wenn die Kurbel in dem einen todten Punkte sich befindet. Die Excentricitäten $O\,D_0$ und $O\,D'_0$ sind untereinander gleich, und sollen mit r bezeichnet werden. Jedes der beiden Excenter überträgt seine Bewegung durch die zugehörige Excenterstange l auf einen der Endpunkte einer Coulisse $C\,C_1$, von welcher aus mittelst eines Gleitbackens K und der Schubstange l_1 die Schieberstange l_2 und somit auch der Schieber B angetrieben wird. Sowohl die Coulisse $C\,C_1$ als auch der Gleitbacken K können gehoben und gesenkt werden.

Was die Excenterstangen l anbelangt, so unterscheidet man Steuerungen mit »offenen« oder mit »gekreuzten Stangen«. Wenn beide Excentricitäten nach der Coulisse hin geneigt sind, und dann die Excenterstangen sich nicht kreuzen (Fig. 16), so ist die Steuerung eine solche mit »offenen Stangen«, im entgegengesetzten Fall (Fig. 17) mit »gekreuzten Stangen«.

Fig. 16.

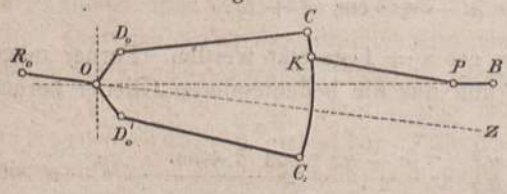
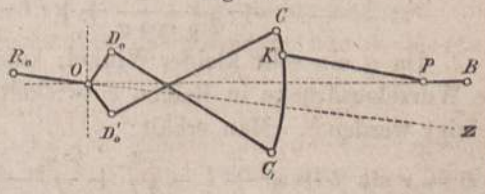


Fig. 17.



Diese beiden Fälle unterscheiden sich in der theoretischen Behandlung nur dadurch, dass man den Bogen von Mitte der Coulisse bis zum Angriffspunkt der Excenterstange, der mit c bezeichnet werden soll, negativ rechnen muss, $-c$ anstatt c zu setzen hat bei gekreuzten Stangen.

Es bezeichne ferner:

u die Länge des Bogens, oder auch, weil die Krümmung stets sehr gering

---

[2]) Diese Betrachtungsweise, obwohl selbstständig durchgeführt, macht keinen Anspruch auf Priorität, da Herr Prof. Zeuner sie schon früher in seinen Vorträgen gab, und auch, wiewohl später, Herr Prof. Schmidt in Prag eine ähnliche Arbeit veröffentlichte. Der Verf.

ist, die Länge der Sehne der Coulisse vom Mittelpunkt derselben bis zum Gleitbackenmittel.

u_1 die Länge des Bogens oder der Sehne der Coulisse vom Mittelpunkt bis zum Schnitte der Coulisse mit der Schubrichtung des Schiebers (Punkt M).

α den Winkel, den die Sehne der Coulisse mit der Verticalen einschliesst.

ρ den Krümmungsradius der Coulisse (Krümmungsmittelpunkt gegen die Maschinenwelle hin gerichtet).

Angenommen, es habe sich die Maschinenkurbel um den Winkel ω vom todten Punkte ab gedreht, so soll jetzt zunächst die Entfernung des Schiebermittels B vom Wellencentrum O aufgestellt werden. Aus Fig. 15 folgt:

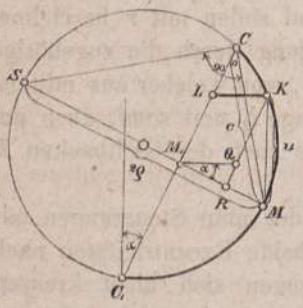
$$O\,B = O\,N + N\,F - F\,G + G\,H + H\,P + P\,B.$$

Alle diese Grössen sollen nun durch die Abmessungen des Apparates, den Voreilwinkel δ und den Drehwinkel der Kurbel ω ausgedrückt werden, es ist dies ganz ohne Schwierigkeit ausführbar, höchstens die Aufstellung des Werthes für $G\,H = K\,L$ bedarf der Erwähnung.

In nebenstehender Fig. 18 ist diese Grösse $K\,L$ auch $= M_1\,Q = \dfrac{M_1\,R}{\cos\alpha}$. Nun ist

$$M_1\,R = M_1\,M - R\,M.$$

Fig. 18.



Aus der Aehnlichkeit der Dreiecke $S\,C\,M$ und $M_1\,C\,M$ folgt:

$$M_1\,M = \frac{c^2}{2\,\rho}.$$

Analog ist auch:

$$R\,M = \frac{u^2}{2\,\rho}.$$

Demnach ist die gesuchte Grösse $G\,H$:

$$G\,H = \frac{c^2 - u^2}{2\,\rho\cos\alpha}.$$

Man erhält:

$$O\,B = r\sin(\delta+\omega) + \sqrt{l^2 - [(c-u_1)\cos\alpha - r\cos(\delta+\omega)]^2} - (c-u)\sin\alpha + \frac{c^2-u^2}{2\,\rho\cos\alpha} + \sqrt{l_1^2 - (u-u_1)^2\cos\alpha^2} + l_2.$$

Da α ein sehr kleiner Winkel, kann $\cos\alpha = 1$ gesetzt werden. Ferner mögen die Wurzelausdrücke in Reihen entwickelt und nur die bedeutenderen Glieder berücksichtigt werden.[3] Man erhält:

$$O\,B = r\sin(\delta+\omega) + l - \frac{c^2}{2\,l} + \frac{c\,u_1}{l} - \frac{u_1^2}{2\,l} + \frac{(c-u_1)\,r\cos(\delta+\omega)}{l} - (c-u)\sin\alpha + \frac{c^2-u^2}{2\,\rho} + l_1 - \frac{(u-u_1)^2}{2\,l_1} + l_2.$$

Es ist noch $\sin\alpha$ auszudrücken; aus Fig. 15 folgt:

$$\sin\alpha = \frac{F\,F_1}{2\,c}.$$

$$F\,F_1 = O\,F - O\,F_1 = O\,N + N\,F + O\,N_1 - N_1\,F_1.$$

Diese Grössen ebenfalls durch die Abmessungen des Apparates, den Voreilwinkel δ und den Drehwinkel der Kurbel ω bestimmt, giebt

[3] Auch die Ausdrücke mit dem Faktor $\frac{r^2}{2\,l}$ sind als klein hier weggelassen.

$$\sin\alpha = \frac{r\sin(\delta+\omega)+\sqrt{l^2-\left[(c-u_1)-r\cos(\delta+\omega)\right]^2}+r\sin(\omega-\delta)-\sqrt{l^2-\left[(c+u_1)-r\cos(\delta-\omega)\right]^2}}{2c}.$$

Die Wurzelausdrücke, in Reihen entwickelt, nur die bedeutenden Glieder berücksichtigt und reducirt:

$$\sin\alpha = \frac{r}{c}\cos\delta\sin\omega - \frac{r}{l}\sin\delta\sin\omega - \frac{u_1 r}{c\,l}\cos\delta\cos\omega + \frac{u_1}{l} \quad \ldots\ 3).$$

Diesen Werth für $\sin\alpha$ in obenstehende Gleichung (2) gesetzt und reducirt erhält man:

$$OB = r\left[\sin\delta + \frac{c^2 - u\,u_1}{c\,l}\cos\delta\right]\cos\omega + r\left[\frac{u}{c}\cos\delta - \frac{u-u_1}{l}\sin\delta\right]\sin\omega$$
$$+ l + l_1 + l_2 + (c^2 - 2\,u\,u_1 + u_1^2)\frac{l-\rho}{2\,\rho\,l} - (u-u_1)^2\frac{l_1+\rho}{2\,\rho\,l_1} \quad \ldots\ 4).$$

Soll nun, wie stets gewünscht wird, das Voröffnen auf beiden Seiten des Kolbens gleich sein, so müssen die zwei Stellungen des Schiebermittels in den beiden todten Punkten der Kurbel gleichweit vom Schieberspiegelmittel abstehen.

In dem einen todten Punkt bei $\omega = o$ ist die Entfernung des Schiebermittels vom Wellencentrum aus Gleichung 4:

$$OB_1 = r\left[\sin\delta + \frac{c^2-uu_1}{cl}\cos\delta\right] + l + l_1 + l_2 + (c^2 - 2uu_1 + u_1^2)\frac{l-\rho}{2\rho l} - (u-u_1)^2\frac{l_1+\rho}{2\rho l_1}.$$

In dem anderen todten Punkt bei $\omega = 180^\circ$ ist diese Entfernung:

$$OB_2 = -r\left[\sin\delta + \frac{c^2-uu_1}{cl}\cos\delta\right] + l + l_1 + l_2 + (c^2 - 2uu_1 + u_1^2)\frac{l-\rho}{2\rho l} - (u-u_1)^2\frac{l_1+\rho}{2\rho l_1}.$$

Deshalb ergiebt sich die Distanz vom Schieberspiegelmittel bis zum Wellencentrum:

$$OX = \frac{OB_1 + OB_2}{2}.$$

und die Werthe für OB_1 und OB_2 eingesetzt:

$$OX = l + l_1 + l_2 + (c^2 - 2\,u\,u_1 + u_1^2)\frac{l-\rho}{2\,\rho\,l} - (u-u_1)^2\frac{l_1+\rho}{2\,\rho\,l_1} \quad \ldots\ 5)$$

als Bedingungsgleichung für gleiches Voröffnen auf beiden Seiten des Kolbens.

Und der Schieberweg ξ, d. i. die Auslenkung des Schiebermittels vom Schieberspiegelmittel, ist einfach:

$$\xi = OB - OX.$$

$$\xi = r\left[\sin\delta + \frac{c^2-u\,u_1}{c\,l}\cos\delta\right]\cos\omega + r\left[\frac{u}{c}\cos\delta - \frac{u-u_1}{l}\sin\delta\right]\sin\omega \quad \ldots\ 6).$$

Setzt man

$$r\left[\sin\delta + \frac{c^2-u\,u_1}{c\,l}\cos\delta\right] = A,$$

ferner

$$r\left[\frac{u}{c}\cos\delta - \frac{u-u_1}{l}\sin\delta\right] = B,$$

so folgt

$$\xi = A\cos\omega + B\sin\omega \quad \ldots\ 7).$$

Der Schieberweg befolgt dem zu Folge ganz dasselbe Gesetz, wie bei der Bewegung durch ein einziges Excenter, und lässt sich demnach auch wieder durch das nämliche Polardiagramm darstellen.

Es ist demnach durch eine Coulissensteuerung durchaus keine andere Dampfvertheilung zu erreichen, als durch ein gewöhnliches Excenter. Man erhält ganz die nämlichen Uebelstände, nur hat man es hier in der Hand, gleichsam eine ganze Reihe von einfachen Excentern mit einander abwechseln zu lassen, da die Klammerausdrücke u und u_1 enthalten, und es durch Heben und Senken von Coulisse und Gleitbacken möglich ist, diese Werthe u und u_1 beliebig zu ändern, daher auch mit der Dampfvertheilung zu variiren.

Unterschied zwischen den Coulissensteuerungen von Stephenson, Gooch und Allan.

Der ganze Unterschied zwischen diesen drei Umsteuerungen liegt nur in der Art und Weise, wie die Bedingung für gleiches Voreilen auf beiden Seiten des Kolbens, Gleichung 5, erfüllt wird. Dieselbe lautete:

$$O X = l + l_1 + l_2 + (c^2 - 2 u u_1 + u_1^2) \frac{l - \rho}{2 \rho l} - (u - u_1)^2 \frac{l_1 + \rho}{2 \rho l_1} \quad \ldots . \quad 5).$$

Die Grösse $O X$ (Entfernung des Schieberspiegelmittels vom Wellencentrum) ist der Natur der Sache nach eine Constante, deshalb muss, wenn der Schieber bei den einzelnen Expansionsgraden immer auf beiden Seiten gleichviel voröffnen soll, auch die rechte Seite vorstehender Gleichung constant, demnach von den Stellungen der Coulisse und des Gleitbackens unabhängig sein, also unabhängig von u und u_1. Dieser Bedingung lässt sich nun auf folgende verschiedene Arten Genüge thun.

a) Umsteuerung von Stephenson. Der Gleitbacken wird nicht gehoben, bleibt stets in der Schubrichtung, sondern nur die Coulisse wird gehoben, es ist demnach

$$u = u_1 \quad \ldots . \quad 8^a).$$

Eine eigene Schieberschubstange fällt dann als unnöthig weg, es folgt:

$$l_1 = o.$$

Die Bedingungsgleichung (5) für gleiches Voröffnen geht dann über in:

$$O X = l + l_2 + (c^2 + u^2) \frac{l - \rho}{2 \rho l}.$$

Dieser Ausdruck soll constant sein, unabhängig von u, es folgt also:

$$\rho = l \quad \ldots . \quad 8^b),$$

d. h.: Es muss bei der Steuerung von Stephenson der Krümmungsradius der Coulisse gleich sein der Länge der Excenterstange, und zwar, da ρ positiv ist, so liegt der Krümmungsmittelpunkt nach dem Wellencentrum hin.

b) Umsteuerung von Gooch. Die Coulisse ist fest aufgehangen, so dass ihre Mitte stets in der Schubrichtung bleibt, nur der Gleitbacken wird gehoben und gesenkt; es ist demnach:

$$u_1 = o \quad \ldots . \quad 9^a).$$

Die Bedingungsgleichung (5) für gleiches Voröffnen geht über in:

$$O X = l + l_1 + l_2 + c^2 \frac{l - \rho}{2 \rho l} - u^2 \frac{l_1 + \rho}{2 \rho l_1}.$$

Dieser Ausdruck soll constant sein, unabhängig von u, es folgt also:

$$\rho = - l_1 \quad \ldots . \quad 9^b),$$

d. h.: Es muss bei der Steuerung von Gooch der Krümmungsradius der Coulisse gleich sein der Länge der Schieberschubstange, und zwar, da ρ negativ ist, so liegt der Krümmungsmittelpunkt gegen den Schieber hin.

c) Umsteuerung von Allan. Die Coulisse ist gerade, Coulisse und Gleitbacken werden gleichzeitig bewegt; es ist demnach:

$$\rho = \infty .$$

Die Bedingungsgleichung (5) für gleiches Voröffnen geht über in:

$$O X = l + l_1 + l_2 - \frac{c^2 - 2 u u_1 + u_1^2}{2 l} - \frac{(u - u_1)^2}{2 l_1} .$$

Dieser Ausdruck soll constant sein, unabhängig von u und u_1, es folgt also:

$$\frac{u_1^2}{2 l} - \frac{u u_1}{l} + \frac{(u - u_1)^2}{2 l_1} = o .$$

Setzt man

$$u = n u_1 ,$$

so ergiebt sich:

$$\frac{1}{2 l} - \frac{n}{l} + \frac{(n-1)^2}{2 l_1} = o$$

und daraus:

$$n = \frac{u}{u_1} = 1 + \frac{l_1}{l}\left[1 \pm \sqrt{1 + \frac{l}{l_1}}\right] \ldots . \quad 10),$$

d. h.: Es muss bei der Steuerung von Allan die Coulisse und der Gleitbacken so bewegt werden, dass zwischen den Grössen u und u_1 dieses, durch oben stehende Gleichung ausgedrückte constante Verhältniss stets aufrechterhalten bleibt.

Jetzt soll der Reihe nach die Construction und Wirkungsweise dieser drei Umsteuerungen näher untersucht werden.

§ 6. Steuerung von Stephenson. — Construction. Tafel XX, Fig. 1 und 2 geben Aufriss und Grundriss einer Stephenson'schen Steuerung und zwar hier speciell mit gekreuzten Stangen und innerhalb der Rahmen liegenden Schieberkästen. Die Excenterstangen sind schräg gestellt, um die Gabelung bei beiden congruent zu erhalten. Die Coulisse wird mittelst des Stückes s gefasst und zu beiden Seiten durch die Hängestangen h genau in der Mitte aufgehangen. Der Winkelhebel, mittelst welchem die Coulisse gehoben und gesenkt werden kann, findet seine Lagerung in an den Rahmen befestigten Supports und trägt, um eine leichtere Bewegung des Steuerungsmechanismus zu erzielen, ein cylindrisches Balancegewicht von Gusseisen. Dasselbe nimmt den frei bleibenden Raum der ganzen Breite nach ein, so dass der Durchmesser möglichst klein wird, um der Radachse auszuweichen.

Im Punkt a des Winkelhebels greift die Zugstange des Steuerhebels an. Die Schieberstange ist durch das Lager l geführt, ihre Lage demnach unveränderlich. Um der Radachse auszuweichen, geht sie daselbst in einen Rahmen über, welcher seitlich so viel Spiel zulässt, dass die Bewegung des Schiebers ungehindert bleibt.

Schieberweg. — Da der Gleitbacken nicht gehoben wird, sondern stets in der Schubrichtung verbleibt, so folgt:

$$u_1 = u .$$

Als Bedingung für gleiches Voröffnen auf beiden Seiten des Kolbens hat sich ergeben, dass der Krümmungsradius der Coulisse gleich der Länge der Excenterstange und nach dem Wellencentrum hin gerichtet sein muss. Es ist

$$\rho = l.$$

Nach Gleichung (6) folgt für den Schieberweg dieser Steuerung bei offenen Stangen:

$$\xi = r\left[\sin\delta + \frac{c^2 - u^2}{c\,l}\cos\delta\right]\cos\omega + r\,\frac{u}{c}\cos\delta\sin\omega.$$

Bei gekreuzten Stangen ist, wie schon bemerkt, blos das Vorzeichen von c negativ zu nehmen. Deshalb schliesst die folgende Gleichung beide Fälle in sich, die oberen Vorzeichen gelten für offene, die unteren für gekreuzte Stangen:

$$\xi = r\left[\sin\delta \pm \frac{c^2 - u^2}{c\,l}\cos\delta\right]\cos\omega \pm r\,\frac{u}{c}\cos\delta\sin\omega \quad \ldots \quad 11).$$

Betrachtet man zunächst die Wirkung der Steuerung in den Hauptpositionen, bei ganz gesenkter, ganz gehobener Coulisse und in der Mittellage.

a) Bei ganz gesenkter Coulisse ist:

$$u = c,$$

dann folgt:

$$\xi = r\sin\delta\cos\omega \pm r\cos\delta\sin\omega.$$

Das ist genau dieselbe Bewegung, als wenn auf den Schieber nur das eine Excenter, welches seinen Mittelpunkt in D hat (Fig. 15) und um den Winkel δ voreilt, einwirken würde.

b) Bei ganz gehobener Coulisse ist:

$$u = -c,$$

dann folgt:

$$\xi = r\sin\delta\cos\omega \mp r\cos\delta\sin\omega.$$

Das ist genau dieselbe Bewegung, als wenn auf den Schieber nur das andere Excenter, welches seinen Mittelpunkt in D_1 hat (Fig. 15) und um $180 - \delta$ voreilt, einwirken würde; die Kurbel im positiven Sinne, d. h. wie der Zeiger einer Uhr sich drehend gedacht.

Denkt man sich die Kurbel im entgegengesetzten Sinne gedreht, so ändert ω sein Zeichen, und diese Gleichung für die Schieberbewegung geht über in die vorige. Demnach wird bei ganz gehobener Coulisse die Bewegungsrichtung der Maschine einfach umgekehrt, »umgesteuert«, wie man sich auszudrücken pflegt; sonst aber ist die Schieberbewegung, somit auch die Dampfvertheilung, ganz dieselbe.

Für positive Drehung der Kurbel (im Sinne des Zeigers einer Uhr), also für den Vorwärtsgang der Maschine, ist bekanntlich das Gesetz der Bewegung des Schiebers durch ein einfaches Excenter:

$$\xi = r\sin\delta\cos\omega + r\cos\delta\sin\omega.$$

Diese Bewegung erhält man, wenn dasjenige Excenter die Coulisse führt, welches seinen Mittelpunkt in D hat, und um den Winkel δ voreilt, Fig. 15 (Vorwärtsexcenter). Deshalb erhält man Vorwärtsgang bei offenen Stangen mit gesenkter Coulisse, und bei gekreuzten Stangen mit gehobener Coulisse, wie aus Fig. 19 und 20 (p. 441) sofort klar wird.

Eine negative Drehung der Kurbel (entgegengesetzt dem Zeiger einer Uhr) also dem Rückwärtsgang der Maschine ist bekanntlich das Gesetz der Bewegung des Schiebers durch ein einfaches Excenter

$$\xi = r\sin\delta\cos\omega - r\cos\delta\sin\omega.$$

Diese Bewegung erhält man, wenn dasjenige Excenter die Coulisse führt, welches seinen Mittelpunkt in D_1 hat und ebenfalls um den Winkel δ voreilt, wenn eben die Drehrichtung der Kurbel entgegengesetzt angenommen wird (Rückwärts-

Fig. 19.

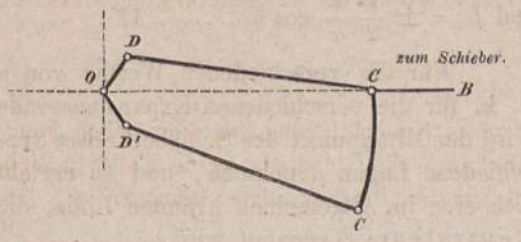
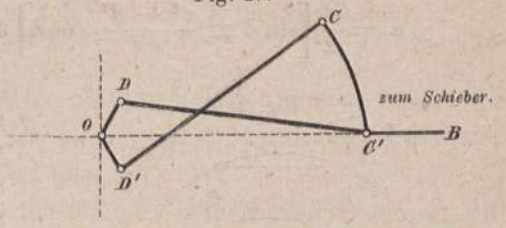


Fig. 20.



excenter). Deshalb erhält man Rückwärtsgang bei offenen Stangen mit gehobener Coulisse und bei gekreuzten Stangen mit gesenkter Coulisse, wie aus Fig. 20 und 21 ersichtlich ist.

Fig. 21.

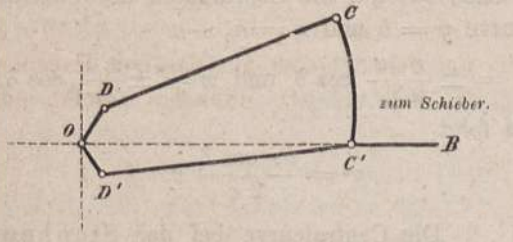
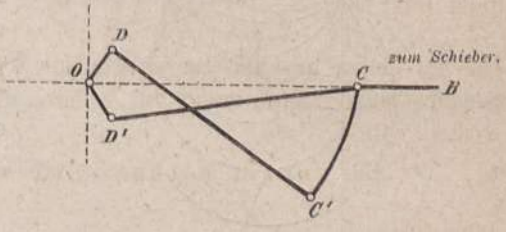


Fig. 22.



c) Die Coulisse befinde sich in der Mittellage, so ist

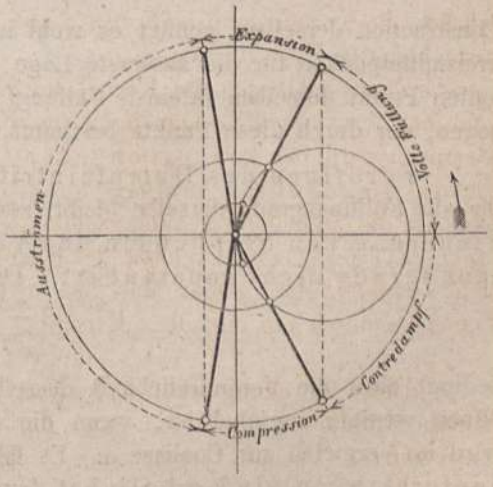
$$u = o$$

dann folgt

$$\xi = r\left[\sin\delta + \frac{c}{l}\cos\delta\right]\cos\omega,$$

das zweite Glied fällt weg. Der Mittelpunkt des Schieberkreises liegt in der Abscissenachse. Die Dampfvertheilung ist eine ganz eigenthümliche. Wie aus nebenstehender Fig. 23 ersichtlich ist, kommt die Contredampfperiode auf einem vollständig ebenso grossen Kolbenwege zur Wirkung, wie die volle Füllung. Auch Expansion und Compression ist symmetrisch, sowie das Ausströmen. Es kann daher bei dieser Stellung der Coulisse gar keine Nutzarbeit im Dampfcylinder verrichtet werden, deshalb heisst auch die Mitte derselben der todte Punkt.

Fig. 23.



Centralcurve. — Um bei den übrigen Stellungen der Coulisse die Schieberbewegung leicht zu übersehen, soll für dieselben stets der Schieberkreis gezeichnet werden. Derselbe ist bekannt, sobald die Abschnitte A und B jedesmal bestimmt werden, oder wenn die Coordinaten seines Mittelpunktes a und b angegeben sind.

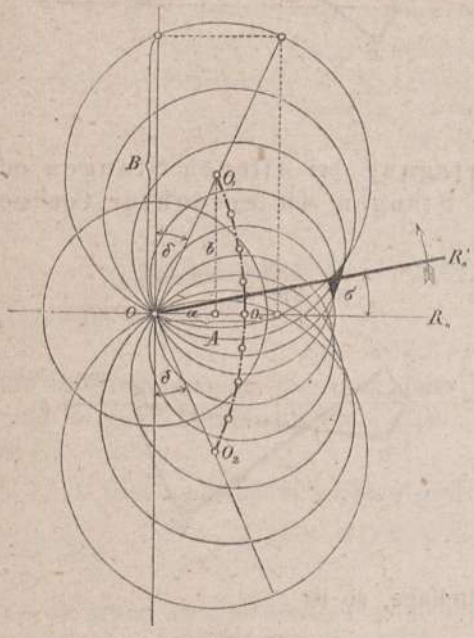
Wie aus Fig. 24 hervorgeht, ist

$$a = \frac{A}{2} \text{ und } b = \frac{B}{2}.$$

Aus Gleichung (11) folgt:

$$a = \frac{r}{2}\left[\sin\delta \pm \frac{c^2 - u^2}{c\,l}\cos\delta\right] \text{ und } b = \pm\frac{r}{2}\frac{u}{c}\cos\delta \quad \ldots \quad 12).$$

Fig. 24.



Für die verschiedenen Werthe von u d. h. für die verschiedenen Expansionsgrade wird der Mittelpunkt des Schieberkreises verschiedene Lagen annehmen, und so ergiebt sich eine im Allgemeinen krumme Linie, die Centralcurve genannt wird.

Für $u = o$ ist $a = a_o = \frac{r}{2}\left[\sin\delta \pm \frac{c^2}{c\,l}\cos\delta\right]$

und $b = b_o = o$.

Rückt man die Ordinatenachse in diesen Punkt, so sind die Coordinaten der Centralcurve $y = b$ und $x = a_o - a$

$$y = \pm\frac{r}{2}\frac{u}{c}\cos\delta \text{ und } x = \pm\frac{r\,u^2}{2\,c\,l}\cos\delta,$$

es folgt

$$y^2 = \frac{l\,r\cos\delta}{2\,c}\,x.$$

Die Centralcurve bei der Stephenson'schen Steuerung ist demnach eine Parabel, deren Achse mit der Richtung des Schieberspiegels zusammenfällt. Für die Construction derselben genügt es wohl in allen Fällen, nur die Lage der Schieberkreismittelpunkte für die äusserste Lage der Coulisse (grösste Füllung) und für den todten Punkt derselben (kleinste Füllung) zu bestimmen; dann der Parabel den Kreisbogen, der durch diese Punkte bestimmt ist, zu substituiren.

Voröffnen des Dampfeintrittscanales. — Da der Werth von A nicht für alle Füllungsgrade derselbe bleibt, sondern von u abhängt, so folgt, dass bei der Steuerung von Stephenson das Voröffnen für die verschiedenen Füllungsgrade nicht constant ist. Das Glied in Gleichung (12)

$$\frac{c^2 - u^2}{c\,l}\cos\delta$$

bedingt eben die Veränderlichkeit desselben. Daraus ist ersichtlich, dass das Voröffnen weniger variabel ist, wenn die Länge der Excenterstange l gross gemacht wird im Vergleich zur Coulisse c. Es folgt deshalb als Constructionsregel: Die Excenterstangen sind möglichst lang, die Coulisse möglichst kurz zu halten.

Von manchen Constructeuren wird auf ein constantes Voröffnen grosses Gewicht gelegt, jedenfalls erscheint es wünschenswerth, die bedeutenden Variationen desselben, die sich manchmal ergeben, wenigstens zu beschränken. Dazu giebt es nun ein sehr einfaches Mittel, welches darin besteht, dass man die beiden Excenter

nicht mit gleichen Voreilwinkeln aufkeilt; oder, was dasselbe bedeutet, dass man die Kurbel um einen gewissen Winkel σ aus der zu beiden Excentricitäten symmetrischen Lage verstellt.

In der theoretischen Untersuchung wurde die Lage der Excentricitäten zur Kurbel nirgend erwähnt, deshalb ändert ein Verstellen Letzterer nichts an den erhaltenen Resultaten; es erübrigt nur, die Kurbelpositionen dann auf diese neue Lage zu proiciren, um die Kurbellagen zu erhalten. Aus Fig. 24 ist ersichtlich, dass es eine Stelle giebt, wo alle Excenterkreise ziemlich nahe aneinander treten. Wählt man diese Stelle als Lage der Kurbel im todten Punkt R_0', so hat man die Variationen das Voröffnen für den Vorwärtsgang auf ein Minimum reducirt. Es ergiebt sich dann als Voreilwinkel des Vorwärtsexcenters $\delta + \sigma$ und als Voreilwinkel des Rückwärtsexcenters $\delta + \sigma$.

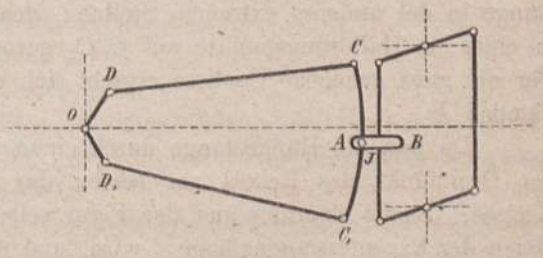
Aus eben derselben Figur ist aber auch ersichtlich, dass dann das Voröffnen für den Rückgang nur um so mehr variabel wird.

Es kann demnach durch Verstellen der Kurbel, d. h. durch ungleiche Voreilwinkel beider Excenter das Voröffnen für den Vorwärtsgang ziemlich constant gemacht werden, für den Rückwärtsgang aber erhält man es noch mehr variabel, als bei gleichen Voreilwinkeln.

Aufhängung der Coulisse. — Es sind zwei Aufhängungsarten der Coulisse üblich; entweder befestigt man die Hängestange im todten Punkt, oder an einem Ende derselben.

a) Aufhängung der Coulisse in ihrem todten Punkt. (Fig. 25.) Die Aufgabe ist, die Coulisse so zu fassen, dass der Aufhängepunkt stets in gleicher Höhe bleibt, wenn die Füllung nicht geändert wird. Um diese Bedingung genau zu erfüllen, müsste die Construction befolgt werden, wie sie v. Landsee zuerst vorgeschlagen hat.[4])

Fig. 25.



Sei J der Aufhängezapfen, so gleitet dieser in einer kleinen Coulisse $A\,B$, die durch ein Parallelogramm geführt wird.

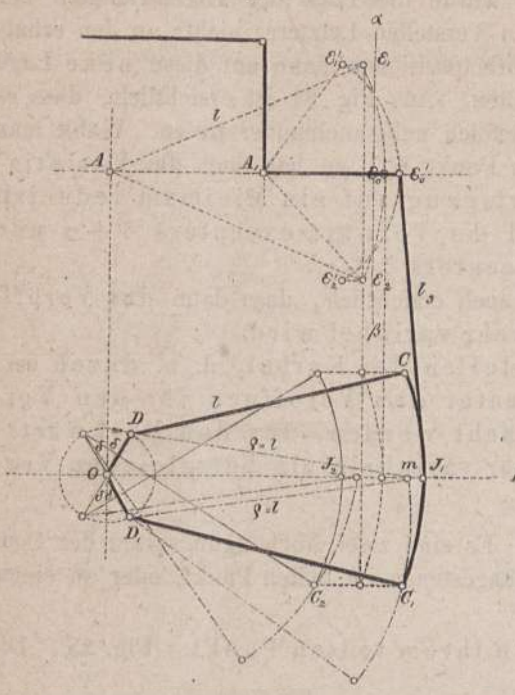
Diese Construction ist aber etwas complicirt, und deshalb findet man wohl fast ausschliesslich Aufhängungen an einfachen Stangen. Natürlich wird dadurch eine kleine Verticalbewegung auf die Coulisse übertragen, dieselbe wird aber sehr gering, und deshalb ohne Nachtheil sein, wenn eben diese Hängestange l_3 (Fig. 26, p. 444) genügend lang gemacht wird.

Um die vortheilhafteste Lage des Winkelhebels zu bestimmen, welcher zum Heben und Senken dient, verfährt man am einfachsten, indem zunächst für die Mittellage der Coulisse die beiden extremen Stellungen derselben gezeichnet werden, nämlich bei $\omega = o$ und $\omega = 180°$. Der Angriffspunkt der Hängestange soll demnach, damit die Coulisse durch den Hebeapparat keine Beeinflussung erfährt, in der Bahn J, J_2 schwingen. (Fig. 26.) Am nächsten wird man dieser Bedingung bleiben,

[4]) Zeuner's »Locomotiv-Steuerungen«. 3. Aufl., p. 76.

wenn eben diese Aufhängung der Stange l_3 in die im Halbirungspunkt auf J, J_2 errichtete Senkrechte fällt. Die Länge der Hängestange nimmt man so gross als möglich, und erhält so die vortheilhafteste Lage ihres Endpunktes E_0 für die Mittelstellung der Coulisse (Minimalfüllung).

Fig. 26.



Nun geht man in Bezug auf ganz gesenkte Coulisse (Maximalfüllung) analog vor. Um wieder die beiden äussersten Lagen zu erhalten, wird zunächst mit dem Krümmungsradius, der bekanntlich gleich der Länge der Excenterstange ist von D aus auf der Schubrichtung $O\,B$ der Punkt m eingeschnitten, und dadurch der oberste Punkt der Coulisse C in seiner neuen Lage markirt. Da sich dadurch die Entfernung D, m auch gleich der Länge der Excenterstange ergiebt, und der Krümmungsmittelpunkt der Coulisse auf der Mittellinie $C, D,$ liegen muss, welche Strecke auch gleich der Excenterstangenlänge ist, so folgt daraus, dass $D,$ selbst das Krümmungscentrum, und $C,$ der Angriffspunkt der Hängestange in dieser neuen Lage ist. Ebenso erhält man C_2 als Angriffspunkt der Hängestange in der anderen extremen Stellung, deshalb die günstige Lage der Aufhängung in einer im Halbirungspunkte auf C, C_2 gezogenen Senkrechten; es ergiebt sich E_2. Für die ganz gehobene Coulisse ergiebt sich ein zu E_2 symmetrisch gelegener Punkt, nämlich $E,$.

Da nun die Hängestange durch einen Winkelhebel bewegt werden soll, so ist der Drehpunkt des Hebels am besten das Centrum des durch $E, E_0 E_2$ gelegten Kreises. Es ist überdies aus der Figur selbst klar, dass dann der Radius desselben gleich der Excenterstangenlänge l wird, und sein Mittelpunkt über dem Wellencentrum liegt. Demnach sollte dies auch die Länge des betreffenden Armes des Winkelhebels sein, in der Regel aber kann diese Forderung nicht eingehalten werden, weil so lange Hebel nicht Raum finden, man ist genöthigt, sie bedeutend kürzer zu machen, und wird dann am besten thun, die Mittellinie des Bogens $E, E_0 E_2$ nämlich $\alpha\,\beta$ auch als Mittellinie des neuen Bogens $E_0'\,E,'\,E_2'$ beizubehalten.

b) Aufhängung der Coulisse in einem Endpunkte. Die extremen Lagen des Aufhängepunktes der Coulisse ergeben sich in den Stellungen D' und D'' der Excentricität. (Fig. 27, p. 445.) Auch hier ist die günstigste Länge desjenigen Armes des Winkelhebels, welcher die Hängestange fasst, gleich der Excenterstange und sein Drehpunkt liegt über dem Wellencentrum. Da man aber wohl immer wieder genöthigt sein wird, diesen Hebelarm kürzer zu machen, so wird nur dafür zu sorgen sein, dass die Abweichungen des wirklichen Hebelbogens $E,'\,E_0'\,E_2'$ vom günstigsten $E, E_0 E_2$ nach beiden Seiten hin gleich grosse sind.

Beispiel. Um die durch eine Stephenson'sche Steuerung erreichte

Dampfvertheilung untersuchen zu können, müssen folgende Grössen derselben bekannt sein:

die Excentricität, diese sei $r = 55^{mm}$,
der Voreilwinkel der Excenter . . . . . $\delta = 28°$,
die Länge des halben Coulissenbogens . . . . $c = 150^{mm}$,
die Excenterstangenlänge . $l = 1185^{mm}$,
die äussere Deckung . . $e = 15^{mm}$,
die innere Deckung . . $i = 5^{mm}$,

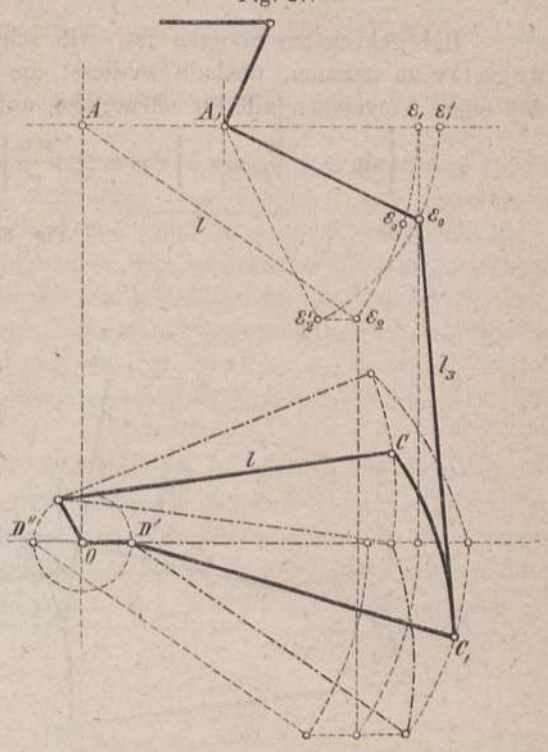
dann sind die Coordinaten des Schieberkreismittelpunktes a und b zu berechnen. Es ist nach Gleichung (12)

$$a = \frac{r}{2}\left[\sin\delta \pm \frac{c^2 - u^2}{c\,l}\cos\delta\right]$$

$$\text{und } b = \pm\frac{r\,u}{2\,c}\cos\delta.$$

Das positive Zeichen gilt für offene, das negatve für gekreuzte Stangen. In diesem Beispiel seien gekreuzte Stangen gewählt.

Fig. 27.



Für die Maximallfüllung, ganz gehobene oder gesenkte Coulisse ist $u = \overset{+}{-} o$

und $a = a_, = 10{,}5^{mm}$,
$b = b_, = \pm 19{,}9^{mm}$,

für die Minimalfüllung, den todten Punkt der Coulisse ist $u = o$ und

$$a = a_0 = 8{,}0^{mm},$$
$$b = b_0 = 0{,}0^{mm}.$$

Diese beiden Punkte $o_,$ und o_0 (Fig. 3, Tafel XX) sind die Schieberkreismittel für die grösste und kleinste Füllung; dadurch sind hierfür die Schieberkreise selbst und somit die Dampfvertheilung gegeben.

Nun erübrigt noch diese auch für Zwischenlagen zu bestimmen, die unter einander gleichen Hebungen der Coulisse entsprechen. Die Mittelpunkte der betreffenden Schieberkreise finden sich genau genug auf einem Kreise, welcher durch die schon bestimmten Schieberkreismittel der grössten und kleinsten Füllung $o_,$ o_0 und o_2 geht, und zwar in untereinander gleichen Verticalabständen, wie aus Gleichung (12) folgt.

§ 7. Steuerung von Gooch. — Die Coulisse ist um ihren Mittelpunkt drehbar, und derselbe fix aufgehangen, so dass seine Höhenlage unveränderlich ist. Dies wird durch die Gleichung ausgedrückt:

$$u_, = o.$$

Die Schieberschubstange wird gehoben und gesenkt, und dadurch der Gleitbacken K in der Coulisse verschoben, um die Veränderungen der Füllung zu erreichen. (Siehe Fig. 28, p. 446.)

Als Bedingung für gleiches Voröffnen auf beiden Seiten des Kolbens hat sich ergeben, dass der Krümmungsradius der Coulisse gleich der Länge der Schieberschubstange, und nach dem Schieber hin geöffnet sein muss. Es ist demnach:

$$\rho = -\,l_,.$$

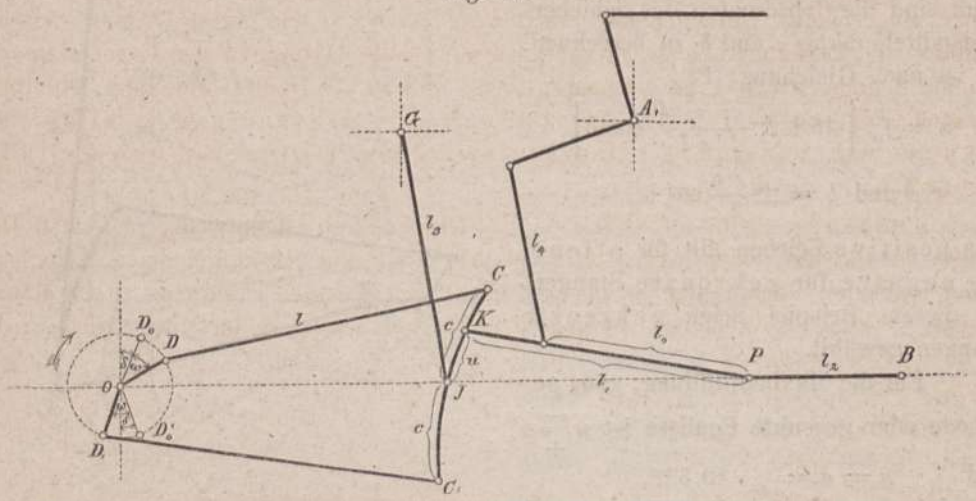
Nach Gleichung (6) folgt der Schieberweg dieser Steuerung bei offenen Stangen:

$$\xi = r\left[\sin\delta + \frac{c}{l}\cos\delta\right]\cos\omega + \frac{r\,u}{c}\left[\cos\delta - \frac{c}{l}\sin\delta\right]\sin\omega.$$

Bei gekreuzten Stangen ist, wie schon bemerkt, blos das Vorzeichen von c negativ zu nehmen, deshalb schliesst die folgende Gleichung beide Fälle in sich; das obere Vorzeichen gilt für offene, das untere für gekreuzte Stangen:

$$\xi = r\left[\sin\delta \pm \frac{c}{l}\cos\delta\right]\cos\omega \pm \frac{r\,u}{c}\left[\cos\delta \mp \frac{c}{l}\sin\delta\right]\sin\omega \quad \ldots \quad 13).$$

Fig. 28.



Wie bei der Steuerung von Stephenson erhält man auch hier Vorwärtsgang, wenn der Gleitbacken in derjenigen Hälfte der Coulisse sich befindet, wo das Vorwärtsexcenter, dessen Mittelpunkt in D ist (Fig. 28), mittelst seiner Stange angreift; und Rückwärtsgang, wenn der Gleitbacken in derjenigen Hälfte der Coulisse sich befindet, wo das Rückwärtsexcenter, dessen Mittelpunkt D_1 ist, mittelst seiner Stange angreift.

Für die Mittellage des Gleitbackens, da dann $u = o$ ist, fällt wieder das zweite Glied des Ausdruckes für den Schieberweg (Gleichung 13) weg, und es ergiebt sich ein Schieberkreis mit dem Mittelpunkte in der Schubrichtung, demnach eine Dampfvertheilung, wie sie schon bei der Stephenson'schen Steuerung für die Mittellage erfolgte und dort besprochen wurde. Es wird in dieser Stellung die stärkste Expansion stattfinden, aber gar keine Nutzarbeit verrichtet werden; und deshalb heisst auch hier die Mittellage der todte Punkt der Coulisse.

Centralcurve. — Um für die verschiedenen Stellungen des Gleitbackens die Schieberwege leicht zu übersehen, soll für dieselben stets der Schieberkreis gezeichnet werden. Die Coordinaten der verschiedenen Lagen seines Mittelpunktes, der Centralcurve, sind bekanntlich:

$$a = \frac{A}{2} \text{ und } b = \frac{B}{2}$$

und aus Gleichung 13) folgt:

$$a = \frac{r}{2}\left[\sin\delta \pm \frac{c}{l}\cos\delta\right] \quad b = \pm\frac{r\,u}{2\,c}\left[\cos\delta \mp \frac{c}{l}\sin\delta\right] \quad \ldots \quad 14).$$

Es ist daraus ersichtlich, dass die Centralcurve eine gerade Linie ist, senkrecht zur Schubrichtung, da a von u, deshalb von dem Füllungsgrade unabhängig ist; daraus folgt:

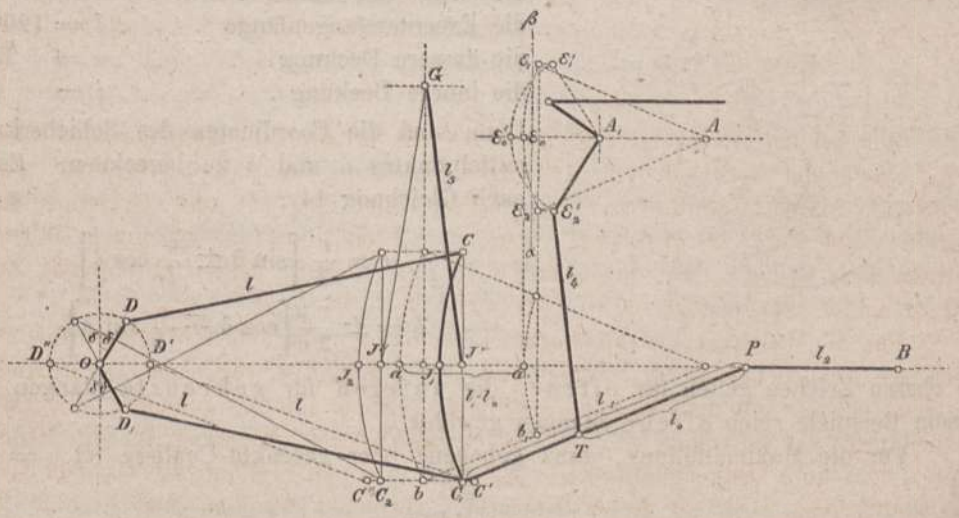
Das Voröffnen bei der Steuerung von Gooch ist für alle Fälle constant.

Es genügt deshalb die Lage des Schieberkreismittelpunktes blos für die Maximalfüllung zu berechnen.

Dieser Umstand, dass das Voröffnen bei dieser Steuerung constant ist, muss allerdings als ein Vortheil gegenüber der Steuerung von Stephenson angesehen werden, dadurch aber, dass zwischen Coulisse und Schieber noch die Schieberschubstange eingeschaltet werden muss, wird besonders bei beschränkter Distanz zwischen Cylinder und Excenterwelle das Verhältniss der Coulissenlänge zu den Excenterstangen und der Schieberschubstange ein ungünstiges, und so die Dampfvertheilung fehlerhaft. Dadurch schliesst sich die Anwendung dieser Steuerung in allen Fällen aus, wo, wie schon bemerkt, zwischen Hauptachse und Cylinder wenig Raum vorhanden ist.

Aufhängung der Coulisse. — Die Coulisse ist entweder in dem Mittelpunkte des Bogens, oder in dem Mittelpunkte der Sehne fix aufgehangen. Versuche haben ergeben[5]), dass Letzteres das Günstigere ist. Was den Drehpunkt G der Hängeschiene l_3 (Fig. 29) anbelangt, so liegt derselbe am besten in der Mitte zwischen den

Fig. 29.



beiden extremen Coulissenstellungen, also in einer zur Schubrichtung $O\,B$ Senkrechten, die im Mittel von J, J_2 errichtet ist, wenn die Aufhängung im Coulissenbogen, oder die im Mittel von $J'\,J''$ errichtet ist, wenn die Aufhängung in der Coulissensehne liegt. Die Länge dieser Hängestange macht man so gross, als es irgend angeht.

Aufhängung der Schieberschubstange. — Die extremen Lagen des Gleitbackens für den todten Punkt sind J, und J_2, für die Maximalfüllung die den Excenterstellungen D' und D'' entsprechenden, nämlich C' und C''. Die Hebevor-

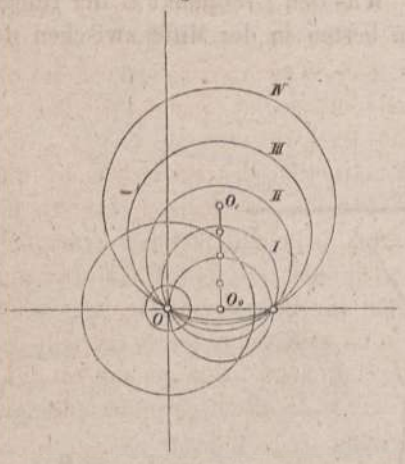
[5]) Zeuner, Schiebersteuerungen. 3. Aufl., p. 108.

richtung der Schieberschubstange wird den geringsten störenden Einfluss auf die Schieberbewegung üben, wenn der Gleitbacken in den Hauptlagen eben in diesen Bahnen J, J_2 und $C' C''$ geführt wird. Dies ist der Fall, wenn der Angriffspunkt der Hängestange l_4 in den extremen Positionen in geraden Linien liegt, die durch die Punkte $a, b,$ senkrecht auf die Schubrichtung gefällt werden, wobei $a\ b$ die Halbirungspunkte der schon besprochenen Bahnen J, J_2 und $C' C''$ bedeuten. Wählt man die Länge der Hängestange, wobei nur zu bemerken ist, dass dieselbe so gross wie möglich gemacht wird, so ergeben sich die günstigsten Lagen ihres Endpunktes in den Punkten $E, E_0\ E_2$.

Da nun diese Hängestange durch einen Winkelhebel bewegt werden soll, so ist der Drehpunkt desselben am besten das Centrum des durch $E, E_0\ E_2$ gelegten Kreises. Der Radius desselben sollte gleich der Länge des betreffenden Hebelarmes sein; in der Regel aber wird ein so langer Hebelarm nicht Raum finden, man ist genöthigt, ihn kürzer zu machen. Dann ist nur dafür zu sorgen, dass die Mittellinie des günstigsten Bogens $E, E_0\ E_2$, nämlich $\alpha\ \beta$ auch noch die Mittellinie des wirklichen Hebelbogens $E_1' E_0' E_2'$ bleibe.

Beispiel. Um die durch eine Steuerung von Gooch erreichte Dampfvertheilung untersuchen zu können, müssen folgende Grössen derselben bekannt sein[6]:

Fig. 30.



die Excentricität, diese sei . . . $r = 61^{mm}$,
der Voreilwinkel der Excenter . $\delta = 20°$,
die Länge der halben Coulisse . $c = 150^{mm}$,
die Excenterstangenlänge . . . $l = 1200^{mm}$,
die äussere Deckung . . . . . $e = 23^{mm}$,
die innere Deckung . . . . . $i = 6^{mm}$.

Dann sind die Coordinaten des Schieberkreismittelpunktes a und b zu berechnen. Es ist nach Gleichung 14):

$$a = \frac{r}{2}\left[\sin\delta \pm \frac{c}{l}\cos\delta\right]$$

$$b = \pm\frac{r}{2}\frac{u}{c}\left[\cos\delta \mp \frac{c}{l}\sin\delta\right],$$

die oberen Zeichen gelten für offene, die unteren für gekreuzte Stangen. In diesem Beispiele seien offene Stangen gewählt.

Für die Maximalfüllung, ganz gehobene oder gesenkte Coulisse ist $u = \mp c$ und

$$a = a_1 = 14^{mm},$$
$$b = b_1 = \pm 27^{mm}.$$

Dadurch ergiebt sich das Schieberkreismittel O_1 (s. Fig. 30) für die grösste Füllung. Für alle übrigen Füllungsgrade liegen dieselben aber auf einer durch diesen Punkt O_1 senkrecht zur Schubrichtung gezogenen Geraden O, O_0, und zwar für untereinander gleiche Hebungen des Gleitbackens in untereinander gleichen Abständen.

§ 8. Steuerung von Allan. — Construction. Die Allan'sche Steuerung empfiehlt sich besonders durch den Umstand, dass die Coulisse gerade ist, deshalb die Ausführung derselben leichter und genauer wird. Dies ist auch der Grund der stets

[6]) Dieses Beispiel ist aus Zeuner's Schiebersteuerungen entlehnt.

wachsenden Verbreitung dieser Steuerung. Die in den Tafeln XX, XXI und XXII dargestellte Allan'sche Steuerung ist von der Schweizerischen Nordostbahn angewendet. Dieselbe ist für nach aussen gekehrte Schieberkästen bestimmt, daher selbst vollständig ausserhalb der Rahmen liegend, und in allen Theilen leicht zugänglich. Die Excenter sind bei dieser Construction durch Gegenkurbeln ersetzt, siehe Fig. 5, Tafel XXI. Die Excenterstangen sind gerade, deshalb die Gabelung ungleich, Fig. 1 und 2, Tafel XXII. Der Kopf der hinteren Excenterstange ist natürlich ein offener, weil er sonst nicht über den Ansatz des Drehzapfens geschoben werden könnte. Die Construction, wie sie hier gewählt, ist eine sehr solide. Das Stück e wird von der Seite eingeschoben und mittelst den Schrauben S fest an die hakenförmigen Ansätze des Kopfes angepresst. Um es noch überdies vor dem Herausfallen zu schützen, ist ein Bügel b übergeschoben, welcher schon früher, bevor die Einlage e eingebracht ist, aufgeschoben wurde. u ist eine Unterlagplatte, auf welche der Pressionsstift p drückt. Der Nachzugkeil k ist zweitheilig, hat zu beiden Seiten aussen Führungen f und wird mit der Schraube s zusammengehalten.

Die Coulisse besteht aus zwei Theilen von ⊏-förmigem Querschnitt, Fig. 4, Tafel XXI, welche den Gleitbacken $a\,a'$ einschliessen. Derselbe ist ebenfalls zweitheilig, zwischen den beiden Stücken desselben ist die Schieberschubstange b eingelegt. Zum Heben und Senken von Coulisse und Gleitbacken dient ein Winkelhebel, der in Fig. 6, Tafel XXI dargestellt ist. Derselbe wird mittelst des Steuerhebels bewegt. Bei gehobener Coulisse und gesenktem Gleitbacken erhält man Vorwärtsgang; dann ist der Steuerhebel nach vorwärts ausgelenkt. Bei gesenkter Coulisse, gehobenem Gleitbacken und nach rückwärts gelegtem Steuerhebel erhält man Rückwärtsgang.

Fig. 2, Tafel XXI giebt die gewöhnliche Construction des Steuerhebels; dieselbe gestattet nur ein ruckweises Verstellen der Expansion, so dass doch noch mit dem Regulator nachgeholfen werden muss. Eine ganz beliebige Stellung ermöglicht die in Fig. 1, Tafel XXI gegebene Construction. Dieselbe ist von Volkmar angegeben[7]) und besteht darin, dass auf dem Bogentheil für den Vorwärtsgang, wofür wohl auch blos eine genaue Stellung nöthig ist, ein durch eine Schraube S verstellbarer Zahn Z sich befindet, in welchen der Steuerhebel H einknackt. Für genaue Stellung wird der Steuerhebel eben mit dieser Schraube bewegt; soll rasch reversirt oder angehalten werden, so fasst man den Hebel selbst.

Schieberweg. — Die Coulisse ist gerade, demnach:

$$\rho = \infty .$$

Die Bedingung für gleiches Voröffnen auf beiden Seiten des Kolbens (Gleichung 10) lautete:

$$\frac{u}{u_1} = n = 1 + \frac{l_1}{l}\left[1 \pm \sqrt{1 + \frac{l}{l_1}}\right] \ldots . \quad 10).$$

Aus Fig. 31 (p. 450) ergiebt sich:

$$u_x = \frac{l_0}{l_1}\,(u - u_1).$$

Ebenso:

$$u_x = \frac{q}{p}\,u_1.$$

Durch Verbindung beider Gleichungen erhält man:

$$u - u_1 = \frac{l_1}{l_0}\,\frac{q}{p}\,u_1.$$

[7]) Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens 1868, p. 140.

Daraus auch:

$$\frac{u}{u_1} = 1 + \frac{l_1}{l_0}\frac{q}{p} = n.$$

Und durch Verbindung mit Gleichung (10):

$$\frac{q}{p} = \frac{l_0}{l}\left[1 + \sqrt{1 + \frac{l}{l_1}}\right] \quad \ldots \quad 15).$$

Diese Gleichung ist folglich Constructionsbedingung der Allan'schen Steuerung.

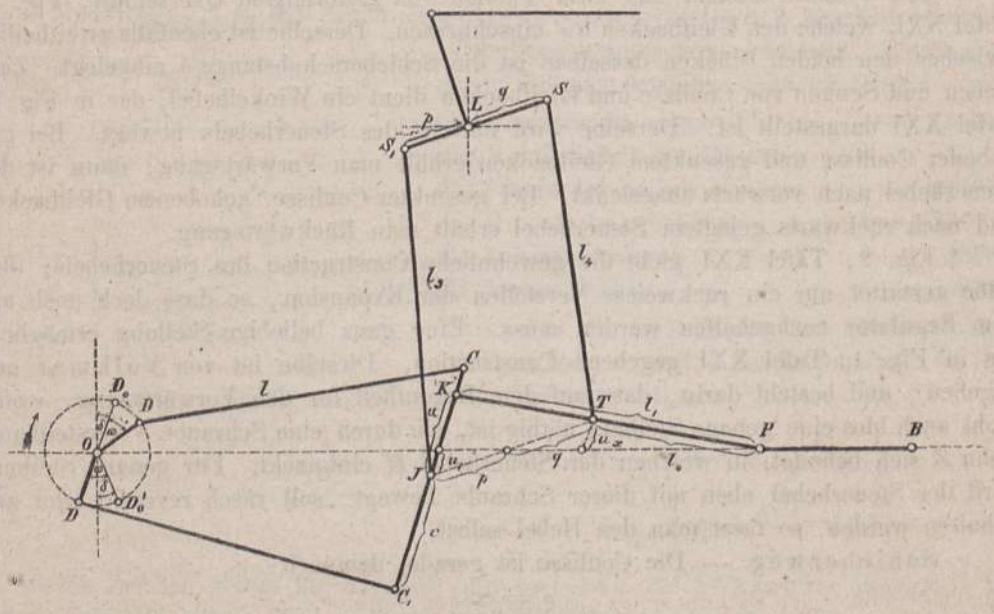
Aus Gleichung (6) folgt der Schieberweg dieser Steuerung bei offenen Stangen, wenn man den Werth

$$n = \frac{u}{u_1}$$

einführt zu:

$$\xi = r\left[\sin\delta + \frac{n c^2 - u^2}{n c l}\cos\delta\right]\cos\omega + \frac{u r}{c}\left[\cos\delta - \frac{c(n-1)}{n l}\sin\delta\right]\sin\omega.$$

Fig. 31.



Bei gekreuzten Stangen ist blos c negativ zu nehmen. Es schliesst demnach folgende Gleichung beide Fälle ein. Die oberen Zeichen gelten für offene, die unteren für gekreuzte Stangen:

$$\xi = r\left[\sin\delta \pm \frac{n c^2 - u^2}{n c l}\cos\delta\right]\cos\omega \pm \frac{u r}{c}\left[\cos\delta \mp \frac{c(n-1)}{n l}\sin\delta\right]\sin\omega \quad \ldots \quad 16).$$

Wie bei den bisher behandelten Steuerungen von Stephenson und Gooch erhält man auch hier Vorwärtsgang, wenn der Gleitbacken in derjenigen Hälfte der Coulisse sich befindet, wo das Vorwärtsexcenter, dessen Mittelpunkt in D ist (Fig. 30), mittelst seiner Stange angreift, und Rückwärtsgang, wenn der Gleitbacken in derjenigen Hälfte der Coulisse sich befindet, wo das Rückwärtsexcenter, dessen Mittelpunkt in D_1 ist, mittelst seiner Stange angreift.

Für die Mittellage, wo $u = o$ ist, fällt wieder das zweite Glied des Ausdruckes

für den Schieberweg (Gleichung 16) weg, und es ergiebt sich ein Schieberkreis mit dem Mittelpunkte in der Schubrichtung, demnach eine Dampfvertheilung, wie sie auch bei der Steuerung von Stephenson und Gooch für die Mittellage erfolgte und bei Ersterer besprochen wurde. Es wird in dieser Stellung die stärkste Expansion stattfinden, aber gar keine Nutzarbeit verrichtet werden; und deshalb heisst auch hier wieder die Mittellage der todte Punkt der Coulisse.

Centralcurve. — Die Coordinaten des Schieberkreismittelpunktes für die verschiedenen Lagen von Coulisse und Gleitbacken sind bekanntlich:

$$a = \frac{A}{2} \text{ und } b = \frac{B}{2}$$

und aus Gleichung (16) folgt:

$$a = \frac{r}{2}\left[\sin\delta \pm \frac{n\,c^2 - u^2}{n\,c\,l}\cos\delta\right] \quad b = \pm\frac{r\,u}{2\,c}\left[\cos\delta \mp \frac{c\,(n-1)}{n\,l}\sin\delta\right] \ldots . \quad 17).$$

Eliminirt man r, so ergiebt sich die Gleichung der Centralcurve. Man erhält, wie bei Stephenson, eine Parabel. Für die Construction derselben genügt es wohl in allen Fällen, nur die Lage der Schieberkreismittelpunkte für die äusserste Lage von Coulisse und Gleitbacken (grösste Füllung) und für den todten Punkt (kleinste Füllung) zu bestimmen; dann der Parabel den Kreisbogen, der durch diese Punkte bestimmt ist, zu substituiren.

Voröffnen des Dampfeintrittscanales. — Da der Werth von A nicht für alle Füllungsgrade derselbe bleibt, sondern von u abhängt, so folgt, dass auch bei der Steuerung von Allan das Voröffnen für die verschiedenen Füllungsgrade nicht constant ist. Das Glied in Gleichung (17):

$$\frac{n\,c^2 - u^2}{n\,c\,l}$$

bedingt eben die Veränderlichkeit desselben. Daraus ist ersichtlich, dass auch hier das Voröffnen weniger variabel ist, wenn die Länge der Excenterstange l gross gemacht wird im Vergleich zur Coulisse c. Es folgt deshalb auch wie bei Stephenson die Constructionsregel: Die Excenterstangen sind möglichst lang, die Coulisse möglichst kurz zu halten.

Allerdings ist bei der Steuerung von Allan das Voröffnen nicht in dem Maasse variabel, wie bei Stephenson, was sich aus Zahlenbeispielen am einfachsten ergiebt, doch kann deshalb diese Steuerung kaum als besser bezeichnet werden, weil, wie bei Gooch, die nachtheilige Einschaltung der Schieberschubstange hinzutritt. In allen Fällen, wo zwischen Cylinder und Hauptachse wenig Raum vorhanden ist, schliesst sich dadurch die Anwendung dieser Steuerung aus.

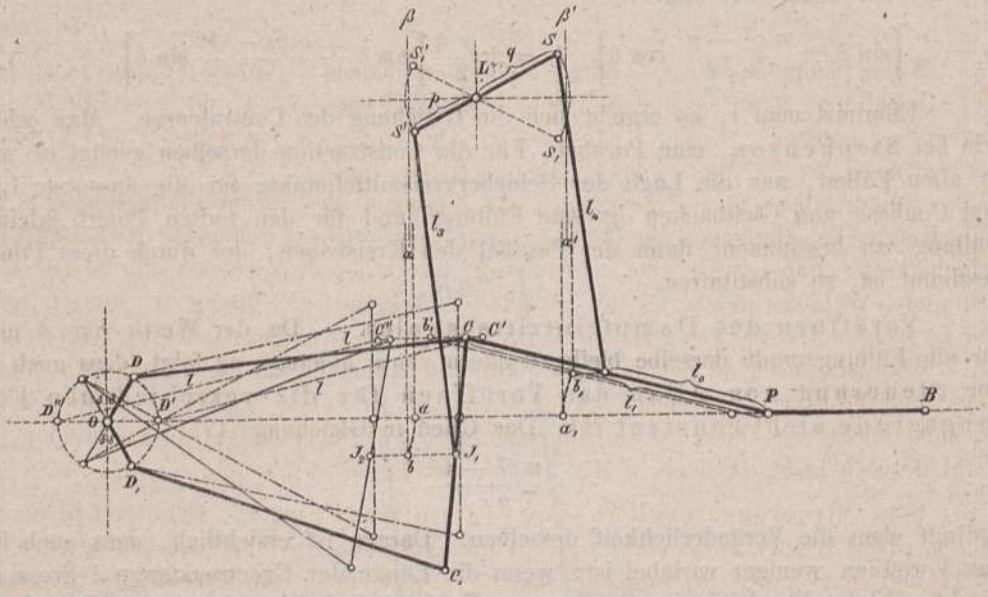
Aufhängung der Coulisse und Schieberschubstange. — Die Coulisse ist im todten Punkte aufgehangen. Die extremen Lagen desselben ergeben sich den Excenterstellungen D u. D_1 (Fig. 32, p. 452) entsprechend. Die Hebevorrichtung wird demnach die Bewegung der Coulisse am wenigsten beeinflussen, wenn das obere Ende der Hängestange l_3 in den extremen Lagen in Senkrechten über den Halbirungspunkten a und b liegt.

Die extremen Lagen des Gleitbackens entsprechen den Excenterstellungen D und D'' und der Aufhängepunkt der Stange l_4 wird demnach am günstigsten in den extremen Stellungen: in Senkrechten über den Punkten a, b, liegen.

Da diese beiden Aufhängepunkte aber an einem gemeinschaftlichen Hebel S, S sich befinden, so kann diese Forderung nicht erfüllt werden; man wird am besten thun, nur dafür zu sorgen, dass die Mittellinien der Hebelbögen S, S' und $S\,S'$ eben mit den Mittellinien $\alpha\,\beta$ und $\alpha'\,\beta'$ der theoretisch richtigsten Curven $a\,b$ und $a, b,$ zusammenfallen.

Dadurch ergiebt sich die Dimension $p + q$, und zwar ungefähr gleich $2, - 2_o$; da ferner als Constructionsbedingung das Verhältniss $\frac{q}{p}$ bekannt ist, so erhält man nun die beiden Hebelarme p und q.

Fig. 32.



Beispiel. — Um die durch eine Steuerung von Allan erreichte Dampfvertheilung untersuchen zu können, müssen folgende Grössen derselben bekannt sein:

die Excentricität, diese sei	r	$= 61^{mm}$,
der Voreilwinkel der Excenter	δ	$= 30^{o}$,
die Länge der halben Coulisse	c	$= 140^{mm}$,
die Excenterstangenlänge	l	$= 1455^{mm}$,
die Länge der Schieberschubstange	l_1	$= 1720^{mm}$,
die Länge derselben vom Schieberstangengelenk bis zum Aufhängepunkt	l_0	$= 1390^{mm}$,
die äussere Deckung	e	$= 20^{mm}$,
die innere Deckung	i	$= 0^{mm}$.

Zunächst berechnet sich nun das Verhältniss der beiden Hebellängen p und q. Dasselbe ist, als Bedingung für gleiches Voröffnen auf beiden Seiten des Kolbens:

$$\frac{q}{p} = \frac{l_0}{l}\left[1 + \sqrt{1 + \frac{l}{l_1}}\right] = 2{,}25.$$

Dann berechnet sich noch die Grösse:

$$n = \frac{u}{u_1} = 1 + \frac{l_1}{l_0}\frac{q}{p} = 3{,}78.$$

Jetzt lassen sich die Coordinaten des Schieberkreismittelpunktes a und b berechnen. Es ist nach Gleichung (17):

$$a = \frac{r}{2}\left[\sin\delta \pm \frac{n\,c^2 - u^2}{n\,c\,l}\cos\delta\right] \qquad b = \pm\frac{u\,r}{2\,c}\left[\cos\delta \mp \frac{c\,(n-1)}{n\,l}\sin\delta\right].$$

Die oberen Zeichen gelten für offene, die unteren für gekreuzte Stangen.

In diesem Beispiel seien gekreuzte Stangen gewählt.

Für die Maximalfüllung, ganz gehobene oder gesenkte Coulisse, ist $u = c$ und

$$a = a_1 = 13{,}4^{\text{mm}},$$
$$b = b_1 = 227{,}5^{\text{mm}}.$$

Für die Minimalfüllung, den todten Punkt der Coulisse, ist $u = O$ und

$$a = a_0 = 12{,}7^{\text{mm}},$$
$$b = b_0 = 0{,}0^{\text{mm}}.$$

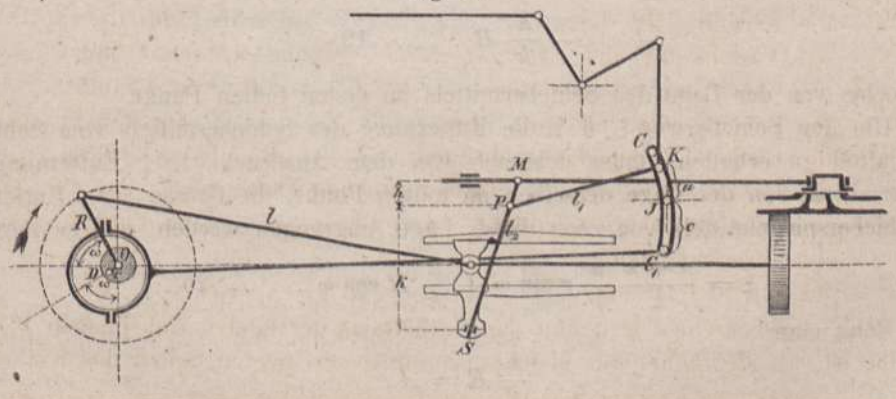
Diese beiden Punkte O_1 und O_0 sind die Schieberkreismittel für die grösste und kleinste Füllung; dadurch sind hierfür die Schieberkreise selbst und somit die Dampfvertheilung gegeben. (Fig. 5, Tafel XXI). Die Differenz des grössten und kleinsten Voröffnens ist $2\,a_1 - 2\,a_0 = 1{,}4^{\text{mm}}$, demnach sehr gering.

Nun erübrigt noch, diese auch für Zwischenlagen zu bestimmen, die untereinander gleichen Hebungen der Coulisse entsprechen. Die Mittelpunkte der betreffenden Schieberkreise finden sich genau genug auf einem Kreise, welcher durch die schon bestimmten Schieberkreismittel der grössten und kleinsten Füllung O_1 und O_0 geht, und zwar in untereinander gleichen Verticalabständen, wie aus Gleichung (17) folgt.

Die jetzt noch zu behandelnden zwei Steuerungen von Heusinger v. Waldegg und Pius Fink weichen zu stark von den drei eben besprochenen ab, so dass sie nicht leicht mit ihnen in ein allgemeines Schema vereinigt werden können; es bleibt deshalb nichts Anderes übrig, als sie getrennt zu behandeln.

§ 9. Steuerung von Heusinger von Waldegg. — Bei dieser Steuerung ist nur ein Excenter vorhanden, welches mit einem Voreilwinkel von 180° gegen die Kurbel auf der Hauptwelle aufgekeilt ist, so dass demnach die Excentricität um einen rechten Winkel, aber der Drehrichtung entgegengesetzt, von der Kurbel absteht (Fig. 33).

Fig. 33.



Dieses Excenter fasst mit der zugehörigen Excenterstange das eine Ende einer Coulisse C_1, die in ihrem fixen Mittelpunkt J drehbar ist. In dieser Coulisse verstellbar befindet sich ein Gleitbacken K, welcher mittelst einer Stange l_1, die im Punkte P eines geraden Hebels l_2 angreift, seine Bewegung diesem Hebel mittheilt. Das eine Ende desselben

Hebels S wird von dem Kreuzkopf der Maschine angetrieben, während das andere Ende M die Schieberstange fasst.

Um die Schieberbewegung zu studiren, muss zuerst die Bewegung dieses geraden Hebels untersucht werden. Dieselbe zerfällt in zwei Theile:

1) Bewegung desselben durch das Excenter; dabei die Kurbel, daher auch der Kreuzkopf und der Punkt S fest gedacht. Dadurch wird Punkt P aus seiner dem todten Punkt der Kurbel entsprechenden Lage näherungsweise um $\frac{u}{c} r \sin \omega$, deshalb M um $\frac{k+h}{k} \cdot \frac{u}{c} r \sin \omega$ nach rechts ausgelenkt worden sein.

2) Bewegung durch den Kreuzkopf; dabei das Excenter, daher auch die Coulisse und der Punkt P fest gedacht. Dadurch wird sich der Punkt S aus der Endstellung, also der dem todten Punkt der Kurbel entsprechenden Lage, näherungsweise $R\,(1 - \cos \omega)$ nach rechts verschoben haben, und der Punkt M deshalb um die Strecke $\frac{h}{k} R\,(1 - \cos \omega)$ nach links ausgelenkt worden sein.

Das Resultat beider Bewegungen ist eine Auslenkung des Punktes M nach rechts um:

$$\frac{h+k}{k} \frac{u}{c} r \sin \omega - \frac{h}{k} R\,(1 - \cos \omega) \quad \ldots \quad 18).$$

Dies ist die Auslenkung des Schiebermittels von der Lage desselben im todten Punkte der Kurbel, d. h. bei $\omega = 0$.

Bei $\omega = 180°$, d. h. für den anderen todten Punkt der Kurbel, folgt aus diesem Ausdrucke die Auslenkung, also der Weg des Schiebers, während die Kurbel von dem einen zum andern todten Punkt gelangt, zu:

$$-2 \frac{h}{k} R.$$

Das Schiebermittel liegt, wenn der Schieber auf gleiches Voröffnen montirt ist, in der Mitte dieser Strecke, also um:

$$-\frac{h}{k} R \quad \ldots \quad 19)$$

nach rechts von der Lage des Schiebermittels im ersten todten Punkt.

Um den Schieberweg ξ, d. i. die Entfernung des Schiebermittels vom Schieberspiegelmittel zu erhalten, muss demnach von dem Ausdruck (18), Entfernung des Schiebermittels von der Lage desselben im todten Punkt, die Grösse (19), Entfernung des Schieberspiegelmittels von eben dieser Lage, abgezogen werden, und es folgt:

$$\xi = \frac{h+k}{k} \frac{u}{c} r \sin \omega + \frac{h}{k} R \cos \omega \quad \ldots \quad 20).$$

Setzt man:

$$\frac{h}{k} R = A,$$

ferner:

$$\frac{h+k}{k} \frac{u}{c} r = B,$$

so folgt:

$$\xi = A \cos \omega + B \sin \omega.$$

Der Schieberweg befolgt demnach auch hier ganz dasselbe Gesetz, wie bei der Bewegung durch ein einziges Excenter, und lässt sich folglich auch wieder durch das nämliche Polardiagramm darstellen.

Centralcurve. Die Abscissen der Mittelpunkte der Schieberkreise sind, wie bekannt:

$$a = \frac{A}{2} = \frac{1}{2}\frac{h}{k}R,$$

die Ordinaten:

$$b = \frac{B}{2} = \frac{u}{2c}\frac{h+k}{k}r.$$

Die Abscissen sind, wie daraus ersichtlich, unabhängig von u, haben stets denselben Werth für die verschiedenen Füllungsgrade. Die Centralcurve ist folglich eine Gerade senkrecht zur Schubrichtung, eben so, wie bei der Steuerung von Gooch. Desgleichen ist, da A constant, auch das Voröffnen bei allen Expansionsgraden dasselbe.

Diese Steuerung steht also, was die Dampfvertheilung anbelangt, ganz auf derselben Stufe, wie die von Gooch, und hat vor derselben den Vortheil, nur ein Excenter oder eine Gegenkurbel zu benöthigen. Auch bestehen die übrigen Theile mit Ausnahme der Coulisse nur aus einfachen Stangen und Hebeln.

Beispiel. — Als solches diene die Steuerung, welche Heusinger v. Waldegg an einer kleinen, von ihm gebauten Tendermaschine angewendet hat.

Daselbst finden sich folgende Dimensionen[8]):

Kurbellänge	$R = 140^{mm}$,
Excentricität	$r = 32^{mm}$,
halbe Coulissenlänge	$c = 108^{mm}$,
Entfernung des äussersten Füllungsgrades vom todten Punkte der Coulisse	$c_1 = 81^{mm}$,
Verticalentfernung des Punktes P von der Achse der Schieberstange	$h = 28^{mm}$,
Verticalentfernung des Punktes P von der Mitte der Leitbüchse S	$k = 304^{mm}$,
die äussere Deckung	$e = 11^{mm}$,
die innere Deckung	$i = 2^{mm}$.

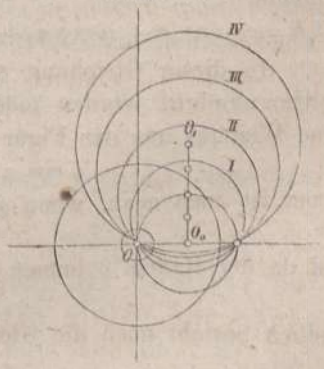
Zunächst berechnen sich die Coordinaten für den Schieberkreismittelpunkt bei grösster Füllung, indem für $u = c_1$ gesetzt wird, zu:

$$a = 6{,}5^{mm} \quad \text{und} \quad b = 13{,}1^{mm}.$$

Nimmt man vier Expansionsgrade an, so erübrigt nur b in vier gleiche Theile zu theilen und dieselben als Mittelpunkte der anderen Schieberkreise anzusehen.

Die erlangte Dampfvertheilung lässt sich ohne Weiteres aus dem nebenstehenden Diagramm ersehen (Fig. 34).

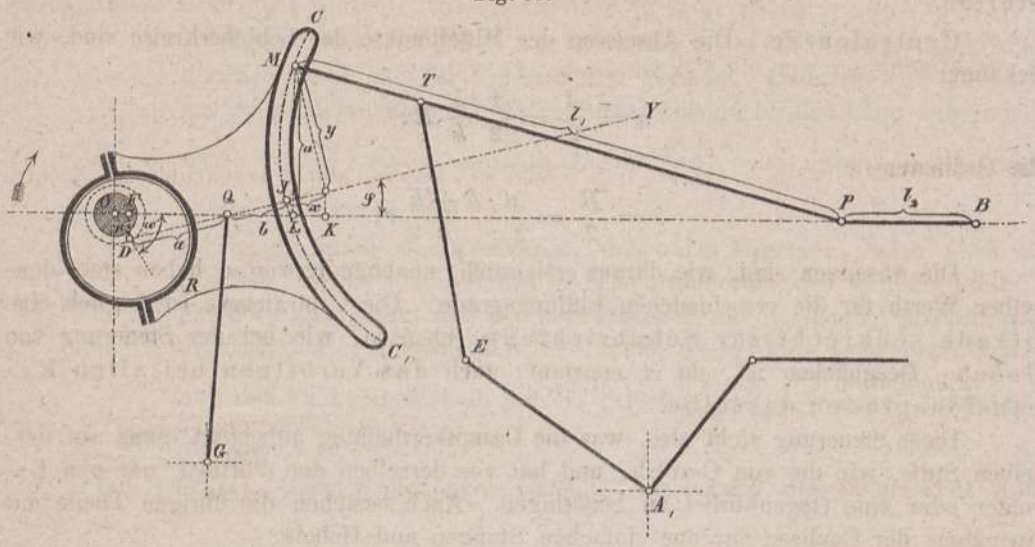
Fig. 34.



[8]) Zeuner's Schiebersteuerungen. 3. Aufl., p. 138.

§ 10. Steuerung von Pius Fink. — Diese Steuerung zeichnet sich durch ihre Einfachheit vor allen übrigen Umsteuerungen aus. Sie erfordert nur ein Excenter, dasselbe ist mit einem Voreilwinkel von 90° auf der Maschinenwelle aufgekeilt (Fig. 35).

Fig. 35.



Die Coulisse $C\,C_1$ ist mit dem Excenterring R aus einem Stück; dasselbe wird im Punkte Q von einer um den festen Punkt G schwingenden ziemlich langen Stange $Q\,G$ gefasst, so dass dieser Punkt Q sehr nahezu stets in der Schubrichtung verbleibt.

In der Coulisse befindet sich ein durch Hebelwerk verstellbarer Gleitbacken M, dessen Bewegung durch die Schubstange l, auf die Schieberstange l_2 und so auch auf den Schieber übertragen wird.

Um die Schieberbewegung zu studiren, muss zunächst die Entfernung des Schiebermittels B vom Wellencentrum O abgeleitet werden.

Diese Entfernung ist, wie aus Fig. 35 ersichtlich:

$$O\,B = O\,F + F\,Q + Q\,K - K\,L + L\,P + P\,B,$$

durch die Abmessungen der Steuerung und den Drehwinkel der Kurbel ω ausgedrückt, wenn u die Verticalentfernung des Gleitbackenmittels von der Schubrichtung bezeichnet, dann x und y die Coordinaten des Gleitbackenmittels sind; den todten Punkt der Coulisse J als Ursprung und die Centrallinie derselben $J\,Y$ als Abscissenachse angenommen:

$$O\,B = r\cos\omega + a\cos\varphi + (b + x)\cos\varphi - y\sin\varphi + \sqrt{l_1^2 - u^2} + l_2 \quad \ldots\ldots 21).$$

In dieser Gleichung sind noch drei fremde Grössen, y, x und φ, enthalten, welche eliminirt werden müssen. Dies ermöglichen folgende Beziehungen, die sich ohne Weiteres aus der Figur ergeben:

$$y\cos\varphi = u - (b + x)\sin\varphi \quad \ldots\ldots 22);$$

ferner ist auch noch, wenn ρ den Krümmungsradius der Coulisse ausdrückt:

$$y^2 = x\,(2\,\rho - x)$$

und da der Radius ρ immer gross ist gegen x, folgt als Näherungswerth:

$$y^2 = 2\,\rho\,x \quad \ldots\ldots 23).$$

Endlich besteht noch die Gleichung:

$$r\sin\omega = a\sin\varphi \quad \ldots\ldots 24).$$

Elimination von y. Durch Verbindung mit Gleichung (22) ergiebt sich, wenn man zugleich den Wurzelausdruck $\sqrt{l_1^2 - u^2}$ in einer Reihe entwickelt und nur die ersten beiden Glieder derselben berücksichtigt:

$$OB = r\cos\omega + a\cos\varphi + \frac{b - u\sin\varphi}{\cos\varphi} + \frac{x}{\cos\varphi} + l_1 + l_2 - \frac{u^2}{2l_1} \quad \ldots\ 25).$$

Elimination von x. Aus Gleichung (23) folgt:

$$x = \frac{y^2}{2\rho}.$$

Für y den Werth aus (22) gesetzt nnd x als klein gegen b darin vernachlässigt, giebt:

$$x = \frac{(u - b\sin\varphi)^2}{2\rho\cos^2\varphi}.$$

Diesen Werth in (25) eingeführt:

$$OB = r\cos\omega + a\cos\varphi + \frac{b - u\sin\varphi}{\cos\varphi} + \frac{(u - b\sin\varphi)^2}{2\rho\cos^3\varphi)} + l_1 + l_2 - \frac{u^2}{2l_1} \quad \ldots\ 26).$$

Elimination von φ. Aus (24) folgt:

$$\sin\varphi = \frac{r}{a}\sin\omega.$$

Da φ stets ein kleiner Winkel, lässt sich auch näherungsweise setzen:

$$\cos\varphi = 1$$

und man erhält aus Gleichung (26):

$$OB = r\cos\omega + a + b - \frac{u\,r}{a}\sin\omega + \frac{u^2}{2\rho} - \frac{u\,b}{\rho}\frac{r}{a}\sin\omega + \frac{b^2\sin^2\varphi}{2\rho} + l_1 + l_2 - \frac{u^2}{2l_1}$$

reducirt, und das Glied $\frac{b^2\sin^2\varphi}{2\rho}$ als klein weggelassen giebt:

$$OB = r\cos\omega - \frac{r\,u}{a}\left(1 + \frac{b}{\rho}\right)\sin\omega + a + b + l_1 + l_2 + \frac{u^2}{2\rho} - \frac{u^2}{2l_1} \quad \ldots\ 27).$$

Steht die Kurbel in dem einen todten Punkt bei $\omega = o$, so geht diese Entfernung über in:

$$OB_1 = r + a + b + l_1 + l_2 + \frac{u^2}{2\rho} - \frac{u^2}{2l_1}.$$

Steht die Kurbel in dem andern todten Punkt bei $\omega = 180°$, so geht diese Entfernung über in:

$$OB_2 = -r + a + b + l_1 + l_2 + \frac{u^2}{2\rho} - \frac{u^2}{2l_1}.$$

Wenn der Schieber auf gleiches Voröffnen montirt ist, so müssen diese beiden Lagen gleich weit entfernt sein vom Schieberspiegelmittel; es folgt dann die Entfernung desselben vom Wellencentrum zu:

$$OX = \frac{OB_1 + OB_2}{2} = a + b + l_1 + l_2 + \frac{u^2}{2\rho} - \frac{u^2}{2l_1}.$$

OX ist der Natur der Sache nach eine Constante, deshalb muss auch die rechte Seite dieser Gleichung unabhängig sein von u; dies bedingt, dass

$$\rho = l_1,$$

und es folgt demnach als Constructionsbedingung für die Coulisse der Fink'schen Steuerung, dass ihr Krümmungsradius gleich der Länge der Schieberschubstange ist, und da ρ positiv, zum Schieber hin gerichtet sei.

Für den Schieberweg ξ, d. i. die Auslenkung des Schiebermittels vom Schieberspiegelmittel, ergiebt sich:

$$\xi = OB - OX = r\cos\omega - \frac{ru}{a}\left(1 + \frac{b}{\rho}\right)\sin\omega \quad \ldots \quad 28).$$

Setzt man:

$$r = A,$$

ferner:

$$-\frac{ru}{a}\left(1 + \frac{b}{\rho}\right) = B,$$

so folgt:

$$\xi = A\cos\omega + B\sin\omega.$$

Der Schieberweg befolgt demnach auch bei der Fink'schen Coulisse ganz dasselbe Gesetz, wie bei der Bewegung durch ein einziges Excenter, und lässt sich folglich auch wieder durch das nämliche Polardiagramm darstellen.

Das negative Zeichen des Werthes von B bedeutet, dass sich der Gleitbacken in der unteren Hälfte der Coulisse befinden, u negativ sein muss, wenn sich die Kurbel in der positiven Richtung (Bewegung im Sinne des Zeigers einer Uhr) drehen soll.

Centralcurve. Die Abscissen der Mittelpunkte der Schieberkreise sind, wie bekannt:

$$a = \frac{A}{2} = \frac{r}{2},$$

die Ordinaten:

$$b = \frac{B}{2} = -\frac{ru}{2a}\left(1 + \frac{b}{\rho}\right).$$

Die Abscissen sind, wie daraus ersichtlich, unabhängig von u, haben stets denselben Werth für verschiedene Füllungsgrade. Die Centralcurve ist folglich eine Gerade senkrecht zur Schubrichtung, ebenso wie bei der Steuerung von Gooch und Heusinger v. Waldegg. Desgleichen ist, da A constant, auch das Voröffnen bei allen Expansionsgraden dasselbe.

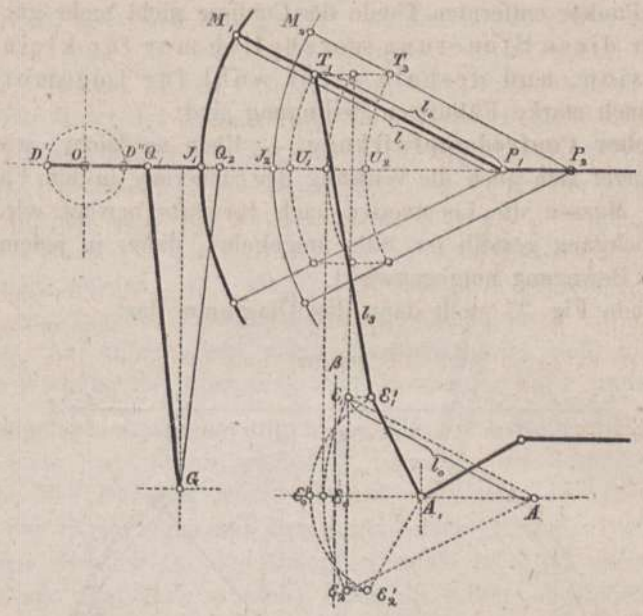
Aufhängung der Schieberschubstange. — Um die Lage des Winkelhebels zu bestimmen, mittelst welchem die Schieberschubstange und daher auch der Gleitbacken in der Coulisse gehoben und gesenkt werden kann, verfährt man am einfachsten, indem man zuerst für die stärkste Füllung (Gleitbacken in der äussersten Stellung) die beiden extremen Lagen der Coulisse zeichnet, bei $\omega = 0°$ und $\omega = 180°$, ebenso die Schieberschubstange (Fig. 36, p. 459). Der Angriffspunkt T der Lenkstange soll demnach, damit durch eben diesen Hebelapparat keine Beeinflussung der Gleitbackenbewegung erfolgt, in der zur Schubrichtung parallelen Bahn T, T_2 geführt werden. Am nächsten wird man dieser Bedingung bleiben, wenn dann die Richtung der Lenkstange mit einer im Halbirungspunkt auf T, T_2 errichteten Senkrechten zusammenfällt. Die Länge der Lenkstange nimmt man so gross, als möglich, und erhält so die vortheilhafteste Lage ihres Endpunktes E, für die grösste Füllung.

Geht man in Bezug auf die kleinste Füllung, den todten Punkt der Coulisse, analog vor, so erhält man U, U_2 als Bahn der Lenkstange, und deshalb eine im Halbirungspunkt auf U, U_2 errichtete Senkrechte als vortheilhafteste Lage derselben. In E_0 ergiebt sich demnach die günstigste Lage des Endpunktes der Lenkstange für die kleinste Füllung.

Für die tiefste Lage des Gleitbackens erhält man einen zu E, symmetrisch gelegenen Punkt E_2.

Da nun diese Lenkstange l_3 durch einen Winkelhebel bewegt werden soll, so ist der Drehpunkt dieses Winkelhebels am besten der Mittelpunkt des durch E, E_0 E_2 gelegten Kreises. Es ist aus der Figur selbst klar, dass dann der Radius dieses

Fig. 36.



Kreises gleich l_0 wird. Demnach sollte dies auch die Länge des betreffenden Armes des Winkelhebels sein. In der Regel kann aber diese Forderung nicht eingehalten werden, weil so lange Hebel nicht Raum finden; man ist genöthigt, sie bedeutend kürzer zu machen, und wird dann am besten thun, die Mittellinie des Bogens E, E_0 E_2, nämlich α β, auch als Mittellinie des neuen Bogens E', E'_0 E'_2 beizubehalten.

Aufhängung der Coulisse. — Was die schwingende Stange Q G anbelangt, so ist sofort klar, dass die günstigste Lage des Drehpunktes G in einer Senkrechten zur Schubrichtung zu suchen ist, die in der Mitte der beiden extremen Lagen des Punktes Q, nämlich Q_1 und Q_2, errichtet werden kann.

Vergleichung der Steuerung von Fink mit den anderen Coulissensteuerungen. — Um die Frage zu beantworten, ob die Fink'sche Steuerung den Vorzug verdient vor den übrigen, soll eine solche für genau dieselben Verhältnisse construirt werden, die in dem Beispiel über die von Gooch angenommen worden.

Für die grösste Füllung hatten wir dort (p. 448) $a_1 = 14^{mm}$, $b_1 = 27^{mm}$, deshalb:

$$A = 28^{mm}, \qquad B = 54^{mm}.$$

Eine Fink'sche Steuerung angenommen, bei welcher die Aufhängung der Coulisse im todten Punkte derselben angebracht ist, so dass $b = 0$ wird, ergiebt, da in diesem Falle

$$A = r \quad \text{und} \quad B = -\frac{r\,u}{a} \text{ ist,}$$

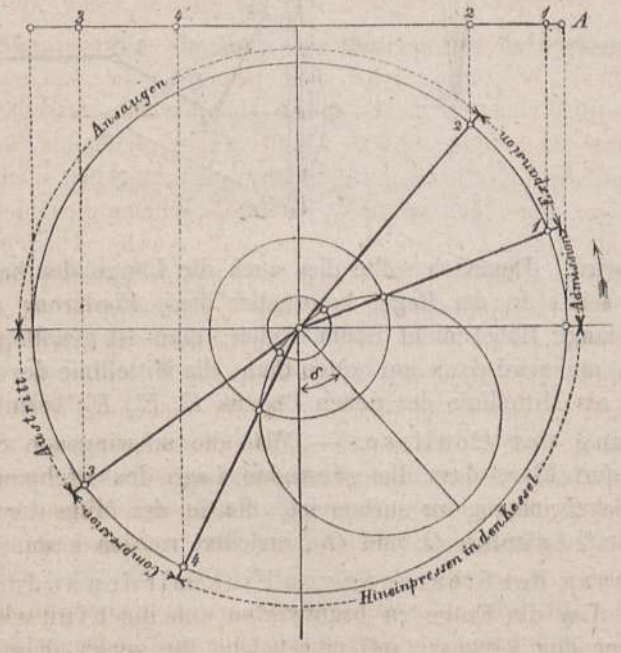
$$r = 28^{mm} \text{ und } -\frac{u}{a} = 1{,}93\,.$$

Die ganze Coulissenlänge $2c$ ergiebt sich demnach fast viermal so gross, als a, der Abstand vom Excentermittel bis zum Aufhängepunkt. Da nun a, wie vorausgesetzt wurde, nicht zu klein sein darf (damit der Winkel φ klein bleibt), so erhält man bei der Fink'schen Steuerung eine sehr lange Coulisse. Dadurch wird auch wieder der gemachten Annahme, dass die Länge derselben gegen die Schieberschubstange klein sei, entgegengetreten, und die Folge davon sind grössere Abweichungen der wirklichen Schieberbewegung von der verlangten und theoretisch bestimmten. Weil demnach die weit vom todten Punkte entfernten Theile der Coulisse nicht mehr gut brauchbar sind, so eignet sich diese Steuerung vorzüglich nur für kleine Füllungen, starke Expansion, und deshalb nicht wohl für Locomotiven, wo, wie schon erwähnt, auch starke Füllungen Bedingung sind.

§ 11. Ueber Contredampfwirkung. — Eben so leicht, wie für den normalen Gang ergiebt sich auch die Wirkung der Steuerung in dem Falle, wenn durch die Trägheit der Massen die Locomotive nach vorwärts bewegt wird, während die Steuerung auf Rückgang gestellt ist, oder umgekehrt; daher in jedem Falle die Kraft des Dampfes der Bewegung entgegenwirkt.

Nachstehende Fig. 37 stellt dann das Diagramm dar.

Fig. 37.



Auf der kurzen Strecke von der Endstellung des Kolbens bei A bis zur Lage *1* wird der Kesseldampf in der Richtung der Bewegung wirken. Bis zur Lage *2* ist Expansion. Dann wird der Austrittscanal geöffnet, derselbe mündet durch das Blasrohr in die Esse. Der Kolben geht weiter und saugt nun aus derselben die Feuergase an. Diese Periode dauert, bis der Kolben an dem andern Ende des Hubes angekommen ist; nun kehrt er um und bläst wieder etwas von den aufgesaugten Feuergasen zurück in die Esse. In der Lage *3* ist der Cylinder noch zum grossen Theile damit gefüllt, und da die Verbindung mit der Esse hier abgeschlossen wird, tritt Compression ein bis zur Position *4*. Ist diese Stellung erreicht, so öffnet sich die Communication mit

dem Kessel und das im Cylinder enthaltene Gemisch von Dampf und Verbrennungsgasen wird in denselben hineingepresst.

Dieser eigenthümliche Vorgang, den man Contredampfwirkung nennt, kann dadurch erreicht werden, dass man plötzlich, wenn die Locomotive im Vorwärtsgang begriffen ist, die Steuerung auf Rückwärtsgang stellt, wie man sich auszudrücken pflegt, reversirt.

Es ist klar, dass dies ein sehr kräftiges Mittel ist, um einen Zug schnell zum Stillstand zu bringen, aber, wie eben gezeigt, werden so die Feuergase, die doch eine Temperatur von 400 und 500° haben und auch noch unverbrannte Theile des Brennmateriales mit sich führen, in den Cylinder eingesaugt und schliesslich in den Kessel gedrängt. Dadurch leidet der Cylinder und Kolben natürlicher Weise sehr bedeutend, und deshalb darf dieses Mittel zum Bremsen nicht angewendet werden.

Um diesem Uebelstande abzuhelfen, führt man in neuerer Zeit mittelst eigener Vorrichtungen, welchen man den Namen Dampfbremsen beigelegt hat, aus dem Kessel Dampf und Wasser in den Cylinder und schliesst gleichzeitig das Blasrohr ab. Dann darf reversirt werden. Der eingesaugte Dampf wird comprimirt, so wie das zu gleicher Zeit eingetretene Wasser verdampft, und dadurch ein zu starkes Ueberhitzen vermieden. Auf diese Frage näher einzutreten, ist wohl hier nicht der Ort, es sollte nur die Wirkung der Steuerung auch in diesem Falle untersucht werden. [9])

§ 12. Doppelschiebersteuerungen. — Alle diese Steuerungen mit einem einzigen Schieber haben, wie schon wiederholt bemerkt, die Beschränkung, dass mit starker Expansion des Dampfes auch starke Compression desselben verbunden ist. Davon frei sind nur Steuerungen mit zwei aufeinander gleitenden Schiebern. Ob nun starke Compression wirklich für den Dampfverbrauch merklich nachtheilig ist, muss noch als offene Frage angesehen werden; jedenfalls scheint dies nicht in dem Maasse der Fall zu sein, als früher gewöhnlich angenommen wurde. Dass ein anderer Uebelstand, nämlich grössere Cylinderdimensionen, welche durch starke Compression bedingt werden, sich bei den Locomotiven nicht fühlbar macht, wurde schon in dem Theile, der über den einfachen Schieber handelt, nachgewiesen, so dass die Vortheile, die allenfalls mit Doppelschiebersteuerung erreichbar wären, unter den jetzigen Verhältnissen den Nachtheil grösserer Complication in der Steuerung nicht aufwiegen. Man findet deshalb auch nur höchst ausnahmsweise Doppelschieber bei Locomotiven, und in den meisten Fällen, wo sie ursprünglich angewendet waren, sind sie wieder abgeschafft worden. Ebenfalls ungünstig für die Doppelschiebersteuerungen ist der betreffende Beschluss der 1865 abgehaltenen Versammlung der Techniker deutscher Eisenbahn-Verwaltungen, welcher lautet [10]):

»Es sind die einfachen Schiebersteuerungen zu empfehlen.«

Es würde demnach kaum von Nutzen sein, hier auf die Doppelschiebersteuerungen einzugehen.

---

[9]) Die Dampfbremsen und Contredampf-Apparate werden im XIV. Capitel specieller behandelt. Anmerk. der Redact.

[10]) Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens. I. Supplementband, p. 145.

B. Constructiver Theil von Heusinger von Waldegg.

§ 13. — Nach den vorstehenden theoretischen Untersuchungen der Steuerungsverhältnisse bleibt uns noch die Beschreibung einiger der interessanteren Steuerungsanordnungen in constructiver Beziehung übrig, wobei wir uns auf Taf. XXIII beziehen, sowie endlich die nähere Betrachtung gewisser Hauptbestandtheile der Steuerungsvorrichtungen (Taf. XXI, XXII und XIV).

System Gooch. Eine der gebräuchlichsten Anordnungen der Gooch'schen Steuerung ist in Fig. 2 *a* und *b* Taf. XXIII dargestellt mit besonderer Beziehung auf das System der Aufhängung der Coulisse, die hier bekanntlich nach dem Radius der Schieberschubstange gekrümmt ist. Die Aufhängung erfolgt in dem festen Drehpunkte *F* vermöge der Pendelstangen *CC*, welche an den angeschraubten Wangen *BB* der Coulisse *A* angreifen. *EE* sind die Angriffspunkte der Excenterstangen, welche, wie auch die Pendelstangen in Gabeln auslaufen und die Coulisse von aussen umfassen.

Uebrigens kann die Anordnung auch derartig getroffen werden, dass die Excenterstangen in der Verlängerung der Mittellinie der Coulisse angreifen und auch die Aufhängung kann am untereren Ende stattfinden. Als bemerkenswerth zu den sonst ohne Beschreibung deutlichen Figuren sei noch hinzugefügt, dass der Aufhängepunkt der im vorliegenden Falle offenen Coulisse nicht genau über der Mitte des Ausschnittes für die Gleitstückführung, sondern soweit nach vorne disponirt ist, dass er sich senkrecht unter demjenigen Punkte der Coulisse befindet, welcher dem Expansionsgrade entspricht, mit dem man am häufigsten arbeitet. Man erreicht hierdurch, dass das Gleitstück bei dieser Stellung am Wenigsten springt.

Eine gleichfalls nach System Gooch disponirte Steuerungsanordnung ist in Fig. 3, Taf. XXIII im Auf- und Grundriss dargestellt, wie dieselbe in Frankreich und Belgien vielfach ausgeführt ist. Die Bewegung geht aus von den Excenterstangen *A* und *B*, welche vermöge Gabeln die Coulisse *C* von aussen umfassen. *C* ist in *R* vermöge der in der Coulissenmitte anfassenden Pendelstangen *h* aufgehängt. Die Hebung und Senkung des mit der Schieberschubstange *D* verbundenen Gleitstückes erfolgt vermöge des Bügels *M*, welcher einerseits mit der Schieberschubstange (im Punkte *N*), andererseits mit der Steuerhebelwelle *H* vermöge des Hebelarmes *a* in Verbindung steht, während die Steuerhebelstange *L* am Hebel *b* der mit dem Gegengewicht *G* armirten Steuerhebelwelle angreift. Wir erblicken in dieser Disposition eine kleine Modification der Gooch'schen Steuerung, welche im Wesentlichen durch die Einschaltung der Bügel *M* motivirt wird. In Folge der tiefliegenden Steuerwelle scheint die vorliegende Disposition in denjenigen Fällen zweckmässig, wo man im Höhenraume beschränkt ist.

Fig. 4, Taf. XXIII stellt eine Stephenson'sche Anordnung vor; die Excenterstangen *EE* sind gerade und umfassen daher vermöge unsymmetrischer Gabeln (vergl. Grundriss *b*) von aussen die geschlossene Coulisse *C*. Die Aufhängung der Schieberstange *A* erfolgt vermittelst der Pendelstangen *B*, deren untere (in unserer Skizze nicht sichtbare) Extremität in festem Drehpunkte am Rahmen gelagert ist.

Fig. 1 *a* und *b* zeigt die Heusinger von Waldegg'sche Steuerung in derjenigen Anordnung, wie dieselbe seitens der Lütticher Locomotivfabrik St. Leonard für verschiedene Serien von Locomotiven für belgische und spanische Bahnen zur

praktischen Ausführung gelangt ist. M ist der Mittelpunkt der Treibachse, auf welcher neben der Kurbel $M\,R$ die Gegenkurbel E angebracht ist (die jedoch auch durch ein Excenter repräsentirt werden kann), deren Excentricität e mit der Kurbelrichtung $M\,R$ einen rechten Winkel bildet. Mittelst der Excenterstange D wird die Coulisse C, die sich um den festen Punkt k dreht, in schwingende Bewegung versetzt. Die Stellung des Gleitbackens in der Coulisse und demgemäss die Veränderung der Expansion und der Bewegungsrichtung erfolgt vermöge der Stange h, die einerseits mit dem Ende der Schieberstange $k\,P$ und andererseits vermöge der Winkelhebel $a\,b$ und $a_1\,b_1$ mit der Steuerhebelstange A in Verbindung steht.

Die Schubstange $P\,k$ greift in P an dem einarmigen Hebel $L\,N$ an, der in L am Gleitstück der Schieberführung aufgehängt ist, während sein anderes Ende N vermittelst der Gelenkstange S mit dem festen Kreuzkopfansatz W in Verbindung steht. Der Hebel $L\,N$ erhält demnach eine ganz eigenthümliche Bewegung; das Ende N geht mit dem Kreuzkopf hin und her, der Punkt P jedoch erhält eine andere, ebenfalls schwingende Bewegung von der Coulisse aus, und daraus resultirt für den Aufhängungspunkt L d. h. für die Schieberstange V eine der richtigen Dampfvertheilung entsprechende Bewegung des Schiebers.

Schliesslich sei bemerkt, dass die bereits 1849 von Heusinger von Waldegg construirte und zuerst (1851) bei einer kleinen Tendermaschine in Anwendung gebrachte Steuerung in Belgien bei Locomotiven ausserordentlich verbreitet ist, und die in jenem Lande maassgebenden Techniker von den Ergebnissen derselben sehr befriedigt sind[11]). Dieselbe steht, wie auf pag. 455 nachgewiesen ist, was die Dampfvertheilung anbelangt, ganz auf derselben Stufe, wie die Steuerung von Gooch, empfiehlt sich sowohl durch ihre Einfachheit und leichte Zugänglichkeit, als auch durch ihre geringe Ausladung im Vergleiche mit der aussenliegenden Steuerung mit zwei Excentrics; gegenwärtig findet sie auch auf deutschen Bahnen Eingang und zwar zunächst bei Eilzuglocomotiven der Westfälischen Bahn.

System Guinotte. Wir erwähnen im Anschluss an vorstehend beschriebene Steuerung noch die Guinotte'sche Combination, welche als eine Anwendung der Heusinger von Waldegg'schen Steuerung auf das Doppelschiebersystem zu betrachten ist. Eine Maschine mit Guinotte'scher Doppelschiebersteuerung, bestimmt für Personenzüge des Grand Central Belge, war bekanntlich zu Wien 1873 seitens der belgischen Firma Société de Couillet ausgestellt. Da, wie bereits mehrfach hervorgehoben wurde, ein reeller Nutzen für den praktischen Betrieb vermittelst der Doppelschiebersteuerungen bei Locomotiven überhaupt nicht ersichtlich ist, so wird aus diesem Grunde von einer näheren Beschreibung der Guinotte'schen Steuerung abstrahirt.

Zum Schlusse dieses Capitels wollen wir nun noch zur näheren Betrachtung einiger der interessanteren Details der Locomotivsteuerungen übergehen. Wir beginnen mit der Coulissenconstruction, gelangen sodann zu den Excentern, Schieberführungen etc. und schliessen mit der Betrachtung der verschiedenen Umsteuerungsapparate, wobei wir auf die Taf. XXII bis XXIV verweisen.

[11]) Der Heusinger von Waldegg'sche Steuerungsmechanismus führt in Belgien den Namen System Walschaert, indem ein Herr Walschaert sich auf denselben Patent genommen hat. Sehr tolerante belgische Fachmänner genehmigen indessen »Heusinger-Walschaert«. Walschaert hatte bei Cockerill Gelegenheit, die in Rede befindliche Steuerung kennen zu lernen, indem die mit dieser Steuerung versehene, für die Lütticher Hafenbauten verwendete kleine Tendermaschine daselbst eine Zeit lang in Kesselreparatur befindlich war. Wir haben dem Gebahren des Herrn Walschaert etwas Weiteres nicht hinzuzufügen.

§ 14. Construction der Steuerungscoulisse. — In Betreff des Materials der Coulissen gilt als wesentliche Bedingung ein angemessener Härtegrad, damit die Abnutzung möglichst klein sei, eine Erneuerung der Coulisse mithin so selten als möglich erforderlich werde. In früheren Jahren bestanden die Coulissen meist aus feinkörnigem, an der Oberfläche härtbarem Schmiedeeisen, wodurch die Behandlung im Temperofen möglich wurde; indessen zieht man heute allgemein die Anfertigung der Coulissen ganz aus Gussstahl vor und zwar aus denselben Gründen, wie bei der principiellen Wahl des Stahles für die übrigen bewegten Maschinentheile der Locomotive. Das Coulissengleitstück, ein der Abnutzung stark unterworfener Maschinentheil, hat gleichfalls aus Gussstahl angemessenen Härtegrades zu bestehen, doch dürfte derselbe etwas weicher zu wählen sein, als das Material der Coulisse, weil man es vorziehen wird, lieber das Gleitstück zu erneuern als diese letztere.

Der Construction nach ist die Coulisse entweder einfach oder aus mehreren Theilen zusammengesetzt. Die ersteren heissen offene, die letzteren geschlossene Coulissen. Im ersteren Falle ist der für die Gleitstückführung bestimmte Ausschnitt im Materiale der nur aus einem Stück bestehenden Coulisse selbst hergestellt; im letzteren Falle besteht der Coulissenkörper aus zwei gegeneinander gewendeten □-förmigen Hälften, deren Extremitäten durch entsprechend geformte Einsatzstücke vermöge durchgeführter Schraubenbolzen consolidirt und somit zum Ganzen der Coulisse verbunden sind, und welche zwischen sich den Raum zur Führung des Coulissengleitstückes umfassen.

Eine Coulisse derartiger Construction zeigt Fig. 12 auf Tafel XXII im Aufriss und Querdurchschnitt. Es erfolgt die Aufhängung vermöge der im mittleren Theile der Coulisse angebrachten Zapfen C und D, welche behufs sicherer Führung mit der ringsumlaufenden Nuth r versehen sind. Die ⊏-förmig gestalteten Hälften F und F_1 der Coulisse sind durch die Zwischenstücke $q\,q_1$ und vermöge der Schrauben $n\,n$ zu einem Ganzen verbunden. Das am oberen Ende befindliche Einsatzstück ist von Messing und mit einem Schmierapparat versehen, vermöge dessen das Oel durch 4 Abflussröhrchen in die 4 Kehlen der Bogenstücke geleitet wird. α ist der Deckel dieser Schmierbüchse, welcher durch die Feder β am Aufspringen behindert wird.

Die auf Tafel XXI, Fig. 1 und 2, dargestellte Allan'sche Coulisse, nach der vom Maschinenmeister May der schweiz. Nordost-Bahn angegebenen Construction, ist nach ähnlichem Princip construirt, wie die soeben beschriebene. Die Aufhängung erfolgt auch hier vermöge der im mittleren Theile angebrachten Zapfen C, welche die Angriffspunkte der Hängestangen $H\,H_1$ bilden. Die Zusammensetzung des Coulissenkörpers geschieht vermöge der ⊏-förmigen Stücke $F\,F_1$, deren Absteifung durch die Zwischenstücke $B\,B_1$ bedingt wird. a und b sind die Angriffspunkte der Excenterstangen, a das Gleitstück in Verbindung mit der Schieberstange b.

Coulisse nach Correns. Als eigenthümlich und gleichfalls zu den combinirten Coulissen gehörig verdient an dieser Stelle die Construction von Correns Erwähnung. Vergleiche Tafel XXII, Fig. 1. Die Coulisse besteht aus den beiden Hälften $a\,a$, zwischen welchen der Gleitbacken b geführt wird. Das Zusammenhalten an den Enden erfolgt wiederum durch Zwischenstücke $c\,c$ und die durchgehenden Schraubenbolzen $d\,d$, deren je 2 Stück pro Ende angeordnet sind. Dabei sind die innerhalb schräg abgeflachten Führungsschienen $(a\,a)$ nach der Mitte beim Ajustiren soweit abgearbeitet, dass das Gleitstück b daselbst circa $^3/_4{}^{mm}$ mehr Spielraum als an den Extremitäten der Coulissenstellung hat, wodurch das Umsteuern wesentlich erleichtert werden soll. Beim ersten Montiren einer derartigen Coulisse ist es vortheilhaft,

an den Zwischenstücken *c c* Papierblättchen mit einzumontiren (bis zur Gesammtdicke von circa $^3/_4{}^{mm}$), und kann alsdann bei Abnutzung der Gleitbacken und Schienen der genaue Schluss sehr leicht durch Wegnahme einer entsprechenden Anzahl jener Papierblättchen wieder erreicht werden.

Bemerkenswerth ist noch die Construction der Aufhängezapfen (*e e*), welche hier aus einem besonderen, die Coulisse umfassenden und durch 4 Schrauben *f* befestigten Stücke bestehen. Sie sind mit conischen Zapfen versehen, über welche (gleichfalls conische) gehärtete Stahlbüchsen *i i* geschoben werden, die bei Ausnutzung entweder durch eine gezahnte und mit Versicherung versehene Mutter *g*, oder mittelst der doppelten Muttern *h* und der Unterlegscheibe *k* immer schliessend erhalten werden können. Die gehärteten conischen Büchsen sind, um das Drehen zu verhindern, mit einem Keil in den Augen *l* der Hängestangen befestigt. Coulisse sowohl als Gleitstücke sind oberhalb mit einer sorgfältig gearbeiteten Oelbüchse versehen, wodurch den hauptsächlichsten Reibungsflächen stetig Oel zugeführt wird.

Die beschriebene Construction findet sich bei den Maschinen der Frankfurt-Hanauer Bahn, sowohl bei geraden als auch bogenförmigen Coulissen seit einer Reihe von Jahren in Benutzung, und soll sich die etwas kostspielige Anfertigung durch das Wegfallen jeder Reparatur genügend bezahlt machen.

Coulissen mit regulirbarem Gleitstück. Da, wie bereits hervorgehoben, die Gleitstücke der Coulissen Gegenstand einer energischen Abnutzung sind, so erscheinen Regulirungsvorrichtungen am Platze, welche geeignet sind, bei erfolgter Abnutzung den genauen Anschluss des Gleitstückes leicht wieder herzustellen ohne Erneuerung des letzteren. Krauss in München, der um die Construction von Locomotiv-Details so hoch verdiente Fabrikant, fertigt daher seit einigen Jahren bei Allan'scher Steuerung mit gerader Coulisse diese Theile nach der in Fig. 3—5, Tafel XXII dargestellten Anordnung aus einem massiven rectangulären Stahlprisma *A*, an welches oben und unten die Excenterstangen entweder mittelst Gabel oder mittelst einfachem Auge anschliessen, in welchem letzteren Falle, wie Fig. 5 zeigt, dann die Gabel an der Coulisse sich befindet. Die Gleitstücke bestehen bei dieser Construction aus Rothguss, welche lagerförmig in einem schmiedeeisernen Rahmen *B* eingepasst sind und die massive Coulisse genau schliessend umfassen. An dem Rahmen *B* sind die Zapfen *c c* angeschweisst und abgedreht, an welchen die Gelenke der Steuerungshebel angreifen. Falls die Gleitstücke resp. die Backen *b b* soweit ausgenutzt sind, dass sie regulirt werden müssen, so kann dies sehr leicht entweder durch Unterlegen von feinen Blechplatten (*e*), wie bei Fig. 3, oder durch Antreibung eines Keiles (*d*) und Feststellen durch die Pressschraube (*f*), wie in Fig. 4, oder endlich auch durch Nachschrauben der Druckschraube *h* mit Gegenmutter *g*, wie in Fig. 5, geschehen.

Zum Oelgeben des oberen Coulissenzapfens kann auch die Oelbüchse *i* (Fig. 3) angebracht werden, von wo alsdann das überflüssige Oel längs der Coulisse herabläuft und die übrigen gleitenden Theile genügend versorgt. Diese, an sich einfache und doch sehr vollkommene Construction der Coulisse hat sich sowohl bei kleinen als grossen Maschinen vortrefflich bewährt.

Coulisse nach Heusinger von Waldegg. Fig. 38 und 39 (pag. 466) zeigt im Auf- und Grundriss die Heusinger von Waldegg'sche Steuerung, wie dieselbe zuerst bei einer im Jahre 1850 in den Werkstätten der Taunusbahn erbauten Tendermaschine in Anwendung gebracht wurde. Sie wurde nächstdem (in etwas veränderter Weise) bei einer älteren Sharp'schen Maschine von der Taunusbahn ausgeführt. Die im Stuhle *D* festgelagerte Coulisse *C* wird von der Excenterstange *N*

in schwingende Bewegung versetzt. Die Eigenthümlichkeit dieser sehr soliden Construction der Coulisse besteht zunächst darin, dass die zwei Lagerzapfen (b) mit den die Coulisse zusammensetzenden Endplatten AC verschweisst sind. Sie ruhen in Lagern des an die Cylinderwände geschraubten Stuhles D. Die mittlere Platte der Coulisse hat einen bogenförmigen Ausschnitt, in welchem ein stählerner, von dem gabelförmigen Ende der Schubstange e umfasster Gleitbacken angebracht ist. Das andere Ende steht in d mit dem Hebel g in Verbindung (dessen Bewegung bekanntlich vom Kreuzkopfe der Kolbenstange ausgeht, welcher oben die Schieberstange f gelenkartig mittelst Gabel umfasst. Es wird noch bemerkt, dass die um eine Achse in festen Lagern schwingende Coulisse theils geschlossen mit angeschweissten Zapfen (wie in vorstehender Zeichnung), theils jedoch auch offen mit besonderen Seitenplatten construirt

Fig. 38.

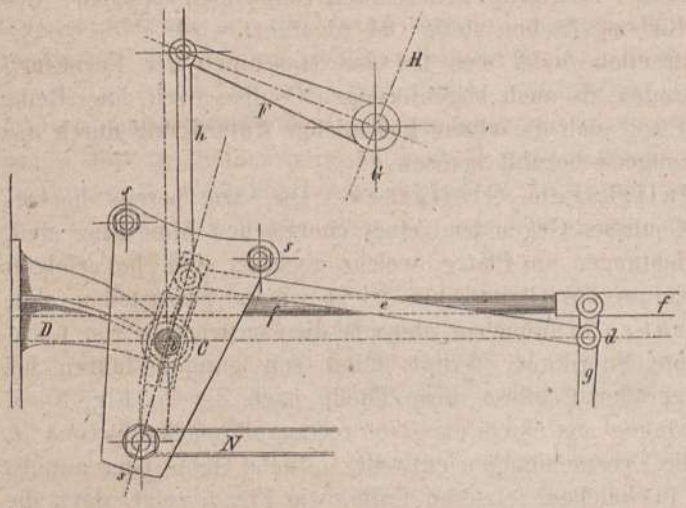
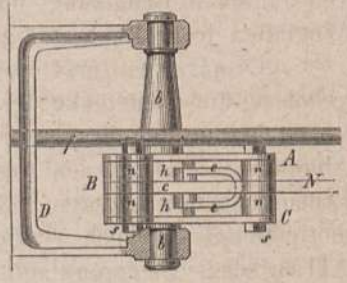


Fig. 39.



sein kann. Die drei Platten A, B und C, welche im vorliegenden Falle die Coulisse zusammensetzen, werden durch die drei Schraubenbolzen s abgesteift und zu einem Ganzen verbunden vermöge der ajustirten Zwischenlagen $n\,n$.

Amerikanische Coulissen. Erwähnung verdient an dieser Stelle noch, wegen ihres eigenthümlichen Aufhängungsmodus, eine in Amerika vielfach angewendete Construction, die in Fig. 8 auf Tafel XXI dargestellt ist. Es ist A der über der Coulissenmitte angeordnete Aufhängepunkt, B die Mitte des Gleitstückes, C der Angriffspunkt der Steuerhebelstange und D die Welle des doppelarmigen Hebels, welche in einer auf den Rahmen E befestigten Büchse gelagert ist. Der Zweck der Construction ist die Erzielung einer möglichst günstigen Bewegung des Gleitstückes, indem man dasselbe nicht gerade führt, sondern an einem schwingenden Hebel befestigt, dessen Länge gleich ist der Aufhängestange der Coulisse.

In unserer Figur ist daher $AC = BD$. Ferner ist die Coulisse, wie wir sehen, nicht in ihrem Centrum aufgehängt, sondern in demjenigen Punkte oberhalb desselben, in welchem das Mittel des Gleitstückes sich bei der angenommenen Normalstellung (d. h. der am häufigsten vorkommenden Position der Coulisse) befindet. Sowohl Coulisse als Gleitstück schwingen in dieser Anordnung um dieselbe Achse, und das eben ist es, was man zu erreichen strebte.

§ 15. Excenter, deren Ringe und Stangen. — Das Excenter besteht aus einem auf die Treibwelle gekeilten Theile — der sogenannten Excenterscheibe — und

einem beweglichen, die Scheibe umschliessenden Theile — dem Excenterringe, welcher mit der Excenterstange in fester Verbindung steht oder mit dieser ein Ganzes bildet. — Der erstere Theil besteht aus einer Scheibe aus Gusseisen, Schmiedeisen oder (in neuerer Zeit) aus Gussstahl, welche bald voll, bald durchbrochen hergestellt ist. Bei dem gewöhnlichen Modus der Anordnung muss die Scheibe behufs Montirung auf der mit Rädern armirten Treibwelle aus 2 Theilen bestehen, welche genau schliessen und die durch Schraubenbolzen und Keile fest mit einander verbunden sind.

Die Scheiben werden mit Hülfe sorgfältig ajustirter Stahlkeile auf den bezüglichen Theil der Treibwelle fixirt.

Es ist, namentlich in neuerer Zeit, sehr allgemein üblich, die je 2 zusammengehörigen Scheiben (Vorwärts- und Rückwärtsexcenter) aus einem Stücke zu giessen oder zu schmieden. Es geschieht dies aus Gründen der Einfachheit und Solidität, indessen verzichtet man dabei gleich von vornherein auf jedwede nachträgliche Modification der Vertheilungsverhältnisse in Betreff des Vorwärts- oder Rückwärtsganges, sowie auch auf etwaige Aenderungen des Voreilungswinkels, die zuweilen wünschenswerth erscheinen können.

Der Umfang der Scheibe muss zur Aufnahme des Bügels entsprechend gestaltet sein und wird dies entweder durch Eindrehen einer ringsum laufenden Nuth d, wie sie in Fig. 40 dargestellt ist, oder in der Weise bewirkt, dass der mittlere Theil des Umfanges einen grösseren Diameter besitzt als die Ränder der Scheibe, sodass die Randausschnitte cc entstehen, in welche das Ringfutter f sich einlagert. Vergl. Fig. 41. Der Durchmesser der Scheibe ist natürlich eine Function des Durchmessers der Treibachse und des verlangten Schieberhubes. Er beträgt bei der Mehrzahl der Locomotiven 300—400^{mm}, während die Scheibendicke gewöhnlich zwischen 50—60^{mm} liegt. Vergleiche auch Fig. 11 auf Tafel XXII.

Fig. 40.

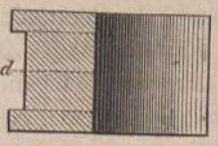
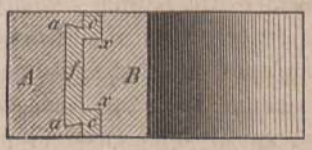


Fig. 41.



Der Excenterbügel A, welcher — aus zwei Theilen bestehend — die Scheibe B umschliesst und mit dieser vermöge des Metallfutters (Einlage) f in Contact tritt, soll nur in der Diametralebene des Excenters wirklich aufliegen d. h. in der Linie aa, während in der Kante xx eine Berührung nicht stattfindet ($^3/_4{}^{mm}$ Spielraum ist hinreichend). Letztere tritt erst nachträglich bei fortschreitender Abnutzung in aa ein, die ausserdem durch Anziehen der Pressschrauben eventuell durch Nacharbeitung des Metallfutters zu beseitigen ist.

Das Ringfutter, welches den Contact zwischen Bügel und Scheibe vermittelt, ist aus geeigneter Metallcomposition hergestellt und gleichfalls zweitheilig. Es steht in der Regel durch Schrauben mit versenkten Köpfen mit dem Bügel in fester Verbindung, damit Verschiebungen nicht eintreten. Die eine Hälfte des Excenterbügels trägt (in der Regel links oben) eine sorgfältig mit dem Bügel aus dem Ganzen gearbeitete Schmierbüchse mit Centralröhrchen und Syphon, mittelst Deckel oder Federkopf geschlossen, wie dies bei den Stangenlagern üblich ist.

Die Montirung der Excenterscheiben bietet, auch wenn von der erforderlichen mathematischen Exactheit des Aufpassens der Scheiben auf die Treibachsen abstrahirt wird, grosse Schwierigkeiten dar, und sollte nur den tüchtigsten und zuverlässigsten Monteuren anvertraut werden. Wesentliche Bedingung des Erfolges ist, dass an dem ganzen Umfange eine bestimmte, gleichförmige, jedoch durchaus mässige Reibung statt-

finde und es kann der erforderliche Contact nur durch die sorgfältigste, durchaus übereinstimmende Ajustirung der sich reibenden Flächen nach und nach erreicht werden. Ist die Reibung zu gross, wenn auch selbst nur um eine sehr geringe Grösse, so wirkt das Excenter als Bremsring, was leicht zum Schmelzen der Composition führt; ist sie zu klein, so tritt schlotternder Gang und demgemäss schlechte Vertheilung ein. Das Richtige liegt durchaus in der goldenen Mitte und diese lässt sich wie folgt prüfen: Bringt man nämlich das fertig auf die Treibwelle H montirte (eingeölte) Excenter (Fig. 6, Tafel XXII) in die gezeichnete Lage, so dass die Achse dd desselben horizontal ist, so muss — vorausgesetzt dass die Stange nicht mit montirt ist — eine langsame Drehung des Bügels um H erfolgen in Folge des durch das Anschlussstück P bedingte einseitige Uebergewicht. Das Sinken von P bis in die verticale (tiefste) Lage darf jedoch nicht schneller als die Drehung des Minutenzeigers von Statten gehen, so dass nach einer Viertelstunde erst P den tiefsten Punkt einnimmt. Das schnelle Herabfallen würde schlottrige Montirung andeuten; das Stehenbleiben in der Horizontalen jedoch eine übermässige Pressung bekunden und demgemäss Heisslaufen der Ringe, sowie entsprechende Effectverluste zur Folge haben.

Behufs Darstellung einer completten Excenteranordnung wird auf Tafel XXII, Fig. 6—8 verwiesen. Es ist daselbst H die Treibachse mit den beiden Scheiben a und a_1, die jedoch hier aus einem Stücke gegossen sind, während beide Scheibenhälften durch die Bolzen a_2 verbunden sind. Letztere sind in der einen Hälfte mit Gewinde, in der anderen durch einen Querkeil a_3 befestigt, während der Splind a_4 zum Feststellen des Bolzens dient. bb_1 sind die schmiedeeisernen Excenterbügel und cc_1 das Futter oder die Metalleinlage, welches einerseits mit der Peripherie der Scheibe, andrerseits mit der Nuth des Excenterbügels in Verbindung tritt. dd und d_1d_1 sind die Befestigungsschräubchen des Futters. Die Flantschen ff_1 des Bügels dienen — vermöge der hindurchgeführten, mit Doppelmutter versehenen Bolzen gg_1 zur Verbindung beider Ringhälften, wobei die Messing- oder Kupferplättchen hh_1 als Zwischenlagen auftreten, indem dieselben nicht sowohl zunächst die Spannung der Pressschrauben aufzunehmen haben (ohne dass dieselbe direct auf das Ringfutter übertragen wird), sondern auch bei Ausnutzung des Futters zur Regulirung des Anschlusses vermöge entsprechender Bearbeitung dienen. i ist das auf b sitzende (mit diesem ein Ganzes bildende) Oelgefäss mit dem Centralröhrchen k, welches den Syphon aufnimmt, und dem Federdeckel γ.

Wichtig ist für das Excenterfutter eine zweckentsprechende Wahl der Metallcomposition, indem dieselbe sowohl auf den Oelconsum, als auf das Maass der Reibung den grössten Einfluss ausübt. Die sogenannten weissen Legirungen (Weissmetall) haben sich erfahrungsmässig im Grossen der Praxis auch für den in Rede stehenden Zweck am Besten bewährt. Eine hierher gehörige englische Legirung ist zusammengesetzt aus 6 Theilen Kupfer, 11 Theilen Antimon und 83 Theilen Zinn. Es wird dieselbe in der Centralwerkstätte der London & North Western Railway zu Crewe, für das Weissmetallfutter der Excenterringe bestimmt, in besondere nach den Excenterringen modellirte Formen direct gegossen, so dass bei der hieraus resultirenden genauen Uebereinstimmung die Nacharbeit (Ajustirung) des Futters auf ein Minimum beschränkt bleibt, wodurch eine rasche Auswechslung bei den vorkommenden Reparaturen ermöglicht wird. Man kann jedoch auch direct die Legirung in den Bügel giessen.

Die inneren Flächen der schmiedeisernen Excenterringe, welche das Futter aufnehmen, werden, nachdem solche vorher sorgfältig gereinigt sind, gut verzinnt, damit die Composition innig hafte. Hierauf werden beide Hälften um die Excenter-

scheibe gelegt, jedoch in dem entsprechenden Normalabstande, d. h. der Dicke des Futters (12—15^{mm}) angemessen.

Die so gebildete Form wird sodann bis zum Schmelzpunkte des Zinnes vorgewärmt, auf eine gerade Platte gebracht und die Composition mittelst Giesskellen eingegossen. Nach dem Erkalten werden die provisorischen Schrauben gelöst und es bildet das Futter ein vollständiges Ganzes mit dem Ringe, was durch Anschlagen mittelst eines kleinen Hammers sofort wahrnehmbar. Die Arbeit ist, bei einiger Uebung des damit vertrauten Arbeiters stets mit Erfolg gekrönt, und giesst beispielsweise in den Werkstätten der Kursk-Charkow-Asow-Bahn ein Arbeiter mit einem Gehülfen 4 Excenterfutter in 12 Stunden.

Die nachträgliche Ajustirung, d. h. das Aufpassen des mit dem Futter armirten Ringes auf die Excenterscheibe erfordert nur noch geringe Nachhülfe mittelst des Schabers. Das Ausdrehen, wie dasselbe in den meisten Werkstätten, wo die Composition voll in den Ring gegossen wird, nachträglich erforderlich ist, fällt bei der beschriebenen Methode weg, weshalb sie entschieden billiger ist. Nach den Erfahrungen des Werkstättenchefs der eben genannten Bahn nutzen sich die bezüglichen Futter äusserst sparsam ab, so dass es genügt, dieselben alle vier Monate etwas zusammenzufeilen, und es sollen bis zur gänzlichen Abnutzung wenigstens $1^1/_2$ Jahre vergehen, wofern die Maschine etwa 300 Meilen monatlich zurückgelegt; auch soll ein Warmlaufen niemals vorkommen.

Eine sehr einfache und zweckmässige, von dem Centralinspector L. Becker in Wien angegebene Befestigungsweise der Excenterscheiben ist auf Tafel XXII in Fig. 9 bis 11 dargestellt. Die Enden der in der Achse eingearbeiteten Keilnuth sind, wie Fig. 10 in halber Naturgrösse zeigt, schief unterstochen; der untere schwalbenschwanzförmige Keil *a* wird in gebogenem Zustande eingelegt, durch Niederhämmern in der Keilnuth fixirt, und die aus der Achse hervorragende Keilkrone fertig gearbeitet. Die Excenterscheibe *b* besteht aus zwei durch Keilschrauben *c c* mit einander verbundenen Theilen und wird durch die Ansätze an den beiden Seiten der Keilkrone vor seitlicher Verschiebung geschützt, so dass weiter keine Befestigungsmittel, wie Stellschrauben und dergleichen, nöthig sind.

Excenterstangen. Die Excenterstangen repräsentiren im Allgemeinen zwei wesentlich verschiedene Typen, je nachdem sie entweder gerade, oder mit seitlicher Kröpfung versehen sind. Im ersteren Falle sind die mit der Coulisse in Verbindung stehenden Gabeln einseitig abgekröpft, mithin unsymmetrisch in Bezug auf die Achse der Stange, während im zweiten Falle die Gabeln symmetrisch gestaltet sind, indem die Stangenachse selbst aus der verticalen Excenterebene seitlich in dem entsprechenden (stets von 180° wenig verschiedenen) Winkel abgebogen sich darstellt.

Wir verweisen in Betreff dieser Verhältnisse auf die Fig. 3 und 4 der Tafel XXIII. Es zeigt zunächst Fig. 3 (Grundriss) die Excenterstangen *A* und *B* der Gooch'schen Coulissensteuerung zugehörig, welche vermöge der Coulisse *C* auf die Schieberschubstange *D* wirken. Da nun bei jeder Steuerung die verticale auf die Treibachse normale Trennungsebene beider Excenterscheiben (mögen dieselben ein Ganzes bilden oder nebeneinander für sich aufgekeilt sein) gleichzeitig mit der Verticalachse der Coulissenmitte zusammenfallen muss, so können die von den Excenterbügeln ausgehenden Stangen selbstverständlich nicht geradlinig zur Coulisse geführt werden, es muss dies vielmehr mit der Coulisse zu convergirenden Stangenachsen erfolgen, wofern man nämlich symmetrische Gabeln *FF* anordnen will, welche die

Coulisse von aussen umfassen. Unsere Figur lässt die alsdann erforderliche Convergenz der Stangen A und B sehr deutlich erkennen.

Anders liegt der Fall in Fig. 4, woselbst eine seitliche Abweichung der Stangenachsen aus der Excenterscheibenebene nicht stattfindet. Man sah sich daher veranlasst, die hierdurch bedingte Seitendifferenz durch die Construction unsymmetrischer Gabeln auszugleichen, wodurch der richtige Angriff beider Stangen in gleicher Vollkommenheit wie oben erreicht wird. An der Aussenseite verläuft dabei die Stange mit dem äusseren Gabelschenkel entweder völlig geradlinig (der häufigste Fall), oder es ist — wie in Fig. 4 — eine schwache Kröpfung H (resp. H_1) vorhanden, welche geringe Modificationen jedoch im Princip der Anordnung nichts ändern.

Als Material der Excenterstangen diente früher Eisen resp. Feinkorneisen, in neuerer Zeit werden auch diese Maschinentheile allgemein aus Gussstahl erschmiedet und zwar aus dem Ganzen, mithin unter Vermeidung jedweder Schweissoperation.

Wir bemerken schliesslich, dass lange Excenterstangen ein nicht unwesentliches Integral der Güte der ganzen Steuerungsmechanik bilden, und zwar aus dem einfachen Grunde, weil jede Excenterstange Bleuelstange ist, deren Kurbel durch die Excentricität repräsentirt wird. Je grösser also erstere in Bezug auf letztere, desto günstiger werden auch hier die Verhältnisse. Es wird jedoch in den allermeisten Fällen möglich sein, der Stange eine beträchtliche Länge im Verhältnisse zum Hube, d. h. zur Excentricität zu ertheilen. Die meisten Excenterstangen messen zwischen $1^m,140$—$1^m,300$, was bei 75^{mm} Excentricität $^1/_{15}$ bis $^1/_{17}$ ergiebt, was als vollständig ausreichend zu gelten hat.

Besondere Excenteranordnungen finden sich bei den Locomotiven nach System Hall, wo wir dieselben häufig mit dem vor die Nabenstirn auf die Treibachse gepressten Halslager der Treibkurbel ein einziges Schmiedestück bilden sehen. Dass die Excenterscheiben auch durch Gegenkurbeln ersetzt werden können, wurde bereits im theoretischen Theile näher entwickelt. Wir begnügen uns daher an dieser Stelle mit dem Hinweis auf Fig. 6, Tafel XXI, welche die Gegenkurbel der auf Tafel XX gezeichneten Allan'schen Steuerung im Détail darstellt. Es ist daselbst A die Radnabe mit dem eingelassenen Kurbelzapfen B, welcher ein Ganzes mit der Gegenkurbel C bildet, deren Excenter durch den horizontal angeordneten Kurbelarm aa_1 dargestellt wird.

§ 16. Schieber und Schieberführungen. — Die Führung des Schiebers in der Dampfkammer, die durchaus spielfrei zu erfolgen hat, geschieht in der Mehrzahl der Fälle durch einen geschmiedeten Rahmen, welcher — innerhalb der Dampfkammer angeordnet — mit der in Stopfbüchsen geführten Schieberstange ein Ganzes bildet.

Quadratische Schieberstangen. Bei manchen Locomotiven sehen wir den ausserhalb liegenden Theil der Schieberstange — von quadratischer Form des Querschnitts — in besonderer, auf einer Traverse angebrachten Führung, um jede Tendenz zu einer Drehung des Schieberrahmens aufzuheben. Zu Wien 1873 war die von der Firma Cockerill in Seraing für die »Haute Italie« erbaute Güterzugmaschine mit quadratischen Schieberstangen versehen. Die Einrichtung ist zwar sehr alt, auch vielfach als veraltet angesprochen; sie verdient indessen wegen der grossen Exactheit der durch sie bedingten Führung dieses wichtigen Maschinentheiles häufigere Anwendung, als es in der Praxis heute beliebt wird.

Im Rahmen liegt der Schieber zwar durchaus spielfrei, doch lose, damit der Dampfdruck die Schieberflächen gleichmässig abnutze; eine auf den Rücken des

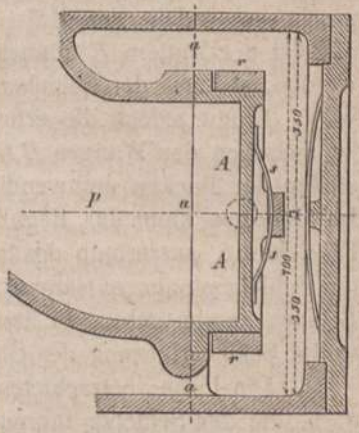
Schiebers einwirkende (in gewissen Anordnungen stets vorhandene) Spannfeder drückt ihn beständig gegen die Planflächen.

Man lässt die Schieberkanten über den Plan hinausgreifen (in den Extremen des Schieberhubes), um letzteren gleichmässig abzunutzen. Auch ist es angezeigt, die Planflächen um wenigstens 15^{mm} über die Basis hervortreten zu lassen, damit im Falle ungleichförmiger Abnutzung der Flächen eine Nacharbeit möglich wird. Folglich Construction der Dampfcanäle in jedem Falle derart, dass deren Querschnitte beim Nachhobeln der Planflächen (bis auf 15^{mm}) durchaus constant bleiben.

Wir gehen nun im Nachfolgenden etwas näher auf die verschiedenen Constructionen der Schieberführung ein.

Die inneren Rahmenflächen, welche mit dem Schieber in Contact treten, finden wir stets auf das Sorgfältigste ajustirt; desgleichen sämmtliche Schieberflächen, die Planflächen jedoch geschlichtet bis zur gleichförmigen feinen Marmorirung beim Contact mit der Mennigplatte. In gleicher Weise werden die Dampfkammerpläne bearbeitet und geschlichtet. Fig. 42 zeigt den senkrechten Durchschnitt durch die Dampfkammer und durch den mit der Exhaustion P communicirenden Schieber A, der vermöge des Rahmens r geführt wird, wobei die Feder s den Schieber beständig gegen die Planfläche aa drückt.

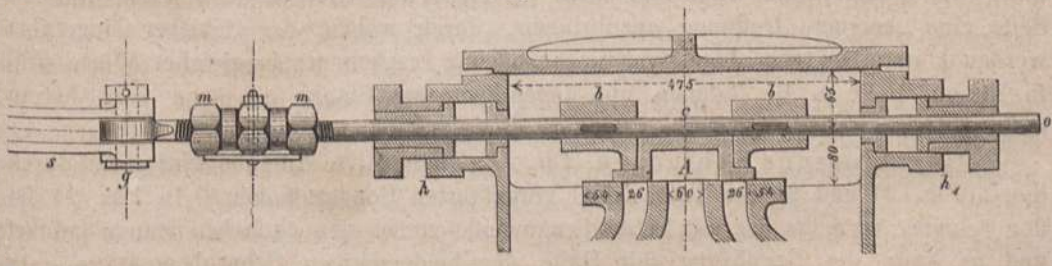
Fig. 42.



In Fig. 43 (Wien 1873, Sigl Nr. 1432) finden wir den Schieberrahmen durch die Wangen bb ersetzt, aufgekeilt auf die Schieberstange c.

Die Stangenlänge, und demzufolge die mittlere Stellung des Schiebers, ist vermöge der ausserhalb der Stopfbüchse h befindlichen Gegenmutter mm regulirbar. g ist das Gelenk der zur Coulisse führenden Schubstange s. Die Schieberstangenführung erfolgt auch hier durch die beiderseitigen Stopfbüchsen h und h_1.

Fig. 43.



Schieberführung nach Correns. Eine der vorstehend geschilderten verwandte vereinfachte Schieberführung, von Correns construirt, ist auf Tafel XXII, Fig. 14—16 dargestellt. Der Zweck der Construction ist auch hier die Vermeidung des vollständigen, den Schieber umschliessenden rectangulären Rahmens, da letzterer erfahrungsmässig leicht schlottrig wird, wonach todter Gang des Schiebers die Folge ist; auch sind die Reparaturen kostspielig und nicht von nachhaltiger Wirkung. Wie die Abbildungen zeigen, wird die Schieberstange durch die einfache cylindrische Gussstahlstange A repräsentirt, auf welcher zwei schmiedeiserne durchbohrte Backen BB fixirt sind, die mittelst der Stahlkeile CC derart einander

genähert werden können, dass sie den dazwischenliegenden Schieber *D* beliebig fest einschliessen. Damit jedoch der Schieber nicht zu fest eingeklemmt werden kann, so ist zwischen den Wangen *BB* um die Schieberstange noch die cylindrische Blechhülse *E* geschoben, welche ein wenig länger als der Schieberhals breit ist, um dem Schieber ohne Spiel in horizontaler Richtung noch eben die nöthige Beweglichkeit in verticaler Richtung zu gestatten. Sollte ein Engerstellen der Wangen erforderlich erscheinen, so kann die Hülse *E* leicht etwas kürzer gefeilt werden. Uebrigens sind die Keile *CC* durch die federnden Vorsteckssplinde *FF* noch versichert. Die Einrichtung hat sich als zweckentsprechend und wenig kostspielig erwiesen.

Mayer's Schieberführung. Eine noch weiter gehende Vereinfachung der Schieberführung ist auf Tafel XXII, Fig. 17 im Längendurchschnitt vorgeführt. Die Construction ist vom Oberingenieur Mayer, Betriebsleiter der französischen Westbahn, erfunden. Die Schieberstange *A* besteht, wie bei der Correns'schen Einrichtung aus einer einfachen cylindrischen Stahlstange, deren Ende (von *a* ab) jedoch etwas stärker im Durchmesser gehalten ist als der übrige Theil der Stange. Auf die dünnere Hälfte sind die beiden in der Mitte durchbohrten schmiedeisernen Backen *BB* geschoben, welche den Hals des Schiebers *C* umfassen; durch die abgedrehte Hülse *D* mittelst der Muttern *E* können die Wangen *BB* einander genähert und genau regulirt werden, so dass der Schieberhals mit möglichst geringem Spiel umfasst und geführt wird. Damit jedoch die erforderliche verticale Beweglichkeit aufrecht erhalten bleibt, ist zwischen den Wangen *BB* die Blechhülse *F* eingepasst, welche, wofern ein Engerstellen der Backen nothwendig erscheint, entsprechend kürzer gefeilt werden muss. Im Uebrigen kann das Reguliren der Backen, bequemer als bei der Correns'schen Einrichtung, ausserhalb des Schieberkastens vorgenommen werden, indem das Ende *E* der Schieberstange mitsammt der cylindrisch ajustirten Hülse *D* durch die Stopfbüchse *G* nach aussen geht. In ähnlicher Weise ist auch die in Fig. 23, Tafel XXII dargestellte Schieberführung des Obermaschinen-Ingenieurs Krämer in München construirt.

Die bisher betrachteten Schieberführungen sind sämmtlich doppelseitig geführte, d. h. die den Schieber führende Stange geht vermöge Stopfbüchsen durch beide Enden des Schieberkastens. In allen denjenigen Fällen hingegen, wo die Schieberkästen an die Cylinder angegossen sind und nicht gestatten auf ihrer vorderen oder hinteren Seite eine geeignete Oeffnung anzubringen, durch welche der Schieber eingeführt werden könnte, müssen obige Systeme unzulässig erscheinen; in gleicher Weise sind in diesem Falle z. B. Rahmen mit angeschweisster Stange etc. von vorn herein ausgeschlossen.

Geschlossene Führungen. Die oben angedeutete Aufgabe wird gelöst durch die in Fig. 24 und 25 der Tafel XXII vorgeführten Constructionen. In Fig. 24 ist der Schieber vermöge der mit Schraubengewinde versehenen einfachen Stange geführt und es kann die Regulirung mit Hülfe der beiderseitigen Schraubenmuttern *mm* erfolgen. In Fig. 25 ist die Schraube durch die beiderseitigen Keile *cc* ersetzt, welche mittelst Vorstecker gesichert sind. In beiden Fällen liegt, wie wir sehen, die Stellvorrichtung innen, was sich, namentlich bei Anwendung der Schraube, die stark angegriffen und demnach schwierig lösbar wird, im Ganzen wenig empfehlen dürfte.

Schieberreibung. Die Grösse des Reibungswiderstandes, welche ein Schieber bietet, hängt bekanntlich von dem Drucke ab, mit welchem der Schieber an den Schieberspiegel, auf dem er gleitet, angepresst wird, und ferner von dem Reibungscoëfficienten der Berührungsfläche. Der Gesammtdruck zwischen Schieber und Plan ist gleich der Differenz der Pressungen gegen die obere und untere Schieberfläche.

Die erstere wird aus dem Dampfdrucke und der bekannten Oberfläche des Schiebers sich leicht ermitteln lassen; die letzteren Kräfte, welche den Schieber zu lüften trachten, theilen sich in zwei Theile. Der eine Theil betrifft die Schieberhöhlung, der andere die Berührungsstelle zwischen Schieber und Plan.

Aus Adams Versuchen geht hervor, dass bei einem sich in Dampf erfülltem Raume hin- und herbewegenden Schieber zwischen den Contactflächen von Schieber und Spiegel jederzeit eine dünne Schicht von Feuchtigkeit vorhanden sei, welche, so lange sie noch die Temperatur des Dampfes hat, auch dieselbe Expansivkraft äussert, wie der Dampf selbst. Man kann demnach diese Berührungsstellen zwischen Metall und Metall nicht als luftleer betrachten, sondern vielmehr als unter Dampfdruck stehend, so lange die höhere Temperatur überhaupt fortbesteht.

Diese Thatsache würde nun die bisher gebräuchliche Bestimmung des Schieberdruckes wesentlich modificiren; denn wenn man A die horizontale Projection der oberen Schieberfläche nennt, C die Berührungsfläche zwischen Schieber und Spiegel, B die innerhalb dieser Contactfläche liegende Spiegelfläche, so ist $A = B + C$. Wenn ferner P der Dampfdruck pro Flächeneinheit im Schieberkasten, p der Gegendruck (welcher den Schieber zu lüften trachtet), so ist auf Grund obiger Betrachtung der Druck des Schiebers gegen die Planfläche gegeben durch die Relation

$$AP - CP = B\,(P - p)$$

Was den Reibungscoëfficienten anbelangt, so giebt Adams an, dass dieser Coëfficient bei Schiebern sich mit der Intensität des Druckes sowohl, als der herrschenden Dampftemperatur ändere. Aus einigen seiner Versuche resultirt: für Gusseisen auf Gusseisen bei einer Dampftemperatur von 115° C. für die Druckintensitäten von 20 Pfd. und 70 Pfd. pro Quadratzoll der Coëfficient 0,206 und resp. 0,235. Desgl. bei Dampf von 138° C. und für die gleichen Druckintensitäten die Coëfficienten 0,269 und 0,362. Für Messing auf Eisen wurden die entsprechenden Coëfficienten: 0,184, 0,219; 0,236 und 0,354 erzielt. Es verdient jedoch bemerkt zu werden, dass die erwähnten Versuche mit Entlastungsschiebern angestellt wurden.

Schiebermaterial. In Betreff der Frage: »Welches Material ist gegen die Abnutzung der Dampfschieber das Vortheilhafteste?« — hat die Münchener Techniker-Versammlung folgenden Beschluss gefasst:

> »Eine bestimmte Entscheidung über das zweckmässigste Material zu Schiebern scheint für jetzt aus den Angaben der verschiedenen Bahnverwaltungen noch nicht getroffen werden zu können; um so mehr als man vielseitig die Ansicht ausspricht, dass die Wahl der Metalle abhängig sei von der Dampfspannung und der Beschaffenheit des zu den Cylindern verwendeten Gusseisens.«

Das nähere Studium der Beantwortungen über das geeignetste Material zu den Dampfschiebern lehrt, dass auf 11 Bahnen nur Schieber aus Gusseisen in Betrieb waren, dagegen auf 18 Bahnen nur solche von Metall resp. Rothguss, und auf 4 Bahnen nur Rothgussschieber mit Ausguss von Weissmetall. Ferner war auf 5 Bahnen sowohl Gusseisen als auch Rothguss für die Schieber in Anwendung, welche beide sich daselbst als gleich entsprechend bewährten. Auf einer anderen Anzahl Bahnen (5) ist endlich sowohl Gusseisen, als Rothguss und Rothguss mit Weissmetalleinlage in Anwendung. Von der Mehrzahl der Bahnen wird hervorgehoben, dass sich die mit Weissmetall ausgegossenen resp. ausgelegten Schieber insbesondere bei hohem Dampfdruck als sehr dauernd bewährt haben.

Ueber die gusseisernen Schieber wird bemerkt, dass diese nur für geringere

Dampfpressungen im Allgemeinen zweckmässige Verwendung finden dürften, indem bei höherem Drucke die Flächen stark angegriffen würden. Von einigen Verwaltungen wird dagegen zugegeben, dass, wenn das Metall der Cylinder hart genug sei und die Schieber von weicherem Gusseisen hergestellt würden, diese sich auch bei hohem Dampfdruck sehr wohl bewährt hätten. Von einer andern Verwaltung wird im Anschluss an das Vorstehende noch erwähnt, dass Schieber aus Gusseisen — von gleichmässig hartem und dichtem Gefüge hergestellt — sich für hohen Druck bewährt hätten, und es wird ferner noch darauf hingewiesen, dass bei Anwendung von Gusseisen namentlich darauf zu achten sei, dass das Material der Schieber zu demjenigen der Cylinder passe.

Aus den Mittheilungen sämmtlicher Bahnverwaltungen resultirt, dass Schieber aus Rothmetall bei der Mehrheit in Anwendung sind, und es würden daher, wenn in dem vorliegenden Fall die Mehrheit als entscheidend angesehen wird, die Schieber aus Rothguss den Vorzug verdienen. Nach diesen werden solche aus Gusseisen empfohlen mit der Bemerkung, dass das Material, woraus sie angefertigt sind, zu demjenigen der Cylinder passen muss, in welchem Falle sie eine geringere Abnutzung als Rothguss hätten. Am wenigsten waren die mit Weissmetall ausgegossenen Schieber damals bereits in Anwendung (1869); sie werden aber von denjenigen Bahnen, auf welchen sie längere Zeit in Benutzung waren, entschieden gelobt, namentlich für mit Gussstahl belegte Planflächen.

Da in neuerer Zeit die mit Weissmetall garnirten Gleitflächen der Schieber immer mehr in Aufnahme kommen, so sei es gestattet, noch einen Augenblick hierbei zu verweilen. Wir verweisen auf Fig. 18—22, Tafel XXII.

Schieber mit Weissmetalleinlage. Um den Schieberflächen eine grössere Dauer zu sichern, bedient man sich, wie bereits mehrfach hervorgehoben wurde, des bemerkenswerthen Kunstgriffes, dass in diesen Flächen Vertiefungen in symmetrischer Vertheilung von der in Fig. 21 gegebenen Querschnittsform und Dimensionen auszuarbeiten und diese mit engl. Patentmetall (der allerwärts bekannten und geschätzten zinnreichen Weisslegirung) auszugiessen. Muthmaasslich erzeugt dabei nämlich die glättere Oberfläche weniger Reibung und jedenfalls ist diese Methode für die Conservirung der kostbaren Schieberpläne ein Gegenstand von grosser Bedeutung. In Betreff der Composition der Einlage hat nach den gemachten Erfahrungen die Legirung aus 6 (Gewichts)theilen Kupfer, 11 Theilen Antimon und 83 Theilen Zinn zu bestehen. Es erzielt diese Zusammensetzung ein Minimum der Reibung zwischen Schieber und Planfläche.

Die Schieber ganz aus diesem Metall herzustellen, was ja offenbar das Einfachste, vielleicht, weil viele Arbeitskosten gespart würden, auch zugleich das Billigste wäre, erwies sich deshalb als nicht durchführbar, weil die Festigkeit der Composition zu diesem Behufe eine zu geringe ist.

In die Flächen des Messingschiebers aber ohne Weiteres Streifen oder Leisten dieses Metalles einzuschlagen oder einzugiessen, wurde seiner Zeit vielfach versucht, es zeigte sich aber, dass dieselben bei abgestelltem Dampfe durch die kleinen Schläge, welche der Schieber durch die angesaugte und wieder ausgestossene Luft erlitt, bald zerbröckelten und herausfielen.

Durch die jetzt befolgte Methode ist jedoch die definitive Festlagerung der Composition vollkommen erreicht worden. Es erhält nämlich der Schieber eine Anzahl Löcher (vergl. Fig. 21 u. 22, Tafel XXII), welche verzinnt und sodann mit Composition ausgegossen werden. Um das Herausfallen dieser letztern unmöglich zu machen,

werden die Löcher zuerst bis auf 17^{mm} cylindrisch gebohrt und dann noch (im tiefsten Theile) mittelst eines Centrumbohrers (Erweiterungsbohrer) mit excentrischer Schneide erweitert, wie dies Fig. 21 u. 22 in $^1/_2$ nat. Gr. darstellt. Solche Schieber halten sich nach in neuerer Zeit sehr allgemein gemachten Erfahrungen ganz vorzüglich, die Flächen bleiben spiegelblank, die Abnutzung am Cylinderplan ist verschwindend klein und ein Herausfallen der Einlagen gänzlich beseitigt.

Fig. 19 zeigt das Weissmetall nuthenartig in die Planfläche des Schiebers eingegossen nach dem Vorbilde der Kaiser Ferdinands-Nordbahn. Die Dampfschieber laufen bei dieser Anordnung ohne den geringsten Anstand bis auf Minimalstärke des Flantsches gleichförmig ab, und greifen den Cylinderplan nicht an; auch gehört es zu den grössten Seltenheiten, dass die Composition herausfällt oder herausschmilzt, wodurch jedoch noch immer keine Betriebsstörung herbeigeführt werden kann. Es wird betont, dass die Nuthen zur Aufnahme der Composition nur recht schmal gemacht werden, damit die ungleichmässige Ausdehnung der Metalle beim Warmgehen auf das Lockerwerden nicht influire. Uebrigens sind die bezüglichen Nuthen oben 8^{mm} breit (vergl. Fig. 18) und erreichen — nach unten erweitert — 12$^1/_2$^{mm} Basisbreite, wodurch ein Herausfallen verhindert wird. — Da beim Leergange (auf langen Gefällen) zuweilen ein Schmelzen der Composition eintreten kann (natürlich nur bei der so oft vernachlässigten oder nicht für nöthig erachteten Oelung der Schieberpläne), so sind die Führer strenge anzuweisen, in solchen Fällen die Cylinderhähne zu öffnen, wobei alsdann die eingesaugte Luft das vollständige Trockengehen der Schieberspiegel verhindert und damit zugleich das Ausschmelzen der Composition.

Schlussbetrachtung. Der im September 1874 zu Düsseldorf stattgefundenen Techniker-Versammlung lag sub *B* No. 6 die Beschlussfassung in Betreff der Frage vor: »Welches Material wird für die Dampfvertheilungsschieber am geeignetsten gehalten und wie hat sich das partielle Ausfüttern der Rothgussschieber auf den Gleitflächen bewährt?«

Die Schlussfolgerung aus den seitens 42 Eisenbahn-Verwaltungen ertheilten Fragebeantwortungen lautet wie folgt:

»Gusseiserne Schieber, bei richtiger Härte des Materiales, und wenn dasselbe zu dem Cylinderguss passt, sind von ausserordentlich langer Dauer; anderenfalls haben sich dieselben nicht bewährt.«

»Rothgussschieber geben im Allgemeinen befriedigende Resultate, nutzen sich jedoch rasch ab und sind kostspielig. Ein Versuch mit Eisenbronce (aus Freiburg in der Schweiz) hat bis jetzt ein günstiges Resultat ergeben; über Phosphorbronce liegen noch keine Erfahrungen vor. Schieber mit partieller Ausfütterung sind bei mehreren Bahnen zur Zufriedenheit im Gebrauch; bei Schiebern mit Umlaufcanälen ist die Ausfütterung nicht gut anwendbar; auch eignet sich dieselbe nicht für Bahnen mit längeren Gefällen. Eine erhebliche Anzahl von Verwaltungen hat mit ausgefütterten Schiebern ungünstige Erfahrungen gemacht, da öfter ein Ausschmelzen und Abbröckeln der Ausfütterungen vorkommt, wodurch Defecte veranlasst werden.«

Das nähere Studium der Referate dieser hochwichtigen Frage lehrt, dass 11 Verwaltungen Gusseisen für das beste Material zu Dampfschiebern halten und wird seitens derselben die vielfach im Maschinenbau gemachte Erfahrung bestätigt, dass Gusseisen auf Gusseisen, namentlich bei grosser Geschwindigkeit sehr gut und ohne wesentliche Abnutzung gleitet, und bemerkt z. B. die Oldenburger Bahn, dass einige ihrer Maschinen 18000 Meilen durchlaufen haben, ohne dass ein Abrichten der gusseisernen Schieberflächen erforderlich gewesen wäre.

Jenen 11 Verwaltungen, welche sich unbedingt zu Gunsten der gusseisernen Schieber äussern, stehen jedoch 9 Verwaltungen entgegen, welche nur theilweise günstige Resultate mit Gusseisenschiebern erzielt haben. Diese minder günstigen Resultate sind offenbar die Folge der nicht richtig getroffenen Beschaffenheit des Gusseisens in Beziehung zum Cylinderguss. Bemerkung verdient an dieser Stelle noch, dass die Vorarlberger Bahn folgende Mischung für gusseiserne Schieber empfiehlt: $^1/_3$ kalt erblasenes Wales-Eisen, $^1/_3$ Spiegeleisen und $^1/_3$ gewöhnliches Gusseisen, welche Composition eine vortreffliche Politur annehmen und eine geringe und dabei gleichmässige Abnutzung zeigen soll.

Eine Anzahl Bahnen verwendet theils Schieber aus Gusseisen, theils aus Rothguss, während 19 Verwaltungen hauptsächlich Rothgussschieber in Betrieb haben. Die Mischung für letzteres Material besteht aus Kupfer, Zinn, eventuell auch noch aus Zink und Blei. Mehrfach wird angedeutet, dass höhere Dampfpressungen das Uebergehen vom Gusseisen zum Rothguss motivirt hätten, indem bei ersteren das Gusseisen sich als minder geeignetes Schiebermaterial zu legitimiren schiene.

Was speciell die Zusammensetzung des Rothgusses betrifft, so ist zu bemerken, dass auf den meisten Bahnen alle 4 der oben genannten Metalle in die Legirung eintreten, deren vorwiegender Bestandtheil jedoch stets das Kupfer bleibt. So benutzt die Berlin-Anhalter Bahn eine Mischung aus 100 Kupfer, 15 Zinn, 8 Zink, 5 Blei. Bei den Schiebern der Breslau-Freiburg-Schweidnitzer Bahn fällt das Blei fort; bei noch anderen Bahnen wird nur Kupfer und Zinn legirt, Zinkzusatz sogar für schädlich gehalten.

Nur 4 Verwaltungen sprechen sich gegen Rothgussschieber aus, theils in Folge constatirter zu geringer Dauer im Allgemeinen, theils in Folge kostspieliger Unterhaltung. Dass die Abnutzung der Rothgussschieber in Folge der grösseren Weichheit des Metalles im Allgemeinen eine weit rapidere ist, als bei Gusseisen, geht aus der Mehrzahl der Fragebeantwortungen hervor.

Ueber Rothguss- resp. Gusseisenschieber mit partieller Ausfütterung sprechen sich 14 Verwaltungen günstig aus. Als Ausfütterungsmaterial dient die bereits oben näher besprochene Zinncomposition (80 Zinn und 20 Kupfer). Mehrfach wird auch Antimon der Legirung beigesetzt, doch darf dieser Zusatz nicht zu hoch steigen, wenn die Composition nicht brüchig werden soll. Der Zweck des Antimonzusatzes ist offenbar die Erzielung einer angemessenen Härte der Legirung (Hartmetall). Dass auf langen Gefällen ein Ausschmelzen der Composition — in Folge Trockenganges der Schieber — nicht zu den Seltenheiten gehöre, wird von nicht wenigen Bahnen ausgesprochen, auch wird betont, dass die Ausfütterung der Schieberflächen bei Canalschiebern (Entlastungsschiebern) nicht anwendbar sei. Eine Bahn verwendet auf einigen ihrer Strecken Schieber aus Kanonenmetall mit Anwendung von Weissmetalleinlage, welche aus 90 Zinn, 7 Antimon und 3 Kupfer zusammengesetzt ist und sich ganz vorzüglich conservirend für die Cylinderflächen bewährt hat.

Rothgussschieber mit Zinnlegirung als Einlage werden auf Stahlplatten, welche den Cylinderplan bilden (von 13^{mm} Dicke) seitens einer Bahn verwendet und geben gute Resultate.

§ 17. Umsteuerungs-Vorrichtungen. Das willkührliche Umsteuern, sowie die Ertheilung der Expansionsgrade, d. h. die entsprechende Hebung oder Senkung der Coulisse, beziehungsweise des Gleitstückes, und die hierdurch bedingte Möglichkeit einer Aenderung der Schieberstellungen und der Schieberwege kann in der Praxis bekanntlich in dreifacher Weise erreicht werden, nämlich

1) durch den Steuerhebel mit gezahntem Sector,
2) durch die Schraube,
3) durch die Combination des Hebels mit der Schraube.

1) Steuerhebel mit gezahntem Sector. Dieser sehr alte, doch im Ganzen einfachste und auch heute noch, selbst bei Neubeschaffungen, vielfach angewendete Umsteuerungsapparat besteht zunächst in dem geraden, einarmigen, um den festen Drehpunkt y schwingenden Hebel A (Fig. 10, Tafel XXI), der in x mit der Steuerzugstange in Verbindung steht. E ist der gezahnte, am Rahmen solid verschraubte Sector, dessen Convexität die erforderliche Anzahl Einklinkungen für die verschiedenen Expansionsgrade sowohl für die Vorwärts- als Rückwärtsstellung trägt. Die Umstellung resp. Veränderung der Hebelstellung überhaupt erfolgt vermöge des Winkelhebels bc, indem dessen längerer Arm (b) gegen den Handgriff a gedrückt, wobei der parallel der Schaftachse gelagerte Riegel r ausgehoben und der Hebel A frei beweglich wird. Dies ist die gewöhnliche Construction, und wird bezüglich derselben auf die in Fig. 10 auf Tafel XXI gegebene, auch ohne nähere Beschreibung deutliche Abbildung dieser hinreichend bekannten Umsteuerungsvorrichtung verwiesen. Wir bemerken dazu noch, dass der Hebel A ebensowohl doppelarmig construirt sein kann, d. h. um x schwingend, während der tiefste Punkt y mit der Zugstange communicirt — eine kaum minder häufig auftretende Anordnung als die zuerst genannte. Das System der Steuerung, der Aufhängungsmodus der Coulisse, der disponible Höhenraum, sowie das Verhältniss der Hebelarme der Steuerwelle werden für die Wahl der einen oder der anderen Anordnung in jedem gegebenen Falle entscheidend sein[12]). Wir gelangen nun zur Schraubensteuerung.

2) Schraubensteuerungsapparat. Die Benutzung der steilsteigenden flachgängigen Schraube zur Reversion der Coulisse und somit der Schieberbewegung — unter gänzlicher Weglassung des Hebels — ist zuerst in England von Ramsbottom versucht worden und von da alsbald auf den Continent gelangt, woselbst sie insbesondere auch auf deutschen Bahnen mit besonderer Vorliebe Eingang und Verbreitung gefunden hat, wenn auch nicht in der ursprünglichen Gestaltung.

Eine der bessern und häufiger auftretenden reinen Schraubensteuerungen ist die von Wöhler zuerst für Locomotiven der Niederschles. Märk. Eisenbahn angegebene Construction. Wir verweisen in Betreff derselben auf Fig. 7, Tafel XXI. Die genannte Bahn hatte im Jahre 1868 (zur Zeit der Münchener Versammlung) bereits 112 Maschinen mit dieser Umsteuerungsvorrichtung in erfolgreichem Betriebe.

Die erste derartige Schraubendisposition wurde schon im Jahre 1863 ausgeführt. Da zur völligen Umsteuerung, d. h. zum Vertauschen der extremen Positionen, nur 4 Umdrehungen erforderlich sind, so steht sie der Händelsteuerung in Bezug auf die Schnelligkeit der Handhabung nur unwesentlich nach, während sie ihr an Sicherheit ganz unzweifelhaft bedeutend überlegen ist.

In unserer Zeichnung bewegt sich die Schraubenspindel (mit ihrem rechts-

---

[12]) Bevor zu den Schraubensteuerungen übergegangen wird, sei an dieser Stelle noch einer Einrichtung bei der Händelsteuerung gedacht, wodurch eine feinere Einstellung derselben ermöglicht wird. Sie ist bei einigen Maschinen der hannoverschen Staatsbahn angebracht und in Fig. 2 auf Tafel XXIV dargestellt. Es ist daselbst nämlich zur Erzielung kleinerer Zwischenzahnbewegungen ein zweiter kleiner Hebel (N) angebracht, dessen Drehpunkt x sammt Zahnsegment y an dem Hauptsteuerhebel A unveränderlich fixirt sind. Die Steuerzugstange geht vom kleinen Hebel aus und zwar befindet sich ihr Scharnierpunkt w excentrisch am Zapfen x, so dass zwischen 2 Zähnen des Steuerungsbügels noch eine feinere Einstellung in 5 Stellungen möglich ist.

seitigen Gewinde) in der festliegenden broncenen Mutter *A*, während gleichzeitig die (ebenfalls broncene) Mutter *B*, an welcher die Gabel der Steuerstange *C* angeschlossen ist, sich auf dem linken Gewinde verschiebt, so dass deren absoluter Weg gleich ist der doppelten Steigung der Schraube. Letztere beträgt aber 2″ engl., so dass mit vier Rotationen die Steuerstange um $4 \times 4 = 16$ Zoll (407^{mm}) verschoben wird.

Die Klinkenscheibe *g* rotirt mit der Spindel und es umfasst der Klinkenbock die Spindel vermöge der Führungen *D* und *E*, so dass letztere ersteren mitnimmt, während er durch die Führung *f* gegen das Drehen geschützt ist. Bei *f* ist zugleich das Markzeichen für die Scala (ein kurzer Stift) angebracht. Behufs Rotation der Schraube wird die Klinke vermittelst des Hebelgriffes *p* ausgerückt und eine auf den Daumen *d* reagirende Feder *s* fixirt sie in der jedesmaligen Lage.

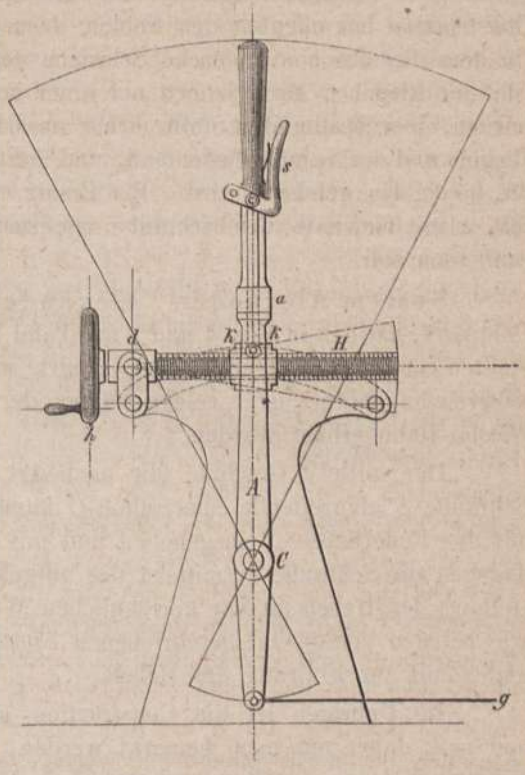
3) Umsteuerungsvorrichtungen mittelst Händel und Schraube. Die Combination des Hebels mit der Schraube, die scheinbar complicirteste Methode der Umsteuerung, muss im Princip als die vollkommenste erkannt werden, da sie die unabhängige Bewegung des Hebels von der Schraube ohne Weiteres gestattet, mithin das sofortige Umsteuern, wozu selbstredend bei der Schraube bedeutend mehr Zeit gehört.

System Volkmar. Die willkührliche Unabhängigkeit beider Vorrichtungen finden wir zunächst bei der Volkmar'schen Combination durchgeführt (vergl. Fig. 9, Tafel XXI). Sie empfiehlt sich vor allen Dingen, wenn auch nicht durch thunlichste Einfachheit so doch dadurch, dass sie sich auch leicht nachträglich an bestehenden Steuerbogen anbringen lässt. Da ferner hauptsächlich beim Vorwärtsgange der Maschine, also im regelmässigen Zugdienst, eine Regulirung der Expansion von Bedeutung ist, so hat man im vorliegenden Falle es als genügend erachtet, bloss für den Vorwärtsgang ein Verstellen des Steuerhebels vermittelst der Schraube anzuordnen. Wie Fig. 9 zeigt, sind an dem gewöhnlichen Steuerbogen sämmtliche Zähne für den Vorwärtsgang, mit Ausnahme des äussersten, fortgelassen, und statt dessen ein gewissermaassen variabler Zahn *Z* angeordnet, welcher sich als Klaue in einem zweiten Hebel *B* befindet. Da *B* mit dem Steuerhebel *K* denselben Drehpunkt hat, so werden sich beide mit einander bewegen, wenn der Faller des Steuerhebels in die Klinkung *a* eingelassen ist. Die Bewegung des Hebels *B* erfolgt vermittelst der einfachen Schraube *F*, welche um das Scharnier *b* des an dem eigentlichen Steuerbogen angeschraubten Ständers *U* drehbar ist. Die Mutter ist gleichfalls um das Scharnier *c* an dem Hebel *B* drehbar. — Wird nun der Hebel *B* ganz nach vorne geschraubt, so dass die Klinke *a* an dem letzten Zahn des Steuerbogens anliegt, so wird bei der entsprechenden Stellung des Steuerhebels die Coulisse so weit ausgelegt sein, dass eine Ingangsetzung der Maschine erfolgen kann. Durch Zurückschrauben des Hebels *B* lässt sich sodann der Steuerhebel leicht allmählich in die der erforderlichen Leistung der Maschine entsprechende Stellung bringen. Während der Fahrt kann der Regulator stets geöffnet bleiben und das Reguliren der Geschwindigkeit bloss durch Verstellung des Steuerhebels resp. durch Veränderung des Expansionsgrades erzielt werden. Wird der Dampf abgestellt, so ist der Steuerhebel wie gewöhnlich aus der Klaue *a* auszulösen und auf den äussersten Zahn zu stellen. Beim Rangiren ist es vortheilhaft, den Hebel *B* auf einen mittleren Expansionsgrad zu stellen, und den Dampfzutritt nur mit dem Regulator zu modificiren, wie dies allgemein behufs Beschleunigung der Manöver üblich ist.

System Belpaire. Die willkührliche Unabhängigkeit beider Organe, d. h. des Hebels und der Schraube, finden wir am einfachsten und zugleich vollkommensten durch die nachstehend in Fig. 44 (p. 479) skizzirte, an den belgischen Locomotiven der

Staatsbahn ausgeführt. Die Einrichtung ist kurz folgende. Die Bewegung des Steuerhebels A mit dem Drehpunkte C und der Zugstange g erfolgt vermittelst der Schraube H, welche — in d in der verticalen Ebene drehbar gelagert — durch Handrad h manövrirt wird. Die Umsteuerung erfolgt durch Ausrücken des Hebels s, wobei die halbe Mutter k aus den (flachen) Gängen der Steuerschraube H gehoben wird. Die Mutter wird ausserdem durch eine im Schafte a befindliche Spiralfeder beständig gegen die Gewinde niedergehalten.

Fig. 44.



Die Anordnung dieser in Deutschland noch ganz unbekannten Art und Weise der Combination des Hebels mit der Schraube wurde vor 12 Jahren von Belpaire in Brüssel erfunden und bei den sämmtlichen Locomotiven der Staatsbahn consequent durchgeführt. Sie hat sich als vorzüglich bewährt und es sind heute weit über tausend Locomotiven in Belgien damit versehen.

Selbstverständlich dient die Schraube hier nur zur Veränderung der Expansion, d. h. zum Feinstellen des Hebels während der Fahrt. In Folge des Drehpunktes in d nimmt die Achse der Schraube je nach der Stellung des Hebels gewisse Neigungen in der Verticalebene an, und es muss daher die halbe Mutter (k) dem Sinus dieser Neigungen entsprechende Verticalwege im Schafte des Hebels zurücklegen können. Es wird dies mit Hülfe der grösseren oder geringeren Zusammendrückung der oben angedeuteten Schaftfeder erzielt, wobei zugleich der feste Eingriff der Mutter in die Gewinde der Steuerschraube völlig unverletzt bleibt, wenn das Handrad h gedreht wird.

Der Hauptvortheil der Vorrichtung besteht hier offenbar in der grossen Bequemlichkeit der Handhabung und die hierdurch bedingte thatsächliche Benutzung seitens des Maschinenpersonales. Wir hatten Gelegenheit, mehrere tausend Kilometer auf Belpaire-Maschinen zurückzulegen und dabei nie gesehen, dass der Führer behufs Veränderung der Expansion jemals den Hebel berührt und ausgerückt hätte. Es geschah dies stets mit dem Handrad h, welches mit einer Hand spielend dirigirbar. Jedoch auch der ausgerückte Hebel kann auf jeder beliebigen Stelle der Schraube arretirt werden, sobald der Druck auf den Winkelhebel (s), welcher zum Ausrücken dient, nachlässt. Man kann daher sehr wohl direct mit dem Hebel expandiren. Bei jeder anderweiten Anordnung sind immer beide Hände zur Manövrirung des combinirten Steuerhebels erforderlich. Das Umsteuern erfolgt selbstverständlich nur mit dem Hebel.

System Stephenson. Fig. 1 auf Tafel XXIV zeigt eine von Stephenson angegebene combinirte Händel- und Schraubensteuerung, die im Ganzen einfach ist, doch in der Herstellung kostbar sich erweisen dürfte. Die Schraube (E) ist nach

einem Kreisbogen gekrümmt, dessen Mittelpunkt mit dem Drehungspunkte X des Steuerhebels A zusammenfällt. Der Riegel C wird durch die Spiralfeder c in die Vertiefungen der Gewinde gedrückt (in ganz ähnlicher Weise wie bei den früher beschriebenen einfachen Hebelsteuerungen) und es kann die Verlegung resp. Umstellung des Händels entweder direct (mit der Hand, wie bei System Belpaire) oder durch Drehung der Schraube vermöge des Handrades G erfolgen. Die in Rede stehende Construction hat offenbar den Fehler, dass der Steigungswinkel der Schraubenspindel (in dem dieselbe eine conische Schraube repräsentirt) an jedem Punkte ein anderer ist; der Riegel C kann jedoch nur einer bestimmten Neigung entsprechen, also auch nur an einer bestimmten Stelle sicher anschliessen. Ausserdem ist die Abnutzung des Riegels und der Spindel bedeutend, und letztere am stärksten an dem Punkte, worauf am häufigsten gefahren wird. Bei Ersatz eines Riegels durch einen neuen ist daher das ganze Gewinde der Schraube nachzuschneiden, wofern er an allen Stellen gut schliessen soll.

System Alexander. Alexander, Ingenieur der Worcester Engine Works Company, hat den in Fig. 4 und 5 auf Tafel XXIV mit den erforderlichen Details dargestellten combinirten Steuerhebel construirt, welcher an einer grösseren Anzahl von Locomotiven angeordnet ist, welche seitens der genannten Gesellschaft für die russische Nicolai-Bahn erbaut wurden.

Der mittelst Gewinde (die nach Art des Schraubenrades geformt sind) in die Schraube S eingreifende Sperrschuh C kann auf gewöhnliche Weise (vermöge Druck auf den Federhebel a) ausgehoben und mit der Hand umgestellt werden. Dreht man dagegen die Schraube vermittelst des aufgekeilten Handrades (R), so erfolgt die Feinstellung des Hebels in der gewöhnlichen Weise. Die Schraube dient demnach hier, wie bei den vorstehend beschriebenen Anordnungen als Ersatz des gezahnten Sectors und somit zur Fixirung des Hebels.

Im Uebrigen ist die Construction aus den Abbildungen vollständig deutlich und mag daher nur noch bemerkt werden, dass ursprünglich der Sperrschuh C blos mit einem Zahn versehen war, was jedoch nachträglich vom Ingenieur Thow in der oben angedeuteten Weise zweckmässig abgeändert wurde.

Umsteuerungsvorrichtungen der Sächs. Staatsbahn. Die Sächsische Staatsbahn hat seit einer Reihe von Jahren an einer grösseren Anzahl von Maschinen Combinationen von Händel und Schraube in zwei verschiedenen Arten in Anwendung. Bei der in Fig. 6 auf Tafel XXIV gezeichneten Construction erfolgt die Arretirung des Hebels durch den Eingriff je zweier einander gegenüber liegenden Mutterhälften, welche die Schraube von beiden Seiten her umschliessen. Zu diesem Zwecke geht die viereckige Oeffnung so tief in das Futter C hinein, dass auf jeder Seite der Spindel genügender Raum für eine halbe Mutter bleibt. Jede dieser letzteren besitzt einen Zapfen (i), auf welchem ein Führungslager (e) aufgeschraubt ist. Die aus je 2 gebogenen und durch Bolzen mit einander verbundenen Schienen hergestellten Hebel $d\,d$, welche ihren Drehpunkt am unteren Theile des Händels bei p haben, geben die Führungen der Lager $e\,e$. Der Zapfen der Hülse e liegt im Führungslager g und letzteres befindet sich in der Schleife h des Steuerhändels.

Bei einem Andrücken des längeren Schenkels des Winkelhebels k gegen den Handgriff des Händels hebt sich, wie bei den vorher beschriebenen Combinationen, der Riegel l; die Punkte m und n, welche vorher mit dem Punkte o in einer Geraden lagen, rücken herauf, nähern sich also einander und drücken dadurch den Hebel $d\,d$

mit den Muttern soweit auseinander, dass die Steuerschraube ausgelöst wird. Die beschriebene Steuerung zeichnet sich durch ihre ruhige Lage bei der Fahrt aus.

Versuchsweise haben einige der neuern Maschinen der Sächs. Staatsbahn die Schraubensteuerung ohne Händel nach System Maw erhalten, wie dieselbe in Fig. 3 auf Tafel XXIV vorgeführt ist. Das Händel ist nämlich dabei durch einen mit dem Handrade H in Verbindung stehenden Riegel r ersetzt. Das dem Handrade zunächst befindliche Lager A der Schraube B besitzt einen gezahnten Ring oder eingetheilten Kranz (n), in welchen der Riegel r eingreift, und kann dessen Ausrückung in der gewöhnlichen Weise vermöge des Hebels h erfolgen. Der mehrfach erwähnte Riegel schiebt sich dabei in einer schwalbenschwanzförmigen Nuth in der Rückseite von einer der Radspeichen auf und nieder und ist seine Länge so bemessen, dass sein unteres Ende sich mit dem gekerbten Ringe ausser Eingriff befindet, sobald der Handgriff die in der Abbildung angegebene Stellung einnimmt. Bei dieser Einrichtung kann das Handrad ungehindert gedreht werden, und wenn dasselbe in der gezeichneten Position festgestellt werden soll, so braucht man nur den Handgriff (h) in die Höhe zu drücken, wodurch der fingerartige Ansatz auf der Rückseite (x) niedergeht, und den Riegel r in die Kerbe schiebt. Der Handgriff steht auf diese Weise zu der Vorderseite des Handrades stets unter rechtem Winkel, wenn das Rad (mithin die Schraube) frei umgedreht werden soll; jedoch unter einem Winkel von 45° zur Vorderseite, wenn das Rad festgestellt ist; es wird in beiden Stellungen durch den im Durchschnitt ersichtlichen Sperrdaumen festgehalten, dessen Spiralfeder in der hohlen Radspeiche mit der Riegelnuth enthalten ist, je nachdem dieser Daumen in den einen oder anderen Ausschnitt der Handgriffswarze eintritt.

Diese Umsteuerungsvorrichtung wurde zuerst bei einigen von Mr. Sinclair's Expressmaschinen der Great-Eastern-Bahn angewendet, um die bedeckten Führerstände nach vorne zu dicht verschliessen zu können, wobei der Hebel genirte, indem der begrenzte Raum hinter der Vorderwand der bedeckten Stände die Manövrirung des gewöhnlichen Steuerhändels nicht gestattete.

Schlussbetrachtung. Wir beschliessen die vorstehenden Betrachtungen mit dem Hinweis auf die bedeutungsvolle Frage, welche der Münchener Versammlung Deutscher Eisenbahn-Techniker vorlag, nämlich:

> »Welche Erfahrungen liegen über die sichere und schnelle Handhabung der Steuerung bei Locomotiven mittelst Schrauben im Vergleich zu den Händelsteuerungen vor« —

deren Beschlussfassung lautete:

> »Die in Rede stehende Frage ist dahin zu beantworten, dass die Schraubensteuerung sich schon bei mehreren Bahnen vollständig bewährt hat, dass sie betreffs der Sicherheit die Händelsteuerung übertrifft, und dass sie in Bezug auf die Schnelligkeit der Umsteuerung den Anforderungen der Sicherheit völlig Genüge leistet.«

Das nähere Studium der Referate lehrt, dass die Schraubensteuerung damals bereits zum Theil ausschliesslich, zum Theil in Combination mit der Händelsteuerung ausgeführt war. Letzteres so, dass für die Umsteuerung vorzugsweise oder ausschliesslich der Händel, für die feinere Stellung der Zwischenlagen aber die Schraube benutzt wird.

Der im September 1874 in Düsseldorf stattgefundenen Versammlung von Eisenbahn-Technikern lag unter anderem die Beschlussfassung über die Frage vor: »Hat

die Schraubensteuerung zu irgend welchen Inconvenienzen geführt?«, zu welcher folgendes Resumé zum Beschluss erhoben wurde:

»Zu Inconvenienzen hat die Schraubensteuerung nicht geführt und wird dieselbe für alle Zugmaschinen empfohlen. Für Rangirmaschinen, welche nicht zu schwere Bewegung der Schieber gestatten, ist die Hebelsteuerung bequemer.«

Das nähere Studium der Referate lehrt, dass die Schraubensteuerung als solche im Allgemeinen in keinerlei Weise Anlass zu Anständen bisher ergeben hat, namentlich aber nicht zu solchen, die ihre Anwendung zu beschränken geeignet wären. Es wird dagegen darauf hingewiesen, dass die Zweckmässigkeit der Schraubensteuerung vom Dienstzwecke der Locomotive abhängig gemacht werden müsse. Je seltener überhaupt ein Umsteuern nothwendig wird, desto geeigneter erscheint die reine Schraube für diesen Zweck; wo dagegen ein beständiges Vor- und Rückwärtsfahren vorkommt, wie bei den ausschliesslich für Rangirzwecke bestimmten Locomotiven, da natürlich kann es nicht befremden, wenn sich dort die Anwendung der Schraube unter gänzlicher Fortlassung des Hebels als nicht praktisch bewährt hat. In der Mitte stehen diejenigen Locomotiven, welche ausschliesslich dem Güterzugdienste bestimmt sind; bei ihnen kommt, neben dem regulären Zugbetriebe (Streckendienst) doch der Rangirdienst nicht unwesentlich mit in Betracht, indem nicht immer separate Rangirmaschinen zur Disposition sind; es muss daher auch die Coursmaschine für diesen Dienst eine praktische Hülfsvorrichtung besitzen, und hierzu erscheint die Combination des Händels mit der Schraube als ein ganz vortreffliches Auskunftsmittel.

Als besondere Vortheile der Schraubensteuerung wird seitens vieler Bahnen die feine und sichere Einstellung auf jeden beliebigen Expansionsgrad (innerhalb beider Extreme) geltend gemacht, sowie die grössere Sicherung jeder Steuerungsmanipulation an sich, mag dieselbe Reversion oder Aenderung der Expansion betreffen. Uebrigens ist bei einigermaassen beträchtlichen Schieberflächen und bei Anwendung eines hohen Dampfdrucks von 10—12 Atmosphären die Bewegung des Händels für das Maschinenpersonal sehr beschwerlich, wenn nicht überhaupt (unter Dampfdruck) ganz unmöglich und dabei noch obendrein gefährlich, so dass man schon aus diesem Grunde die Schraube als das wichtigste Umsteuerungsmittel gegenwärtig bereits zu betrachten hat.

Literatur.

a. Ueber Steuerungen, Coulissen, Excentrics etc.

Alexander's Reversirhebel für Locomotiven. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1871, p. 240. Engineering, Sept. 1870, p. 176.

Becker, Ludw., Befestigung der Excenterscheiben an den Locomotiv-Treibachsen der Kaiser-Ferdinands-Nordbahn. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1874, p. 74.

Borsig's veränderliche Expansionssteuerung. Mit Abbild. Heusinger v. Waldegg, Organ 1847, p. 37.

Die Borsig'sche Locomotivsteuerung von F. Lehmann. Mit Abbild. Scheffler's Organ 1858, p. 241.

Büte, Th., Die Steuerungen bei Locomotiven auf der Pariser Ausstellung 1867. Organ f. Eisenbahnwesen 1868, p. 102.

Büte, Th., Die Steuerungen der Locomotiven auf der Wiener Ausstellung von 1873. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1873, p. 152.

Steuerungstheile bei Locomotiven von John Cockerill. Mit Abbild. Heusinger von Waldegg, Organ 1848, p. 47.

Correns, Jos., Vorrichtung an der Steuerungscoulisse zur Verminderung der Nachhülfe bei Abnutzung der Gleitbacken und Drehzapfen. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1865, p. 60.

Anordnung der Coulissen bei amerikanischen Locomotiven. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1872, p. 42. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1871, p. 283.

Veränderliche Expansionsvorrichtung von Delpêche. Mit Abbild. Heusinger von Waldegg, Organ 1847, p. 7.

Beschreibung der veränderlichen Expansionssteuerung von Egels. Mit Abbild. Heusinger von Waldegg, Organ 1847, p. 3.

Ueber die verschiedenen Systeme veränderlicher Expansion, welche bei Locomotiven angewandt werden. Mit Abbild. Heusinger von Waldegg, Organ 1846, p. 181.

Beschreibung der verschiedenen Systeme veränderlicher Expansion von Cabry, Stephenson, Meyer, Gonzenbach. Mit Abbild. Heusinger v. Waldegg, Organ 1846, p. 211—218.

Variable Expansion von M. Eyth. Mit Abbild. Civil-Ingenieur 1859, 7. Heft. Scheffler's Organ 1860, p. 119.

Locomotive mit veränderlicher Expansion nach Gonzenbach auf der französischen Nordbahn. Mit Abbild. Heusinger v. Waldegg, Organ 1847, p. 177.

Veränderliche Expansionseinrichtung von A. Köchlin in Mülhausen. Heusinger von Waldegg, Organ 1847, p. 5.

Veränderliche Expansion an der neuen Stephenson'schen Patent-Locomotive. Mit Abbild. Heusinger v. Waldegg, Organ 1846, p. 11.

Haben die zusammengesetzten Steuerungen mit einem besondern Expansionsschieber, also die Doppelschiebersteuerungen gegenüber den einfachen Steuerungen ökonomische Vortheile ergeben? 1. Supplementband des Organs, p. 141.

Excenterringe von E. Kessler. Mit Abbild. Heusinger von Waldegg, Organ 1851, p. 142.

Verbesserungen in der Construction der Excenterringe und Excenterstangen. Mit Abbild. Heusinger von Waldegg, Organ 1847, p. 7.

Frank, A., Ueber die Einwirkung der Drosselung des einströmenden Dampfes bei Locomotiven mit Coulissensteuerungen und einfachen Vertheilungsschiebern und Beschreibung einer Vorrichtung zur feinen Einstellung der Coulissen bei Coulissensteuerungen mit Steuerungshändel und Zahnbogen. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1869, p. 93.

Fuhst, H., Untersuchungen über die Meyer'sche variable Expansion als Locomotivsteuerung. Dingler's polyt. Journal, 151. Bd., Heft 2—5 (1859).

Hawthorn's Verbesserungen an den Steuerungscoulissen. Mit Abbild. Heusinger von Waldegg, Organ 1852, p. 42.

Hentschel, Theod., Die Schiebersteuerungen bei Dampfmaschinen, besonders bei Locomotiven. In populärer Darstellung für Techniker, Locomotivführer, Gewerbtreibende etc. Mit 5 lithogr. Figurentafeln. Leipzig 1859. 4.

Heusinger von Waldegg's Locomotivsteuerung. Organ 1848, p. 41.

Heusinger von Waldegg's Steuerung der neuen Tenderlocomotive in dessen Organ 1851, p. 121.

Heusinger von Waldegg's neue patentirte veränderliche Expansionssteuerung für Locomotiven. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1851, p. 90.

Ueber Walschaerts resp. Heusinger von Waldegg's Steuerungssystem. Deutsche Erfindung von einem belgischen Ingenieur sich angeeignet. Organ f. Eisenbahnwesen 1866, p. 221.

Hock, Ueber die Schieberbewegung bei Dampfmaschinen und insbesondere bei Locomotiven. Organ f. Eisenbahnwesen 1855, p. 17. Zeitschr. des österr. Ingenieur-Vereins 1854, Nr. 15 u. 16.

Jenny, Ueber die wichtigsten Constructionsverhältnisse und einige neue Anordnungen bei doppelt wirkenden stationären Hochdruckdampfmaschinen und Schiebersteuerungen. Berg- und Hüttenmänn. Jahrbuch VIII. Bd.

Johnson und Braithwaite, Feststellungsvorrichtung der Händelstange f. Locomotivsteuerungen. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1864, p. 175, nach Engineer v. 26. Febr. 1864, p. 124.

Krauss, Coulissen-Construction mit regulirbarem Gleitblock. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1873, p. 9.

Krauss, Ueber Locomotivsteuerungen im Allgemeinen und insbesondere die Steuerung von Polonceau. Civilingenieur 1860, p. 110.

Lausmann, Steuerung ohne excentrische Scheiben für Locomotiven und andere Dampfmaschinen. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1849, p. 1.

Lehmann, Die Borsig'sche Locomotivsteuerung. Organ f. Eisenbahnwesen 1858, p. 241.

Notiz über die Steuerungstheile der Locomotiven aus der Maffei'schen Fabrik in München. Heusinger von Waldegg, Organ 1854, p. 98.

Maw's, H. W., Steuerungshebel mit Schraube für Locomotiven. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1867, p. 208, nach Engineering vom 29. März 1867.

Die Steuerung der von J. Meyer in Mülhausen für die Oesterr. Staatsbahn gelieferten Maschinen. Mit Abbild. Heusinger von Waldegg, Organ 1848, p. 2.

James Nasmyth's massiver Steuerbogen. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1864, p. 124, nach Civil-Engin. und Archit. Journ. Nov. 1862, p. 349.

Philipps, Theorie der variablen Expansion mittelst Stephenson's Coulisse. Civilingenieur 1854, p. 164. Annales des mines. Tome III, 1854.

Redtenbacher, Gesetze des Locomotivbaues (Mannheim 1855), p. 100. Die Stephenson'sche Taschensteuerung.

— — Ueber Coulissensteuerungen. Civilingenieur 1856, p. 202.

— — Ueber die Dampfvertheilung bei den neuern Locomotivsteuerungen. Civilingenieur 1857, p. 10.

— — Ueber Diagrammsteuerung. Civilingenieur 1857, p. 185.

— — Ueber die Locomotivsteuerung mittelst der Stephenson'schen Coulisse. Schweizerische polyt. Zeitschrift 1856. Bd. I.

Reuleaux, Die Allan'sche Coulissensteuerung. Mit Abbild. Civilingenieur 1857, p. 92. Scheffler's Organ 1857, p. 140.

Samuel, J., Steuerung der neuen Locomotiven mit continuirlicher Expansion. Mit Abbild. Civ. Engin. and Archit. Journ. June 1852, p. 175. Heusinger v. Waldegg, Organ 1852, p. 201.

Scheffler, A., Ueber den Werth der Coulissensteuerungen mit einem überdeckenden Schieber an Locomotiven. Scheffler's Organ 1857, p. 1.

Schraubensteuerungen auf der Pariser Ausstellung von 1867. Nach Mittheilung des techn. Eisenbahn-Bureaux des Königl. Preuss. Handelsministeriums. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1868, p. 98.

Welche Erfahrungen liegen über die sichere und schnelle Handhabung der Steuerung bei Locomotiven mittelst Schrauben im Vergleich zu den Händelsteuerungen vor? Mit Abbild. III. Supplementbd. des Organs p. 150. Organ f. Eisenbahnwesen 1869, p. 23.

Hat die Schraubensteuerung zu irgend welchen Inconvenienzen geführt? Referat über die Frage-Beantwortungen B, 5 zur VI. Eisenbahn-Techniker-Versammlung 1874.

Schraubensteuerung bei neuern Locomotiven der Köln-Mindener Bahn. Organ f. Eisenbahnwesen 1871, p. 82.

Sharp, Brothers & Comp., Construction der Steuerung. Organ f. Eisenbahnwesen 1848, p. 48.

Steuerung der Sharp'schen Tendermaschine. Mit Abbild. Heusinger v. Waldegg, Organ 1850, p. 86.

Steuerung an der neuen Stephenson'schen Patent-Locomotive. Mit Abbild. Heusinger von Waldegg, Organ 1846, p. 11.

Aeltere Stephenson'sche Steuerungs-Einrichtung. Mit Abbild. Heusinger von Waldegg, Organ 1848, p. 43.

Die Steuerungschraube an den Locomotiven der Niederschlesisch-Märkischen Bahn. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1868, p. 98.

Steuerungs- und Regulatorhebel für Locomotiven. Organ f. Eisenbahnwesen 1870, p. 121.

Volkmar, W., Eine neue Expansionssteuerung für Locomotiven. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1860, p. 117. Civilingenieur 1859, p. 179.

Volkmar, W., Ueber Verbesserungen an den Expansionssteuerungen mit einem Schieber. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1868, p. 136.

Weisbach, Dr., Ingenieur- und Maschinen-Mechanik. 3. Bd., p. 650.

Wöhlert, Beschreibung der Kurbelzapfen für die Steuerung der Locomotiven. Mit Abbild. Heusinger von Waldegg, Organ 1855, p. 134.

Zech, Ueber Stephenson's und Gooch's Coulissensteuerungen. Zeitschr. des österr. Ingenieur-Vereins 1855, 7. Jahrg.

*Zeuner, Gust., Die Schiebersteuerungen mit besonderer Berücksichtigung der Locomotivsteuerungen. 3. Auflage. Freiburg 1867.

b. Ueber Schieber- und Schieberführungen.

Adam's Versuche über Schieber-Reibung. Zeitschr. des Oesterr. Ingenieur- und Archit.-Vereins 1867, p. 32. Organ f. Eisenbahnwesen 1867, p. 215.

Adams u. Parson's Dampfschieber. Engineering 1866, p. 360. Organ f. Eisenbahnw. 1867, p. 127.

Büte, Th., Ueber die Dimensionen der Dampfschieber. Mit Holzschn. Organ f. Eisenbahnwesen 1867, p. 101.

Collier und Mastermann's Entlastungsschieber. Mit Abbild. Scientific American 1871, p. 143. Organ f. Eisenbahnwesen 1872, p. 42.

Correns, Jos., Vereinfachte Schieberführung. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1865, p. 60.

Composition für Dampfschieber. Organ f. Eisenbahnwesen 1871, p. 161.

Composition zu Schiebern von den Locomotiven der Köln-Mindener Bahn. Heusinger von Waldegg, Organ 1853, p. 52.

Doppelschieber bei Locomotiven der Köln-Mindener Bahn. Organ f. Eisenbahnwesen 1869, p. 234.

Entlasteter Verth'eilungsschieber für Locomotiven. Von W. Church. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1871, p. 240. Genie industr. Juillet 1870, p. 29.

Ueber entlastete Dampfschieber, insbesondere bei Locomotiven. Organ f. Eisenbahnwesen 1867, p. 29. Nach Dingler's polyt. Journal, 181. Bd., p. 179 und Pract. Mech. Journ. April 1866.

Beseitigung der besondern Expansionsschieber bei den neuern Locomotiven der Köln-Mindener Bahn. Organ f. Eisenbahnwesen 1871, p. 82.

Neuer Dampfvertheilungsschieber mit Druckentlastung und directem Ausströmen von Hub. Desgrange. Mit Abbild. Armengaud, Publication industr. Bd. VIII, p. 18. Heusinger von Waldegg, Organ 1853, p. 10.

Welche Erfahrungen liegen über den Nutzen der Entlastungschieber vor? I. Supplementbd. des Organs p. 140.

Welche Erfahrungen sind hinsichtlich der Querschnitte der Dampf-Ein- und Ausströmungscanäle in den Schieberkastenflächen gemacht und welches Material ist für die Abnutzung der Schieber das vortheilhafteste? III. Supplementbd. d. Organs p. 167 u. Organ 1869, p. 24.

Tabelle der Dampf-Ein- und Ausströmungscanäle in den Schieberkastenflächen von Locomotiven deutscher Vereinsbahnen. III. Supplementband p. 168.

Gleichgewichtsschieber für Dampfmaschinen von Duncan, Christie und John Cullen. Mit Abbild. London Journal 1855, p. 208. Heusinger von Waldegg, Organ 1855, p. 133.

Hawthorn's, R. und W., Verbesserungen an Schiebern und Expansionscoulissen. Mit Abbild. Pract. Mech. Journal 1851, p. 145. Heusinger von Waldegg, Organ 1852, p. 42.

Welche weitere Erfahrungen sind mit den sogenannten Canalschiebern gemacht, die dem Dampfe einen schnelleren und vermehrten Eintritt in den Cylinder geben? Organ für Eisenbahnwesen 1871, p. 114 und 196.

Welches Material wird für die Dampfvertheilungsschieber am geeignetsten gehalten und wie hat sich das partielle Ausfüttern der Rothgussschieber auf den Gleitflächen bewährt? Referat über die Frage-Beantwortungen B, 6 zur VI. Eisenbahn-Techniker-Versammlung 1874.

Prüssmann, Ueber Dampfschieber mit Druckentlastung. Mit Abbild. Heusinger von Waldegg, Organ 1853, p. 82.

Redtenbacher, Constructionsverhältnisse der Schieber von Locomotiven. Heusinger von Waldegg, Organ 1853, p. 15.

Reimherr, Ueber Schieber und Schieberführungen. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnw. 1868, p. 65.

Schauwecker's, Friedr., Verbesserte Schieberführung. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1867, p. 220. Bayer. Kunst- und Gewerbebl. 1866, p. 76.

Verbesserte Schieberführung bei Locomotiven der französ. Westbahn. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1866, p. 220.

Ueber Dichtigkeit von Schieberventilen. Engineer., 16. Dec. 1864. Organ f. Eisenbahnwesen 1866, p. 74.

Schieber der Locomotive »Wien-Raab«. Heusinger von Waldegg, Organ 1855, p. 69.

Schieberconstruction der Hackworth'schen Locomotive »Sanspareil« für Eilzüge. Mit Abbild. Heusinger von Waldegg, Organ 1851, p. 136.

Tresca, Ueber die Entlastungschieber von Jobin. Scheffler's Organ 1859, p. 245.

Welkner, Schieber von englischen Locomotiven. Heusinger von Waldegg, Organ 1853, p. 226.

IX. Capitel.

Construction der Cylinder, Stopfbüchsen, Kolben, Dichtungsringe, Kolbenstangenführungen und Kreuzköpfe. Selbstthätige Schmierapparate.

Bearbeitet von

Alphons Petzholdt,

Civilingenieur in Hannover.

(Hierzu die Tafeln XXV bis XXVIII.)

---

§ 1. Dampfcylinder. — Die Cylinder sind mit den in ihnen spielenden Kolben als die Organe zur ersten Entwickelung der mechanischen Arbeit des Kesseldampfes zu betrachten und zwar insofern als die bedingenden Factoren für die mechanische Arbeit des Dampfes sind:

1) Der Cylinderdurchmesser im Kolbenwege, indem derselbe den Durchmesser des Dampfkolbens in den Contactringen bestimmt, weshalb es gestattet ist, Kolben- und Cylinderdurchmesser zu identificiren, obgleich Ersterer an sich kleiner ist und erst durch die Armatur, d. h. die Expansionsringe, auf das genaue Maass der Cylinderweite gebracht wird;

2) die Länge des Cylinders im Kolbenwege, indem der Kolbenweg durch den mechanischen Zusammenhang mit der Kurbel (Achsencentrum bis Zapfencentrum) bestimmt wird, folglich gleich dem Durchmesser des Kurbelkreises ist.

Da jedoch der letztere Werth durch das praktisch zulässige Verhältniss zwischen Kraftarm und Lastarm fixirt ist, so sehen wir hierdurch direct auch den Kolbenhub und somit zugleich die theoretische Cylinderlänge in diese Grenzen verwiesen. Beide Elemente bedingen die Capacität des Cylinders und es bedarf keines Hinweises, dass dieselbe mit der Capacität des Kessels, d. h. mit dem Dampfbildungsvermögen in richtigem Verhältnisse stehen müsse. Maschinen mit grossen Cylindern müssen daher entsprechend grosse Heizflächen aufweisen, wofern die Leistung dauernd verlangt wird.

Hierin eben liegen die praktischen Grenzen für die Maxima des Courses und des Kolbendiameters, denn beide bestimmen die Volumina der Dampfcylinder. Letztere aber sind abhängig von der zu erzielenden Dampfentwickelung pro Zeiteinheit, also vom Kessel.

Ausnahmsweise kann die Anwendung von verhältnissmässig grossen Cylindern vorkommen, z. B. bei Rangirmaschinen, wo es gilt, grosse Leistungen zu entwickeln

für kurze Zeitdauer, und man doch mit leichten Motoren circuliren will. Derartige Maschinen sind natürlich für den Streckendienst nicht zu gebrauchen.

Der gleiche Fall kann beim Personendienst gewisser Gürtelbahnen, sowie bei Bahnen in belebten Städten vorkommen, wo die Fahrdauer stets nur wenige Minuten beansprucht. Dies ist z. B. der Fall auf der Metropolitan-Eisenbahn in London, wo die Fahrt 2 Minuten vom Anlassen bis zum Absperren des Dampfes dauert. Dort kommt Alles darauf an in wenigen Secunden nach der Abfahrt die Beharrungsgeschwindigkeit zu erzielen, während die dauernde Leistungsfähigkeit minder in Betracht kommt. Wir kommen auf diese und verwandte Verhältnisse bei Gelegenheit der Kolben eingehender zurück, da wir uns zunächst nur mit den Cylindern als solchen zu beschäftigen haben.

§ 2. Cylinderanordnung. — Die Lage der Cylinder in Bezug auf den Maschinenrahmen und die Radebenen kann entweder eine äussere oder innere sein; auch kommt bei manchen Constructionen die Lagerung der Cylinder zwischen zwei Rahmen vor, welche die Räder und die Bewegungsmechanik zwischen sich einschliessen.

a. Innere Cylinder. Die Locomotiven mit inneren, d. h. zwischen den Rahmen liegenden Cylindern, haben bekanntlich ihre eigentliche Heimath in England; nächstdem bilden Maschinen mit innern Cylindern (in zwei Typen) den gesammten Betriebspark der belgischen Staatsbahn. In Oesterreich sind die nach System Engerth gebauten Locomotiven mit innern Cylindern versehen. Uebrigens sind auch ausserhalb Oesterreichs die Maschinen mit innerer Anordnung der bewegten Massen keine in Deutschland unbekannte Erscheinung. So sind die neuesten Locomotiven der Berlin-Potsdam-Magdeburger-Bahn mit innern Cylindern angeordnet und aus England bezogen. Sie werden für Personenzüge benutzt.

Maschinen mit innern Cylindern finden sich ferner im Betriebspark der Berlin-Hamburger, der Niederschlesisch-Märkischen, der Braunschweigischen, der Hannoverschen und der Schleswig'schen Eisenbahnen.

Bei der derzeitigen Vervollkommnung des Erschmiedens der Kurbelachsen und der genauen Kenntniss der Natur des erforderlichen Materials (weicher, zähester, geschmeidigster Gussstahl unter sorgfältiger Vermeidung jedweder härtenden Operation), dessen Darstellung heute längst das Bereich der Versuche verlassen hat, erscheint die »principielle« Abneigung, der man auf dem Continente gegen die Anwendung der Kurbelachsen — und somit der inneren Cylinder — noch immer vielfach begegnet, in der That, wenn nicht absurd, so doch gegenstandslos, weil auf Vorurtheilen beruhend, deren Entstehung in die ältesten Zeiten des Locomotivbaues zurückgreift.

Dass es gleichgültig sei, ob mit äusseren oder inneren Cylindern gefahren wird, wird zwar vielfach behauptet, doch dürfte es nicht leicht sein, den Beweis zu erbringen. Dass Beides vortrefflich, lehrt allerdings die Erfahrung mehrerer Decennien auf beiden Continenten; die Bilance aber kann nur derjenige — vorurtheilsfrei angelegte — Fachmann ziehen, dem langjährige Gelegenheit geboten war, beide Typen unter gleichen Verhältnissen der Praxis gründlich zu studiren. Genaue Beobachtungen und Vergleichungen dürften in Zukunft vielleicht dahin führen, jeder der beiden Haupttypen eine bestimmte Rolle zuzuweisen, für die sie sich im Allgemeinen am Besten eignet. Die allgemein verbreitete Beibehaltung oder Einführung ein und derselben Locomotivconstruction dürfte der Natur der Sache kaum entsprechen. So kann z. B. die ausschliessliche Verwendung der Typen mit inneren Cylindern weder gewünscht noch befürwortet werden; wir besitzen auf dem Continente — in Folge der langjährigen, mit besonderer Vorliebe betriebenen Cultur der Maschinen mit äusserer Anordnung der bewegten Massen — eine ganze Reihe beachtenswerther Constructionen, welche

die Anwendung der Innencylinder ausschliessen. Wir erwähnen nur die Disposition der Cylinder in der diametralen Schwerpunktsebene der Locomotive, die Anordnung der einfachen Geradführungen mit hohen Kreuzköpfen, die Krauss'sche Rahmenconstruction, die Hall'schen Kurbeln und die Heusinger von Waldegg'sche Steuerung.

Der im September 1874 zu Düsseldorf stattgefundenen Techniker-Versammlung Deutscher Bahnverwaltungen lag die Frage zur Beschlussfassung vor:

»Sind in den letzten Jahren auf Bahnen des Vereins Locomotiven mit innenliegenden Cylindern beschafft worden und liegen wirkliche Erfahrungen über die Frage vor, ob und unter welchen Bedingungen die innenliegenden Cylinder oder aussenliegenden Cylinder den Vorzug verdienen?«

Aus den Berichten ergiebt sich im Allgemeinen:

1) Vorzüge der Maschinen mit innenliegenden Cylindern gegen die mit aussenliegenden Cylindern:

a. Ruhiger Gang bei grosser Geschwindigkeit (wird von einigen Bahnen bestritten).

b. Leichtere Erreichbarkeit einer guten Lastvertheilung.

2) Nachtheile derselben:

a. Grössere Unzuverlässigkeit der gekröpften Achsen.

b. Grössere Unzugänglichkeit der Cylinder und Schieber.

Einzelne Bahnen führen noch an:

c. Höhere Lage der Kessel.

d. Schwierigkeit der Anbringung grösserer Cylinder.

e. Schnellere Zerstörung der Cylinder im Rauchkasten.

Da von allen Bahnen sich nur drei und mit Einschluss der Altona-Kieler-Eisenbahn, welche unter gewissen Voraussetzungen sich anschliesst, nur vier Bahnen günstig für Maschinen mit innenliegenden Cylindern und zwar nur für solche, welche zum Fahren mit grösserer Geschwindigkeit bestimmt sind, sich aussprechen, die übrigen Bahnen aber die Construction verlassen, beziehentlich keinen Grund zur Einführung derselben gefunden haben, so ist das Urtheil über die Locomotiven mit innern Cylindern im Allgemeinen als ein günstiges nicht anzusehen. Es muss jedoch dabei hervorgehoben werden, dass wirkliche und zur Anstellung von Vergleichungen hinreichende Erfahrungen an neuern Locomotiven mit innenliegenden Cylindern in den letzten Jahren nur wenige gemacht sind.

Das nähere Studium der Referate lehrt, dass nur vier Bahnen überhaupt Locomotiven mit inneren Cylindern in grösserer Anzahl besitzen, neun Bahnen die Construction verlassen wegen der nach ihrer Ansicht die Vortheile nicht aufwiegenden Nachtheile, welche Letztere sich jedoch, nach Ansicht einer dieser Bahnen, durch Verwendung zuverlässiger Kropfachsen aus bestem Gussstahl wesentlich würden verringern lassen. Bei den übrigen Bahnen hat sich die Construction bewährt und sind dies namentlich die Braunschweigische (mit sehr umfangreichen Erfahrungen auf diesem Gebiete), die Altona-Kieler, die Berlin-Potsdam-Magdeburger und die Niederländische Staatsbahn. Wir bemerken hierzu schliesslich, dass die Oesterreichische Staatseisenbahn-Gesellschaft eine grosse Anzahl von Locomotiven mit innenliegenden Cylindern besitzt und deren auch noch zu beschaffen fortfährt. Es sind dies Tendermaschinen nach System Engerth für den Betrieb schwerer Personen- und gemischter Züge auf mässig günstigen Längenprofilen (Brünn-Prag-Bodenbach). Dieselbe ist mit

diesen Maschinen sehr zufrieden, ein Vergleich mit solchen, welche Aussencylinder besitzen, wird indess nicht angestellt, weil letztere Typen für wesentlich andere Betriebszwecke in Function sind.

Wir erwähnen schliesslich, dass in Betreff der genannten Frage seitens der Düsseldorfer Technikerversammlung die nachfolgende Schlussfolgerung angenommen wurde:

»In den letzten Jahren sind auf den Bahnen des Vereins eine geringe Anzahl Personenzug-Locomotiven mit inneliegenden Cylindern beschafft. Wirkliche wesentliche neue Erfahrungen sind nicht gemacht worden.«

Auch in Frankreich, wo beide Typen nebeneinander vielfach in Verwendung sind, scheint man sich in neuerer Zeit mit Vorliebe den Constructionen mit Aussencylindern zuzuwenden. So betrug am 1. Januar 1872 der effective Locomotivbestand des Netzes der französischen Südbahn-Gesellschaft 1601 Maschinen, wovon 1097 mit äussern und 504 mit innern Cylindern versehen waren. Das Verhältniss beider Typen modificirt sich jedoch von Tag zu Tage und zwar zu Gunsten der Typen mit äussern Cylindern, indem nämlich seit 1860 keine Cours-Locomotive mit innern Cylindern mehr angeschafft wurde. Dagegen werden die innern Cylinder für die dreiachsig gekuppelten Rangirmaschinen beibehalten, woselbst sie sich wegen der geringeren Breitenausladung in den Bahnhöfen als zweckmässiger bewährt haben, als die in die Breite bedeutender ausladenden Typen mit äusserer Lage der bewegten Massen.

b. Aeussere Cylinder. Die Lage der Aussencylinder finden wir bei der überwiegenden Mehrzahl der Maschinen im vorderen Theile des Rahmens (an der Rauchkammer) und die durchgreifenden, mit den Cylindern ein Ganzes bildenden Dampfkammern durch ein gemeinsames kastenartiges Querstück zwischen den Rahmen verbunden. Ausserdem sind die Cylinder mit dem Rahmen solide verschraubt und stützen sich vermittelst eines ajustirten, mit den Cylindern ein Ganzes bildenden Flantsches auf die gleichfalls entsprechend ajustirte Oberkante der Hauptträger (Rahmen). Durchaus nicht empfehlenswerth ist die vielfach angewendete Construction, bei welcher die Cylinder in einem blossen Einschnitte des Rahmens (der nach unten offen ist) liegen, während dieselben — behufs solider Befestigung und Schonung der Schraubenbolzen — durch einen Ausschnitt, der im Ganzen des Rahmens hergestellt wurde — hindurchgreifen sollen. Das rasche Schlottrigwerden der Verbindungsschrauben resp. Lockerwerden der Muttern, namentlich bei den schweren Cylindern der Sechs- und Achtkuppler, die auf neuem, noch nicht gehörig consolidirtem Oberbau benutzt werden, ist im ersteren Falle die unvermeidliche Folge und kann schon in den ersten Wochen des Betriebes in bedenklicher Weise hervortreten. Wir kennen Fälle von Lieferungen — übrigens Seitens sehr wohl accreditirter Firmen Belgiens, Englands und Deutschlands — nach dem Auslande, wo sämmtliche Maschinen gleich in den ersten Betriebstagen den beregten Uebelstand hervortreten liessen.

Im Uebrigen, durchaus solide Befestigung der Aussencylinder vorausgesetzt, hat die in Rede stehende sehr allgemein verbreitete Construction der äusseren Anordnung den unstreitigen Vortheil der leichten Zugänglichkeit und bessern Ueberwachung der bewegten Theile während der Fahrt, also vom Führerstande aus; während bei innerer Anordnung zur Beobachtung der bewegten Theile das Beschreiten der Platform erforderlich ist. Ein weiterer Vortheil ist die erleichterte Oelgebung, der Wegfall der gekröpften Achsen, die selbst beim vortrefflichsten Material und bester Fabrikationsmethode, in Folge der hohen Betriebsbeanspruchung dieses Maschinentheiles, eine

zweifelhaftere Dauer als die geraden Maschinenachsen besitzen; die tiefere Lage des Kessels an sich und endlich die grössere Billigkeit der Construction.

Bei der gewöhnlichen Construction, Cylinder aussen, Steuerungsorgane innen, d. h. zwischen den Rahmen befinden sich auf der geraden Triebachse nur die vier Excenter und liegen die Schieberkästen in diesem Falle — mit verticalen Planflächen — zwischen den Rahmen.

Ist zugleich auch der Steuermechanismus aussen angeordnet, so finden wir den Schieberkasten auf der Oberseite des Cylinders und die Schieberpläne gegen den Horizont (nach aussen hin) geneigt, oder ganz horizontal.

Bei einigen Typen sind die Cylinder an den Aussenseiten des Kessels angeordnet, wie ursprünglich bei Crampton. So trug die von Couillet in Belgien zu Wien 1873 ausgestellte Locomotive die Cylinder in der Mitte des Langkessels so, dass der mittlere Kolbenstand in der verticalen Querebene liegt, die durch den Schwerpunkt gedacht wird. Die hinter dem Feuerkasten liegende Treibachse (wie bei Crampton) gestattet ein aussergewöhnlich günstiges Verhältniss der Treibstangenlänge.

Bei der zu Wien 1873 seitens der Firma Carels in Gent ausgestellten Locomotive lagen die Cylinder an dem Feuerkasten und über das Niveau der Platform erhöht. Die ganze Construction dieser Type ist neu und daher durchaus unbewährt, wenn auch in gewisser Beziehung beachtenswerth.

§ 3. Neigung der Cylinder. — Die meisten Typen tragen horizontale Cylinder. Geneigte Cylinder bei Maschinen mit äusserer Cylinderlage kommen überhaupt nur ausnahmsweise vor, und zeigen sich am häufigsten noch bei den nach amerikanischem Princip construirten Personenmaschinen mit vorderem Wendeschemel und zwei nach hinten gelagerten verkuppelten Achsen.

Die Neigung der Innencylinder findet jedoch überall da statt, wo sämmtliche Achsen des Motors verkuppelt sind; also bei Maschinen mit voller Adhäsion. Dort ist sie im System begründet und daher unvermeidlich, und zunächst hervorgerufen durch die Nothwendigkeit, mit den Geradführungen und Stangen über die vordere Kuppelachse hinwegzukommen. Die Neigung beträgt $^1/_{12}$ bis $^1/_{15}$ (Belgische Staatsbahn). Ist die Vorderachse Laufachse, so ist die horizontale Lage dieser Maschinentheile zulässig und — wohl ausnahmslos — durchgeführt, denn die tiefer liegende Mittellinie der mit kleineren Rädern armirten Vorderachse gestattet die anstandslose Anordnung der Geradführung zwischen den Rahmen.

Bei kleineren Tendermaschinen, sowie auch bei den für Industriezwecke neuerdings vielfach zur Anwendung kommenden Maschinen mit Verticalkesseln veranlassen die Constructionsrücksichten sehr häufig eine oft sehr starke Neigung der Cylinder. Letztere tritt ein, wenn die Cylinder über den Rädern liegen, wie bei den Verticaltypen, wo man natürlich nur vermöge starker Neigung der Führungen die Kurbelzapfen zu erreichen vermag.

§ 4. Entfernung der Cylindermittel. — Der Horizontalabstand der Cylindermittel wird wesentlich verschieden ausfallen, je nachdem die Cylinder aussen oder innen angeordnet sind. Während wir im ersteren Falle den Abstand meist über 2 Meter finden, beträgt er im letzteren weniger als 1 Meter. Es werden im Nachfolgenden (Fig. 1, p. 491) einige Typen mit äusseren und inneren Cylindern zusammengestellt, woraus die grossen Differenzen des Abstandes (a) der Cylindermittel genügend resultiren.

Den kleinsten Abstand der Cylindermittel erweist die Gütermaschine der Belgischen Staatsbahn (510^{mm}). Dies ist überhaupt bei obigem Cylinderdurchmesser

(450^{mm}) der kleinstmögliche Abstand der Centra, und wird nur da erscheinen, wo die Schieber nach aussen gelegt sind.

Bei der Personenmaschine der Belgischen Staatsbahn, wo die Schieber in der beiden Cylindern gemeinsamen Dampfkammer zwischen letzteren angebracht sind, die Excenter also auf dem mittleren Theile der Treibachse sitzen, finden wir einen grösseren Werth von a, nämlich 710^{mm}.

Weit höher, ja bis auf das beinahe Fünffache steigt der Werth a bei den Maschinen mit Aussencylindern, und erreicht ein Maximum bei den nach System Hall erbauten Maschinen, z. B. bei der Personenmaschine der Oesterreichischen Nordwestbahn, wo a auf 2^{m},420 sich erhebt, während bei der nach gleichem System construirten Normalgütermaschine der Kaiser Ferdinands-Nordbahn $a = 2^{m},580$ beträgt, mithin die überhaupt zulässige totale Maschinenbreite überschreitet. [1])

Fig. 1.

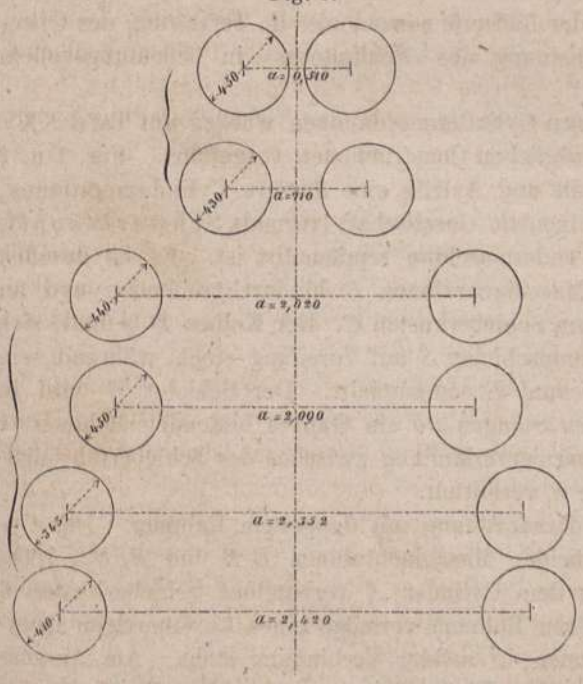
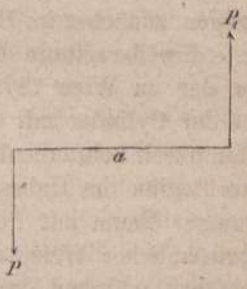


Fig. 2.



Nicht ohne Grund wurde bei dem Werthe von a länger verweilt. Die schädlichste der störenden Bewegungen der Locomotive, welche alle übrigen in ihren Nachtheilen bedeutend überwiegt, ist bekanntlich das Schlingern, ein Schleudern der Maschine um die durch den Schwerpunkt gedachte Verticale, hervorgerufen durch die alternirende Wirkung der Kolben, Stangen und Kurbeln. Der Cylinderabstand a ist jedoch der Hebelarm der auf Schlingern gerichteten Wirkung der Gesammtkräfte und an den Enden von a müssen wir uns die Resultanten derselben als Kräftepaar denken. Be-

[1]) § 103 der Technischen Vereinbarungen der D. E. V.: »Die Breite der Locomotiven soll an keiner Stelle mehr als 3^{m},050 betragen. Die tiefsten Punkte der Maschine müssen stets 130^{mm} über der Oberkante der Schienen bleiben etc.«

Die letztere Bestimmung in Betreff der tiefsten Lage der Theile ist namentlich von Einfluss auf die Köpfe der Bleuellstangen bei den niedrigen Rädern der Achtkuppler und dem daselbst gross zu bemessenden Hubverhältniss, wodurch der Kraftpunkt nahe der Peripherie kommt, die Dimensionen des Bleuellstangenlagers am Kurbelzapfen sind demnach so zu bemessen, dass die tiefste Stellung obiges Maass nicht überschreitet.

zeichnen wir diese alternirenden Kräfte mit P und P_1, so sind die auf Drehung gerichteten Effecte, bei gleichen Massen, natürlich um so beträchtlicher, je grösser der Abstand der Kraftrichtungen, d. h. je grösser a — die Distance der Cylindermittel (Fig. 2, p. 491).

Diese einfache Relation berechtigt zu dem Schlusse, dass die Wirkungen des Schlingerns bei den diversen Typen sich verhalten wie die Horizontaldistancen der Cylindermittel, und dass diese Störungen bei den Maschinen mit äusseren Cylindern demgemäss $3^1/_2$ bis 5 mal so beträchtlich sind, als bei solchen mit innerer Anordnung der bewegten Massen. Hierin liegt zugleich die Begründung der allgemein constatirten Thatsache eines weit ruhigeren Ganges der Maschinen mit Innern-Cylindern im Vergleich zu solchen mit Aussen-Cylindern, gleiche Fahrgeschwindigkeit in beiden Fällen vorausgesetzt.

Bekanntlich wird das Schlingern durch die Spurkränze der Bandagen aufgenommen; die Kosten für Abdrehen der Radreife sowohl als die Zerstörung des Oberbaues stehen demnach mit der Erscheinung des »Schlingerns« in bedeutungsvollem Zusammenhang.

Zur Erläuterung der verschiedenen Cylinderanordnungen wurden auf Tafel XXV einige der wichtigeren der hierauf bezüglichen Constructionen vorgeführt. Fig. 1 u. 2 zeigen zunächst im Horizontalquerschnitt und Aufriss eine äussere Cylinderanordnung, wie dieselbe seitens der Berliner Maschinenbau-Gesellschaft (vormals Schwartzkopff) in der zu Wien 1873 ausgestellten Tendermaschine repräsentirt ist. Es ist daselbst A der Cylinder mit dem durch den Maschinenrahmen B hindurchgreifenden und an ihm durch Schraubenbolzenreihen fixirten Schieberkasten C. Der Kolben D befindet sich am Beginn des Hubes, weshalb der Canalschieber S auf Voreilung steht, während sein innerer Raum mit dem Exhaustationscanal E communicirt. Der Schieber S wird in gewöhnlicher Weise durch den mit den Stangen $b\,b$ ein Ganzes bildenden Rahmen $r\,r$ geführt, während der Bolzen c die Scharnierverbindung zwischen der Schieberführungsstange b und der Schieberschubstange h vermittelt.

Fig. 6 u. 7 zeigen eine Cylinderanordnung mit doppeltem Rahmen. Der Cylinder A befindet sich zwischen den beiden Maschinenrahmen $B\,B$ und $B_1\,B_1$, während durch den inneren (B_1) der mit dem Cylinder A verbundene Schieberkasten C hindurchgreift und zwischen den inneren Rahmen vermöge eines kastenartigen Querstückes mit dem zweiten Schieberkasten in solider Verbindung steht. Am Aussenrahmen ist der Cylinder in ganz ähnlicher Weise fixirt vermöge der übergreifenden Flantschen $b_1\,b_1$, wie am innern vermöge der Flantschen $b\,b$, welche den Rahmen oben und unten umschliessen. Die Dicke der aus dem Ganzen gewalzten Rahmen ist verschieden, indem der äussere 20, der innere jedoch 24^{mm} Stärke besitzt. Die bezügliche Construction ist von Schneider & Co. zu Creuzot für Schnellzugmaschinen der Grossen russischen Eisenbahn-Gesellschaft in Ausführung gebracht worden.

Endlich zeigen Fig. 4 und 5 eine innere Cylinderanordnung, wie dieselbe von Ramsbottom für die Gütermaschine der London and North-Western Railway angewendet wird. Es ist daselbst wiederum A der am Maschinenrahmen $B\,B$ fixirte Cylinder mit dem Schieberkasten E und dem vermöge $r\,r$ geführten Schieber F. Die Schieberstange d ist wie gewöhnlich durch die Vorderseite des Schieberkastens geführt, hier jedoch durch die Kapsel b dem Auge entzogen. Das entgegengesetzte Ende von d ist durch die Stopfbüchse c geführt. Da die Linie $N\,N$ die Maschinenachse bezeichnet, so liegen die beiden im gemeinsamen Schieberkasten E eingeschlossenen Schieber beider Cylinder einander so nahe,

dass ihre Rücken eben nur ohne Reibung neben einander vorbeispielen. Es ist dies überall da der Fall, wo, wie hier, der Schieberkasten zwischen dem inneren Cylinderpaare angebracht ist und die Excenter demnach auf der Mitte der Treibachse sich befinden. Das leitende Princip dieser Construction ist offenbar das Bestreben nach thunlichster Zusammenrückung der Cylinderachsen, sowie auch die Abhängigkeit der Schieberkastenbreite vom Cylinderdurchmesser, in welch' letzterem man bei Inside-Maschinen durch die gegebene Entfernung der Innenrahmen in weit höherem Maasse beschränkt ist, als bei Outside-Maschinen. Will man demnach bei Innenrahmen und Innencylindern grosse Cylinderweiten anbringen, so bleibt nichts übrig, als die Querschnittsbreite der Dampfkammer und folglich die Schieberhöhe auf ein Minimum zu reduciren. Daher denn das dichte Beisammenliegen der Schieberrücken.

Bei der anderseitigen Modification der Inside-Maschinen liegen hingegen bekanntlich die Cylinder unmittelbar aneinander und sind unter sich solide zu einem Ganzen verschraubt. Die Dampfkammern liegen alsdann aussen, d. h. zwischen Rahmen und Cylinder und es sitzen demgemäss die Excenter auf demjenigen Theile der Treibachse, welcher sich zwischen der Kröpfung und dem Rahmen befindet, während die Kröpfungen den mittleren Theil der Achse einnehmen, der Cylinderposition entsprechend. In diesem Falle wird der Abstand der Cylinderachsen der kleinste und ist derselbe z. B. in der Gütermaschine der belgischen Staatsbahn bei einem lichten Cylinderdurchmesser von 450^{mm} auf 510^{mm} herabgebracht, was einen Zwischenraum von nur 120^{mm} für die beiderseitige Materialstärke voraussetzt.

§ 5. Construction der Cylinder. — Die Locomotivcylinder bestehen aus Gusseisen, besitzen einen abnehmbaren, mit Schraubenbolzen und Muttern verschliessbaren Vorderdeckel, und auf der Gegenseite einen fixen Boden mit Centralbohrung behufs Hindurchführung der vermöge Stopfbüchse abgedichteten Kolbenstange. Letztere ist bekanntlich zuweilen auch durch den vorderen Cylinderdeckel geführt. Am Cylindermantel sind der Schieberkasten und die Dampfcanäle sammt Planflächen angegossen. Die äusseren Mündungen der Dampfwege liegen im Schieberplane thunlichst nahe beisammen, um zwischen sich nur die Weite des Exhaustionscanales frei zu lassen. Vom Schieberplane laufen die Dampfwege divergirend auseinander, um an den Extremitäten des Cylinders, d. h. an den Grenzen des Kolbenhubes einzumünden und zwar mit gleichbleibendem Querschnitte von Rechteckform, dessen Spalthöhe so gross sein soll als es der Cylinderdurchmesser irgend gestattet, während die Spaltbreite hingegen für die Dampfvertheilung minder in Betracht kommt. Es ist ersichtlich, dass bei der Admission z. B. jeder Millimeter Schieberweg eine um so grössere Dampfeintrittsfläche frei machen wird, je höher der Spalt ist, durch welchen der Eintritt erfolgt, indem die Zahl der freiwerdenden Quadratmillimeter eben nur von der Spalthöhe abhängt, eine bestimmte Verschiebung vorausgesetzt. Darum geben Maschinen mit hohen (und dafür schmalen) Dampfwegen weit bessere Effecte als solche mit niedrigen Spaltöffnungen, wie sie früher vielfach in Anwendung kamen und die nicht einmal beim Maximum des Schieberweges ganz frei wurden. Wir kommen auf diese Verhältnisse in § 27 nochmals zurück, wo wir von der Dampfwirkung sprechen. Zwischen beiden Admissionscanälen liegt im Schieberplane der Exhaustionsweg, welcher durch den Hohlraum des Schiebers zeitweilig mit dem Cylinder (auf der Exhaustionsseite des Kolbens) in Verbindung tritt; man ertheilt dem Exhaustionscanal bei gleicher Spalthöhe eine beträchtlichere Breite als den Admissionsöffnungen, damit die Ausströmung des gebrauchten Dampfes in die Atmosphäre möglichst unbehindert von Statten gehe, die Pressung auf die Gegenseite des Kolbens thunlichst reducirt werde.

Zu den accessorischen Bestandtheilen der Cylinder gehören noch die Ablasshähne für das Condensationswasser, die Stopfbüchsen, die Deckel und deren Schraubenbolzen, die Verkleidungen behufs Verminderung der Abkühlung des Dampfes, auf die wir im weiteren Verlaufe unserer Abhandlung näher zurückkommen werden.

Gewöhnlich sind die Cylinder mit dem Schieberkasten aus einem Stücke und dabei aus einem harten möglichst dichten Gusseisen hergestellt. Die Bohrung muss genau cylindrisch und für die beiden zu einer Locomotive gehörigen Cylinder von jedenfalls gleichem Durchmesser sein. An den Enden werden die Cylinder um 8—10^{mm} weiter gebohrt behufs Erleichterung der Kolbenmontirung und der Füglichkeit späterer Ausbohrungen. Damit an den äussersten Enden der Kolbenwege die so überaus nachtheiligen Ansatzränder vermieden werden, hat man die äusseren Ringe übergreifen zu lassen, indem alsdann eine gleichmässige Abnutzung garantirt ist. Das Uebergreifen beträgt etwa 13^{mm}. Vor der Montirung sind die Cylinder und Dampfwege auf das Sorgfältigste zu reinigen und nach derselben bei offenen Cylinder- und Schieberkastendeckeln mittelst gespannten Kesseldampfes gehörig auszublasen.

Die Cylinderdeckel bestehen aus bestem zähesten Roheisen höchst sauberer Arbeit sowohl in Guss als nachträglicher Bearbeitung und Ajustirung. Die Dichtung zwischen Cylinderdeckel und Cylinder muss bei ganz neuen Maschinen ohne jedes Zwischenmittel erfolgen (etwas Fett ausgenommen), doch bedient man sich in der Mehrzahl der Fälle als Zwischenlage eines Ringes aus Kupferdraht, worauf später zurückgekommen wird. Zur Vermeidung der Strahlung giebt man in die vertieften Böden der Cylinder- und Schieberkastendeckel in der Regel ein sauber bearbeitetes Messingblech als Einlage, so dass zwischen beiden eine Luftschicht verbleibt. Um die abnehmbaren Vorderdeckel zu handhaben, sind in der Regel Messinggriffe eingelassen.

Bei der Construction des Dampfcylinders sind demnach, wie aus obigen Betrachtungen hervorgeht, folgende Hauptpunkte zu berücksichtigen:

a. Genügende Stärke und Dichtigkeit der Wände.
b. Dampfdichte Verbindung der einzelnen Theile.
c. Geeignete Grösse und Form der Dampfcanäle.

Zur Abdichtung der in das Innere des Cylinders eintretenden Stangen (Kolben- und Schieberstangen) sind an den entsprechenden Stellen Stopfbüchsen erforderlich, auf die wir später zurückkommen.

Da die Cylinder zu den wichtigsten Theilen des Organismus der Locomotive gehören, so ist die Herstellung derselben zu den wichtigsten Arbeiten zu zählen, die im Locomotivbau überhaupt vorkommen. Es werden hierbei an verschiedenen Orten verschiedene Methoden befolgt, doch kann über den Werth derselben nur dann ein competentes Urtheil gefällt werden, wenn man die Gestehungskosten bei gleicher Güte der Arbeit zu vergleichen im Stande ist.

In der Centralwerkstätte der London and North-Western Railway zu Crewe werden die Cylinder vertical gegossen und Ramsbottom nimmt dazu ein tiefgraues, sehr dichtes Roheisen, das mit freien Kohlenstoffausscheidungen in Form von schwarzen Flecken im frischen Bruche übersäet ist. Dieses halbirte Gusseisen wird in Cupolöfen umgeschmolzen; es erweist sich sehr zähe, lässt sich in Folge seiner nicht allzugrossen Härte eben noch leicht bearbeiten und nimmt eine schöne Politur an. Nach Herstellung des Gusses und sorgfältiger Reinigung vom Formsand werden die Cylinder zunächst gebohrt, d. h. innen ausgedreht auf den äussern Durchmesser des Kolbens, wobei man (wie auch in Belgien) stets beide zu einer Locomotive gehörigen Cylinder

in ihrer richtigen Lage gleichzeitig bearbeitet. Sodann erfolgt das Behobeln sämmtlicher Planflächen; die Schraubenlöcher werden nach Schablonen hergestellt, was von grosser Wichtigkeit ist, wenn es sich um die sofortige Einwechslung eines neuen Cylinders handelt. Die Accuratesse, mit welcher die Reservecylinder bearbeitet sind, ist derart, dass öfters Einwechslungen vorgenommen worden sind, ohne dass der neue Cylinder im Mindesten angepasst zu werden brauchte.

Etwas abweichend ist die Herstellung in der Locomotivfabrik von Beyer Peacock & Comp. (Manchester). Es werden daselbst an den gegossenen Cylindern zunächst die Deckelflantschen auf der Drehbank abgedreht, um eine sichere Basis für die weitere Bearbeitung zu erhalten, vermöge Erzeugung zweier Parallelflächen. Zu diesem Behufe, und um den Cylinder in die Drehbank einspannen zu können, werden zunächst in die beiden Cylinderenden zwei conische Zapfen eingesteckt. Diese Letzteren sind nur leicht abgeschroten und mit einer kreisförmigen Marke als nächsten Anhaltspunkt für die Arbeit versehen. Durch die conischen Zapfen ist eine Eisenstange geführt und mittelst Schraube angezogen, worauf der Cylinder genau centrirt und die Flantschen abgedreht werden.

Die auf diese Weise erzielte Planfläche wird nun — behufs Ausbohrung des Cylinders — mit der Planscheibe in Contact gebracht, sorgfältig centrirt, festgeschraubt und es kann das Ausbohren des Cylinders unter Einleitung der selbstthätigen Supportbewegung in der gewöhnlichen Weise vorgenommen werden.

Es bleiben sodann die Schieberpläne, sowie die Schieberkastenflantschen zu bearbeiten übrig, wobei die Ajustirung auf der Planhobelmaschine höchst einfach in der Weise bewirkt wird, dass man die abgedrehten Flantschen der Cylinderenden zwischen Knaggen einspannt, welche auf dem Tische der Hobelmaschine befestigt werden. Die Abhoblung erfolgt sodann durch die Bewegung des Stückes unter dem ruhenden Meisel (der nur die Supportbewegung macht), wie dies in der Praxis häufig vorkommt. Auf anderen, namentlich belgischen Fabriken liegt der Cylinder beim Behobeln der Planflächen fest und bedient man sich demgemäss kleiner Horizontal-Hobelmaschinen (mit regulirbarem Hub), deren Meisel in das Innere des Schieberkastens eingeführt ist und darin die Bearbeitung der Planflächen selbstthätig besorgt.

Cylinderajustirung in Amerika. Wie man sich überhaupt in Amerika bemüht, die Formen der Gussstücke bei allen Maschinentheilen möglichst einfach zu halten, so werden auch die Locomotivcylinder mit getrenntem Schieberkasten gegossen und alle zu bearbeitenden Flächen parallel (oder rechtwinklig) zur Cylinderachse gelegt. Das Aufspannen des gebohrten Cylinders auf die Hobelmaschine geschieht in der Regel in der Weise, dass man denselben mit Hülfe zweier Conusse auf eine kräftige Welle befestigt, und letztere von zwei genau bearbeiteten Lagerböcken unterstützt auf den Tisch der Hobelmaschine schraubt. Dadurch ist es möglich, den Cylinder um seine Achse zu drehen, denselben jedoch zugleich in jeder beliebigen Lage festzustellen und die sämmtlichen Behoblungsarbeiten der Flächen vorzunehmen.

Wir möchten schliesslich noch bemerken, dass in Frankreich bei Anwendung innerer Cylinder, sowie auch in Belgien, die Herstellung des Cylinderpaares aus einem einzigen Gussstück vielfach beliebt und zur Ausführung gelangt ist; eine Methode, die jedoch in England, obwohl man dort fast ausschliesslich innere Cylinder verwendet, keinen Eingang gefunden hat.

Nicht geringe Sorgfalt in der Ajustirung und ganzen Bearbeitung erfordert die cylindrische Lauffläche des Kolbens im Innern des Cylinders (der Kolbenweg).

Nach dem Alesiren (Feindrehen) ist noch eine sorgfältige Ausschmirgelung und schliesslich Einfettung zu ertheilen. Auch ist man mehrfach bemüht gewesen, die Abnutzung der Contactfläc hezwischen Kolbenring und Cylinder durch Einsatz eines besonderen Stahlcylinders (*a*), wie ihn Fig. 10 auf Tafel XXV darstellt, für die Existenz des Cylinders unschädlich zu machen. Es hat indessen nicht den Anschein, als ob durch diese Complication ein wesentlicher Vortheil erzielt worden sei, denn wäre dies der Fall, so würde sie häufiger Anwendung finden, als dies heute der Fall ist. Uebrigens bedingen die derzeitig allgemein üblichen aufgeschnittenen und durch ihre natürliche Elasticität dichtenden Kolbenringe eine Conservirung der Cylindermantelfläche (in Verbindung mit gleichmässiger Abnutzung), wie sie bei den alten künstlich gespannten Pressringen nicht erzielbar war, wo man sich also naturgemäss nach besonderen Künsteleien umsehen musste, um die Cylinder thunlichst lange zu conserviren.

Nachdem wir im Vorstehenden auf die allgemeinen Principien der Cylinderanordnung und Construction hingedeutet, dürfte es behufs näherer Erläuterung dieser und verwandter Verhältnisse von Interesse erscheinen, im Nachfolgenden auf die Fabrikation der Locomotivcylinder etwas näher einzugehen, wobei wir uns im Wesentlichen an die auf deutschen Fabriken übliche Fabrikationsmethode halten werden, zumal dieselbe als eine durchaus rationelle und in neuerer Zeit vielfach vervollkommnete bezeichnet werden muss.

§ 6. Fabrikation der Locomotivcylinder. — Die Fabrikation der Locomotivcylinder muss als in drei Hauptphasen zerfallend betrachtet werden:

A. Die Formereiarbeit.
B. Die Giessereiarbeit.
C. Die Ajustirungsarbeiten.

A. Die Formereiarbeit. Zum Einformen der Locomotivcylinder bedient man sich eines zwei- oder mehrtheiligen Holzmodelles, welches, im zusammengesetzten Zustande, d. h. so, wie es nach vollendeter Einformung in den combinirten Formkästen gelagert ist, den completten Locomotivcylinder in seinen Rohcontouren vollständig darstellt, wobei indessen zu berücksichtigen ist, dass die sämmtlichen Hohlräume des späteren Gusses durch die Masse des Modelles repräsentirt werden, während die Masse des zu erzielenden Gusses umgekehrt durch in der Form vermöge eingelegter Kerne ausgesparte Hohlräume dargestellt sind. Denkt man sich daher den Locomotivcylinder parallel zur Achse durchgeschnitten, so müssen in der Form die sämmtlichen Dampfwege und Hohlräume durch die oben angedeuteten besonders eingelegten für sich aus Masse geformten Kerne zur Erscheinung kommen, während der eigentliche Cylinderraum, sowie die cylindrischen Stopfbüchsenhöhlungen durch Separatkerne offen erhalten werden, die für sich in Formkästen nach besonderen Modellen erzeugt sind und sodann in die Form, nach herausgehobenem Modelle, in die betreffenden Stellen (Kernlager) hineingelegt und in geeigneter Weise befestigt werden.

Die Formarbeit beginnt zunächst mit der Herstellung einer geraden Fläche von Holz, der Bildung des sogenannten Lehrbodens, welche auf der wohlgeebneten Hüttensohle hergestellt wird. Darauf wird das halbe Holzmodell gelegt, so dass dessen gerade Durchschnittsfläche auf dem Lehrboden fest und sicher aufliegt, während die complicirteren Contouren nach oben ragen, um von oben her eingeformt, d. h. mit Formsand fest umrammt zu werden, wobei schon hier bemerkt wird, dass behufs Heraushebung des Modells keinerlei seitlich in den Formsand eingreifende Partien vorhanden sein dürfen, welche beim Anheben die Zerstörung der Form bedingen würden.

Behufs Einrammung des Modells in den Formsand wird nun der gusseiserne Formkasten von entsprechender, beispielsweise 400^{mm} betragenden Höhe und der genügenden Rechteckweite, im vorliegenden Falle, wie ihn Fig. 3 und 4 darstellen von 1600 $\times$ 1400^{mm} Weite im Lichten, darübergestürzt. Damit die Masse des Formsandes gehörigen Halt hat — ein sehr wichtiges Moment für die spätere Heraushebung des schweren Modells, die nach Umkehrung des Kastens, von der entgegengesetzten Seite her zu erfolgen hat — sind die gusseisernen Querverbindungen *d d* hochkantig eingelegt, welche unter sich noch durch zwischengeschlagene Holzleisten *e e* abgesteift werden. Ausserdem werden noch eiserne lose Klammern oder Haken an die Traversen *d* gehangen, welche, mit eingerammt, zum Zusammenhalten des Formsandes mit beitragen sollen. Nachdem der Formkasten in beschriebener Weise vorbereitet ist, beginnt nun das Einstampfen des Formsandes in der Weise, dass man immer nur kleine Quantitäten desselben in die Form bringt, diese mittelst stumpfer eiserner Stangen festrammt, und sodann erst neue Partien nachbringt, dieselben abermals feststampft und sofort bis zur bündigen Anfüllung des Kastens.

Fig. 3.

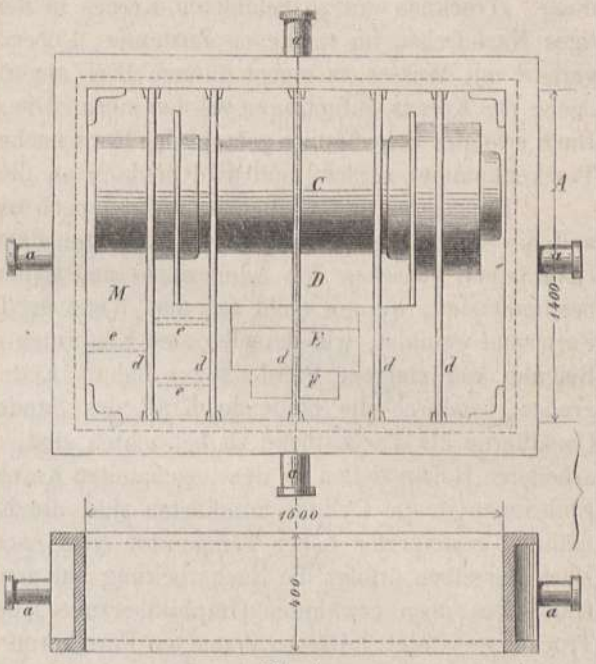


Fig. 4.

In dieser Weise wird jeder Kasten, das betreffende Modelltheil in sich fassend, für sich fertig gestampft. Die Kästen werden sodann mit Hülfe der aussen fixirten Zapfen *a a*, deren jeder Kasten 2 oder 4 trägt, gehoben und umgewendet, so dass die Lehrbodenseite nach oben kommt und das Modell nunmehr herausgenommen werden kann. Das Heraushebeu des Modells aus der Form erfolgt vermittelst dreier Punkte in der Weise, dass an drei geeigneten Stellen der geraden Durchschnittsfläche Oesen in schwalbenschwanzförmige eiserne Einlagen des Holzmodells festgeschraubt und mit drei am Krahnhaken befestigten Seilen in Verbindung gebracht werden. Während des Anziehens der Kette und beziehungsweise des Modells ist es erforderlich den Umfang des Kastens gleichförmig mit Handhämmern zu bearbeiten, so dass die Lockerung des fest in der Formmasse sitzenden Modells ermöglicht wird und dessen Aushebung ohne jede Zerstörung der Form erfolgt.

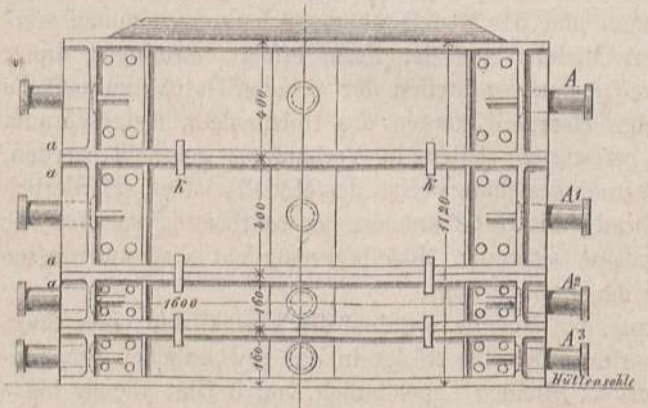
Nach erfolgter Heraushebung der Modelle werden die Formkästen einer langsamen (ersten) Trocknung unterworfen. Dieselbe erfolgt in den gewöhnlichen Trockenkammern, worin man die Kasten 12 Stunden, gewöhnlich von 6 Uhr Abends bis 6 Uhr Morgens verbleiben lässt, die Heizung wird indessen nur während der ersten 2 Stunden unterhalten. Nach erfolgter Trocknung gelangen die Kästen in die Giesserei zurück und es beginnt nunmehr die Einlegung der Kerne in die Formräume.

Den Hauptkern bildet der Cylinderhohlraum an sich mit dem behufs Dichtigkeit des Gusses erforderlichen cylindrischen Ansatze, dem sogenannten Druckkopfe.

Derselbe ist 400^{mm} lang und besitzt eine conische Wandstärke von 50 bis 80^{mm}, so dass die grösste Dicke den obersten Rand repräsentirt. Der Cylinderkern wird auf dem Wege der gewöhnlichen Lehmformerei hergestellt, d. h. durch horizontale Drehung der mit Strohseil umwickelten Laterne, auf welche der Lehm aufgetragen wird, während die cylindrische Rundung mit Hülfe des angehaltenen Lehrscheites erzielt und genau auf den inneren Durchmesser des Cylinders bearbeitet wird unter Berücksichtigung der durch die Trocknung bedingten Reduction des Durchmessers in Folge der Schwindung. Trocknen des so gebildeten Kernes in der Trockenkammer; sodann nochmaliges Nachdrehen im trockenen Zustande; Ueberziehen mit Graphit, welcher fein pulverisirt mit Wasser zu einem dünnen Brei angerührt und gleichförmig auf die Oberfläche des Kernes aufgetragen werden muss. Die sogenannte »Schwärzung« des Kernes. Nach erfolgter Schwärzung gelangt der Kern nochmals, jedoch nur für kurze Zeit, in die Trockenkammer zurück, und wird alsdann an die geeignete Stelle der Form eingelegt.

Die ausser dem Cylinderhauptkern noch weiter erforderlichen Kerne, die Canal- und die Stopfbüchsenkerne, sowie diejenigen Façonkerne, welche zur Aussparung von Hohlräumen zwischen den Admissions- und Exhaustionscanälen in der Gusseisenmasse bestimmt sind, werden nicht auf dem Wege der Lehmformerei, sondern aus demselben Formsand gebildet, wie derselbe zum Einformen der Cylindermodelle dient, doch unter Beigabe von einigem Pferdedünger behufs Erzielung des erforderlichen Fettigkeitsgrades, wodurch die bindende Kraft des Sandes wesentlich erhöht wird. Da die Canalkerne als Façonstücke zu betrachten sind, so müssen dieselben nach genau gearbeiteten Holzmodellen in den sogenannten Kernkästen eingeformt werden. Vor dem Einbringen in die Cylinderformkästen sind die Kerne in der Trockenkammer bei allmählich gesteigerter hoher Temperatur einer sorgfältigen Trocknung zu unterwerfen. Nach derselben erfolgt die Nacharbeitung auf genaues Maass und die Schwärzung mit Hülfe des oben erwähnten Graphitüberzuges, dem eine nochmalige Behandlung im Trockenofen folgt. Die so erzeugten Formkerne werden in die Cylinderform nach der Zeichnung, die in natürlicher Grösse auf Holztafeln befindlich, einmontirt und durch zwischengebrachte Stege, sowie durch anderweite, dem Genie des Praktikers anheimgestellte kleine künstliche Hülfsmittel in ihrer richtigen Lage festgehalten. Nach

Fig. 5.



Einbringung der sämmtlichen Kerne werden die Innenflächen der Form, welche mit dem Gusseisen in Contact zu treten bestimmt sind, mit Graphitteig ausgestrichen und gelangen die Kästen nun nochmals in die Trockenkammer, wo sie einem eigentlichen »Hartbrennen« unterworfen werden, indem die Temperatur auf dem Zinkschmelzpunkte erhalten wird. Die Formkästen bleiben zwölf Stunden in der Trockenkammer unter ununterbrochenem Feuern.

Nach dem Herausnehmen werden die ein und demselben Modell zugehörigen 2—4 Formkästen, je nach der Complication und Grösse des Cylinders übereinandergesetzt und vermöge der nach aussen vorspringenden Flantschen *a a* (Fig. 5) mit Hülfe der Klammern *k* festgehalten. Der Einguss erfolgt seitlich von oben her, geht

senkrecht bis in den Unterkasten und tritt daselbst erst vermöge offen gelassener Seitencanäle in Communication mit der Form, so dass das flüssige Eisen (trotz des oberen Eingusses) von unten her langsam in der Form aufsteigt, bis diese völlig erfüllt ist und oben überzulaufen anfängt. Offenlassen von Luftlöchern behufs Verbrennung der Gase, wie bei jedem anderweiten Kastengusse. Damit die Entzündung der aus den zahlreichen kleinen Löchern der Form entströmenden Gase gleichmässig von Statten gehe, wird vor dem Eingusse einiges Stroh lose auf den Formkasten und an dessen Seiten gelegt, dessen Inbrandsetzung die sämmtlichen Gasausströmungen entzündet.

In der Regel giesst man die Cylinder in den Nachmittagsstunden und lässt sie den Rest des Tages und die darauffolgende Nacht in der Form verbleiben, behufs Erzielung einer thunlichst langsamen Erkaltung, wodurch die Güte und Zähigkeit des Gusses sehr befördert wird.

B. Giessereiarbeit. — Das Roheisen wird in Cupolöfen ohne Vorherd eingeschmolzen. In Betreff der Qualität des für den Cylinderguss zu verwendenden Roheisens sind die Meinungen in Betreff der zu ertheilenden Mischung diverser Roheisensorten sehr getheilt und erfolgt die Vorbereitung der Beschickung in der Regel auf jeder speciellen Fabrik in besonderer Weise. In den norddeutschen Locomotivfabriken, die selbstständig ihre Cylinder giessen, wird mit grosser Vorliebe das durch langjährige Erfahrung erprobte schottische Giesserei-Roheisen verwendet, welches sich in der That für diesen Zweck durch seine vortrefflichen Eigenschaften besonders zu empfehlen scheint. Doch eignen sich nicht alle Marken jenes Ursprungs zum Gusse der Locomotivcylinder. Das geeignete Roheisen zeigt sich im frischen Bruche tiefgrau, grobkörnig, nach dem mittleren Theile des Querschnittes der Barre zu ins Grobkörnig-blättrige oder in die krystallinische Textur übergehend. Je mehr letztere Eigenschaft vorherrscht, desto höher wird das Eisen für den vorliegenden Zweck geschätzt. Man verwendet zu jedem Gusse in der Regel $^2/_3$ Gewichtstheile frisches und $^1/_3$ altes Roheisen bestehend aus Bruch und sonstigen Giessereiabfällen. Stets erfolgt die Einschmelzung unter einigem Zuschlag von Kalkstein, behufs Erzielung einer dünnflüssigen Schlacke, wodurch die Absonderung dieser letzteren vom Eisen, mithin die Reinheit dieses letzteren wesentlich befördert wird. Beim Niederschmelzen der Chargen rechnet man bei guter Betriebsleitung auf 10 Centner Roheisen 75 Pfund westfälischen Cokes. Die bezüglichen Cupolöfen besitzen in der Regel 18 Fuss (5m,50) Höhe, 20 Zoll (500mm) Gichtweite, die sich bis zur beginnenden Rast auf 32 Zoll (800mm) erweitert, um sich sodann im Schmelzraume, in der Ofensohle gemessen, wiederum bis auf 20 Zoll (500mm) zu verengern. Der Längendurchschnitt dieser Oefen ähnelt demnach im Kleinen dem der gewöhnlichen Eisenhohöfen. Die Windzuführung erfolgt, mittelst einiger Zolle Quecksilberpressung, durch einen Ventilator. Der Abstich geschieht direct in die untergestellten halbkugelförmigen gusseisernen Näpfe, welche unterhalb des nach aussen vorspringenden Oberrandes mit schmiedeeisernen Bügeln in Verbindung stehen behufs Neigung vermittelst des Krahnes, dessen Arm sie bis zur Bedarfsstelle hinführt. In sehr ausgedehnten Giessereien ist der Fall nicht selten, dass das Gefäss von Krahn zu Krahn wandert bis zur Gussstelle, welche sich bekanntlich nicht immer in die Nähe der Cupolöfen placiren lässt, so dass mehrere Krahnarmausladungen dazu erforderlich sind, um das Gefäss vom Cupolofen bis an die gewünschte Stelle zu bringen.

Das Gewicht des Rohcylinders incl. Druckkopf, also in dem Zustande, wie er sich in der Form befindet, beträgt bei den neuern Achtkupplern mit Aussenbewegung 32 Centner und steigt im Maximo bis 36 Centner. Die fertig ajustirten derartigen Cylinder wiegen jedoch nur 26 resp. 30 Centner. Die gewöhnlichen, 432mm weiten

Aussencylinder der Personenzugmaschinen wiegen ajustirt genau 17 Centner und im Bruttozustande 20—22 Centner.[2])

§ 7. Die Ajustirungsarbeiten. — Der aus der Form gebrachte und von Formsand vollständig befreite Cylinder, dessen sämmtliche Canäle durch Stangen und Werkzeuge geeigneter Form von der festgebrannten Masse gereinigt werden müssen, gelangt in die Ajustirwerkstätten, um daselbst folgenden Operationen unterworfen zu werden:

I. Drehereiarbeiten.
   1) Durchschneiden des Druckkopfes.
   2) Ausbohrung des ganzen Cylinders.
   3) Conische Ausbohrung der Extremitäten auf grösseren Durchmesser als der für den Kolbenlauf bestimmte Theil der Cylinderlänge.
   4) Plandrehen der Deckelflantschflächen für Cylinder und Schieberkasten.
   5) Ausdrehen der Stopfbüchsenlöcher.

II. Planhobelarbeiten.
   1) Behobeln der Planflächen.
   2) Behobeln der Rahmenleisten (falls solche vorhanden).
   3) Behobeln der Admissions- und Exhaustionsrohrflantschen.
   4) Behobeln der Schieberkastendeckelflantschen parallel zum Schieberplan.

Die nächste Arbeit, das Durchschneiden des Gusskopfes, erfolgt nach sorgfältiger Centrirung des Cylinders, wobei man sich nach den äusseren und inneren Gussflächen (welche bei gutem Gusse immer concentrisch resp. parallel sind) zu richten hat, auf einer Drehbank mit horizontaler Spindel, dessen Werkzeug an der bestimmten Stelle, von innen nach aussen arbeitend, die Materialstärke des Kopfes durchschneidet. Man erkennt an der äusseren Oberfläche die Vollendung der Arbeit und es genügen schliesslich einige Hammerschläge, um den Gusskopf, unterstützt durch sein eigenes Gewicht, zum Abfallen zu bringen.

Die Maschinen zum Ausbohren der Cylinder, sowohl die verticalen, als auch die horizontalen wurden in diesem Werke in des vierten Bandes erster Hälfte bereits auf p. 260—266 beschrieben und auf Tafel XXII abgebildet, so dass wir uns an dieser Stelle nicht weiter mit diesem Gegenstande beschäftigen können. Ingleichen wird am angegebenen Orte (p. 266) das Behobeln und Planiren der Cylinderpläne näher besprochen und sind die bezüglichen Specialmaschinen gleichfalls auf Tafel XXII dargestellt, so dass wir unsere Abhandlung über die Fabrikation der Locomotivcylinder an dieser Stelle als abgeschlossen betrachten.

§ 8. Weitere Cylinderbestandtheile. — Als unmittelbar den Cylindern zugehörige Bestandtheile sind zunächst zu betrachten:

[2]) Wie beim Giessereibetriebe überhaupt, so spielt auch, und zwar ganz insbesondere beim Gusse der Locomotiven-Cylinder, der Formsand eine hochwichtige Rolle. Der zum Einformen geeignete Formsand (der auch zur Bildung gewisser Kerne dient) muss ein feines, gleichmässig grosses Korn besitzen. Er muss so mager sein, dass er sich im Naturzustande, d. h. mit der Grubenfeuchtigkeit behaftet, nur erst mit starkem Drucke in der Hand ballen lässt. Der geballte Körper muss locker sein, darf jedoch nicht auseinander fallen. Behufs Verwendung wird der Sand unter Holländern zerrieben, damit etwa darin vorhandene gröbere Partien zerdrückt werden und sich in der Masse gleichförmig vertheilen. Der so vorbereitete Formsand wird mit Steinkohlenpulver, welches zwischen einem Walzenpaare oder ebenfalls unter den Holländern aus reiner guter Steinkohle dargestellt wurde, vermischt. Gewöhnlich nimmt man $^2/_3$ Sand und $^1/_3$ Steinkohlenpulver. Um der so erzielten »Masse« eine höhere bindende Kraft, oder wie die Praktiker sagen »Fettigkeit« zu ertheilen, wird einiger, zu feinem Teige gekneteter Pferdemist zugegeben. Vor der Verwendung wird die Masse durch Uebers pritzen aus der Brause mässig angefeuchtet, mit altem Sande vermischt und gehörig durchgearbeitet.

1. Die Cylinderdeckel resp. Schieberkastendeckel und die zu ihrer Befestigung dienenden Schraubenbolzen.
2. Die Stopfbüchsen.
3. Die Cylinderhähne behufs Ablassung des Condensationswassers.
4. Die Verkleidung zur Verhinderung der Wärmestrahlung.

Cylinderdeckel. — In Betreff der Form der Cylinderdeckel wird auf Tafel XXV, Fig. 1, 4 und 6 verwiesen. Wie schon Eingangs erwähnt wurde, ist der Vorderdeckel des Cylinders abnehmbar behufs leichter Revision des Kolbens, während der Hinterdeckel, welcher zugleich mit der Gradführung der Kolbenstange in Verbindung steht und — der soliden Verbindung mit dem Cylinder wegen — von innen her gegen einen rings um die hintere Cylinderextremität gegossenen Flantsch (*a* in Fig. 4) abgedichtet und verschraubt ist.

Eine ganz ähnliche Construction zeigt Fig. 6; während in Fig. 1 der Hinterdeckel (*M*) selbstständig für sich, in ganz analoger Weise wie der Vorderdeckel (*N*) hergestellt und am Cylinder befestigt ist. Dieser Modus gestattet eine bequemere Bearbeitung des Cylinders auf den Ausbohrmaschinen, weil beide Extremitäten bequem zugänglich sind, ob jedoch die Construction mit selbstständigem Hinterdeckel, vom Standpunkte der Solidität betrachtet, vorzüglicher ist als die alte Einrichtung mit festem, nach innen vorspringendem breiten Cylinderflantsch, an welchen der Deckel von innen her geschraubt ist, hat die Erfahrung bis jetzt noch nicht entschieden.

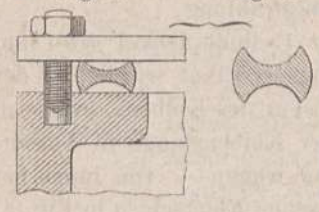
Man ertheilt den Cylinderdeckeln eine Wandstärke gleich der des Cylinders und verstärkt dieselbe, wenn nöthig, an der Aussenseite durch einige kurz verlaufende Rippen.

§ 9. Dichtung der Cylinderdeckel. — Die Dichtung der Cylinderdeckel gegen den Cylinder erfolgt am besten durch (nach dem Abdrehen beider Flantsche vorzunehmendes) Aufeinanderschleifen derselben mittelst Schmirgel und Oel, wodurch es möglich ist, einen so innigen Contact beider Flächen zu erzielen, dass ein dampfdichter Verschluss ohne irgend welche Zwischenlage, als höchstens eine leichte Einfettung mit Talg, bewerkstelligt wird. Dies ist das allein richtige Verfahren bei neuen Cylindern, denn erst bei alten soll die Zuhülfenahme von Zwischenlagen statthaft sein, wie z. B. Bindfaden, Mennigkitt, Drahtgaçe etc. Auch die Anwendung der Gummiringe ist nicht zu empfehlen, weil diese ein ungleichmässiges Anziehen der Deckelschrauben, also ein Schiefziehen des Deckels und seiner Stopfbüchse, nicht ausschliessen. Bei Anwendung der Dichtung mit Mennigkitt muss jedenfalls dafür gesorgt werden, dass nach dem Anlassen der Maschine die Deckelschrauben noch nachgezogen werden können. Sobald nämlich der Dampf in den Cylinder tritt, wird der Mennigkitt durch die Wärme weicher, so dass, wenn man jetzt die Schrauben nachzieht, bis die höchsten Stellen der abgedrehten Flantsche, Eisen auf Eisen, einander berühren, der überflüssige Kitt sich zwischen den Flantschen herauspresst, während nur ein kleiner Theil solide befestigt, diese ausfüllend in den Vertiefungen zurückbleibt, welche beim Abdrehen der Arbeitsstahl hervorrief.

Für sehr vorzüglich wird seitens mancher Fabriken die Abdichtung der Cylinderdeckel vermöge eines zwischengegebenen Kupferringes erachtet und gleich bei neuen Maschinen ertheilt. Die sorgfältige Aufeinanderschleifung der Contactflantschen muss jedoch in gleicher Weise vorhergehen, denn ohne diese würde der Kupferring nichts nützen. Der Kupferring besitzt den mittleren Durchmesser des Flantsches und die Dicke eines Telegraphendrahtes (4—5^{mm}); er ist an einer Stelle solide verlöthet, so dass er ein Ganzes bildet. Da die gewöhnlichen kupfernen Dichtungsringe mit kreisrundem Querschnitte zwischen den Dichtungsflächen behufs Erfüllung des Zweckes flach

gepresst werden müssen, und diese Kraftäusserung auf Kosten der Gewinde natürlich um so grösser sein muss, je stärker der verwendete Draht ist oder aber je unebener die abzudichtenden Flächen sind, so hat U. Hoeltzenbein, Werkstätten-Vorsteher der Schweizerischen Nordostbahn in Zürich, diesem Uebelstande durch die beistehend in Fig. 6 und 7 skizzirte Querschnittsform des Ringes abzuhelfen gesucht. Es ist ersichtlich, dass bei dieser Form des Ringquerschnittes der Zweck vollkommen erreicht wird und zwar ohne Ruin der Bolzenmuttern und Gewinde.

Fig. 6. Fig. 7.



Die Befestigung der Cylinder- und Schieberkastendeckel auf den bezüglichen Flantschen der Cylinder resp. Schieberkästen erfolgt durch eine bestimmte Anzahl von Schraubenbolzen. Die Schraubenbolzen sind entweder definitiv fest vermittelst Vierkantconus in das Material des Cylinders resp. Schieberkastens eingelassen, oder sie sitzen lose in den Löchern, in welchem Falle die Drehung beim Anziehen der Mutter durch einen Vierkantkopf verhindert wird, dessen eine Fläche sich gegen die Mantelfläche des Cylinders stemmt. Es können im letzteren Falle die Deckelmuttern ebenso fest angezogen werden wie im ersteren, denn nicht das absolute Festsitzen der Deckelschrauben im Material ist das bedingende Moment der soliden Befestigung des Deckels, sondern einzig und allein die Unmöglichkeit einer Drehung des Bolzens. Letztere wird aber durch den seitlichen Contact einer lateralen Kopffläche mit der Aussenfläche des Cylinders oder Schieberkastens vollständig erreicht und bietet diese Anordnung noch ausserdem den Vortheil der Einfachheit und Billigkeit, in Verbindung mit leichter Erneuerung eines etwa beschädigten oder zerrissenen Bolzens, wozu hingegen bei definitiver Einsetzung des Bolzens ein Ausbohren und Neuajustiren des betreffenden Bolzensitzes jedesmal erforderlich wird. Da mit dieser Operation jedesmal eine Locherweiterung verbunden ist, so werden die Bolzensitzlöcher nach und nach weiter und veranlassen eine vorzeitige Schwächung des Flantsches, die bis zum Bruche führen kann, während der lose eingesetzte Bolzen im betreffenden Falle sofort durch einen neuen ohne jede Locherweiterung oder zeitraubende Bohrarbeit ersetzbar ist.

Die Zahl der am Cylinderumfang angeordneten Bolzen beträgt in der Regel 10 bei einem Durchmesser von 25^{mm} und sechskantiger einfacher Mutter, deren umschriebener Kreis einen Durchmesser von 50^{mm} besitzt. Die Beanspruchung der Deckelschraubenbolzen ist im Allgemeinen eine sehr hohe; sie sind daher aus bestem Feinkorneisen zu schneiden und vor ihrer Verwendung auf Zug und Verlängerung zu prüfen. Gleichmässiges, Anfangs sanftes Anziehen sämmtlicher Muttern ist für die Dichtigkeit des Verschlusses von Bedeutung, sobald daher die Muttern mit der Hand nicht weiter angezogen werden können, beginnt die weitere Drehung mit Hülfe des Schlüssels, wobei man jede Mutter um einen gleichen Winkel dreht, bis sie sämmtlich auch beim grössten menschlichen Kraftaufwande mit dem Handschlüssel nicht mehr weiter angezogen werden können. Das so oft beliebte Schlagen auf das Schlüsselende mit dem Hammer, um noch weitere Drehung zu veranlassen, trägt zur soliden Abdichtung nichts mehr bei und ist ausserdem durchaus verwerflich, weil es die Schraubengewinde ruinirt und die Bolzen über Gebühr auf absolute Festigkeit beansprucht.

Die Schieberkastendeckel werden sehr zweckmässig gleichfalls rund, wie in Fig. 1—3 auf Tafel XXV ausgeführt, um die Dichtungsflächen abdrehen und leichter, ähnlich den Cylinderdeckeln, dampfdicht schliessen zu können.

§ 10. Stopfbüchsen. — Stopfbüchsen kommen bekanntlich überall da in An-

wendung, wo durch die trennende Wand eine Stange sich in der Richtung ihrer Längenachse schiebt, oder wo dieselbe sich in der Wand um ihre Längenachse dreht. Der letztere Fall kommt nur bei den Regulatorstangen und auch da nicht immer vor, während der erstere — die Hindurchführung cylindrischer Stangen durch die Deckel der Cylinder und Schieberkasten unter Wahrung eines dampfdichten Abschlusses — uns im Nachfolgenden näher beschäftigen wird. Uebrigens sei bemerkt, dass alle Stopfbüchsen für rein cylindrische Stangen (wie dieselben hier allein in Betracht kommen) nicht sowohl eine axiale Verschiebung als auch eine drehende Bewegung der Stangen ihrer Natur nach gestatten.

Die allgemeine Construction der gewöhnlichen Stopfbüchse ist eine dreitheilige, indem sich als trennbare Theile unterscheiden lassen:

1. die Brille, welche, cylindrisch am äusseren und inneren Umfange ajustirt, in die für den Hindurchtritt der Stange im Gusse offen gelassene cylindrische Oeffnung hineingreift, im äusseren Theile jedoch flantschartig verbreitert ist behufs Aufnahme der Verbindungsbolzen;
2. die Grundbüchse oder der Bodenring, der als Grundlage für die Packung dient und einen Einsatz in die cylindrisch ajustirte Durchtrittsöffnung der Stange bildet;
3. die Schraubenbolzen, welche zum Anziehen der Brille gegen die Grundbüchse und somit zur Compression der Packung dienen.

Behufs Erreichung des sub 3 angedeuteten Zweckes sind die gegeneinander gekehrten (also innenliegenden) Ränder der Brille und Gegenbrille unter bestimmtem Winkel conisch abgeschrägt, so dass die Druckcomponente die Packung gegen die Stange presst. Auf Tafel XXV sind mehrfache Stopfbüchsendispositionen in einfachster Anordnung ersichtlich. So ist z. B. in Fig. 1 die Kolbenstange *b* durch die Stopfbüchse *M* in das Innere des Cylinders geführt, wobei der als Basis der Büchse dienende cylindrische Anguss *r* mit dem Deckel ein Ganzes bildet, der zugleich zur Fixirung der Bolzen dient, welche durch die Brille *m* seitwärts (in unserer Zeichnung nicht sichtbar) hindurchgreifen und vermöge Mutter zum Anziehen der Packung dienen. *n* ist die Grundbüchse. Beide bestehen aus Messing oder einer anderen Metalllegirung und sieht man sich häufig veranlasst, die Stücke behufs besserer Conservirung mit Weissmetallausguss zu versehen und sodann auf Stangendurchmesser wie gewöhnlich auf der Drehbank zu ajustiren.

§ 11. Von den Stopfbüchsenpackungen im Allgemeinen. — Die Packung oder Liderung, d. h. derjenige Stoff, welcher den dampfdichten Abschluss rings um die hindurchspielende Stange vermittelt, nimmt immer den concentrisch begrenzten Raum *x* zwischen Bodenring und Brille ein, und kann vermöge letzterer und mit Hülfe der oben erwähnten Bolzen mehr oder minder stark gegen die Stange gepresst werden. Alle Packungen werden in Folge der (sehr beträchtlichen) Reibung und der gleichzeitig herrschenden hohen Temperatur mit der Zeit zerstört und bedürfen daher nach längerer oder kürzerer Frist der Erneuerung, obgleich man sich Anfangs durch Nachziehen der Brillenmuttern helfen kann, da neue Packungen sich erst nach und nach zusammensetzen. Bei neuer Packung wird daher die Brille am wenigsten tief in den Stopfbüchsenmantel eingreifen, und kann man dieselbe in der That soweit heraustreten lassen, als es das Spiel des Stangenkopfes gestattet.

Als Material zum dampfdichten Abschluss dient Hanf, Metall und Asbest. Unter den vegetabilischen Packungsmitteln ist und bleibt der Hanf das beste Material, indem derselbe, und zwar in einer Weise wie kein anderer Faserstoff, dem Einflusse der

Temperatur und Nässe Widerstand leistet. Unter den in Deutschland disponibeln Hanfsorten ist dem rheinischen Hanf der entschiedene Vorzug zu ertheilen.

§ 12. Hanfpackung. — Die eigentliche Hanfpackung besteht aus einer dreilitzigen Flechte, welche man in geschmolzenem Talg (am besten Schafstalg) sättigt und sodann spiralförmig oder besser ringförmig, indem man die Ringe aus überall gleich starken, genau auf Länge geschnittenen Flechten zusammenbiegt, in die Stopfbüchse und um die Stange mit Hammer und Schlageisen eintreibt, doch so, dass der Hanf um die Stange herum möglichst gleichförmig vertheilt wird. Nachdem die Büchse voll ist, presst man die Packung mit der Brille und deren Schrauben fest zusammen, füllt den dadurch entstandenen leeren Raum in der Büchse von Neuem mit Packung aus und fährt, wenn nöthig, damit fort, bis die Büchse auf 20^{mm} vom Rande mit festgepresster Packung gefüllt ist. Da der Talg allmählich der Packung durch die Stange entführt wird, ein Trockengehen der ersteren jedoch unter allen Umständen vermieden werden muss, so muss jeder Stopfbüchse gewöhnlicher Construction das entzogene Fett mit Hülfe einer Schmierbüchse wieder zugeführt werden können. Die Rücksicht hierauf und auf die Bequemlichkeit des Verpackens, welches von Zeit zu Zeit wiederholt werden muss, bestimmt für verschiedene Fälle die Verschiedenheit der Construction, speciell aber die Form der Stopfbüchsenbrille, deren Oelgefäss so leicht als möglich zugänglich sein muss. Nach einigem Verschleiss des Dichtungsmittels wird die Brille nachgezogen und die Packung dadurch nochmals comprimirt. Dieses Anziehen hat wo möglich so zu erfolgen, dass die Brille sich genau parallel zu sich selbst und in der Achse der Stange bewegt, weil ausserdem die Brille sich auf der Stange klemmen und dadurch eine starke Abnutzung beider Theile herbeiführen würde. Am Vollkommensten erreicht man diesen Zweck bekanntlich durch eine einzige Mutter, welche die ganze Brille umfasst; indessen ist diese Construction kostspielig und nicht leicht zu handhaben, man zieht daher überall da, wo es auf ein sehr leichtes Spiel der Stange nicht sehr wesentlich ankommt, die oben bereits erwähnten Schraubenbolzen zum Anziehen der Büchsenbrille vor. Die Zahl dieser Bolzen ist gleich 2; dieselben sind in der Regel zu beiden Seiten der Stange angebracht und der Flantsch der Brille demnach so gestellt, dass er zu den Seiten ausladet. Dies ist namentlich der Fall bei den Cylinderstopfbüchsen, während bei den Schieberstangenstopfbüchsen der umgekehrte Fall der häufigste ist, indem man daselbst in der Regel durch keinerlei Geradführungen etc. in der Anordnung dieses Maschinentheiles sich beschränkt sieht. Eine solche Befestigung bedingt allerdings, in Folge der ungleichen Dicke der Packung an verschiedenen Stellen des Umfanges eine ungleiche Anziehung der Muttern, eine verschiedene Pressung an den verschiedenen Stellen der Stangenperipherie, und lässt sich dieser Uebelstand, d. h. die hierdurch bedingte schiefe Lage der Brille und also Klemmung derselben auf der Stange, nur durch die Anbringung von 3 Bolzen beseitigen. Doch wurde schon angedeutet, dass constructive Rücksichten die Anordnung von mehr als 2 Stopfbüchsenbolzen bei Locomotiven in der Regel verbieten.

Da die einzelnen Schrauben, wenn auch jede nur wenig, nach einander angezogen werden, so macht man, um ein Schiefziehen möglichst zu vermeiden, den Hebelarm, an welchem dieselben bestrebt sind, die Brille schief zu ziehen, also die Entfernung der Schrauben vom Stangenmittel, möglichst klein.

Die Dimensionen des Packungsraumes sind in gewisser Beziehung willkürlich, insofern nämlich, als man einen dichten Abschluss sowohl durch eine dicke und niedere, als durch eine dünne und hohe Packung erzielen kann.

Dicke Packungen sind unter allen Umständen besser als dünne, weil sie bei

gleicher Höhe mehr Material enthalten, bei eintretender Undichtheit also weniger nachgezogen zu werden brauchen und deshalb weniger häufig der Erneuerung bedürfen.

Da man die Muttern der Stopfbüchsenschrauben nicht fest anziehen kann, so müssen dieselben durch Gegenmuttern gehalten werden, damit sie sich nicht lösen. Diese Gegenmuttern sollen, wenn irgend möglich, nicht übereinander, sondern so angeordnet werden, dass Mutter und Gegenmutter die Flantsche der Brille zwischen sich fassen. Durch letztere Anordnung wird nämlich die Brille an einem Kippen, welches ein Fressen der Kolbenstange zur Folge hat, auch dann verhindert, wenn die Packung einseitig verschlissen sein sollte.

Das Gewinde der Schrauben macht man der leichteren Anfertigung wegen dreikantig, giebt aber der Hauptmutter (mit welcher der Anzug bewirkt wird) zur Vermeidung eines raschen Verschleisses eine grosse Höhe, am besten vom doppelten Betrage des Bolzendurchmessers.

In Betreff der Bearbeitung der Stopfbüchse soll noch hervorgehoben werden, dass man den Grundring und die Büchse der Brille zweckmässig erst dann ausbohrt, wenn die Stange gedreht ist, damit man sich noch helfen kann, wenn diese aus irgend welchen Gründen etwas dünner ausfallen sollte, als beabsichtigt war. Grundbüchse und Brille müssen fest um die Stange schliessen, dagegen soll die Brille in der Stopfbüchse sehr leicht gehen und etwas Spiel haben. Dieser Spielraum ist nothwendig, einmal, damit die Brille nicht bei der geringsten unrichtigen Lage der Stange zu rasch verschleisse, ferner aber, damit sie sich nicht sofort festklemme, wenn sie etwas schief gezogen sein sollte; endlich leistet dieser Spielraum wesentliche Dienste bei der Montirung, insofern er als Maassstab für die richtige Lage der Kolbenstange und also auch derjenigen Theile dient, deren Lage nach der Kolbenstange gerichtet wird.

§ 13. Asbestpackungen. — Das bisher betrachtete zu den Stopfbüchsenpackungen für gewöhnlich verwendete Material, der Hanf, giebt wohl einen guten Verschluss und conservirt die Stange, doch ist seine Dauer auf kurze Fristen beschränkt, zumal bei den heute beliebten hohen Dampfpressungen, welche eine hohe Temperatur bedingen, die zerstörend auf den Hanf wirkt. Man hat daher den Ersatz des Hanfes durch die Anwendung einer Asbestpackung versucht. Die Asbestfasern, in thunlichst grosser Länge ausgesucht, sind in hohem Grade elastisch und biegsam und können leicht geflochten und gewebt werden. Asbest ist ausserdem ein sehr schlechter Leiter und unzerstörbar durch Hitze. Diese Eigenschaften sind offenbar diejenigen, die für eine Stopfbüchsenpackung erforderlich sind, und es ist daher seltsam, dass der Gedanke, jenes Material zu verwenden, verhältnissmässig neu ist. Packungen für Kolben- und Schieberstangen haben dreierlei Einflüssen zu widerstehen: Erhöhter Temperatur, Reibung und Feuchtigkeit. Nur einer, die Reibung, äussert zerstörenden Einfluss auf Asbest. Zuerst wurde die neue Packung in Amerika mit Erfolg angewendet. In England wurde sie zuerst auf der Caledonian Eisenbahn versucht und bei einer Schnellzugmaschine in den Cylinderstopfbüchsen verwendet, in denen sie vom 27. Juli 1871 bis 18. November verblieb, in welcher Zeit die Maschine 14070 engl. Meilen machte. Bei diesen Locomotiven dauerte die gewöhnliche Packung höchstens 2 Touren und die Schrauben mussten immer nachgezogen werden; die Asbestpackung war, als man sie herausnahm, anscheinend noch eben so gut als wie beim Einlegen. Sie verlangte auch weniger Oel zum Schmieren der Stangen, denn das Oel blieb auf der Stange und wurde nicht von der Packung absorbirt; auch wurde die Stange schön glatt gehalten.

Da Asbest in grossen Mengen vorkommt, so dürfte sich der Preis solcher

Packungen auch verhältnissmässig niedrig stellen, um so mehr, wenn eine regelmässige Fabrikation derselben eingeführt sein wird.

Gegenüber dieser hohen Vollkommenheit der Asbestpackung muss die Thatsache wunderbar erscheinen, dass diese Packung in der Praxis eine so überaus geringe Anwendung findet oder dass man mit der Anwendung derselben, nach gemachtem Versuche, wieder aufgehört hat. Die Sache muss demnach einen Haken haben und bei näherer Prüfung ist das in der That der Fall. Der Asbest wird nämlich im Contact mit der Kolbenstange zu einem feinen Pulver gerieben und nach und nach in den Cylinder geführt, wo er sehr zerstörend auf die Kolbenringe und die Cylinderfläche einwirkt. Dieser Uebelstand ist gar nicht zu beseitigen und überall die Ursache der Nichteinführung der Asbestpackung gewesen, wo dieselbe versucht worden ist.

§. 14. Holzpackung. — Dass man anstatt der Hanfpackung vielfach baumwollene Liderungen angewendet oder versucht, ja dass man seine Zuflucht sogar zu Säge- und Hobelspähnen als Packungsmaterial genommen hat, sei hier nur der Vollständigkeit wegen erwähnt. Die Säge- oder Hobelspähne werden unter Zusatz von etwas Talg in die Stopfbüchse eingetragen und in gewöhnlicher Weise in derselben festgepresst. Diese Dichtung soll unter gewissen Umständen wirksamer sein, weniger Reibung geben, eine längere Dauer haben und leichter sich einlegen lassen, als die Hanfdichtung. Das Verfahren beim Dichten ist folgendes: Die erste Lage bilden möglichst feine Hobelspähne; nachdem dieselben eingepresst sind, folgt eine Lage Sägespähne. Nach Einpressung derselben unter Beigabe von etwas Oel oder Talg wird eine zweite Lage Hobelspähne aufgebracht; dann folgen wieder Sägespähne etc. Die Packung besteht auf diese Weise aus alternirenden Lagen von Hobel- und Sägespähnen, jedoch so, dass die erste und letzte Lage durch Hobelspähne gebildet wird. Bei Erneuerung der Dichtung braucht das alte, noch vorhandene Material nicht herausgenommen zu werden, sondern es wird vielmehr die neue Dichtung sogleich auf die alte aufgelegt. Die Erfindung ist Mr. H. C. Coulthard in England am 1. Juni 1863 patentirt worden, scheint jedoch wenig Anklang in der Praxis gefunden zu haben.[3])

§ 15. Metalldichtungen. — Es wurde bereits wiederholt darauf hingewiesen, dass sowohl die Construction, als das Dichtungsmaterial der gebräuchlichen Dichtungen für Stopfbüchsen im Ganzen ungenügende Resultate geben und nicht alle die Bedingungen erfüllen, welche man an eine Dichtung stellen muss. Das einwirkende Medium, der hochgespannte Dampf, durchdringt in kurzer Zeit die Verpackung, welche in Folge dessen ihre Elasticität verliert; der Verschluss lässt in Folge dessen nach und man ist genöthigt, die zerstörten Dichtungsmaterialien zu entfernen und zu erneuern. Dieser fortwährende Verbrauch hat natürlich eine stete Ausgabe zur Folge, abgesehen von der nachtheiligen Wirkung auf die Maschine selbst. Man hat daher versucht, als Dichtungsmaterial specielle Metallcompositionen zu verwenden, welche sich fest an die Stange anlegen und dabei genügende Weichheit (Plasticität) besitzen, um dieselbe nicht anzugreifen.

[3]) Hierher gehören auch die in neuester Zeit vielfach angewandten, sogenannten »selbstschmierenden Stopfbüchsenpackungen«, welche aus Baumwollenschnüren, die mit fettigen Substanzen und Talk etc. präparirt sind, bestehen. Bei der Anwendung wird eine dünne Hanflage unter die Liderung gelegt, um das Fortlaufen des flüssigen Fettes zu verhindern, die Schnur wird spiralförmig um die Kolbenstange gewickelt, das obere Ende schräg zugeschnitten, das Ganze auf die untere Hanflage gedrückt; endlich das obere Hanfzöpfchen aufgelegt und der Stopfbüchsendeckel gleichmässig angezogen. Derartige Packungen haben eine mehr als doppelte Dauer der Hanfpackung ergeben. Anmerk. der Redact.

Die hierher gehörige, von Camozzi & Schösser erdachte Construction besteht in der Anwendung von conischen Scheiben und Hülsen, welche durch den inneren Druck sich schliessen, die Stangen umfassen und auf diese Weise den Abschluss herbeiführen. Nach zwei Jahre andauernden Versuchen sollen diese Dichtungen kaum Abnutzung gezeigt und die Stangen sich rein erhalten haben, sowie Deformation und Abnutzung nie vorgekommen sein. Eine weitere Eigenthümlichkeit dieser Dichtung besteht darin, dass dieselbe selbstthätig wirkt, d. h. jedes Nachlassen des Verschlusses wird sofort durch die Construction selbst ersetzt, ein Nachziehen der Schrauben wird überflüssig. Die genannten Ingenieure wenden zwei Arten dieser Metalldichtungen für Stopfbüchsen an, nämlich:

I. Selbstthätige Metalldichtung für Hochdruck, speciell für Cylinder und Schieberkasten der Locomotiven.

Die Einrichtung derselben ist in Fig. 8 im Längenschnitt und in Fig. 9 in der Längenansicht vorgeführt. Es ist zunächst *A* die Dichtungshülse, aus Composition gegossen; der obere Theil derselben ist conisch geformt und greift in den conisch ausgedrehten Büchsendeckel; der untere Theil ist nahezu cylindrisch, hat aber wiederum einen conisch geformten Theil bei *D* und reicht nach unten noch in den ringförmigen Raum der Büchse, in welchem gewöhnlich der Büchsenring sitzt, der aber hier wegfällt. Die Dichtungshülse besteht aus zwei Schalen (Fig. 10), welche genau in einander sich fügen nach gezeichnetem Schnitte.

Fig. 8.

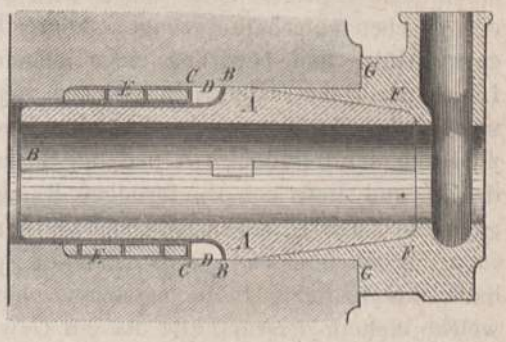


Fig. 9.

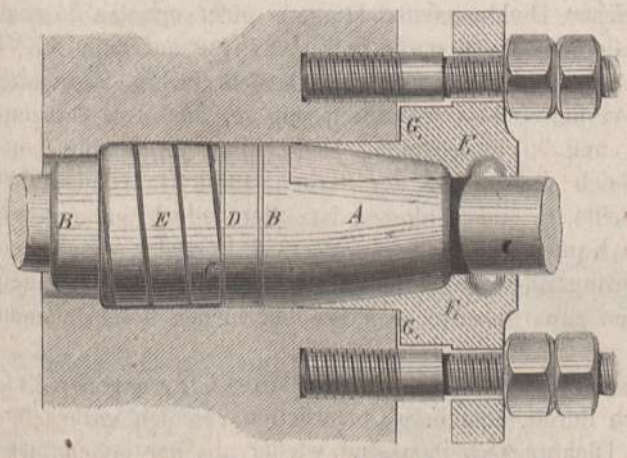


Fig. 10.

Die Metallhülse *B*, von Messing oder Eisenblech gedacht, nimmt die Dichtungshülse in sich auf und ist unten umgebogen. Auf dieser Hülse befindet sich eine ringförmige Scheibe *C*. Der vor der Scheibe und der Hülse gebildete ringförmige Raum *D* ist mit Composition ausgefüllt, um einen weiteren Verschluss zwischen Hülse und Büchsenwand zu erzeugen. *E* ist eine Feder aus Stahl, welche bis auf 2^{mm} zusammengepresst wird; dieselbe trägt die Metallhülse und die conische Dichtungshülse und hat das fortwährende Bestreben, die letztere in den Deckel zu pressen. Der Stopfbüchsendeckel *F* trägt in seinem oberen Theile ein Oelgefäss, welches einen Hanfzopf auf-

nimmt, der die Stange umgiebt und lediglich die Bestimmung hat, die Kolbenstange fett zu erhalten. Man schüttet nur so viel Oel auf, damit dieser Hanfzopf stets getränkt ist. Der untere Theil des Deckels hat nach Aussen einen ringförmigen Ansatz und ist der Deckel so weit einzuschrauben, dass jener Ansatz fest auf der Büchse aufsitzt. Die Fuge *G* wird mit Mennig verkittet. In dieser Lage ist die Feder *E* bis auf 2^{mm} zusammengepresst.

Wenn nun der Dampf gegen die Dichtung drückt, so wird die conische Dichtungshülse in den Deckel gepresst, wobei die Ränder des Conus sich an die Stange andrücken und so eine vollständige Dichtung bewirken.

Betrachten wir nun die Einwirkung der sich bewegenden Kolbenstange auf die Metalliderung. Beim Hingange des Kolbens wird die Dichtungshülse durch diese Bewegung in den Deckel gedrückt, wobei Feder- und Cylinderdruck mitwirken; die conische Spitze muss also die Stange umfassen, wobei indessen die Weichheit der Metalllegirung (deren Composition Geheimniss der Erfinder ist) kein Angreifen der Stange zulassen soll. Beim Zurückgehen des Kolbens wirken Feder- und Cylinderdruck der Bewegung der Stange entgegen, während der Dichtungsconus gegen seine Metallhülse gepresst wird. Somit wird ausser dem Verschlusse oben am Deckel auch ein gleicher unterhalb erzeugt. Diese beiden Drücke vertheilen sich nun auf die ganze Hülse und bewirken einen sicheren gleichförmigen Verschluss auf die ganze Länge der Hülse. Jedes Entweichen von Dampf ist also zwischen Stange und Hülse unmöglich. Andrerseits bewirkt der Dichtungsring *D* einen vollständigen Abschluss zwischen der Metallhülse *B* und der Büchsenwand, indem die Feder auf die Scheibe *C* drückt und diese den ringförmigen Raum *D* auseinander zu treiben sucht. Endlich giebt die Fuge *G* nochmals einen vollständig dichten Abschluss nach aussen.

Wenn nun nach einiger Zeit die Spitze des Conus sich abnutzt, so würde oberhalb eine undichte Stelle entstehen; hier tritt nun die Wirkung der Feder *E* ein, welche sich in diesem Falle um ein Gewisses öffnet, indem sie den Conus tiefer in den Deckel zu drücken sucht und dadurch einen neuen Verschluss herbeiführt. Man sieht also, dass diese metallische Dichtung einen selbstthätig wirkenden Verschluss erzeugt, welche die anderweit üblichen Dichtungsvorrichtungen nicht erzielen lassen. Hieran schliessen sich im Princip der Construction die in Fig. 27—30 auf Tafel XXVI vor Augen geführten Systeme der Metalliderung, und zwar besteht in Fig. 27 und 28 der den dampfdichten Abschluss vermittelnde Compositionsring (*a*) aus dem Ganzen, während derselbe in der sub 29 und 30 dargestellten Modification zweitheilig construirt ist (*a* und a_1), wobei zugleich die Oelung der Stange durch Hanf zugeführt wird, der in dem Raume *h* der Brille *B* eingeschlossen ist; der jedoch im ersteren Falle (Fig. 27 und 28) durch die Kautschukringe *c c* ersetzt wird, welche zwischen der Brille und dem metallenen Liderungsringe eingeschaltet sich befinden. Im Uebrigen ist die Einrichtung im Wesentlichen ganz dieselbe, wie bei den soeben beschriebenen Metalliderungen.

II. Metalldichtung für Stopfbüchsen von Maschinen aller Art.

Diese Büchsen zeichnen sich durch einfachere Construction von den vorher beschriebenen vortheilhaft aus. Die Dichtungsscheiben sind wieder aus der geheimnissvollen Legirung gegossen und erhalten einen Schnitt *E* (Fig. 12, p. 509), um ihnen grössere Elasticität und eigene Federkraft zu verleihen. *A* (vergl. Fig. 11 u. 12, p. 509) stellen die conischen Scheiben dar, welche, hintereinander geschichtet, den Dichtungsraum ausfüllen. Die unterste Scheibe (*B*) hat dreieckigen Querschnitt, ist in zwei Theile geschnitten und im Contact mit dem Metallring *C*. Der Kautschukring *D*

liegt auf der vordersten Dichtungsscheibe und wird zwischen Deckel und Dichtung eingepresst; er wird vom Dampfe nicht berührt und ist daher keinerlei Zerstörung unterworfen; er dient zum Ersatz der sub I beschriebenen Stahlfedervorrichtung. Behufs Montirung werden die Ringe eingebracht und der Deckel so weit geschraubt, dass die Scheiben sich leicht an die Stange andrücken. Der Verschluss ist alsdann vollkommen bewirkt, indem der Deckel seinen Druck durch Vermittlung des Kautschukringes auf die Scheiben überträgt, welche sich dann gegen Stange und Büchsenwand auszudehnen suchen und so den Verschluss herbeiführen. Die Dichtungen sind genau nach den Dimensionen der Stopfbüchsen auszuführen, damit der Contact ein vollständiger; der Preis richtet sich nach der Grösse, soll indessen angeblich nicht viel höher als der einer Hanfdichtung sich stellen, wozu noch ausserdem die Dauer ($1^1/_2$ Jahre) und Güte (Sicherheit des dampfdichten Abschlusses) käme.

Fig. 11.

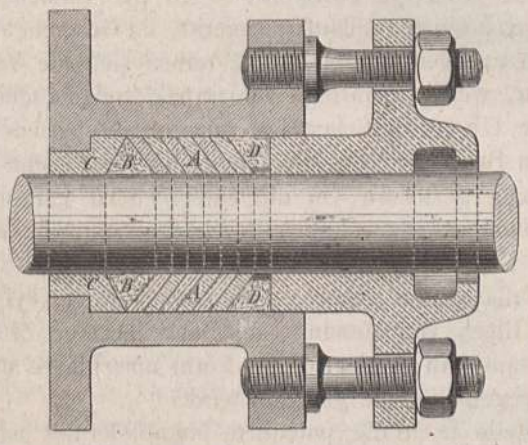
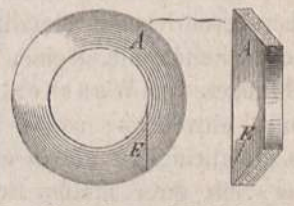


Fig. 12.



In Frankreich und Belgien sollen diese Metallstopfbüchsen auf der Orleans- und Französischen Nordbahn, der Belgischen Staatsbahn und Grand Central Belge verbreitet sein; auch auf einigen deutschen Bahnen sollen Versuche damit stattgefunden haben, indessen fehlen uns die Angaben über die erzielten Resultate gänzlich, so dass etwas Maassgebendes über den factischen Werth und die Brauchbarkeit dieser complicirten Dampfdichtungsmittel zur Zeit durchaus nicht vorgebracht werden kann.

§ 16. Fairlie's Metallliderungen. — Entschieden einfacher ist die Construction der dem bekannten Ingenieur Fairlie vor einigen Jahren patentirten Metall-

Fig. 13.

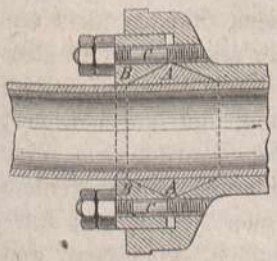


Fig. 14.

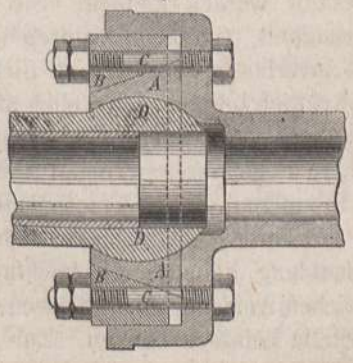
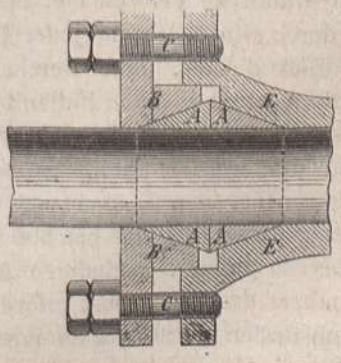


Fig. 15.



liderung für Stopfbüchsen; seine Liderungsmethode besteht in Anwendung von ein oder mehreren elastischen aufgeschnittenen Metallringen, welche in die Stopfbüchse eingesetzt werden und die Kolbenstange umfassen. Diese Ringe sind aussen conisch ab-

gedreht und werden mittelst eines umfassenden, innen entsprechend conisch ausgedrehten Ringes angepasst, welcher entweder durch die gewöhnliche Stopfbüchsbrille oder durch besondere Schrauben etc. angezogen wird.

Die Figuren 13—15 (p. 509) zeigen die Fairlie'schen Dichtungen für ein nachgiebiges Dampfrohr mit der patentirten Metallpackung. *A A* sind die aussen conisch gedrehten zerschnittenen Ringe; *B* ist der conisch ausgedrehte Pressring, welcher durch die Schrauben *C C* angezogen werden kann. In Fig. 14 umschliessen die Ringe *A* noch ein Kugelgelenk *D* am Ende des Dampfrohres, gegen welches dieselben ebenfalls von dem Ringe *B* mittelst der Schrauben *C* dampfdicht angezogen werden.

Fig. 15 zeigt diejenige Anordnung, wie dieselbe für die gewöhnlichen Kolben- und Schieberstangen geeignet ist. Hierbei ist die Stopfbüchse *E* sowohl, wie auch die Brille *B*, conisch ausgedreht und letztere bewirkt in leicht ersichtlicher Weise das Andrücken der Ringe *A* an die Stange.

§ 17. Anderweite Systeme der Metallpackungen. — An die vorstehend näher beschriebenen Metallliderungen, welche sich, beiläufig bemerkt, im Grossen und Ganzen keiner allgemeinen Aufnahme zu erfreuen gehabt haben, reihen sich die Verdichtungen von Weatherly & Jordan, welche Zinnringe von trapezförmigem Querschnitt anwenden; sowie fernerweit die Chamont'schen Liderungsringe, bestehend aus Metallringen, die in einer conischen Schraubenlinie gewunden sind und deren je zwei, mit ihrer breiten Seite auf einander gestossen, in die entsprechend geformte conische Stopfbüchse eingelegt und sodann wie gewöhnlich durch den Stopfring zusammengepresst werden.

Die Liderung von Clark, ebenfalls hierher gehörig, besteht aus einem cylindrisch gebogenen und aufgeschnittenen Blech von Messing, mit einer starken Zinnschicht überzogen, welches die Kolbenstange in concentrischer Form umschliesst und durch einen Kautschukring von aussen gegen dieselbe gepresst wird.

Schliesslich verdient an dieser Stelle noch die patentirte Metallliderung nach System Zeiss Erwähnung. Die fragliche Liderung besteht in einer Metallschraube, aus einer bestimmten plastischen Composition dargestellt, deren Zusammensetzung Geheimniss des Erfinders ist, und welche, in Folge ihrer Geschmeidigkeit, durch den Druck des Stopfbüchsendeckels eine partielle Streckung des Querschnittes ermöglicht. Die bezügliche Liderung soll, je nach Erforderniss, in diversen Plasticitätsgraden sich darstellen lassen, und nicht sowohl für Locomotiven, als auch für stationäre Maschinen, hydraulische Pressen etc. hergestellt werden können. Sie soll dabei zum Abdichten (durch Stopfbüchsen) jeder Flüssigkeit, von Temperaturen bis 400° C. und beliebigem Druck dienen, dabei durchaus zuverlässig sein, die zu dichtenden Stangen nicht angreifen und in allen Fällen beträchtlich billiger sich stellen als die allgemein verbreitete Hanfliderung, da sie nicht wie diese verbrennen, sondern nur durch Abschleifen ausgenutzt werden kann. Sie soll, in Folge ihrer geringen Abnutzung und langen Dauer, gegenüber den Kosten von 4 Pfennigen pro Locomotivmeile bei Hanfliderung, eine Ersparniss von 200 bis 300 % gewähren. Die beregte Patentliderung soll ausserdem bis zu ihrer vollständigen Ausnutzung keinerlei Beobachtung oder Arbeit, mit Ausnahme des auch sonst erforderlichen Anziehens der Büchsenschrauben, erheischen, und am Besten bis zuletzt an ihrer Stelle belassen bleiben. Zur sachgemässen und höchste Ersparniss erzielenden Benutzung dieser Liderung sind erforderlich:

1. durchaus glatte (wenn auch unrunde) Kolbenstangen,
2. genau passende Metallliderung, mindestens nicht zu schwache,
3. ebene Druckflächen an Stopfbüchsendeckel und Grundring.

Gegenüber den oben beregten Vortheilen dieser Metallpackung erscheint die Thatsache ihrer geringen praktischen Anwendung um so wunderbarer. Es steht daher a priori zu vermuthen, dass die Construction, neben ihren Vortheilen, die keineswegs angezweifelt werden sollen, gewisse (uns zunächst unbekannte) Inconvenienzen mit sich führt, deren Natur obige Vorzüge verdunkelt. Indessen lässt sich ein Urtheil erst fällen, sobald maassgebende Resultate der Praxis thatsächlich vorliegen, die bis dato fehlen.

§ 18. Stopfbüchsen mit Weissmetalleinlage. — Bekanntlich sind die Stopf- und Grundbüchsen, da sie dicht an die Kolbenstange anschliessen müssen, Gegenstand der Ausnutzung und man müsste, sobald der dichte Anschluss mangelt, die Büchsen durch neue ersetzen, wenn es nicht Mittel gäbe, durch Einlage gewisser Metallcompositionen die Reibung an sich auf ein Minimum herabzuziehen und durch zeitweilige Erneuerung dieser Einlage eine unbegrenzte Dauer der Stopfbüchsen als solche zu erzielen. Als Composition der betreffenden Legirung hat sich eine Mischung aus 40 Gewichtstheilen Zinn, 5 Kupfer und 6 Antimon vortrefflich bewährt. Das Ausgiessen der Stopf- und Grundbüchsen, nachdem dieselben ausgelaufen, ist in den beistehenden Figuren 16 bis 19 veranschaulicht. Das Verfahren ist dasselbe, wie man es beim Ausgiessen der Treib- und Kuppelstangenlager anwendet. Den Kern bildet ein aus Blech zusammengerollter Cylinder (*a*), der unten zur geraden Führung in einen cylindrischen, gleichfalls aus Blech gefertigten Untersatz (*c*) mündet, welcher gleichzeitig die Büchse selbst mit aufnimmt. Die Stopf- wie Grundbüchsen werden vorher, wie die Zeichnung zeigt, etwas ausgedreht, um das Weissmetall (*b*) zum besseren Festhalten in verstärktem Maassstabe anbringen zu können. Nach dem Eingiessen wird die Büchse, wie gewöhnlich, nach der correspondirenden Kolben- resp. Schieberstange ausgedreht.

Fig. 16.

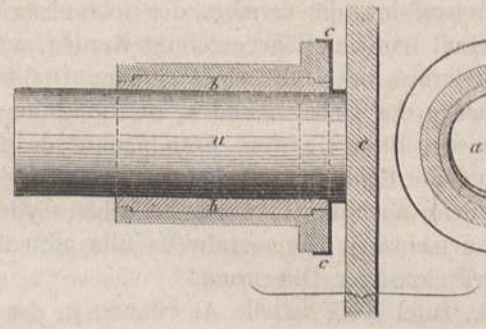


Fig. 17.

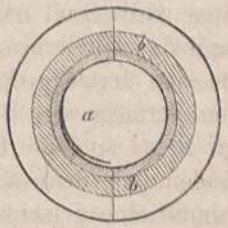


Fig. 18.

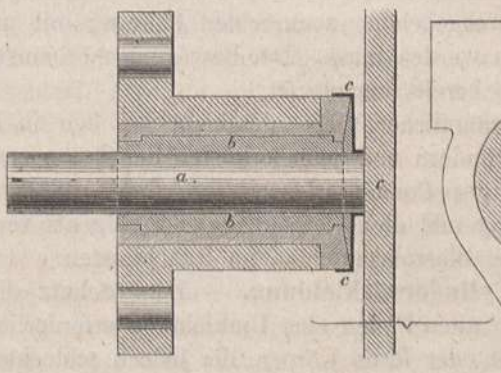
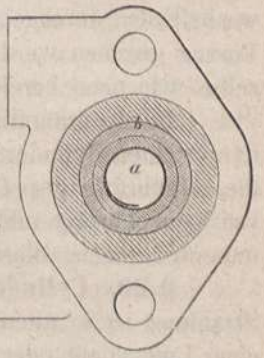


Fig. 19.



§ 19. Cylinderhähne. — Die Cylinder- und Schieberkastenhähne (Reinigungs- oder Ablasshähne) befinden sich an der unteren Cylinder- resp. Schieberkastenfläche, nahe den extremen Positionen des Hubes und sind, an beiden Cylindern resp. Schieberkästen gleichzeitig, vermöge eines Systemes von Winkelhebeln, vom Führerstande aus dirigirbar. Sie dienen zur Entfernung des Condensationswassers.

Die Hahndurchgangsweiten betragen 10 bis 13^{mm}; der Durchmesser des Gewindezapfens behufs Einschraubung beträgt 18 bis 23^{mm}, die Länge desselben 20 bis 23^{mm}.

Es wurden auf Tafel XXV, Fig. 8 und 9 einige der gebräuchlichsten Anordnungen dieser Cylinderhähne vorgeführt. Es ist daselbst zunächst in Fig. 8 *a* der an den Cylindermantel angegossene Ansatz, zum Anschrauben des Hahnstückes *A* vermittelst Schraube *b* dienend, *c* sind die Ausblasöffnungen, welche hier im rechten Winkel zur Rohrachse stehen, wodurch deren Reinigung bei etwaiger Verstopfung erschwert wird. Man hat daher die senkrechte Bohrung durch die ganze Länge des Hahnstückes durchgeführt, die vermöge der Schraube *x* im tiefsten Punkte geschlossen gehalten wird. Soll nun das Rohr gereinigt werden, so wird die Schraube gelöst und es kann das Hinderniss mit Hülfe eines geraden Drahtstückes beseitigt werden. Die Hähne sind vermöge der Hebel *n* und n_1 und Zugstange *s* unter sich verbunden und werden vermöge der Stange *z* vom Standpunkte des Maschinisten beliebig geöffnet. In der Regel sind die Schieberkastenhähne mit den Cylinderhähnen durch Hebelwerke verbunden, wie denn auch die Hahnsysteme beider Cylinder resp. Schieberkasten unter sich durch eine gemeinsame Horizontalwelle (die normal zur Kesselachse steht) bewegt werden behufs gleichzeitiger Dirigirung.

In Fig. 9, Tafel XXV ist die Anordnung in der Hauptsache dieselbe, nur sind die Ausströmungsöffnungen nach vorwärts gerichtet und unter 90° abgebogen, so dass die Reinigung zur Noth noch möglich ist, indessen ist dazu eine Krümmung des bezüglichen Instrumentes erforderlich, wodurch die Sache wesentlich erschwert wird, weshalb der durchgehenden senkrechten Bohrung mit unterer Verschlussschraube der Vorzug gegeben werden muss. Der Bewegungsmechanismus der Hahnsysteme ist derselbe, wie oben bereits angedeutet.

In eigenthümlicher Weise geschieht bei den in Fig. 2 und 3 auf Tafel XXV dargestellten Cylindern und Schieberkasten der Schwarzkopff'schen Tendermaschine die Abführung des Condensationswassers durch 98^{mm} weite Röhren *G* mit Drosselventilverschluss *g* und dient letzteres gleichzeitig als veränderliche Blasrohrklappe bei unveränderlicher Blasrohrmündung im Rauchkasten.

§ 20. Cylinderverkleidung. — Zum Schutz der Cylindermantelfläche gegen Strahlung ist in allen Fällen eine Umkleidung erforderlich, zu der man sich entweder einer Luftschicht oder fester Körper, die jedoch schlechte Leiter sein müssen, bedient. Zur directen Umhüllung der Cylinder wird in vielen Fällen Filz verwendet, welcher locker aus Kuhhaar anzufertigen ist. Man umgiebt diese Packung mit einem Mantel aus gut bearbeiteten und ineinander gefalzten Holzlatten, womöglich von Eichenholz, welche tonnenartig den Cylinder umschliessen und durch messingene oder eiserne Reifen befestigt werden. In der Regel lässt man jedoch bei Locomotiven den Holzmantel nicht frei liegen (obschon dies früher vielfach vorkam), sondern umgiebt ihn mit 2 bis 3^{mm} dickem Eisenblech, in besonderen Fällen auch wohl mit Messingblech, welches mit versenkten Schrauben auf den ringförmigen Rippen des Cylinders, oder, wo diese fehlen, auf eigens dazu angeordneten Holzringen mit Holzschrauben befestigt ist. Da Filz durch die Hitze rasch zerstört wird, so ist es besser, ihn ganz fortzulassen und statt seiner eine Luftschicht anzuwenden, die in der Weise erzeugt wird, dass man den Holzmantel durch eichene, direct die Cylinderfläche umschliessende Ringe von der heissen Oberfläche absteift, so dass für die Luftschicht eine Dicke von mindestens 25^{mm} verbleibt. Auf die Ringe werden die sorgfältig ineinander gefalzten Verkleidungsbrettchen, deren Dicke 25^{mm} zu betragen hat, mittelst Holzschrauben solide befestigt

und darauf der Blechmantel gebracht. Die so verkleideten Cylinderoberflächen strahlen ausserordentlich wenig und in weit minderem Grade als bei Filzumkleiduug.

Das bis jetzt in Deutschland noch wenig bekannte Verfahren, Korkholz als Cylinder- resp. Kesselumkleidung zu verwenden, soll in Frankreich, England und Belgien überraschende Erfolge geliefert haben. Nach den von Streubel in Berlin (zunächst nur bei fixen Cylindern und Kesseln) angestellten Beobachtungen, beträgt die tägliche Ersparniss an Kohlen nicht weniger als 2 Thaler auf 32 Quadratmeter bedeckter Fläche. Für die Umkleidung der Cylinder etc. mit Korkholz spricht jedenfalls die mit keinerlei Schwierigkeiten verbundene Anwendung, die Billigkeit und Dauerhaftigkeit des Materiales, Eigenschaften, welche die anderweiten bisher zur Verhinderung des Wärmeverlustes versuchsweise angewendeten Mittel vermissen liessen. Zwei Versuche, welche im Jahre 1870 von in Berlin domicilirenden Eisenbahngesellschaften mit dem von Streubel präparirten Korkholz bei Locomotiven angestellt wurden, sollen in jeder Hinsicht befriedigt und die Eigenschaft des Korkholzes als schlechtesten Wärmeleiter dargethan haben. [4])

§ 21. Construction der Planflächen und der Dampfcanäle. — Die Dampfcanäle, welche die Zu- und Abführung des Dampfes von und aus dem Cylinder zu vermitteln bestimmt sind, gehen aus von der Planfläche des Schieberkastens. Es ist angezeigt, die Planfläche um wenigstens 15^{mm} über die Basis hervortreten zu lassen, damit im Falle ungleichförmiger Abnutzung der Flächen eine Nacharbeitung möglich wird. Folglich Construction der Dampfcanäle in jedem Falle derart, dass deren Querschnitte beim Nachhobeln der Planflächen bis auf 15^{mm} durchaus constant bleiben. Dass man aus gleichem Grunde die Schieberkanten über den Plan hinausgreifen lässt (in den Extremen des Schieberhubes), um den Plan gleichförmig abzunutzen, wurde bereits bei den Schiebern angedeutet. Dasselbe gilt natürlich von demjenigen Theile der Dampfcylinder, wo der Kolben spielt; denn es ist erforderlich, dass dieser Theil des Cylinders von Zeit zu Zeit nachgebohrt werden kann, ohne Ansatzränder an den Extremitäten zu veranlassen oder gar die Veränderung der Deckel zu bedingen. Man thut am besten, die äussersten Kanten der Kolbenringe an den Hubextremen (genau wie die Schieberkanten) übergreifen zu lassen, wodurch die Bildung von Ansatzrändern bei Abnutzung selbstredend unmöglich wird. Dieser ebenso einfache als rationelle Grundsatz wird jedoch zuweilen selbst bei neueren Constructionen leider nicht immer gehörig beachtet. Häufiges Nachbohren und baldiges Auswechseln der Cylinder sind die naturgemässen Folgen dieser Vernachlässigung.

Die Schieberkastenplanflächen sind, in ganz gleicher Weise wie die Schieberspiegel, auf das Sorgfältigste zu bearbeiten und zu schlichten bis zur gleichförmigen feinen Marmorirung beim Contact mit der Mennigplatte, resp. der dieselbe vertretenden Schieberspiegelfläche.

Die Dampfcanäle, die ihren Ursprung im Schieberkastenplan nehmen, sind bekanntlich theils Admissions-, theils Exhaustionswege. Letzterer ist zwischen den Admissionen angeordnet und correspondirt mit der Höhlung des Schiebers.

Die Weiten der Admissionscanäle liegen bei den Locomotiven für Normalbahnen gewöhnlich zwischen 33 und 40^{mm}. Als vorkommendes Maximum der Spaltweite ist

[4]) Das vorzüglichste Material zur Umhüllung der Locomotivcylinder ist unstreitig die sogenannte Schlackenwolle, welche mittelst Einwirkung eines kräftigen Dampfstrahls auf die flüssige Hohofenschlacke in der Georg-Marienhütte bei Osnabrück in grossen Quantitäten erzeugt wird, im hohen Grade ein schlechter Wärmeleiter ist und besser als Filz und Holz der Hitze widersteht. Anmerk. der Redact.

50^{mm} zu betrachten. Die äusseren Ueberdeckungen sind bei den Personenzugmaschinen meist grösser als bei den für langsamere Bewegung bestimmten Güterzuglocomotiven. Sie liegen bei Ersteren zwischen 25—36^{mm}, und zwischen 13—25^{mm} bei den Letzteren; indessen fehlt es nicht an Ausnahmen von dieser Regel. Die inneren Ueberdeckungen liegen zwischen Null und 6^{mm}. Bei manchen Locomotiven sind sie Null, bei manchen übersteigen sie 6^{mm}. Die linearen Voreilungen (vom Sinus des Voreilungswinkels und insofern ein Hubverlust in Folge der Coulissenconstruction nicht stattfindet, vom kleinsten Schieberwege abhängend) liegen zwischen 1½ und 5^{mm}. Es ist darunter bekanntlich diejenige Oeffnung des Admissionscanales verstanden, welche stattfindet, wenn der Kolben am Ende seines Laufes angekommen ist. Die lineare Voreilung dient daher zur Vermittelung eines elastischen Dampfkissens, damit der Hubwechsel ohne jeden Stoss auf die Kurbel- und Stangenzapfen sich vollziehe.

Wenn die Bedingung gestellt wird, dass zu einer vollkommenen Dampfvertheilung das Gleichbleiben der Voreilung bei allen Expansionsgraden gehört, und wenn wir finden, dass die Steuerungen von Gooch, Heusinger und Allan in der That gleiche Voreilungen ergeben, so ist damit zugleich bewiesen, dass auch auf dem höchsten Expansionsgrade, d. h. auf der mittleren Position der Coulisse, resp. des Gleitstückes, Steuerhebel oder Schraube, also im kleinsten Schieberwege, eben diese Voreilungen auftreten, mithin Admissionen erfolgen müssen, denn die »Voreilung« ist ja nichts Anderes als eine Oeffnung des Dampfcanales, noch ehe der Kolben das Ende seines Laufes erreicht hat.

§ 22. Admissionsverhältnisse. — Der durch den Excenterhub bedingte grösste Schieberweg (insofern kein Hubverlust aus der Construction und Aufhängung der Coulisse resultirt) liegt zwischen 90 und 130^{mm}. So erweisen z. B. die Achtkuppler der Oesterreichischen Südbahn 130^{mm} grössten Schieberweg; 2^{mm} lineare Voreilung und einen Voreilungswinkel von 36 Grad. Die Ueberdeckung beträgt aussen 36, innen 3^{mm}. Die Admissionscanäle erweisen à 45 $\times$ 316^{mm}; der Exhaustionscanal 84 $\times$ 316^{mm}. Das Maximum des Füllungsgrades ist 70 Procent des Kolbenweges.

Das Maximum des Schieberhubes (130^{mm}) fand sich auch bei der zu Wien 1873 ausgestellten Güterzugmaschine der Bergisch-Märkischen-Bahn (Henschel Nr. 558) bei 21^{mm} äusserer und 1,5^{mm} innerer Ueberdeckung, 340^{mm} Canalhöhe, 40^{mm} Canalweite und 78^{mm} Breite der Exhaustionsöffnung.

Bei den Doppelschiebern der Locomotive von Couillet (Wien 1873) beträgt die Weite der Dampfcanäle im Vertheilungsschieber (Canalschieber) 36^{mm} und 34^{mm} in der Planfläche.

Die einfachen Schieber, sowie die separaten Expansionsschieber, vermitteln die Oeffnungen und Schliessungen der Dampfcanäle bekanntlich nur mit der Aussenkante.

§ 23. Höhe der Dampfcanäle. — Die Höhe der Dampfeintrittswege sollte im Plane stets so gross ertheilt werden, als es irgend die Cylinderweite gestattet. Je grösser nämlich der Querschnitt des Einströmungscanales in Bezug auf den Cylinderquerschnitt (Kolbenfläche) ist, desto günstiger werden die Admissionsverhältnisse. Es muss nämlich unbedingt verlangt werden, dass die Admissionsquerschnitte vom Beginn des Kolbenhubes bis zum Dampfabschluss so rasch als möglich wachsen; und die Erfüllung dieser Bedingung wird durch die Anwendung hoher Dampfcanäle bedeutend erleichtert. Schon Eingangs wurde darauf hingewiesen, dass pro Millimeter Schieberweg die vermehrte Zunahme des Einströmungsquerschnittes selbstverständlich um so beträchtlicher werden müsse, je höher die Oeffnungsspalte an sich ist.

Je rascher aber die Einströmungen wachsen, um so vollkommener ist der

Effect, um so schneller wird die Beharrungsgeschwindigkeit erzielbar. Der Schieberplan soll mithin hoch, aber schmal sein. Hierin liegt zugleich die Bedingung zur Erzielung möglichst kleiner Planflächen an sich, resp. Schieber, was bei den heute ertheilten hohen Pressungen ein Gegenstand von grosser Bedeutung ist. Man will lieber kleine als grosse Flächen abnutzen, die Schieberbewegung möglichst erleichtern.

Vergleichungen mit der Praxis lehren, dass das Verhältniss der Canalfläche zum Cylinderquerschnitt (Kolbenfläche) bei der Mehrzahl der Locomotiven $^1/_{12}$ beträgt. Bei den besten Constructionen, wo den Dampfcanälen die grösstmögliche Höhe ertheilt ist, steigt das Verhältniss auf $^1/_{10}$ und sinkt bei den schlechtesten, leider jedoch noch immer mehr als hinreichend frequenten Anordnungen bis auf $^1/_{16}$ oder $^1/_{17}$ herab.

§ 24. Admissionsverhältnisse bei Canalschiebern. — Bei Canalschiebern gelten selbstverständlich andere Verhältnisse; bei ihnen sind im Allgemeinen, linear, kleinere Querschnitte zulässig ($^1/_{20}$), da in Folge des inneren Canales bei Beginn des Kolbenhubes grössere Oeffnungen an sich erzielt werden, die Einströmungscurve mithin ein jähes Aufsteigen zeigt bis zum plötzlichen Abschluss und der damit beginnenden Expansion. Flach zum Scheitel aufsteigende Curven deuten auf ganz schlechte Vertheilungsverhältnisse und dem entsprechend herabgedrückte Leistungen des Motors.

Umfassende Indicatorversuche, bei Maschinen mit verschiedenen Querschnittsverhältnissen der Dampfwege angestellt, können hier allein den richtigen Weg zeigen. Solche Versuche sind jedoch zeitraubend und kostspielig. Die bereits vorhandenen Resultate genügen indessen, um obige Theorie im Allgemeinen zu rechtfertigen, wenn sie uns auch über das günstigste Verhältniss der Dampfcanäle zum Cylinderquerschnitt zunächst noch keine absolute Sicherheit zu geben vermögen. (Vergl. II. Cap. § 24—26).

Selbstredend können die Canalöffnungen (Breiten) nur dann von Werth sein, wenn sie vom Schieber wirklich gänzlich geöffnet werden; andernfalles bedingen sie nur eine nutzlose (sogar schädliche) Vergrösserung der Schieberfläche. Eigene Untersuchungen haben uns gelehrt, dass bei vielen Locomotiven die Oeffnungen auch beim grössten Schieberhube nie völlig frei werden. Dies ist bei breiten und dafür weniger hohen Canälen, also schlechten Admissionsverhältnissen, regelmässig der Fall.

§ 25. Querschnitt der Exhaustion im Schieberplan. — Die Weite des Exhaustionscanales beträgt, in der Planfläche gemessen, gewöhnlich zwischen 60 und 90^{mm}. Die Höhe ist gleich der Höhe der Admissionscanäle. Bei einigen Locomotiven bleibt die Höhe etwas unter jener Abmessung, doch sind diese Fälle als Ausnahmen zu bezeichnen. Im Ganzen werden die Exhaustionsquerschnitte im Plane nach denselben Principien angeordnet werden müssen, wie die Einströmungswege, jedoch unter Ertheilung eines weit grösseren Querschnittes. Der Exhaustionsquerschnitt ist so gross zu geben, als es die Rücksicht auf die Grösse des Schiebers nur irgend gestattet. Eine von der Eintrittsöffnung im Plane beginnende Erweiterung des Exhaustionscanales erscheint angemessen, trotz der in Folge dessen nothwendig verminderten Austrittsgeschwindigkeit. Gegen das Blasrohr hin findet natürlich eine abermalige Contraction statt, welche im Ausströmungsregulator selbst das Maximum erreicht.

Man findet bei vielen Maschinen die Exhaustionsfläche im Plane gleich dem doppelten Querschnitte eines Einströmungscanales, bei gleicher Höhe also die doppelte Breite, im Ganzen jedoch grosse Variationen in diesem Verhältniss; Beweis, dass man sich auch hier in Betreff des absolut Richtigen noch im Dunkeln befindet. Warum die Exhaustion z. B. gerade doppelt so weit sein soll als die Admission, ist weder praktisch noch theoretisch ersichtlich. Die Planweiten für die Exhaustion differiren nach Obigem beträchtlich schon bei den Locomotiven der gewöhnlichen Normaltypen und

demgemäss auch das Verhältniss ihrer Fläche zu der des Cylinderquerschnitts. Bei der Mehrzahl der Constructionen ist jedoch das Verhältniss beider 0,150, d. h. $^1/_6$ bis $^1/_7$, mithin etwa das Doppelte des bei der Admission constatirten mittleren Verhältnisses dieser Grössen. Nur beiläufig wird noch hinzugefügt, dass die Blasrohröffnungen weit constanter sind; das gewöhnliche Verhältniss der Maximalöffnung ist $^1/_{16}$ bis $^1/_{17}$ des Cylinderquerschnitts (0,06).

§ 26. Referat der Münchener Technikerversammlung, die Dimensionen der Dampfwege betreffend. — Im Anschluss an obige Betrachtungen über die absoluten Grössen und Verhältnisse der Admissions- und Exhaustionswege ist der Frage zu gedenken, welche der Münchener Versammlung deutscher Eisenbahn-Techniker zur Prüfung vorlag, nämlich:

»Welche Erfahrungen sind hinsichtlich der Querschnitte der Dampfein- und Ausströmungscanäle in den Schieberkastenflächen gemacht?«

Nach den eingegangenen verschiedenen Beantwortungen wurde die nachfolgende Schlussfolgerung angenommen:

»Obgleich mit sehr verschiedenartigen Oeffnungen, welche angewendet sind, zufriedenstellende Resultate erzielt sein sollen, so erübrigt es zur weiteren definitiven Entscheidung, durch Anstellung fernerer Indicatorversuche die zweckmässigen Dimensionen genauer festzustellen; es scheint das Verhältniss 1 : 0,05 als dasjenige bezeichnet werden zu können, welches für die Grösse des Dampfeinströmungscanales zweckmässig ist, wobei indessen bemerkt werden muss, dass diejenigen Maschinen, bei denen das erwiesene Verhältniss angewendet war, Canalschieber hatten. Bei Nichtcanalschiebern scheint das Verhältniss 1 : 0,066 zweckmässig.«

Aus dem näheren Studium der einzelnen Fragebeantwortungen geht hervor, dass sowohl die grossen Dampfein- und Ausströmungen der Schieberpläne, als auch die kleinen sich unter Umständen bewährt haben; es sind aber überall, mit Ausschluss der Hannoverschen Bahn, keine speciellen Versuche mit Indicatoren gemacht, auch finden sich keinerlei Angaben über specielle vergleichende Versuche mit grossen und kleinen Einströmungscanälen. So lange diese nicht in umfassendem Maasse gemacht sind, bleibt nach Ansicht des Referenten (Thüringer Bahn) die Frage:

»Welches Verhältniss ist für die Grösse der Dampfcanäle das zweckmässigste?«

unentschieden. In den speciellen Angaben über die Grösse der Dampfwege ist nicht angegeben, wie weit diese bei der Bewegung der Schieber geöffnet werden, und wurde bereits oben darauf aufmerksam gemacht, dass Canäle, welche nicht ganz frei werden, keinerlei Vortheil bringen, dagegen den Nachtheil einer schädlichen Vergrösserung der Schieberfläche involviren.

Eine Bahn, die Lemberg-Czernowitzer, besitzt bei ihren sämmtlichen Locomotiven Canäle mit völlig gleichen Querschnitten der Dampfein- und Ausströmungsöffnungen, was als Besonderheit Erwähnung (jedoch nicht Nachahmung!) verdient. Wir bemerken schliesslich noch, dass die seitens der Hannoverschen Bahn mit Hülfe des Richardt'schen Indicators gemachten Versuche ergeben haben, dass für Güterzugsmaschinen die Grösse der Einströmungscanäle von $^1/_{16}$ des Cylinderquerschnitts,

also das Verhältniss von 1 : 0,067 »genüge«. Ob aber hieraus gefolgert werden darf, dass dieses Verhältniss das absolut oder relativ zweckmässige sei, ist eine ganz andere Frage, deren Entscheidung der Zukunft vorbehalten bleiben muss. Endlich erklärt dieselbe Bahn die Grösse der Ausströmungsöffnung als »direct abhängig« von der Einströmungsöffnung und müsse es demnach genügen, wenn der Dampf, welcher aus dem Einströmungscanal kommt, im Ausströmungscanal einen gleichen, oder besser, einen etwas grösseren Durchgangsquerschnitt finde. Allerdings werde die Contraction im Ausströmungscanal und die Geschwindigkeit geringer, je grösser die Oeffnung; da aber mit derselben die Breite des Schiebers und die Reibung desselben wachse, so sei die Erweiterung zweckmässig zu beschränken.

Wir knüpfen an die vorstehenden Betrachtungen der Dampfcanäle noch einige weitere, den Dampfcylinder unmittelbar betreffende, Untersuchungen und zwar insbesondere die Verhältnisse der Dampfwirkungen in den Locomotivcylindern.

§ 27. Praktische Untersuchungen der Dampfwirkung. — Wie schon Eingangs hervorgehoben, dienen die Dampfcylinder zur ersten Kraftaufnahme des Kesseldampfes und gehören demgemäss zu den wichtigsten Organen im Bewegungsmechanismus der Locomotive. Betrachten wir die Dampfwirkung auf den am Ende seines Hubes angelangten Kolben, so ergiebt sich zunächst, dass vermöge einer bestimmten kleinen (sofort rasch anwachsenden) Schieberöffnung, Admissionsdampf auf die wirksame Kolbenfläche einwirkt und die Verschiebung des Kolbens mit derjenigen Kraft bewirkt, welche immer gleich ist der Differenz der Pressungen auf beide Kolbenseiten. Wir haben demnach, immer die Admissionsseite im Auge behalten, zunächst Einströmung, die möglichst plötzlich anzuwachsen hat und sodann, ebenfalls plötzliche, Abschliessung der Einströmung und somit Beginn der Expansion. Die Expansion dauert bekanntlich indessen nicht bis zum Ende des Hubes, indem sie noch vor Ablauf desselben durch beginnende Exhaustion plötzlich vernichtet wird.

Auf der Gegenseite des Kolbens herrscht ab Beginn des Hubes Exhaustion, indem der Schieber gleichzeitig mit dem Admissions- und Exhaustionswege communicirt und hierdurch den gebrauchten Dampf in die Atmosphäre durch das Blasrohr abführt. Die Exhaustion dauert jedoch bekanntlich keineswegs bis an das Ende des Kolbenhubes (wie dies eigentlich der Fall sein sollte), denn der Schieberflantsch schliesst die Verbindung beider Canäle, und in diesem Momente tritt Compression des noch nicht entwichenen Dampfes ein. Die Compression ist jedoch um so weniger nachtheilig in Hinsicht des auf den Kolben ausgeübten Gegendruckes, je länger und weiter die Admissionscanäle, d. h. je grösser die sogenannten schädlichen Räume sind. Diese Letzteren sind demnach in der Praxis minder nachtheilig, als es die rein theoretische Betrachtung erwarten lässt. Die Compression dauert gleichfalls nicht bis zum Ende des Hubes, sondern wird noch vorher durch die beginnende Admission vernichtet (Voreilungsdampf).

Im Resumé haben wir demnach auf der Arbeitsseite des Kolbens:

1. Admission,
2. Expansion,
3. Exhaustion;

und gleichzeitig auf der Gegenseite:

1. Exhaustion,
2. Compression,
3. Admission (Voreilungsdampf).

Nach dieser einfachen Darlegung der bei jedem Kolbenhube sich wiederholenden

Vorgänge der Dampfwirkung im Locomotivcylinder dürften einige theoretische Untersuchungen in Betreff der Dampfwirkung, namentlich mit Rücksicht auf die Ausströmungsverhältnisse am Platze sein. In den in den Februarheften 1871 des Engineering von T. J. Stade entwickelten Untersuchungen »die Dampfwirkung in den Locomotivcylindern« betreffend, werden die Resultate von Indicatordiagrammen mit den Resultaten der Wärmetheorie verglichen, denen wir das Nachfolgende entnehmen.

Nennt man in der Ausströmungsperiode C den Cylinderraum vor dem Kolben, bei irgend einer beliebigen Stellung, P die zugehörige Dampfspannung vor dem Kolben, $C\,x$ den Cylinderraum nach einem Schube x des Kolbens und $P\,x$ die dieser Stellung zugehörige Dampfspannung vor dem Kolben, so ist das während des Schubes x verdrängte Dampfvolumen von der mittleren Spannung $\frac{1}{2}\,P + Px$:

$$\frac{C\,P - C\,x \cdot Px}{\frac{1}{2}\,P + P\,x} \quad \ldots \quad 1).$$

Bezeichnet A die Ausströmungsöffnung am Schieber $t\,x$ die Zeitdauer des Kolbenschubes x, r die Ausströmungsgeschwindigkeit unter dem Drucke $\frac{P + Px}{2}$, so bestimmt sich diese ganze Menge durch den Ausdruck:

$$r \times t\,x \times A \quad \ldots \quad 2).$$

Da der Werth sub 1 aus den thatsächlichen Spannungen P und $P\,x$, die sub 2 dagegen durch den berechneten Werth r erhalten ist, so wird der Quotient aus (1) durch (2) einen Correctionscoëfficienten $R = \frac{\text{Gleichung 1)}}{\text{Gleichung 2)}}$ vorstellen, der die Abweichung der thatsächlichen Ausströmung von einer regelmässigen Ausströmung durch die Oeffnung A angiebt.

Sorgfältig genommene Diagramme von der Locomotive Nr. 204 der Erie-Bahn ergaben bei einer Geschwindigkeit von 160 Umdrehungen die nachfolgenden Resultate:

1. Länge des Kolbenweges während der Ausströmung. In Zollen engl.	2. Flächeninhalt der kleinsten Ausströmungsöffnung. In engl. Q.-Zoll.	3. Zeit ($t\,x$). In Secunden.	4. Durchschnittsspannung über die Atmosphäre. Pfunde.	5. Thatsächliche Ausströmungsmenge Ausdruck (1). In Cubikfussen.	6. Quotient (R).
$17^2/_3$—$19^1/_2$	4,14	0,033	22	0,51	0,35
$19^1/_2$—20	8,3	0,019	12	0,731	0,51
20 —18	8,3	0,043	6	1,04	0,40
18 —16	8,3	0,019	4	0,338	0,37
16 —14	8,3	0,015	3,8	0,332	0,45
14 —12	8,3	0,013	3,5	0,269	0,43
12 —10	6,3	0,0124	3,5	0,312	0,52
10 —8	7,8	0,0124	3,5	0,296	0,54
8 —6	4,8	0,013	3,8	0,202	0,52
6 —5	1,7	0,007	6,5	0,025	0,35
				Durchschnitt	0,444

In dieser Tabelle beziehen sich die beiden ersten Abmessungen in Columne (1) auf die Dampfausströmungsperiode hinter dem Kolben am Ende des Hubes, während die folgenden der Ausströmung vor dem Kolben angehören. Die Dampfcanäle der betreffenden Locomotive hatten $15^1/_2$ Zoll Höhe auf $1^3/_4$ Zoll Breite, und jeder Cylinder besass ein getrenntes Blasrohr von $3^1/_2$ Zoll Durchmesser, welche Oeffnung für den grössten Theil des Schubes die kleinste in der ganzen Ausströmungsleitung war. Nach einem Diagramm der Locomotive Nr. 203 derselben Bahn bei Dampfcanälen von $15^1/_2$ auf $1^3/_8$ Zoll, einem Paar Blasröhre von $2^7/_8$ Zoll Durchmesser, bei 144 Um-

drehungen und der beträchtlichen Arbeit von 519 Pferden wurde folgende Tabelle aufgestellt:

1. Länge des Kolbenweges während der Ausströmung. In Zollen.	2. Flächeninhalt der kleinsten Ausströmungsöffnung. In Q.-Zollen.	3. Zeit ($t\ x$). In Secunden.	4. Durchschnittsspannung über die Atmosphäre. In Pfunden.	5. Thatsächliche Ausströmungsmenge Ausdruck (1). In Cubikfussen.	6. Quotient (R).
17,85—19,4	3,24	0,025	35	0,63	0,564
19,4 —20	6,49	0,025	23	0,57	0,32
20 —18	6,49	0,048	15	1,17	0,38
18 —16	6,49	0,0206	10,5	0,495	0,415
16 —14	6,49	0,0165	9	0,456	0,50
14 —12	6,49	0,0143	7,9	0,353	0,46
12 —10	6,49	0,0136	7	0,324	0,46
10 —8	6,49	0,0136	6,9	0,332	0,475
8 —6	4,75	0,0143	6,8	0,294	0,56
				Durchschnitt	0,46

Ein drittes Diagramm, wieder von Locomotive Nr. 204 genommen und zwar beim Abfahren von der Station, liefert mit der starken Admission von 0,9 des Hubes folgende Tabelle. [5])

1. Länge des Kolbenweges während der Ausströmung. In Zollen.	2. Flächeninhalt der kleinsten Ausströmungsöffnung. In Q.-Zollen.	3. Zeit ($t\ x$). In Secunden.	4. Durchschnittsspannung über der Atmosphäre. In Pfunden.	5. Thatsächliche Ausströmungsmenge Ausdruck (1). In Cubikfussen.	6. Quotient (R).
20—18	8,3	0,0783	3,5	2,56	0,346
18—16	8,3	0,0339	13	1,06	0,415
16—14	8,3	0,0273	7	0,72	0,43
14—12	8,3	0,0235	4,9	0,516	0,44
12—10	8,3	0,0225	1,75	0,500	0,59
10—8	8,3	0,0225	0,35	0,389	0,88
				Durchschnitt	0,517

Man erkennt sofort bei dem Vergleiche der drei Tabellen, wie bedeutend der Ausströmungswiderstand in der stark arbeitenden Locomotive der zweiten Tabelle gegen den in der ersten ist, und wie auch durch die starke Admission der dritten Tabelle in dieser ein starker Ausströmungswiderstand erscheint, der aber durch den langsamen Gang sehr rasch abnimmt. Aus sämmtlichen Tabellen ist zu ersehen, dass trotz der bedeutenden Ausströmungsöffnungen der Werth von R doch kaum die halbe Höhe der berechneten Ausströmungsmenge (Formel 2) erreicht. Nur gegen das Ende des Hubes hin nähert sich der Werth von R mehr der Einheit und dürfte dies dadurch begründet sein, dass die im Anfange des Schubes mit ausströmende und störend auf das Ausströmen wirkende Wasserbeimischung nach dem Ende hin sehr verringert ist. Untersuchungen von Diagrammen bei Locomotiven mit anderer Canalconstruction, namentlich bei sehr langen Ausströmungsröhren ergaben noch beträchtlich kleinere Werthe von R. So stellte sich Letzterer nicht über 0,16 bei einer Condensationsmaschine von 10 Zoll Cylinder, 20 Zoll Hub, 2,89 □Zoll kleinster Ausströmungsöffnung bei einem Ausströmungsrohr von $2^1/_2$ Zoll Durchmesser, 21 Zoll Länge mit vier Biegungen, bei einer anfänglichen Ausströmungsspannung gleich der Atmosphäre und einer Condensatorspannung von $8^1/_2$ Pfund unter derselben.

[5]) Bei den in Europa gebräuchlichen Locomotiven beträgt die stärkste Admission (der höchste Füllungsgrad) gewöhnlich nur 0,7 Procent des Kolbenhubes, oft noch beträchtlich weniger.

Wie sehr der Werth von R durch die Geschwindigkeit des Kolbens verändert wird und zwar für grössere Geschwindigkeiten grösser, als für kleinere ausfällt, zeigt folgende Zusammenstellung:

Ausströmungs-Oeffnung.					
8,3 Quadrat-Zoll.		6,5 Quadrat-Zoll.		5,94 Quadrat-Zoll.	
Umdrehungen per Minute.	(R)	Umdrehungen per Minute.	(R)	Umdrehungen per Minute.	(R)
240	0,7	210	0,66	180	0,66
188	0,6	198	0,58	135	0,48
187	0,5	168	0,48	125	0,45
160	0,5 —0,46	122	0,40	110	0,42
120	0,37	120	0,49	84	0,41

Während die Grösse der Ausströmungsöffnung kaum einen Einfluss erkennen lässt, zeigt die Geschwindigkeit eine sehr bedeutende Einwirkung und muss auch hier wieder der Grund dazu in der Anwesenheit von Wasser gesucht werden, die kleinern Kolbengeschwindigkeiten mehr, grössere aber weniger Zeit und Gelegenheit zur Condensation und Wiederverdampfung im Cylinder geben.

Mit Hülfe dieser letzten Tabelle lässt sich bequem der durch die Ausströmungsöffnung verursachte mittlere Widerstand gegen den Kolben für irgend eine gegebene Geschwindigkeit und Ausströmungsöffnung bestimmen. Man berechnet zu diesem Zwecke die mittlere Ausströmungsgeschwindigkeit aus der Kolbengeschwindigkeit allein, dividirt dieselbe durch den betreffenden Werth von R, aus welchem Coëfficienten sodann durch Anwendung der hydrodynamischen Formel die mittlere Exhaustionsspannung resultirt. Natürlich ist dieser mittlere Gegendruck bei grossen Dampfmengen im Cylinder (also hohen Füllungsgraden) grösser als bei kleinen. Ueber den Grad des Einflusses der Dampfmengen giebt die Erstere der beiden folgenden Zusammenstellungen, welche einer graphischen Darstellung nach Versuchen mit Locomotiven der Erie-Bahn entnommen sind, einigen Aufschluss, während die Art und Weise, wie die Ausströmungsöffnung auf die Ausströmungsspannung (d. h. auf den Gegendruck des Kolbens) einwirkt, aus der zweiten Tabelle resultirt.

Cylinder 18×20 Zoll; Ausströmung $3^1/_2$ Zoll.			
Anzahl der Umdrehungen.	Mittlere Ausströmungsspannung bei einer Endspannung von:		
	40 Pfd.	30 Pfd.	20 Pfd.
	Pfd.	Pfd.	Pfd.
210	9	6,5	3,3
170	6,5	4,7	2,5
130	4	2,9	1,5
90	2	1,5	0,7
50	0,7	0,5	0,2

Cylinder 18×20 Zoll; Endspannung 40 Pfund.			
Anzahl der Umdrehungen.	Mittlere Ausströmungsspannung bei einer Ausströmungsöffnung von:		
	$2^3/_4$ Zoll.	$2^7/_8$ Zoll.	$3^1/_4$ Zoll.
	Pfd.	Pfd.	Pfd.
150	9	7,8	5,2
130	7	6	4,1
110	5	4,4	3
90	3,5	3	2
50	2	1,8	1,2

Die Endspannung bezieht sich bei allen diesen Angaben auf den Beginn der Ausströmung hinter dem Kolben (0,9 des Schubes) und die mittlere Ausströmungsspannung auf die Strecke vom Anfang des Schubes (vor dem Kolben) bis zum Beginn der Compression. Die Diagramme zeigen eine bedeutende Steigerung der Ausströmungsspannung, wenn beide Cylinder durch ein gemeinschaftliches Blasrohr exhaustiren. Bei Admissionen von beinahe der ganzen Schubdauer würde die Ausströmungsspannung bis zu $17^1/_2$ Pfund steigen, um gegen das Ende bis auf $2^1/_2$ Pfund herabzusinken.

§ 28. Schlussfolgerungen. — Die Resultate dieser Untersuchungen berechtigen zu dem Schlusse, dass es vortheilhaft ist in Bezug auf eine möglichst günstige nutzbare Dampfwirkung im Locomotivcylinder:

1) die Exhaustionscanäle thunlichst weit zu machen, damit der Dampf so rasch als möglich entweichen könne;

2) die Anwendung von Ausströmungsregulatoren, welche die Blasrohrpressung und folglich den Gegendruck auf den Kolben erhöhen, thunlichst zu beschränken oder besser ganz zu beseitigen;

3) die Construction sämmtlicher Organe der Steuerung in der Weise zu bemessen, dass eine möglichst vollkommene Benutzung der Expansion zulässig wird.

4) Dass es von ausserordentlicher Wichtigkeit für die effective Leistung ist, den Dampf so trocken als möglich zu verwenden, indem das mit übergeführte, sowie das im Cylinder entstehende Condensationswasser die Ausströmungswiderstände erheblich steigert und auf die Kolbenbewegung hemmend einwirkt. Diese Uebelstände werden aber, wenn auch nie ganz aufgehoben, so doch beträchtlich vermindert durch eine zweckentsprechende Construction und Disposition des Regulators; thunlichste Verkürzung aller Dampfwege, d. h. thunlichst kurze Dampfcanäle für Admission und Exhaustion; möglichste Vermeidung der Abkühlung des Dampfes durch geschützte Lage und sorgfältige Verkleidung der Cylinder und Schieberkasten und Vorsicht in der Behandlung, so dass plötzliche Regulatoröffnungen vermieden werden. Selbst bei hochliegender Regulatormündung und tiefem Wasserstande bildet sich bei plötzlicher Oeffnung des Regulatorschiebers (namentlich wenn derselbe nur einfach durchbrochen ist oder nur mit der Aussenkante öffnet und abschliesst) in Folge der plötzlichen Pressungsdifferenz ein Wasserkegel, dessen Spitze reichliche Wassermengen in das Admissionsrohr hineinspritzt, indem der Dampf denselben Weg verfolgt und daher beträchtliche Wassermassen mit sich fortreisst.

C. Ueber Kolben und deren Dichtungsringe.

§ 29. Kolben. — Die zur directen Kraftaufnahme des Kesseldampfes bestimmten Maschinentheile, die Kolben, sind vermöge ihrer Fläche und des pro Hub zurückgelegten Weges die bedingenden Factoren der Locomotivleistung. Der Druck p_1 jedoch, welchen der Kesseldampf im Cylinder pro Einheit der Kolbenfläche ausübt, ist bekanntlich eine Function der Belastung der Sicherheitsventile, d. h. des Kesseldruckes p; des Expansionsgrades — mithin der Einströmungsdauer, des Wassergehaltes, der Länge der Dampfmenge etc. — und hiernach wird sich der Coëfficient richten, mit welchem der (bekannte) Kesseldruck p zu multipliciren ist, um den im Cylinder thätigen (unbekannten) Dampfdruck p_1 annähernd zu finden. Wir nennen den Letztern den specifischen Druck (Arbeitsdruck) und bemerken nur, dass derselbe in Bezug auf die Länge des Kolbenweges sehr variable Werthe durchläuft, d. h. von einem bestimmten Maximum (das im Beginn des Hubes herrscht) bis nahe zum Drucke einer Atmosphäre herabsinkt, in Folge der vor Ablauf des Kolbenweges bereits beginnenden Exhaustion, welche die weitere Expansion des Dampfes sofort aufhebt. Es kann sich also für die Praxis nur darum handeln, einen mittleren, der Wahrheit möglichst nahe kommenden Werth für den im Cylinder herrschenden Dampfdruck zu ermitteln; es wird dabei, abgesehen von der Expansionswirkung etc., gewöhnlich vorausgesetzt, dass der Dampfdruck auf der ganzen Länge des Kolbenweges constant sei, so lange die

Oeffnung des Dampfcanales fortdauert, d. h. so lange überhaupt Einströmung des Kesseldampfes in den Cylinder stattfindet. Für die Praxis wird der auf die ganze Länge des Hubes constant zu denkende mittlere Dampfdruck gewöhnlich $p_1 = 0{,}65\,p$ gesetzt, während es den Thatsachen näher kommen dürfte, $p_1 = 0{,}50\,p$ zu setzen, und wird in der That diese letztere Grösse von vielen Locomotivconstructeuren als Nutzeffect des Kesseldampfes bei Berechnung der Zugkraft neu zu erbauender Locomotiven zu Grunde gelegt, indem man alsdann sicherer ist, entsprechend kräftige Motoren zu erhalten.

§ 30. Kolbendurchmesser. — Die lichte Cylinderweite, im Kolbenwege gemessen, bestimmt den Durchmesser des Kolbens in den Contactringen, und daher ist es gestattet, wie bereits im Eingange angedeutet wurde, Kolben- und Cylinderdurchmesser zu identificiren, obgleich Ersterer, behufs Einführung in den Cylinder, von kleinerem Diameter ist, und erst durch die den dampfdichten Abschluss vermittelnden Ringe auf das genaue Maass der Cylinderweite gebracht wird, worauf wir bei Gelegenheit der Kolbenringe eingehender zurückkommen.

In Betreff der absoluten Cylinderweiten resp. Kolbendiameter bei Normallocomotiven lieferten die auf der Wiener Weltausstellung 1873 ausgestellten 31 vergleichbaren Typen folgende Abmessungen:

1.	Kolbendurchmesser	von	$0^m{,}395$	bis	$0^m{,}420$	bei	14 Maschinen,
2.	-	-	$0^m{,}421$	-	$0^m{,}450$	-	9 -
3.	-	-	$0^m{,}451$	-	$0^m{,}500$	-	6 -
4.	-	-	$0^m{,}501$	-	$0^m{,}550$	-	2 -
						Summa:	31 Maschinen.

Wie sich erwarten lässt, finden wir die Personen- und Schnellzugmaschinen grossentheils in die erste Gruppe gehörig. Kolben unter 400^{mm} finden sich indessen nur bei der Esslinger Eilzugmaschine der Carl-Ludwigsbahn ($0^m{,}396$) und nächstdem bei einer der kleinern Typen der Oesterreichischen Staatsbahn (Haswell, Nr. 1231, Type 53) und müssen dieselben als Ausnahmen bezeichnet werden.

Die meisten Personenzugmaschinen haben $0^m{,}420$ Kolbendurchmesser ($= 16\frac{1}{2}''$ engl). Die grössten Kolben, die überhaupt bei Personenzugmaschinen vorkommen, zeigt Belgien, indem die Personenzugmaschine von Couillet (Nr. 291) $0^m{,}440$, die von Tubize (Nr. 177) $0^m{,}420$ und die von Carels (Gent) $0^m{,}450$ erweisen. Ausserdem gehört noch hierher die André Köchlin'sche Personenzugmaschine mit $0^m{,}430$ Kolbendiameter.

Die zweite Gruppe gehört den gemischten Maschinen zu, auch einigen der grösseren Tendermaschinen (440^{mm}), sowie einem Theile der Güterzugmaschinen (450^{mm}).

In die dritte Gruppe gehören die schwereren Güterzugmaschinen, insbesondere die Achtkuppler.

Die vierte Gruppe, über 500^{mm}, wird nur durch zwei Motoren vertreten: Creuzot, Nr. 1549 mit 540^{mm} und Sigl, Nr. 1533 mit 520^{mm} oder beziehentlich $21\frac{1}{2}$ und $20\frac{7}{16}''$ engl. Dies sind die grössten Kolben, die überhaupt bei Locomotiven vorkommen. Die vier Cylinder der von der Compagnie belge ausgestellten Berglocomotive nach System Meyer besitzen je 440^{mm} Durchmesser, deren Bedienung mithin eine ganz bedeutende Dampfproduction des einfach angeordneten Kessels voraussetzt.

Die Mehrzahl der gewöhnlichen Güterzugmaschinen mit drei gekuppelten Achsen ergeben zwischen 450 bis 480^{mm} Kolbendiameter und zeigen die Achtkuppler im Allgemeinen noch etwas grössere Cylinderweiten, nämlich 470 bis 500^{mm}.

In der Kategorie der kleineren Ausstellungsmaschinen, für Secundärzwecke etc.

bestimmt, finden sich, je nach dem Zwecke des Motors, sehr grosse Differenzen der Kolbendurchmesser. Der Sigl'sche Sechskuppler (System Hall), für Secundärbahnen Ost-Ungarns, besitzt 345^{mm} Kolbendiameter. Nächstdem folgen die grösseren Tendermaschinen für normalspurige Secundärbahnen; nächst ihnen die für Schmalspurbahnen, sowie die Motoren für den speciellen Dienst in technischen Etablissements. Die Cylinderweiten dieser Typen lassen sich wie folgt gruppiren:

350 bis	300^{mm}	Cylinderweite	bei 3	Maschinen,
299 -	250^{mm}	-	- 4	-
249 -	200^{mm}	-	- 4	-
Unter	200^{mm}	-	- 1	-
		Summa:	12	Maschinen.

Die kleinsten Kolben (160^{mm}) besitzt die Tendermaschine Krauss, Nr. 265, für 0^{m},750 Spurweite. Bei allen anderen erreicht diese Grösse mindestens 200^{mm} (8″ engl.).

Die grösseren Kolben finden sich bei den Maschinen für die normalspurigen Secundärbahnen (250 bis 350^{mm}), doch tritt das Maximum ausnahmsweise bei der Schmalspur auf, indem der kleine Achtkuppler (Haswell, Nr. 1267), für 1^{m} Spurweite bestimmt, 350^{mm} Kolbendurchmesser besitzt. Die in Reschitza erbaute »Hungaria«, für 0^{m},948 Spurweite, zeigt 275^{mm} Kolbendiameter. Doch sind dies nur Ausnahmen; auch vermögen die bezüglichen Kessel nicht dauernd die für diese Cylinder erforderlichen Dampfquanten zu produciren, weshalb der Motor nur für kurze Leistungen geeignet ist.

Die Tendermaschine der Ebensee-Ischl-Bahn, für 1^{m},200 Spurweite und 18 Tonnen Dienstgewicht, hat dagegen nur 354^{mm} Cylinderweite, während endlich die Krauss'sche Type Nr. 302 bei 26 Tonnen Dienstgewicht 290^{mm} Kolbendiameter aufweist.

Die Tendermaschinen mit Verticalkessel, für den Dienst in industriellen Etablissements geschaffen, haben nicht unter 200^{mm} Kolben und erreichen circa 8 Tonnen Dienstgewicht. Sie sind die kleinsten, für ernste Zwecke überhaupt je gebauten Locomotiven.

Die Vergleichung mit der Pariser Ausstellung (1867) lehrt, dass man heute in den Cylinderdurchmessern weiter geht als damals. Die Zusammenstellung von 27 vergleichbaren Typen (für Hauptbahnen) der Pariser Ausstellung zeigt folgende Verhältnisse:

380 bis	410^{mm}	Kolbendiameter	bei 11	Maschinen,
411 -	450^{mm}	-	- 9	-
451 -	500^{mm}	-	- 6	-
Ueber	500^{mm}	-	- 1	-
		Summa:	27	Maschinen.

Mithin überstieg der Kolbendurchmesser bei 40 % der Maschinen nicht 410^{mm}. Die meisten damals ausgestellten Personenzugmaschinen besassen 0^{m},406 = 16″ engl. Cylinderweite, die allein bei 7 Maschinen auftritt, mithin $^1/_2$″ weniger als bei den heutigen Typen dieser Kategorie. — Die Güterzugmaschinen bilden auch hier die zweite Gruppe; auch bei ihnen finden wir die Cylinderweite durchschnittlich kleiner als zu Wien 1873. Ueber 500^{mm} findet sich nur an einem Sigl'schen Achtkuppler (530^{mm}).

§ 31. Absolute Grössen des Kolbenweges. — Der Kolbenweg (Cours, Hub) ist durch den mechanischen Zusammenhang mit der Kurbel vorgezeichnet und daher immer gleich dem doppelten Werthe des mechanischen Armes der Kurbel, Achsencentrum bis Zapfencentrum, folglich gleich dem Durchmesser des Kurbelkreises.

Da der letztere Werth durch das praktisch zulässige Verhältniss zwischen Kraftarm und Lastarm beschränkt wird, so sehen wir hierdurch indirect auch den Kolbenhub in diese Grenzen verwiesen.

Die vergleichbaren Ausstellungsobjecte zu Wien 1873, an die wir uns auch hier als nächstliegenden Gegenstand maassgebender Vergleichungen zu halten gedenken, ergeben folgende Hubverhältnisse:

1.	$0^m,560$	bis	$0^m,600$	bei 13 Locomotiven,
2.	$0^m,601$	-	$0^m,620$	- 5 -
3.	$0^m,621$	-	$0^m,660$	- 11 -
			Summa:	29 Locomotiven.

Wir sehen die Extreme dieser Grössen nur um 100^{mm} differiren, und finden, dass die Kolbenwege von genau 600 und 632^{mm} (resp. $23^5/_8$ und 25″ engl.) bei circa 50 % der Maschinen auftreten. Der grösste Hub (660^{mm}) entspricht der Güterzugmaschine der Bayerischen Staatsbahn (Maffei, Nr. 900), den nächstgrössten zeigt die Güterzugmaschine der »Haute Italie« (Cockerill, Nr. 969), sowie die ihr nachcopirte Güterzugmaschine der Neapler Societa nazionale (Nr. 67) mit 650^{mm} ($25^1/_2$″ engl.), sowie endlich die russische Güterzugmaschine (Petersburg, Nr. 4) mit 640^{mm} Kolbenweg.

Auch einige Personenzugmaschinen zeichnen sich durch verhältnissmässig grossen Hub aus; so die Esslinger Eilzugtype der Carl-Ludwigsbahn (632^{mm}), die Sigl'sche Eilzugmaschine der Oesterreichischen Südbahn, sowie die Personenzugmaschine der Oesterreischischen Nordwestbahn, beide mit 632^{mm}. Kleiner ist der Hub bei den belgischen Locomotiven (600^{mm}), wobei wir erinnern, dass dort verhältnissmässig grosse Kolbendurchmesser ertheilt werden; auch die grösseren Tendermaschinen (Wöhlert, Krauss) zeigen den beträchtlichen Hub von 630 und 632^{mm}.

Ein besonderes Verhältniss herrscht bei der Evrard'schen Meyer-Maschine, wo wir 500^{mm} Cours bei 440^{mm} Kolbendiameter finden; wir konnten dieselbe bei obiger Uebersicht nicht mit unterbringen.

Die Maschinen für Secundärzwecke zeigen natürlich, je nach ihrer Bestimmung, bedeutende Hubdifferenzen. Eine der grössten Typen dieser Kategorie, Sigl, Nr. 1462, nach System Hall für die Ungarische Ostbahn erbaut, erweist 580^{mm} Hub bei nur 345^{mm} Kolbendiameter. Das Verhältniss beider Grössen ist also ein sehr abweichendes.

Die beiden englischen Tendermaschinen, welche zu Wien 1873 als einzige Repräsentanten der englischen Locomotivindustrie erschienen waren, besitzen Course von 457 und 380^{mm} auf die beziehungsweisen Diameter von 254 und 215^{mm} der Kolben. Die Reschitzer »Hungaria«, für $0^m,948$ Spur, erweist 316^{mm} Cours bei 257^{mm} Kolbendiameter; die kleinste Tendermaschine (Krauss, Nr. 265), für $0^m,750$ Spur, hat 300^{mm} Hub und 160^{mm} Cylinderweite.

Die Tendermaschinen mit Verticalkessel (Zorge, Cockerill) ergeben 250^{mm} Cours bei 200^{mm} Kolbendiameter, resp. 10 und 8″ engl. Sie erweisen demnach die kleinsten Kolbenwege aller Locomotiven.

§ 32. Verhältniss zwischen Kolbenhub und Kolbendurchmesser. — Bei allen Locomotiven normaler Bauart ist der Kolbendurchmesser (d) kleiner als der Kolbenweg (l). Das Product beider misst die absolute Arbeit des Dampfes, der Quotient beider drückt das relative Kraftmaass der Umsetzung aus. Im Allgemeinen wird für schnell arbeitende Motoren der Kolben gross, der Hub klein ertheilt werden müssen, während bei langsamer arbeitenden Maschinen das Gegentheil angezeigt erscheint.

Allgemeine Verhältnisse. Vergleichen wir die Hubverhältnisse der zu Wien 1873 ausgestellten Locomotiven, indem wir den Kolbendurchmesser = 1 setzen, so resultiren

1. für die Vierkuppler $1^m,450$,
2. - - Sechskuppler $1^m,374$,
3. - - Achtkuppler $1^m,236$

als Durchschnittswerthe, beziehungsweise $1^1/_2$, $1^1/_3$ und $1^1/_4$. Der Quotient $\left(\frac{l}{d}\right)$ ist also am grössten bei den Personenzugmaschinen und am kleinsten bei den Güterzugtypen, und zwar um so kleiner, je mehr die Zugkraft in den Vordergrund der Construction tritt.

Verhältnisse bei Personenzugmaschinen. Bei den Personenzugmaschinen liegen die Extreme jedoch zwischen weiten Grenzen. Das Maximum für $\frac{l}{d}$ ist dort $1^m,60$ bei der Esslinger Eilzugsmaschine der Carl-Ludwigsbahn; das Minimum ist $1^m,333$ bei der Personenzugmaschine der Hannover'schen Staatsbahn (Egestorff, Nr. 1000). Bei mehreren Maschinen dieser Kategorie ist $\frac{l}{d} = 1^m,428$.

Verhältnisse bei Güterzugmaschinen. a. *Sechskuppler*. Bei den Locomotiven mit drei gekuppelten Achsen, den gewöhnlichen Motoren für Güterzüge, liegen die Grenzen für $\frac{l}{d}$ zwischen $1^m,220$ und $1^m,450$. Das Verhältniss $1^m,333$ tritt mehrfach auf und darf nahezu als das mittlere für die Maschinen dieser Kategorie gelten.

b. *Achtkuppler*. Bei den Achtkupplern findet sich, wie zu erwarten steht, das Verhältniss $\frac{l}{d}$ der Einheit am nächsten kommend. Die Extreme liegen zwischen $1^m,15$ und $1^m,35$, d. h. der Kolbendurchmesser ist nur wenig kleiner als der Kolbenweg.

Man wird bei diesen mit ausschliesslicher Rücksicht auf bedeutende Zugkraft gebauten Locomotiven den Hub so gross als möglich machen, d. h. bei Anwendung kleiner Räder den Angriffspunkt der Kraft der Peripherie thunlichst nahe legen, damit das Verhältniss zwischen Kraftarm und Lastarm womöglich = 1 werde. Ganz ist das natürlich nie zu erreichen.

§ 33. Verhältniss zwischen der Capacität der Cylinder und der Capacität des Dampferzeugers. — Es bedarf keines Hinweises, dass die Capacität der Cylinder mit der Capacität des Kessels, d. h. mit dem Dampfbildungsvermögen in richtigem Verhältnisse stehen müsse. Maschinen mit grossen Cylindern müssen daher entsprechend grosse Heizflächen aufweisen, wofern die Leistung dauernd verlangt wird.

Untersucht man zunächst das Verhältniss zwischen Kolbenfläche und Heizfläche $\left(\frac{f}{F}\right)$, wobei wir wiederum an die auf der Weltausstellung zu Wien 1873 vereinigten Motoren anknüpfen, so ergeben sich, wenn die Kolbenfläche als Einheit betrachtet wird, die nachfolgenden Quotienten:

1. Bei den Personenzugmaschinen:
   Kolbenfläche zur totalen Heizfläche $^1/_{700}$ bis $^1/_{900}$,
   - - directen - $^1/_{46}$ - $^1/_{64}$.
2. Bei den Sechskupplern:
   Kolbenfläche zur totalen Heizfläche $^1/_{600}$ bis $^1/_{1500}$,
   - - directen - $^1/_{48}$ - $^1/_{64}$.

3. Bei den Achtkupplern:

Kolbenfläche zur totalen Heizfläche $^1/_{950}$ bis $^1/_{1180}$,
- - directen - $^1/_{46}$ - $^1/_{58}$.

So ergiebt die Personenzugmaschine von Couillet bei $\frac{l}{d} = \frac{600}{440}$ den Quotienten $\frac{f}{F} = \frac{1520}{1066800} = {}^1/_{702}$, und für das Verhältniss der Kolbenfläche zur directen Heizfläche: $\frac{f}{F_1} = \frac{1520}{71000} = {}^1/_{46}$.

Die dreiachsig gekuppelte Güterzugmaschine der »Haute Italie« (Cockerill, Nr. 969) zeigt $^1/_{800}$ und resp. $^1/_{53}$; die Normalgüterzugmaschine der Kaiser Ferdinands-Nordbahn $^1/_{1000}$ und $^1/_{64}$ etc.

Die Achtkuppler erweisen durchschnittlich ein noch kleineres Verhältniss dieser Grössen; bei denen der Oesterreichischen Staatsbahn ergiebt sich $^1/_{1035}$ und $^1/_{56}$; bei dem Hartmann'schen Achtkuppler der Elisabethbahn $^1/_{950}$ und $^1/_{58}$; bei dem Achtkuppler der Oesterreichischen Südbahn $^1/_{1025}$ und $^1/_{53}$, und endlich bei dem der französischen Midibahn (Creuzot) $^1/_{1180}$ und $^1/_{49}$.

Bei den Secundärtypen begegnen uns im Ganzen weit schwankendere Verhältnisse zwischen Hub und Diameter, zwischen Kolbenfläche und Heizfläche. Die englischen Tendermaschinen (für 1^m,200 Spur) ergeben $\frac{l}{d} = \frac{457}{254} = 1{,}80$ und beziehungsweise $\frac{380}{215} = 1{,}76$; mithin ganz abweichende Verhältnisse von denen bei Normalbahnen. Die Tendermaschine »Hungaria« (Reschitza, Nr. 1), für 0^m,948 Spur, erweist dagegen $\frac{l}{d} = \frac{316}{257} = 1{,}23$. Der kleine Achtkuppler der Oesterreichischen Staatsbahn (Haswell Nr. 1267), für 1^m Spur, ergiebt für $\frac{l}{d} = \frac{316}{350} = 0{,}9$; bietet mithin das seltene Beispiel einer Locomotive, deren Hub kleiner ist als der Kolbendiameter. Allerdings ist der Raddurchmesser nur 720^{mm}, weshalb man den mangelnden Hub durch eine verhältnissmässig grosse Cylinderweite zu ersetzen bemüht war, um den gewünschten Effect dennoch zu erreichen.

Die Typen mit Verticalkessel erweisen $\frac{l}{d} = \frac{250}{200} = 1{,}25$ und das Verhältniss $\frac{f}{F} = \frac{314}{80000} = {}^1/_{255}$.

Ueberhaupt lehrt die nähere Untersuchung dieser Verhältnisse, dass bei fast allen Secundärtypen (Locomotiven für Specialzwecke) das Verhältniss der Kolbenfläche zur Heizfläche ein weit grösseres ist als bei Normaltypen, dass jene mithin immer nur für Leistungen von kurzer Dauer geeignet sind. Es wird offenbar ein Unterschied sein, ob die Kolbenfläche $^1/_{255}$ oder etwa $^1/_{1000}$ der totalen Heizfläche des Kessels ausmacht.

Nach den vorstehenden Betrachtungen in Betreff der Cylinder- und Kolbendimensionen und der gegenseitigen Abhängkeit dieser Grössen, gestützt auf die Resultate der neuesten Praxis, gehen wir nun etwas näher auf die Construction der Kolben, Ringe und Stangen ein, wobei wir soweit als thunlich zugleich auch die Fabrikation dieser Theile in ihren Hauptgrundzügen mit behandeln werden.

§ 34. Construction der Locomotivkolben. — In Betreff der Kolbenconstruction finden wir heute bei allen neueren Locomotiven die sogenannten schwedischen Kolben ganz allgemein verbreitet. Die Typen mit Pressringen sind überwunden. Bei der Mehrzahl der Locomotiven sind die Kolben aus Schmiedeeisen; bei einigen aus Bessemerstahl, wie denn derselbe für alle Maschinentheile der Locomotive, von den Achsen und Bandagen ganz abgesehen, eine täglich gesteigerte Verwendung findet. Manche Kolben sind mit der Stange aus dem Ganzen gestreckt (Belgische Staatsbahn), worauf bei Gelegenheit der Fabrikation näher zurückgekommen wird. Das Gusseisen als Kolbenkörper scheint heute, wenigstens bei allen besseren Constructionen, verbannt, obwohl einige Bahnen noch sehr dafür schwärmen; wie denn dessen Verwendung im Maschinenbau (ganz besonders aber im Locomotivbau) mit der stetig wachsenden Vervollkommnung der mechanischen Schmiedeprocesse allmählich eine sehr beschränkte werden muss, wo nicht es bereits geworden.

Ueberhaupt bleibt das Gusseisen, welches an der Locomotive Verwendung findet, nur noch auf die Dampfcylinder mit ihren Schieberkästen und Deckeln, sowie auf die Hauptrohrverbindungen der Admission und Exhaustion reducirt. In England und Belgien, wo auf thunlichste Gewichtsverminderung der Locomotive Rücksicht genommen wird, werden auch diese Rohre durch Kupfer ersetzt, die zwar theurer sind als gusseiserne, doch eine erhebliche Gewichtsreduction der Rauchkammer etc. erzielen lassen; wie denn diese Bestrebungen einer absoluten Verminderung des Gewichtes bis zum Hohlbohren der Kolbenstangen getrieben werden. Dass man in Deutschland das entgegengesetzte Princip verfolgt und »der Solidität wegen« die Prüssmann'schen Schornsteine ganz allgemein aus Gusseisen herstellt, sei hier keiner Kritik unterworfen, sondern eben nur als Gegenstück zu jenen Bestrebungen hervorgehoben.

Eventuell sind bekanntlich auch die Schieber und Kolbenringe aus Gusseisen, falls für diese Maschinentheile nicht Metallcomposition oder ein anderes Metall vorgezogen wird. Die Excenter und die Achsenbüchsen werden gleichfalls schon seit Jahren bei allen besseren Constructionen vorwiegend aus Schmiedeeisen oder Stahl gefertigt.

Mehrere Oesterreichische Bahnen scheinen jedoch noch mit Vorliebe gusseiserne Kolben zu verwenden. Die von Becker construirten hohlen Kolbenkörper übertreffen angeblich die schmiedeeisernen Kolben, indem sich bei Letzteren die Peripherienuth rascher ausnutzen soll. Die Nuthausnutzung an sich ist jedoch überhaupt nur bei schlottrig montirten Ringen möglich, die nicht vorkommen soll, da die Lateralflächen der Ringe in die Nuthen eingeschliffen werden müssen und die Reibung so gross sein soll als es die Expansion der Ringe eben noch gestattet. In den betreffenden Kolben sind jedoch die Nuthen excentrisch eingedreht, damit die Ringe ein grösseres Expansionsspiel erhalten. Vielleicht hängt damit die constatirte Ausnutzung der Nuthen zusammen.

§ 35. Kolbenringe. — Gewöhnlich genügen zwei nebeneinander in die mit Sorgfalt ajustirte (einfache) Kolbennuth placirten, in der Mitte im Contact befindlichen Ringe; in anderen, nicht minder häufigen Fällen, besitzt die Kolbenperipherie für jeden Ring eine Separatnuth. Die Ringe liegen alsdann getrennt. Stets müssen dieselben jedoch die volle Nuthbreite ausfüllen und völlig frei von Lateralspiel, doch ohne Klemmung in den Nuthen liegen, damit das Expansionsspiel nicht gehemmt wird. Die Ausschnitte werden entsprechend am Umfange verstellt, damit Dampfdurchtritt vermieden werde und der Contact am ganzen Umfange ein thunlichst gleich-

förmiger sei. Für die Länge des Ringausschnittes (für das Auseinanderfedern) genügen 20 bis 30^{mm}. Die Höhe der Ringe ist zumeist, je nach der Nuthtiefe, 15 bis 32^{mm}. Die Breite ist identisch mit der Nuthbreite. Liegen zwei Ringe in ein und derselben Nuth im Contact, so sind breite Ringe erforderlich, man unterscheidet demgemäss Kolben mit breiten und solche mit schmalen Ringen. Sowohl die getrennten, als die im Contact befindlichen Ringe haben sich, bei sonst richtiger Construction, gleich gut bewährt.

Behufs Erzielung eines ausgiebigeren Ringspieles werden die Ringe in manchen Fällen nicht genau kreisrund gegossen, so dass erst nach der beiderseitigen Aushoblung auf die Länge von 30^{mm} (bei je 15^{mm} Einschnittslänge) der Ring beim Zusammenpressen die völlig kreisrunde Form und den genauen Ajustirdurchmesser des Cylinders annimmt. Die Erneuerung der Ringe ist bei gutem Material erst nach Jahren erforderlich.

Ueber die zweckmässigste Composition der Kolbenringe, Gusseisen oder irgend eine Metalllegirung, gelten bei jeder Bahn und in jeder Fabrik andere Ideen, weil jede ihre speciellen Erfahrungen macht. Wohl ist man sich aber über das Princip einig, dass der gesicherte dampfdichte Anschluss, in Verbindung mit kleinster Reibung und längster Dauer, nur auf dem Wege der natürlichen Elasticität aufgeschnittener Metallringe zu erreichen sei. Wir kommen auf diesen Gegenstand weiter unten nochmals zurück, wo wir Gelegenheit haben werden, die einzelnen Constructionen näher zu erläutern, und erwähnen an dieser Stelle nur noch in Betreff des Materiales der Kolbenringe, dass dieselben heute vorwiegend aus Gusseisen von tiefgrauer, feinkörniger besonders dichter Qualität bestehen, welches mit möglichster Elasticität die grösste Zähigkeit verbinden muss, damit Brüche thunlichst ausgeschlossen bleiben. Da die Ringe, in besonderer Weise durch beiderseitige Durchhoblung aufgeschnitten, den Contact des Kolbens mit dem Cylinderumfange zu vermitteln bestimmt sind, so müssen sie von entsprechend grösserem Primitivdurchmesser hergestellt werden als die Cylinderweite erfordert.

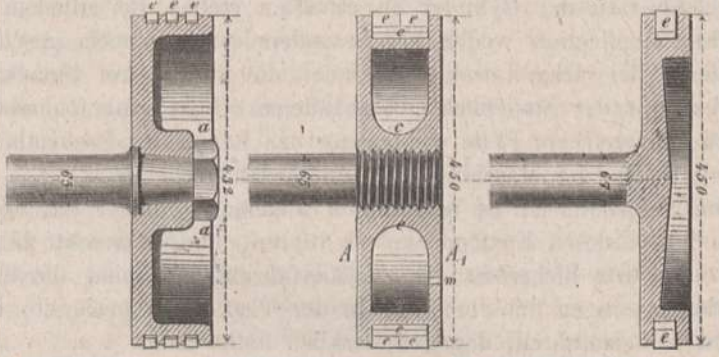
Als Material genügt, wie schon bemerkt, ein Gusseisen der oben bezeichneten Qualität. Unter den Compositionen haben sich die aus Zinn, Kupfer und Antimon, namentlich aber das sogenannte Weissmetall bewährt. Selbstverständlich wird sich die Composition nach der Natur des Cylindergusses richten müssen, dessen Material je nach dem Ursprunge sehr verschiedene Härtegrade erweist.

§ 36. Kolbenstangen. — Wir finden die Kolbenstangen, wofern sie nicht durch die Fabrikation mit dem Kolben verbunden sind, in sehr verschiedener Weise in dem Centrum des Kolbenkörpers befestigt. Entweder geschieht dies mit Hülfe von Schraubengängen; oder die Stangenbasis ist conisch verjüngt und durch Kaltnietung an der rückwärtigen Seite des Kolbens mit diesem definitiv verbunden; oder endlich sie greift conisch hindurch und besitzt alsdann im durchragenden cylindrischen Theile Gewinde mit Mutter.

Die nachstehenden Figuren 20—22 zeigen einige dieser verschiedenen Methoden der Befestigung der Kolbenstange im Kolbenkörper. Fig. 20 stellt die von Beyer & Peacock für die Kolben der Locomotiven der Schwedischen Staatsbahn ertheilte Construction vor, wobei die Kolbenstange conisch hindurchgreift und ausserhalb vermöge der Mutter *a* angezogen wird. Es ist beobachtet worden, dass das Lösen der Stangen in diesem Falle mit grossen Schwierigkeiten verbunden ist, weil die Schraube in den Gewinden der Mutter festrostet. Der Kolben selbst bildet einen einfachen schmiedeeisernen Körper, dessen eine Fläche gerade, während die andere im Gesenk

geschmiedet ist. Fig. 21 zeigt den aus zwei Scheiben, die in der Mitte (*cc*) zusammengeschweisst sind, bestehenden Kolbenkörper mit cylindrisch eingeschraubter Stange, während Fig. 22 einen einfachen, mit der Kolbenstange ein Ganzes bildenden Kolben vor Augen führt (Belgische Staatsbahn).

Fig. 20. Fig. 21. Fig. 22.



In Betreff der Befestigung der Kolbenstangen im Kolben, deren verschiedene Constructionen auf den vorstehenden Blättern geeigneten Ortes angedeutet wurden, sei noch die auf Tafel XXVI, Fig. 31 gezeichnete Vicker'sche Construction namhaft gemacht. Die Stange ist dabei an der Stelle, wo sie in den Kolben eintritt, bedeutend verstärkt und mit starker Conicität abgedreht. Hinter dem Kolben besitzt die Stange ein Schraubengewinde, dessen Kerndurchmesser etwas grösser ist, als der Durchmesser des Haupttheiles der Kolbenstange, und auf diesem Gewinde sitzt die Mutter, welche die wesentliche Eigenthümlichkeit dieser Befestigungsweise bildet. Die Mutter ist äusserlich nach einer Verjüngung von 1 : 20 abgedreht und hat, wie Fig. 32 zeigt, an einer Stelle einen durchgehenden Spalt, sowie an fünf anderen, gleichmässig über den Umfang vertheilten Punkten, tief eingeschnittene Kerben. Dadurch erhält die Mutter eine gewisse Elasticität, und wenn sie aufgeschraubt wird, so öffnet sie sich an der gespaltenen Stelle. Nach dem Aufschrauben wird ein bis zum Rothglühen erhitzter schmiedeeiserner Ring über die Mutter aufgezogen, welcher nach Erkaltung die Mutter wieder schliesst und ihre Gewinde in die Schraubengänge der Kolbenstange hineindrückt. Das Lösen der Verbindung kann, wie ersichtlich, nur dadurch geschehen, dass man den aufgezogenen Ring wieder entsprechend erhitzt. Die Einrichtung ist unleugbar höchst scharfsinnig und vielleicht auch im hohen Grade zweckentsprechend; dass sie jedoch gerade bei Locomotiven vortheilhaft wäre, muss aus rein constructiven Rücksichten bezweifelt werden.

§ 37. Doppelte Kolbenstangenführung. — Bei sehr vielen Locomotiven findet man es für zweckmässig, die Kolbenstange durch den Vorderdeckel zu führen, behufs Entlastung des Kolbens. Man hat allerdings dabei eine zweite Stopfbüchsenreibung, mithin entsprechenden Oel- und Effectverlust. Die Kolbenstange besitzt bei dieser Anordnung auf dem verstärkten, den Kolben tragenden Theile die entsprechenden Gewinde behufs fester Verbindung mit dem Kolbenkörper; auch wird der vorne hinausgeführte Theil in der Regel etwas schwächer gemacht als die eigentliche Kolbenstange. Wenn einerseits durch diese Anordnung eine Entlastung des Kolbens angestrebt wird behufs thunlichster Vermeidung einer elliptischen Ausnutzung des Cylinders, so ist andererseits das hinzutretende Stangengewicht zu berücksichtigen, welches keineswegs durch die Stopfbüchse compensirt wird, sondern zur Kolbenlast theilweise noch hinzutritt, das Uebel mithin eher vermehrt als vermindert.

Die Hindurchführung der Kolbenstange durch die beiderseitigen Cylinderdeckel bei Locomotiven, also im Ganzen absolut kleinen und leichten Kolben, scheint jedoch in neuester Zeit, wenn man beispielsweise nach den Ausstellungsmaschinen zu Wien 1873 urtheilen darf, häufiger denn je aufzutreten. Sie ist offenbar da berechtigt, wo es sich um grosse, also schwere Kolben handelt, durch deren Gewicht ein elliptisches Ausschleifen der Cylinder zu erwarten steht. Bei alledem kann die in Rede stehende Complication weder als besonders werth- noch geschmackvoll bezeichnet werden. Bei vielen Locomotiven spielt die Stange frei hinaus, bei anderen ist sie in einer mit der Stopfbüchse verbundenen Hülse eingeschlossen, also dem Auge entzogen, in welchem Falle wenigstens das Leben des Personals bei Beschreitung des Vordertheiles der Maschine nicht gefährdet erscheint.

Bei den Schiebern ist es bekanntlich allgemein üblich, die Fortsetzung der Stange durch den vorderen Kastendeckel zu führen, und bezweckt diese Anordnung daselbst eine vermehrte Sicherheit der Schieberführung; es sind die hervortretenden Stangen bei dem geringen Schieberwege in der That nicht geeignet, irgend welche Inconvenienzen herbeizuführen, dagegen wirklich nothwendig.

Dass die nach vorn hinausgeführten Kolbenstangen bei aussergewöhnlichen Vorkommnissen (Zusammenstössen, Entgleisungen etc.) bedenklichere Folgen für die Existenz der Maschinentheile herbeiführen können, bedarf natürlich keines Nachweises. Während es in vielen Fällen mit der Zerstörung der Bufferplanke abgethan ist, wird durch in Rede stehende Anordnung die Existenz der ganzen Bewegungsmechanik (incl. Cylinder und Rahmen) auf das Spiel gestellt, wenigstens dem Zufalle überlassen.

§ 38. Construction der Kolbenstangen. — Die Kolbenstangen werden direct aus dem Bessemer-Rohblocke gestreckt und liegen die Ajustirdicken für Normallocomotiven in der Regel zwischen 64 und 70^{mm}. Die grösste Dicke der Locomotivkolbenstange ist 75^{mm} (badische Achtkuppler 1874). Die Verstärkung der Endköpfe behufs Einführung in den Kolben einerseits und in den Gleitkopf andererseits, erfolgt durch Stauchung im Schmiedeprocesse, damit auf der Drehbank die Operationen verkürzt werden können. Die Ajustirlänge ist eine Function des Kolbenhubes und beträgt in der Regel $1^m,250—1^m,350$. Beiderseitig durch die Deckel geführte Stangen sind natürlich angemessen länger zu erschmieden. Sorgfältige Geradrichtung der Kolbenstange, die am Sichersten auf der Drehbank vorgenommen wird, ist selbstverständlich eine der wichtigsten Bedingungen der Fabrikation.

Die Kolbenstangen werden aus minder weichem Material gefertigt als die Bleuel- und Kuppelstangen (Achsenstahl), weil sie nicht nur einer directen Abnutzung der Oberfläche durch die Stopfbüchsenreibung unterworfen sind, sondern dabei noch auf Stoss, auf rückwirkende Festigkeit, sowie auf absolute, beim Rückgange alternirend beansprucht werden. Hierbei kommt noch die höhere Temperatur in Betracht, welche ihre Festigkeit entsprechend herabdrückt.

§ 39. Anordnung und Construction der Kolben und Kolbenarmaturen. — In Betreff der verschiedenen Anordnungen der Kolbenconstruction, der Armaturen, Stangen und deren Befestigungsweise etc. wird auf Tafel XXVI verwiesen. Es ist daselbst zunächst in Fig. 1 und 2 ein Kolben nach älterem Modus dargestellt, bei welchem der Contact zwischen Kolben und Cylinderfläche durch die beiden Ringe $a\ a_1$ vermittelt wird. Dieselben sind an einer Stelle des Umfanges (in g und resp. h) aufgeschnitten. Unter ihnen liegen die Spannringe r und r_1, welche vermöge der Schrauben s und s_1 auf die Keile n und n_1 einwirken, wodurch die Ringe mit beliebiger Intensität gegen den inneren Umfang des Cylinders angedrückt werden.

Fig. 3—5 auf Tafel XXVI zeigen eine höchst eigenartige Kolbenconstruction. Der schmiedeeiserne Kolbenkörper A bildet nämlich mit seiner Stange B ein Ganzes. Da nun die Stange unter diesen Umständen gleichfalls aus Schmiedeeisen besteht und dieses Gegenstand rascher Abnutzung ist, so hat man die Stange mit dem Stahlrohr H umgeben, welches der Erneuerung fähig ist. Die Kolbenstange an sich erleidet auf diese Weise keinerlei Abnutzung. Die Wandstärke der aufgezogenen Stahlhülle beträgt 5^{mm} bei einem Aussendurchmesser von $67{,}5^{mm}$. Die Construction erscheint bei näherer Betrachtung keineswegs so unpraktisch als es a priori den Anschein hat. Die zwei Ringe (a und a_1) liegen hier in Separatnuthen, stehen also nicht in seitlichem Contact.

Nur ein einziger Ring ist bei der in Fig. 6—8 auf Tafel XXVI vorgeführten Construction angewendet. Der Ring ist in der in Fig. 7 dargestellten Weise mit Ueberlappung aufgeschnitten. Der Anschluss des Ringes an die Cylinderfläche wird im vorliegenden Falle durch Dampf vermittelt. Der im Cylinder befindliche Dampf tritt durch die Canäle r und r_1 in das Innere des Kolbens in den kugelförmigen Raum c ein, welcher zur Hälfte im Kolbenkörper, zur anderen Hälfte in der eingelassenen Büchse B hergestellt ist. Von c aus gelangt der Dampf durch die Canäle $n\,n$ unter den Ring a und drückt denselben gegen die Cylinderfläche.

Die Figuren 9—11 auf Tafel XXVI stellen einen Dampfkolben vor, dessen einfacher Ring a an vier Stellen der Peripherie durch Evolutfedern e gegen den Cylinderumfang gedrückt wird. Der einfache Kolbenkörper A bildet auch hier mit seiner Stange ein Ganzes.

Die Figuren 12 und 13 auf Tafel XXVI stellen den in neuerer Zeit fast ausschliesslich angewendeten schwedischen Kolben in einer seiner gewöhnlichsten Constructionen vor. Der einfache Kolbenkörper A besteht entweder aus Gusseisen oder Schmiedeeisen, mit einseitig gerader Begrenzung der Scheibe, deren Gegenseite concav gegossen, resp. im Gesenk erschmiedet ist. Der Deckel d dient zum Abschluss des Hohlraumes und ist vermöge der sechs Schraubenbolzen r mit dem Kolbenkörper verbunden. Die zwei Ringe a und a_1 liegen getrennt in Separatnuthen. Die Kolbenstange B ist vermöge Schraubengewinde in den Kolbenkörper eingelassen.

Die Fig. 14 auf Tafel XXVI stellt einen nach der Angabe von Curant modificirten schwedischen Kolben vor, der aus der ursprünglichen einfachen Form (Fig. 15 und 16) hervorgegangen. Es wurde nämlich der feste Deckel b sammt dem daran stossenden Theile des Kolbenkörpers, sowie der zur Auflage der Kolbenringe bestimmte Ansatz f weggestochen. Dafür wurde ein neuer Deckel b_1 in der in Fig. 14 gezeichneten Weise angebracht und ein neuer Ring f_1 zur Auflage der Kolbenringe aufgebracht, der jedoch nur lose aufgepasst und verschiebbar ist. Die Köpfe der Schrauben e sind im Deckel versenkt und ist ein Draht d durch sämmtliche sechs Schraubenköpfe durchgezogen, so dass sich keine Schraube lösen kann. Es ist demnach hier die Möglichkeit geboten — und dies ist der ganze Zweck der Complication — beide Kolbenringe herunterzunehmen, ohne dieselben über den Körper ziehen zu müssen, wie dies bei den einfachen schwedischen Kolben nothwendiger Weise der Fall ist. Die Ringe können bei dieser Umänderung in den Cylinder sorgfältig eingepasst, nach Belieben nachgestochen und eingeschliffen werden, und ohne Umstände zwischen Kolbenringe und Kolbenkörper die erforderlichen Ausfütterungen vermittelst Blechstreifen ertheilt werden. Die Zungen der beiden, die Abdichtung bildenden Ringe sind um 180° verstellt, wodurch ein dampfdichter Abschluss mit grösserer Sicherheit erzielt wird als da, wo man nur einen Dichtungsring anwendet (z. B. Fig. 34 auf Tafel XXVI).

Die Figuren 19 und 20 auf Tafel XXVI stellen den Dampfkolben der Kaiserin Elisabethbahn vor und werden wir an die Besprechung dieser Kolben einige Bemerkungen über Vorrichtungen zur zweckmässigen Bearbeitung von Kolbenringen knüpfen. Der Kolben, Fig. 20, besteht hauptsächlich aus dem Kolbenkörper A, dem Deckel b, einem gusseisernen Kolbenring c und einem stählernen Federring (Selbstspanner) d. Der Deckel ist mit 5 Schrauben am Kolbenkörper befestigt und besitzt der Kolben eine doppelte Führung der Kolbenstange. Diese Kolben sind, wie ersichtlich, minder einfach als die schwedischen Kolben, lassen sich jedoch bei einiger Sorgfalt entschieden dampfdicht herstellen und erhalten. Feder- und Kolbenring sind zwischen Kolbenkörper und Deckel eingeschliffen und durch einen Stift derart am Kolbenkörper fixirt, dass sie sich nicht verdrehen können. Der Raum zwischen Federring und Kolbenkörper wird mit Blechstreifeneinlagen ausgefüllt. Diese Einlagen brauchen nicht dicht zu sein, da sie nur das Schleudern des Kolbens verhindern sollen, weshalb auch die Kolbenstange, wie oben bereits erwähnt, doppelt geführt ist. Der Federring muss den Kolbenring in der Breite des Ausschnittes $g\ h$ (Fig. 19) an einer Stelle gut decken und dichten, da dort ein Blasen des Kolbens stattfinden könnte. Es ist dies durch Anrichten leicht zu bewerkstelligen. Sind die Kolbenringe abgenutzt und ausgeschlagen, so lassen sie sich leicht wieder herrichten und dicht einschleifen. Ebenso kommt eine stärkere Blecheinlage zwischen Federring und Kolbenkörper. Die gusseisernen Kolbenringe werden in den Werkstätten der Elisabethbahn in nachfolgender Weise erzeugt. Für einen Dampfcylinder, von beispielsweise 432^{mm} Durchmesser, wird ein gusseiserner Cylinderkörper mit 455^{mm} äusserem Durchmesser, 20^{mm} Wandstärke und 950^{mm} Höhe gegossen. Aus diesem Cylinderkörper werden sodann 12 Stück Kolbenringe mit 75^{mm} Breite und $12^1/_2{}^{mm}$ Dicke erzeugt. Zu diesem Zwecke wird der Cylinderkörper provisorisch von aussen und innen abgedreht und in 80^{mm} breite Stücke (Ringe) abgestochen. Diese Stücke werden sodann auf einer Fraismaschine in der in Figur 19 angegebenen Weise aufgeschnitten. Der aufgeschnittene (federnde) Ring wird sodann wieder geschlossen, auf der Planscheibe der Drehbank auf 432^{mm} Aussendurchmesser zusammengeschoben und auf seine normale Höhe und Dicke abgedreht.

Mit dem Drehstahle lässt sich der Ring, wegen Zittern der Bank und des Meisels, sowie wegen härteren und weicheren Stellen im Material, nicht so genau bearbeiten, dass seine Hochkanten völlig eben und zum Einschleifen geeignet wären. Diese letztere Nacharbeit wird (bei der Elisabethbahn) mit der Hand ausgeführt und erfordert einen ganzen Tag zur soliden Ausführung. Wir möchten hierzu bemerken, dass diese theure und trotzdem ungenaue Handarbeit in fortgeschritteneren Werkstätten (Locomotivfabriken) auf mechanischem Wege mit absoluter Genauigkeit in wenig Minuten vollzogen wird, so dass der Kolbenring ohne Weiteres in die ausgedrehte Kolbennuth eintreten kann. Man bedient sich dazu nämlich eines bleiernen horizontalen Schleifsteins, dessen Oberfläche sauber polirt und mit feinem Schmirgelpulver, das etwas feucht gehalten wird, überstäubt ist und der einige hundert Umdrehungen pro Minute um seine Verticalachse macht. Der auf Normalhöhe zu ajustirende Kolbenring, der völlig roh sein kann, wird nun auf die rotirende bleierne Horizontalscheibe (deren Dicke etwa 300^{mm} beträgt), aufgelegt und sanft aufgedrückt gehalten. Man kehrt sodann den Ring um, und verfährt mit der anderen Hochkante auf dieselbe Weise. Man überzeugt sich durch die Stahlschablone von der Ringhöhe und erzielt höchst saubere, durchaus parallele Hochkantenflächen, die vollständig polirt sind. Da die Winkelgeschwindigkeit der Scheibe, je nach Abstand vom Centrum, verschieden

ist, so ist eine Drehung des Ringes in gleichen Zeiten um gleiche Winkel erforderlich, oder eine entsprechende Verschiebung, resp. Umsetzung des Stückes auf der rotirenden Tischfläche, womit der tüchtige Arbeiter sich sehr bald vertraut macht.

Uebrigens hat auch Curant eine Hülfsvorrichtung construirt, mit welcher es möglich ist, die oben beregte zeitraubende Handarbeit wesentlich zu reduciren und so weit fertig zu machen, dass nur ein letztes Einschleifen in die Kolbennuth nöthig wird. Der in Rede stehende Apparat ist im Organ 1871 p. 142 beschrieben und daselbst auf Tafel V, Fig. 17 und 18 abgebildet, weshalb von dessen weiterer Beschreibung an dieser Stelle abgesehen wird.

Die Dampfcylinder, die nach längerer oder kürzerer Dauer unrund sind und trotzdem nicht ausgebohrt werden sollen, machen indessen ein besonderes Anpassen der Kolbenringe an die Cylinderwände erforderlich. Man erreicht diesen Zweck nun zwar durch Anrichten (Anhämmern) des Ringes an den Cylinderwänden und prüft diese Arbeit mit Hülfe eines hintergehaltenen Lichtes, dessen Strahlen zwischen Ring und Wand nicht durchdringen dürfen. Diese Arbeit erfordert indessen die grösste Sorgfalt, widrigenfalls der Kolbenring sofort unbrauchbar wird. Curant hat daher eine Vorrichtung zum Anwalzen der Kolbenringe gegen die Wand des betreffenden Cylinders construirt, welche im Organ 1871 p. 142 beschrieben und daselbst auf Tafel V, Fig. 13 und 14 abgebildet ist, weshalb hier nicht näher darauf eingegangen zu werden braucht.

Die Main-Weser-Bahn verwendet neuerdings ausschliesslich den in Fig. 21 auf Tafel XXVI gezeichneten, einfachen schwedischen Kolben mit gussstählernem Kolbenkörper und mit den zwei selbstspannenden, getrennt liegenden gusseisernen Ringen a und a_1. Die Befestigung der Kolbenstange im Kolbenkörper erfolgt einfach in der Weise, dass sie conisch hindurchgreift und vermittelst Mutter m angezogen wird.

Die Hannover'sche Staatsbahn, welche noch vor wenigen Jahren Ringe mit künstlichen Spannvorrichtungen durch Spiralfedern verwendete, ist in neuerer Zeit zu den schwedischen Kolben mit gussstählernem Kolbenkörper und mit selbstspannenden gusseisernen Ringen übergegangen, welche wenig Reibung geben und nicht leicht Brüche vorkommen lassen. Einen solchen Kolben denkbar einfachster Construction zeigen die Figuren 22 und 23 auf Tafel XXVI. Es ist daselbst B der Kolbenkörper mit der conisch durchgreifenden Kolbenstange A, welche in c versenkt vernietet ist. Da die Begrenzungsflächen der Kolbenscheiben parallel sind und normal zur Cylinderachse stehen, so bedürfen die Cylinderdeckel im vorliegenden Falle keinerlei Concavitäten, sondern können als flache Scheiben auftreten.

Fig. 33 Tafel XXVI zeigt die seitens der Sächsisch-Westlichen Staatsbahn gewählte Ueberlappung der Kolbenringe. Die Kolbenkörper sind aus Schmiedeeisen. Die bezüglichen Ringe federn im neuen Zustande, bei 406^{mm} Cylinderdurchmesser, 22^{mm} auseinander, bei noch kleineren Kolben etwas weniger, und besitzen die oben gezeichnete Ueberlappung der Schnittfugen. Nach ca. 2000 Meilen ist es erforderlich, zur Verhütung des Auflaufens des Kolbenkörpers auf den Cylinder, einen schwachen Blechstreifen unter die Ringe zu legen.

Bei diesem Anlass sei noch bemerkt, dass die Sächs.-Oestliche Staatsbahn gleichfalls die schwedischen Kolben bei sämmtlichen Locomotiven ausschliesslich in Verwendung hat. Der Kolbenkörper wird hohl aus Gusseisen hergestellt, hat zwei eingedrehte Nuthen von 11^{mm} Tiefe und 28^{mm} Breite, in welche die gusseisernen Ringe von 15^{mm} Dicke genau eingepasst werden. Die Ringe werden aus dem besten Gusseisen einzeln gegossen und sind nicht genau kreisrund. Erst nachdem ein 30—36^{mm}

grosses Stück herausgeschnitten ist, erhält der Ring beim Zusammenpressen die genaue kreisrunde Form und den richtigen Durchmesser, so dass ein Ausdrehen des Ringes an der inneren Peripherie nicht nöthig ist, und der Vortheil erzielt wird, dass die härtere Gusskruste daselbst unverletzt bleibt, wodurch dem Ringe eine grössere Elasticität gewahrt ist. Mit fortschreitender Abnutzung der Ringe werden auch hier nach und nach mehrere schwache Blechstreifen untergelegt, so dass erfahrungsmässig durchschnittlich erst nach $1^3/_4$—2 Jahren eine Erneuerung der Ringe und ein Nachdrehen der Nuthen erforderlich wird.

Die Thüringer Bahn verwendet symmetrisch geschmiedete Dampfkolben nach Ramsbottom mit gussstählernem Körper nach Zeichnung Fig. 25 auf Tafel XXVI und gusseisernen Ringen mit Federung; während die Niederländische Staatsbahn bei ihren Maschinen Kolben nach Fig. 26 auf Tafel XXVI verwendet, welche theils aus Guss-, theilweise aus Schmiedeeisen hergestellt sind. Die beiden messingenen Dichtungsringe $a\ a_1$ sind à 20^{mm} breit und 10^{mm} dick. Da die Dauer dieser Ringe nicht befriedigend war, so wurden mit besserem Erfolge gusseiserne Ringe eingeführt, bei denen man zur Zeit stehen geblieben zu sein scheint.

§ 40. Gusseiserne Kolben. — In Betreff der gusseisernen Kolben verdienen schliesslich noch die von Becker in Wien für die Kaiser Ferdinands-Nordbahn ausgeführten Constructionen nähere Beachtung. Die in Rede stehenden hohlen gegossenen Kolbenkörper bewähren sich seit einer Reihe von Jahren bei genannter Bahn wesentlich besser als schmiedeeiserne. Sie besitzen die Form der nebenstehenden Fig. 23. Es sollen sich bei ihnen die eingedrehten Ringnuthen viel weniger ausschlagen, als bei letzteren, den schmiedeeisernen. Die Kolben werden mit so geringer Wandstärke gegossen, dass sie sogar etwas leichter ausfallen sollen, als schmiedeeiserne Kolben, gleichen Durchmesser in beiden Fällen vorausgesetzt. Verschiedene Kolben wurden vor ihrer Verwendung unter der Einwirkung des Fallklotzes auf ihre Widerstandsfähigkeit erprobt. Die Kolbenstange ist mit einem schwachen Conus sorgfältig eingepasst und vernietet. Diese einfache Befestigung hat sich vollständig bewährt. Die drei Löcher n in der einen Kolbenfläche dienen zur Entfernung des Kernes und werden nach dessen Beseitigung verschraubt. Wichtig für die Güte dieser Kolben ist die grösste Sorgfalt beim Einformen, damit überall eine gleichmässige Wandstärke erzielt werde.

Fig. 23.

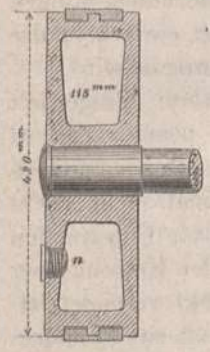


Fig. 24 auf Tafel XXVI zeigt einen ähnlichen gusseisernen Kolben mit breitem, einfachen, selbstthätig federnden Contactringe, dessen innere Peripherie die ausgedrehte Nuth n besitzt, welche in einen entsprechenden Grat der Kolbenperipherie eingreift. Es soll durch diese Construction offenbar eine festere Lage des Ringes im Kolben bezweckt werden.

Die Figuren 17 und 18 auf Tafel XXVI führen einen gusseisernen Kolben schwedischen Systems vor Augen, dessen Einfachheit empfehlenswerth erscheint. $a\ a$ sind die zwei, hier getrennt liegenden Dichtungsringe. Die durch beide Cylinderdeckel geführte Kolbenstange C ist im gusseisernen Körper B des Kolbens cylindrisch und greift vermöge des gedrehten Ansatzes n in denselben ein, während der Anzug auf der Gegenseite vermöge Schraubengewinde r und Mutter m erfolgt.

Die Oldenburgische Eisenbahn besitzt gusseiserne Kolben nach der Zeichnung Fig. 34 auf Tafel XXVI. Der durch eigene Spannung anschliessende Dichtungsring besteht aus Schmiedeeisen, aussen mit einer Zinkcomposition umgossen. Die Con-

struction hat sich zwar bewährt, indessen werden für weitere Beschaffungen die eintheiligen schwedischen Kolben mit gusseisernen Dichtungsringen vorgezogen.

§ 41. Beschluss der Münchener Techniker-Versammlung hinsichtlich der Construction der Kolben und des Materials der Dichtungsringe. — Ehe wir schliesslich auf die Fabrikation der Kolben etc. eingehen, muss noch der unseren Gegenstand direct betreffenden Frage gedacht werden, welche der Münchener Techniker-Versammlung Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen vorlag, nämlich:

»Welche Erfahrungen sind hinsichtlich der Dampfkolben und des Materials der Dichtungsringe derselben gemacht?«

worauf die Schlussfolgerung lautete:

»Die sogenannten schwedischen Kolben mit selbstspannenden Ringen aus gutem Gusseisen haben sich bei richtiger Behandlung als vortheilhaft bewährt und sind wegen ihrer Einfachheit, billigen Erhaltung und grösseren Betriebssicherheit im Allgemeinen zu empfehlen.«

Das nähere Studium der Fragebeantwortungen und Referate lehrt, dass den sogenannten schwedischen Kolben oder System Ramsbottom mit schmiedeeisernen leichten Kolbenkörpern und gusseisernen Dichtungringen, welche mit Spannung eingesetzt sind, der Vorzug gegeben wird, indem dieselben durch geringes Gewicht und grosse Einfachheit sich auszeichnen, billig zu unterhalten sind und durch Wegfall aller Bolzen, Muttern und Splinte weniger Betriebsstörungen veranlassen. Dabei wird indessen sorgfältiger Guss der Ringe, gute Schmierung der Cylinder und häufige Revision der Kolbenstangenführungen empfohlen. Ringe, aus irgend einer Metallcomposition gegossen, haben bei manchen Bahnen den Vorzug vor gusseisernen, indessen scheint es als ob in neuester Zeit eine immer grössere Zahl von Eisenbahnverwaltungen definitiv zum Gusseisen, als Ringmaterial, sich bekehre. Ringe aus Zinkcomposition, die lange Jahre hindurch von der Altona-Kieler Bahn verwendet wurden, waren dem Brechen ausgesetzt, selbst wenn sie einen Unterring von Metall hatten; sie wurden daher bereits durch gusseiserne ersetzt.

Die Oppeln-Tarnowitzer (jetzt Rechte-Oder-Ufer) Bahn verwendete Rothgussringe (3 Stück pro Kolben von nur à 5^{mm} Breite), die sich bei kleinen Cylindern und geringer Dampfspannnng genügend bewährt haben, indem sie die Cylinder schonen und 2000 Meilen machen. Trotz dieser scheinbar günstigen Resultate ist man daselbst zum Gusseisen übergegangen, da obige Bedingungen »geringe Dampfspannung und kleine Cylinder« den heutigen Betriebsanforderungen im Allgemeinen nicht mehr entsprechen.

Die Preussische Ostbahn erklärt, dass sich Ringe aus Rothguss mit Umguss von Zinklegirung bewährt hätten, stand indess schon damals im Begriff, dieselben, trotz aller Tugenden, durch anderweite Constructionen zu ersetzen. Aehnliches gilt für die Hannover'sche Staatsbahn, die damals Kolbenringe aus Weisslegirung verwendete ($147^1/_2$ Zinn, $9^1/_2$ Kupfer und 13 Antimon), welche ausserordentlich gelobt wurden und erst nach 1800 Meilen der Erneuerung bedurften, trotzdem jedoch zum Gusseisen übergegangen ist.

Diejenigen Bahnen, welche, ausser den genannten, damals noch Composition zu den Kolbenringen in Verwendung (die heute wohl ausnahmslos zum Gusseisen übergegangen sein dürften) hatten, sind noch die Hessische Ludwigsbahn, die Württembergische Staatsbahn, die Warschau-Wiener und die Lemberg-Czernowitzer Eisenbahn.

Von den 50 Verwaltungen, welche auf die vorliegende Frage eingegangen sind, besassen mithin damals schon 41 Verwaltungen ausschliesslich gusseiserne selbstspannende Kolbenringe, während die übrigen 9, welche zum Theil noch Kolben mit künstlichen Spannvorrichtungen in Verbindung mit Ringen aus Metalllegirung im Betriebe hatten, sämmtlich auf dem Punkte standen, trotz der mit den alten Einrichtungen erzielten, im Ganzen befriedigenden Resultate, zu den neueren einfachen Kolbenconstructionen mit gusseisernen Selbstspannern, wenn nicht definitiv überzugehen, so doch dieselben ernstlich zu prüfen.

§ 42. Fabrikation der schmiedeisernen Locomotivkolben. — Schon aus den vorstehenden Betrachtungen resultirt, dass in neuerer Zeit die Kolbenkörper der Locomotiven ganz vorwiegend aus Schmiedeeisen hergestellt werden und dass insbesondere die sogenannten schwedischen Kolben wegen ihrer grossen Dauerhaftigkeit und Einfachheit ganz allgemeine Verbreitung gefunden haben. Bei diesen Kolben wird der dampfdichte Abschluss bekanntlich durch die Elasticität einfacher durchschnittener Metallringe (Expansionsringe) erzielt.

Die Fabrikation dieser schmiedeeisernen Kolben erfolgt nach drei verschiedenen Principien:

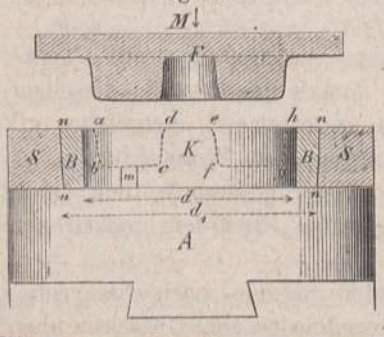
1) Der Kolbenkörper (mit einfacher oder doppelter Concavität der Scheibenflächen) wird aus einem Stücke geschmiedet und die stählerne Kolbenstange mittelst Conus eingesetzt und durch Schraube oder Keil versichert, oder auch blos verschraubt und vernietet.

2) Der hohle Kolbenkörper wird aus 2 Hälften geschmiedet und verschweisst, sowie die stählerne Kolbenstange wie vorstehend eingesetzt.

3) Der Kolbenkörper wird aus einem Stücke mit angeschweisster Kolbenstange geschmiedet.

Aus neben- und kreuzweise über einander gelegten Stäben von Luppeneisen (Eisen Nr. 1 bester Schmiedequalität) wird zunächst ein Paquet in Würfelform zwischen 2 Deckplatten gebildet und dasselbe vor dem Binden mit Draht unter einer kräftigen Schraubenpresse (Paquetpresse) comprimirt. Das Paquetinnere kann auch mit grossem Vortheil aus Abfällen aus der Blech- und Feineisenfabrikation combinirt werden, welches Material jedoch gehörig dicht liegen muss, weshalb die Behandlung des Paquetes unter der Schraubenpresse vor dem Binden unbedingt erforderlich ist. Die Deckplatten haben den Zweck saubere Kolbenflächen erzielen zu lassen, während andernfalls die Kolbenflächen leicht unganz und rissig aus den späteren Operationen hervorgehen würden. Das Paquet wird hierauf in Weisshitze gebracht und zu einem Cylinder ausgeschmiedet. In einer zweiten Hitze wird hiernach der Cylinder in der Achsenrichtung unter einem Dampfhammer entsprechenden Gewichtes zu einem scheibenförmigen Körper zusammengeschmiedet resp. gestaucht.

Fig. 24.



Mit einem solchen Rohkolben wird das Vollendschmieden mit Hülfe von Gesenken in Form des 100mm starken schmiedeeisernen Ringes S vorgenommen (s. Fig. 24), dessen innerer Durchmesser d etwas grösser ist, als der Durchmesser des zu erschmiedenden Kolbens. Die Ringflächen $n\ n$ der inneren zweitheiligen Ringeinlage B müssen eine schwache Conicität besitzen, damit das Stück nach dem Schmieden bequem herausnehmbar sei, was leicht durch Umkehren der Form und Hohl-

stellen derselben vermittelst einiger Schläge des Dampfhammers von Statten geht. Die Ringhöhe ist gleich der verlangten Dicke des Rohkolbens. Um nun in der massiven Eisenmasse K die erforderliche ringförmige Depression $a\ b\ c\ d\ e\ f$ etc. zu erzeugen, bringt man das Stück in Weisshitze und bedient sich der Formscheibe F, indem man dieselbe auf K legt und den Dampfhammer auf ihre gerade Rückenfläche M einwirken lässt.

Nach anderer Methode schlägt man nacheinander drei eiserne Ringe von entsprechender Querschnittsform und stufenweise grösserem Querschnitt mittelst des Dampfhammers in den scheibenförmigen Rohkolben hinein, wodurch derselbe zur erforderlichen Form auseinander getrieben wird.

Will man den Kolben aus zwei derartigen, im Gesenk erzeugten Platten zusammenschweissen, so ist eine der beiden mit einem Loche m zu versehen, damit die Luft entweichen kann. Die ringförmigen Contactflächen $c\ c$ (vergl. Fig. 21, p. 529) sind vor der Schweissung auf der Drehbank sorgfältig abzudrehen, damit sie genau aufeinanderschliessen, und dann erst in Weisshitze zu versetzen. Das Schweissen beider Scheiben, deren Concavitäten immer gegeneinander gewendet sind, wodurch ein Hohlkolben entsteht, erfolgt in demselben Ringe S (von entsprechender Höhe), doch natürlich ohne Anwendung der Formscheibe F, sondern direct unter den Schlägen der geraden Fläche des Dampfhammers.

Wenn der Kolben auf beiden Seiten zu façoniren ist, so ist es in der Regel nothwendig, die Arbeit in zwei Hitzen auszuführen, da durch Erkaltung des Stückes unter dem Einfluss der Deformationen leicht Risse in den Kolbenflächen zum Vorschein kommen, die das Stück eventuell ganz unbrauchbar machen. Bei doppelseitiger Façonirung enthält die Basis des Amboses A (vergl. Fig. 25), die Gesenkein-

Fig. 25.

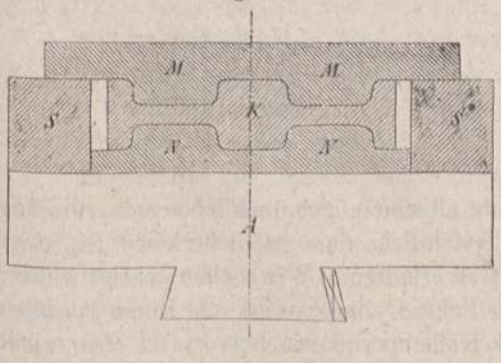
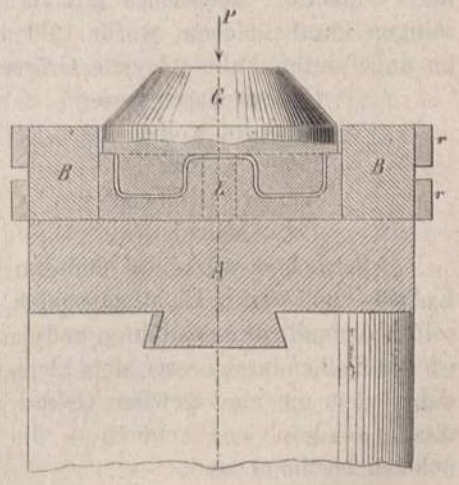


Fig. 26.



lage N, welche der Façonirung des Kolbens entspricht, während ein gleichgestaltetes Gesenk M, jedoch in umgekehrter Lage von oben her durch den Dampfhammer in den scheibenförmigen Körper des Primitivkolben K hingeschlagen wird. Man wird diese Operation immer in zwei Hitzen vorzunehmen haben und den Kolben das erforderliche Dilatationsspiel in der Form belassen, da durch die beiderseitige Materialverdrängung eine Zunahme des Durchmessers der Scheibe mit Nothwendigkeit bedingt wird. Behufs Herausnahme des erschmiedeten Kolbens ist das Ganze sammt dem

Ringe *S* umzukehren, hohl zu stellen und vermöge zweier aufgesetzten massiven Bolzen den Kolben sammt Gesenken aus der Form herauszutreiben, wozu man sich der rammenden Schläge der geraden Bahn des Dampfhammers bedient.

Noch einfacher ist das auf vielen deutschen Fabriken geübte Verfahren der Kolbenfabrikation, wobei man den Kolbenkörper *L* direct aus der vorgeschmiedeten und gut ausgepressten Luppe mit Hülfe des umgekehrten gusseisernen Gesenkes *G*, welcher vermöge Handhabe und nach Augenmaass centrirt auf die Eisenmasse aufgehalten wird, und auf dessen Oberseite der Dampfhammer einwirkt, herstellt, wie Fig. 26 deutlich zeigt. Die ringförmige Begrenzung der Form ist durch von aussen warm aufgelegte Ringe *r r* entsprechend verstärkt. Im Uebrigen bleibt das Verfahren genau dasselbe, wie es oben bereits näher geschildert wurde.

Einzelne Bahnwerkstätten und Locomotivfabriken ziehen die Herstellung der Kolbenstangen und Kolben (die hier nur aus einer einfachen Scheibe bestehen) aus einem Stücke vor (vergl. Fig. 22, p. 529), eine Anordnung, die jedoch den sehr bedeutenden Nachtheil hat, dass die Kolbenstangen hierbei nicht aus Stahl geschmiedet werden können, sondern aus Rücksicht auf die Solidität der Schweissung aus Eisen hergestellt werden müssen, wie der Kolbenkörper selbst (man müsste denn das Ganze aus Stahl strecken) und ferner, dass im Falle eines etwaigen Stangenbruches das ganze theure Stück verdorben ist.

Der geschweisste Rohkolben gelangt in die Dreherei, behufs Vollendung, wobei zu bemerken, dass die Rohdimensionen des aus der Schmiede hervorgegangenen Kolbens entsprechend grösser sein müssen, als die des fertigen Stückes. Haben wir es z. B. mit Kolben zu thun für 450^{mm} Cylinderdurchmesser, so dürfte der fertig ajustirte Durchmesser des Kolbens 446^{mm} zu betragen haben, der erschmiedete Rohdurchmesser dagegen mindestens 460^{mm}, wegen Rücksichtsnahme auf das Abdrehen der Peripherie. Aehnliches gilt für die Kolbendicke wegen Abdrehung der beiderseitigen Parallelflächen, wofür 12^{mm} in Rechnung zu bringen sind. Wir haben daher im angeführten Falle folgende Grössen:

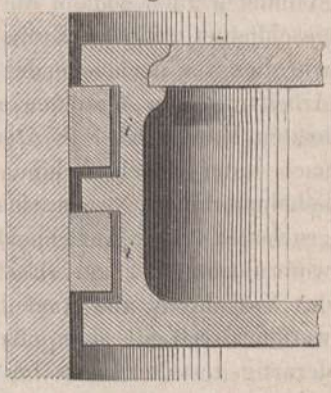
Cylinderdurchmesser	$= 450^{mm}$,
Ajustirte Kolben	$= 446^{mm}$,
Roher Kolben	$= 460^{mm}$,
Ajustirte Kolbendicke	$= 128^{mm}$,
Rohe Kolbendicke	$= 140^{mm}$.

Betrachten wir die Grundform des heute allgemein gebräuchlichen schwedischen Kolbens und seinen Dichtungsmodus, so ist ersichtlich, dass es nicht leicht ist, denselben dampfdicht auszuführen und dampfdicht zu erhalten. Wie soeben gezeigt wurde, ist der Kolbendurchmesser stets kleiner als die lichte Cylinderweite, die Ringe springen daher stets um eine gewisse Grösse aus der Kolbenperipherie hervor, da eben nicht diese, sondern jene ersteren — die Ringe — den dampfdichten Abschluss zu übernehmen bestimmt sind.

Der Ring bietet demzufolge, d. h. durch seinen Austritt oder Vorsprung vor dem Kolbenkörper, dem Dampfe Gelegenheit, zwischen Kolben und Cylinder in den verbleibenden Spalt einzudringen und es kann der Durchtritt des Dampfes nach der anderen Kolbenseite nur in dem Falle verhindert werden, wenn man im Stande ist, alle vier Flächen des Kolbenringes mit dem Kolbenkörper und dem Cylinder gleichzeitig dampfdicht herzustellen. Dieses ist indessen bei der gewöhnlichen Construction dieser Kolben unmöglich, da der Ring behufs Einlegung in die Nuth über den Kolbenkörper aufgezogen werden muss. Selbst wenn es möglich wäre, den Kolben entsprechend

herzustellen, so werden nach einiger Zeit in Folge Ausschlagung resp. lateraler Abnutzung die Kolbenringe die in Fig. 27 gezeichnete Lage haben, mithin nicht mehr die Nuthbreite ausfüllen und daher unbedingt Dampf durchlassen. Ferner soll aber auch der Ring dicht am Kolben, bei *i*, anliegen. Durch Abnutzung des Ringes bildet sich dort ebenfalls ein Spielraum, welcher dem bei der Zunge des Kolbenringes eintretenden Dampfe Gelegenheit zum Entweichen darbietet. Bei einem grossen Maschinenstande ist es für die Reparatur jedenfalls ein Uebelstand, dass namentlich die in ihrer Höhe ausgeschlagenen Kolbenringe nicht nachregulirt und wieder verwendet werden können, da sie die Nuthen im Kolbenkörper nicht mehr ausfüllen. Ebenso können die Ringe nicht in die Cylinderfläche eingepasst (eingehämmert) werden, da sie wieder über den Kolbenkörper auseinander gezogen werden müssen. Bei allen unrunden Cylindern ist dies jedoch durchaus nothwendig. Bei Schnell- und Personenzugmaschinen, welche mit grosser Kolbengeschwindigkeit arbeiten, wird der Dampfverlust, entstanden durch die Anwendung dieser Kolben weniger bedeutend sein. Bei Güterzugmaschinen mit geringer Kolbengeschwindigkeit wird der Dampfverlust am bedeutenderen Brennmaterialverbrauch bemerklich werden. Von diesem Standpunkte betrachtet, erscheint die doppelte Führung der Kolbenstange gerade bei schwedischen Kolben vortheilhaft, wenn vorausgesetzt werden darf, dass die Tendenz zum Ecken des Kolbens, resp. der Ringe, hierdurch vermindert wird, wodurch dem vorzeitigen Ausschlagen der Expansionsringe gleichzeitig mit begegnet würde. Ob diese mehr oder weniger theoretische Voraussetzung in der Praxis zutrifft oder nicht, wird die nächste Zukunft lehren, da man heute sehr allgemein jene eben beregte doppelte Führung ertheilt, indem man die Stange durch beide Cylinderdeckel in Stopfbüchsen führt, Erfahrungen mithin nicht ausbleiben können.

Fig. 27.



§ 43. Fabrikation und Bearbeitung der schwedischen Kolbenringe. — Die Ringe werden entweder aus gegossenen Hohlcylindern von grösserer Länge, die etwa 1^{m} beträgt, herausgeschnitten und sodann weiter bearbeitet; oder sie werden Stück für Stück für sich gegossen.

In neuerer Zeit werden bekanntlich fast ausschliesslich nur noch gusseiserne Kolbenringe verwendet, weil diese erfahrungsmässig die grösste Federkraft besitzen und weit weniger zu Brüchen geneigt sind, als die Ringe aus den verschiedenen Metallcompositionen. Bei der Herstellung verfährt man in folgender Weise: Man lässt zunächst einen gusseisernen Hohlcylinder (Tiegelguss) anfertigen, welcher den Dimensionen der daraus herzustellenden Kolbenringe entspricht und für mehrere Ringe die erforderliche Höhe resp. Länge besitzt. Hierbei hat man vor allen Dingen auf ein gutes, überall gleich dichtes (durchaus homogenes) Material zu sehen.[4]) Die so er-

[4]) In einigen Fabriken geschieht die Anfertigung der rohen gusseisernen Hohlcylinder in der Weise, dass der innere und äussere Umfang des Ringes excentrische Kreise bilden. Der Grund dieser Excentricität liegt darin, dass man den Ringen dadurch gleich von vornherein eine, durch den Guss bedingte, Spannung ertheilt wissen will. In beiden Fällen ist es zweckmässig, zum besseren Aufspannen auf die Planscheibe, 4 Stück rechtwinklig gegenüberstehende Lappen an den Hohlcylinder anzugiessen; auch schon deswegen, um den Former zu zwingen, dieselben in den Obertheil des Formkastens zu nehmen. Die beregten Ansätze, im Verein mit einem Theil des

zielten Hohlcylinder werden aussen abgedreht und zwar auf einen Durchmesser, welcher um $^1/_{15}$ des Umfanges grösser ist als die lichte Cylinderweite, für welche die fertigen Ringe benutzt werden sollen. Aus dem in dieser Weise abgedrehten Hohlcylinder werden sodann die einzelnen Ringe abgestochen, entsprechend abgedreht und geschlichtet, wie es bereits oben beschrieben wurde. Schliesslich werden die Ringe, wie dies aus nachstehender Fig. 28 ersichtlich ausgeschnitten und zwar geschieht diese Arbeit erst von der einen und dann von der anderen Seite her, bis die Trennung der letzten Materialfaser in *b* erfolgt. Die in der Figur schraffirten Theile werden demnach unter Hobelmaschinen mit kleinem Hub (oder den gewöhnlichen Verticalstosshobelmaschinen, wozu sich indessen auch jede Nuthhobelmaschine eignet) herausgearbeitet. Das Aufschneiden der Ringe kann auch mittelst Handarbeit geschehen, wofern man über zuverlässige Arbeiter in den Werkstätten verfügt, auf dem Wege des Vorbohrens und Ausfeilens. Die Flächen *a b* und *b c* müssen besonders ajustirt werden, weil sie dampfdicht zusammenschliessen müssen. Der Ring ist nun also derartig gestaltet, dass im ungespannten Zustande die Linie *e b* und *b f* in eine Gerade zusammenfallen, wie es unsere Figur vorstellt.

Die Länge der Ausschnitte *a b f g* und *b c d e* beträgt $^1/_{15}$ des Cylinderumfanges + 6^{mm}.

Fig. 28.

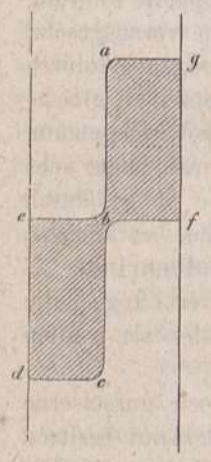


Fig. 29.

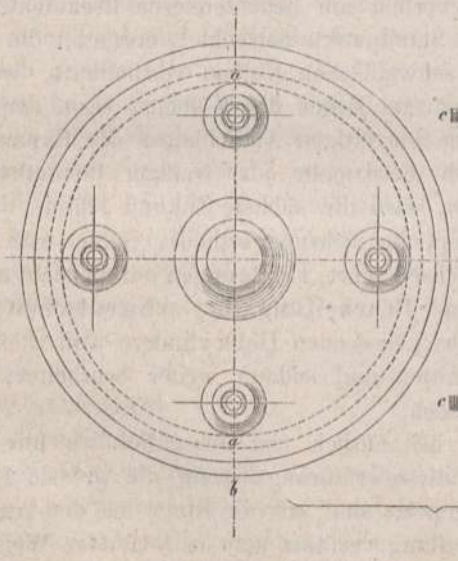
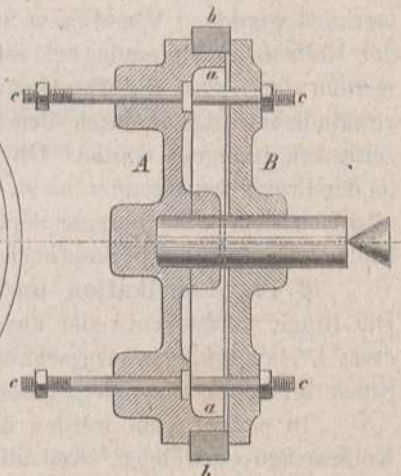


Fig. 30.



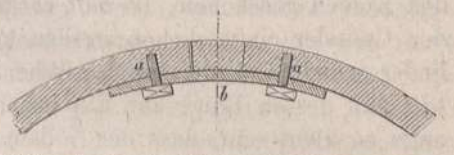
Der soweit bearbeitete Kolbenring wird nun vermittelst eines Spannringes gut zusammengezogen und inwendig genau nach dem äusseren Nuthendurchmesser des Kolbenkörpers ausgedreht, da er ohnehin durch das Zusammenspannen etwas oval geworden ist. Mit demselben Spannring versehen, bringt man den innen und seitlich fertig gedrehten Kolbenring *b* zwischen die beiden Scheiben *A* und *B* (vergl. vorstehende Figuren 29 und 30), welche eigens construirt, dem inneren Durchmesser genau entsprechend, den Ring auf den Ansatz *a* fest zu klemmen gestatten, so dass er sich nicht bewegen kann, wenn die Schrauben *c c* angezogen werden.

Ringes bilden dadurch eine Art Gusskopf, wie man ja auch die Cylinder des dichteren Gusses wegen mit derlei Köpfen versieht, wenn sie — wie gebräuchlich — stehend zum Abgiessen gelangen.

Um den Ringen eine ungleiche Stärke im Materiale, behufs besseren Federns zu geben, ist der an der Scheibe *A* angegossene und, wie schon bemerkt, dem inneren Ringdurchmesser genau entsprechende Ansatz *a* um $2\frac{1}{2}^{mm}$ excentrisch gedreht und legt man den Ring derart ein, dass die Schnittfläche desselben an der schwächsten Stelle zu liegen kommt. Ein so behandelter Ring hält sehr sicher dampfdicht, erst nach Jahren der Auswechlung bedürfend, federt an allen Stellen gleichförmig (eine sehr wichtige Bedingung, welche die in gewöhnlicher Weise hergestellten Ringe bekanntlich unerfüllt lassen), und läuft sich binnen kurzer Frist spiegelblank, ohne den Cylinder im mindesten anzugreifen.

Früher hat man derartige Ringe für die letzte Bearbeitung entweder zusammengelöthet (um sie geschlossen zu halten während des Abdrehens auf Durchmesser), oder aber, wie Fig. 32 zeigt, durch zwei kurze Schrauben *a a* und ein darunter gelegtes Band *b* befestigt, resp. zusammengehalten. Gegen das erstere Verfahren ist nur zu sagen, dass die Ringe beim Drehen sehr häufig aufspringen; gegen das Verschrauben aber, wie Fig. 31 zeigt, ist einzuwenden, dass die Ringe durch die einzubohrenden Schraubenlöcher *a a* entsprechend geschwächt werden und ein Bruch an diesen Stellen nur zu häufig vorkommt, besonders bei Locomotiven, wo Stösse etc. unvermeidlich sind. Auch werden derlei Ringe durch die Spannbacken der Planscheibe beim Aufziehen leicht unrund, wofern die Behandlung keine sehr schonende ist.

Fig. 31.



In einzelnen Werkstätten, wie z. B. in der Centralwerkstätte der Rheinischen Eisenbahn, umgeht man das letzte äusserliche Nachdrehen, indem man die genaue Rundung auf folgende Weise durch Hämmern herstellt. Es werden nämlich die Ringe, nachdem sie von dem ausserhalb und innerhalb abgedrehten Hohlcylinder genau auf die Dicke der Kolbennuthen abgestochen und von beiden Seiten abgeschlichtet, sowie auch aufgeschnitten sind, in einen starken schmiedeeisernen Ring gezwängt, dessen Durchmesser gleich demjenigen des Cylinders ist. Hier wird nun der Ring so lange gehämmert, bis er überall dicht anliegt und man, wenn das Ganze gegen das Licht gehalten wird, keinen Lichtstrahl zwischen den beiden Ringflächen durchschimmern sieht. Zu diesem Hämmern gehört jedoch eine bedeutende Fertigkeit, da die Spannung der Ringe dieselbe bleiben muss. Die auf diese Weise hergestellten Ringe haben sich gleichfalls ausgezeichnet bewährt. Sie werden ausserdem von vorherein so bearbeitet, dass sie, sobald sie in Thätigkeit sind, die Kolbennuth im Sitze fest umschliessen, indem die innere Ringfläche mit der Nuthbasis im montirten Kolben in Contact ist, wodurch das Durchbiegen der Kolbenstange unmöglich und auch das Undichtwerden der Stopfbüchsen beseitigt wird. Derartige Ringe laufen durchschnittlich 1—2 Jahre ohne jede Reparatur; später macht jedoch die Abnutzung eine Nachhülfe nothwendig. Die Ringe werden dann herausgenommen, wiederum in den schmiedeeisernen Ring gezwängt, und aufs Neue genau auf dessen Durchmesser gehämmert. Um die Abnutzung zu compensiren, wird der Ringsitz im Kolben mit einem Blechstreifen ausgelegt, dessen Dicke der Abnutzung des Ringes entspricht. Wird jetzt also der Ring eingesetzt, so umfasst er wieder fest die Kolbennuth und wirkt somit also auch aufs Neue der Durchbiegung der Kolbenstange und dem Verderb der Stopfbüchsen entgegen. Es sind Fälle vorgekommen, wo ein solcher Ring 4 Jahre im Gebrauch war, bevor er durch einen neuen ersetzt wurde; dabei sind die Reparaturen geringfügig und selten. Ein einzelner Ring kostet ca. 25 Sgr. bis 1 Thlr. Es er-

hält nämlich der Dreher $7\frac{1}{2}$ Sgr. und der Schlosser 15 Sgr.; und wird sich unter Hinzurechnung der Materialkosten, oben genannter Preis ergeben. Die Ajustirungskosten der Kolben und Ringe sind zu Seraing in Belgien wie folgt:

1) Das Abdrehen eines Locomotivkolbens für 432^{mm} lichte Cylinderweite kostet 10 Frcs. pro Stück.

2) Das Ajustiren eines Kolbenringes (Drehen, Schleifen[5]), Aufschneiden) auf 451×43^{mm} bearbeitet kostet 2 Frcs. 25 Cts. pro Stück (wonach die Expansion des Ringes der Grösse von 13^{mm} entsprechen würde, indem der Cylinderdurchmesser 432^{mm} im Lichten beträgt).

3) Das Ausdrehen des Loches im Kolbenkörper behufs Aufnahme der Kolbenstange kostet 3 Frcs. 50 Cts. pro Stück.

§ 44. Montirung des armirten Kolbens. — Die Montirung des Kolbens erfolgt mit zusammengepressten Ringen durch Anwendung eines einfachen, geschlossenen Ringes von Bandeisen, welcher die Breite der Kolbendicke besitzt und dessen innerer Durchmesser der lichten Cylinderweite entspricht. Wird nun dieser Ring auf den Kolben geschoben, so hält er dessen Ringe geschlossen, so dass der Kolben in den Cylinder eingeschoben werden kann. Beim Einschieben des Kolbens in den Cylinder schiebt sich der provisorische Ring in dem Maasse zurück, als der Kolben eintritt und dessen Ringe zur Expansionswirkung gelangen. Die Kolbenreibung an sich muss so klein sein, dass der Kolben mit der Hand oder mit einem Fusse im Cylinder verschoben werden kann, natürlich bevor die Packungen eingebracht wurden.

D. Ueber Kreuzköpfe und deren Führungen.

§ 45. Kreuzköpfe. — Bekanntlich wird die geradlinig hin- und hergehende Bewegung der Kolbenstange vermittelst eines besonderen Maschinentheiles, Kreuzkopf genannt, auf die Bleuelstange übertragen, welche die Kurbeln der Maschine umzutreiben bestimmt ist. Der Kreuzkopf erfüllt demnach eine doppelte Function, nämlich:

1. Die Geradführung der Kolbenstange.
2. Die Verbindung zwischen Kolbenstange und Bleuelstange.

Der Name »Kreuzkopf« erklärt sich offenbar dadurch, dass die geometrische Verticalachse dieses Maschinentheiles mit der Kolbenstangenachse einen rechten Winkel bildet, was jedoch mathematisch nur durch die sorgfältigste Montirung erzielt werden kann. Die Geradführung ist in ihrer Anordnung sehr verschieden und bedingt dadurch auch sehr verschiedene Kreuzkopfformen. Man unterscheidet einfache und doppelte Geradführungen, je nachdem der Kreuzkopf durch zwei oder durch vier Lineale geführt ist; auch kommen Anordnungen vor, bei denen der Kreuzkopf durch ein einziges Lineal geführt wird.

Das gewöhnliche Material der Kreuzköpfe ist Schmiedeeisen oder Gussstahl; auch die früher unvermeidlichen gusseisernen Theile (Gleitstücke) des Schlittens werden heute vielfach fortgelassen und das Stück aus dem Ganzen erschmiedet. Damit

[5]) Dabei ist vorausgesetzt, dass das Schleifen auf den oben beschriebenen horizontalen bleiernen Läufern erfolgt, wobei der Arbeiter keine weitere Mühe hat, als den Ring mit sanftem Drucke gegen die rotirende Tischfläche zu halten und von Zeit zu Zeit die Schablone anzulegen, bis die erforderliche Ringhöhe, der Kolbennuthbreite entsprechend, erzielt ist, wozu in der Regel nur wenige Minuten gehören. Die bezüglichen Flächen sind vollständig polirt, so dass der Ring sofort montirt wird.

das theuere Stück in Folge der Abnutzung keiner Erneuerung bedarf, giebt man Compositionseinlage.

Die Lineale, von mässig hartem elastischen Stahl erschmiedet, besitzen meist 290^{mm} Parallelabstand; doppelseitige für niedrige Kreuzköpfe sind heute bei äusserer Anordnung der Cylinder ziemlich verschwunden und werden nur noch bei inneren Cylindern unentbehrlich, weil man dort, im Höhenraume beschränkt, auf kleinere und niedrigere Kreuzköpfe angewiesen ist. Doch kommen auch bei Innencylindern ähnlich angeordnete vereinfachte Geradführungen vor und höhere Kreuzköpfe in neuester Zeit, wo irgend thunlich, in Anwendung, was bei vorderer Laufachse und hochliegender Kesselachse keine sonderlichen Schwierigkeiten hat. Es ist in neuerer Zeit im Maschinenbau in der Construction und Bearbeitung der Geradführungsorgane eine hohe Vollendung erreicht worden.

Die Lineale werden im Allgemeinen gern aus härteren Stahlsorten geschmiedet (aus dem Ganzen gestreckt), als die bewegten Maschinentheile, die Achsen, Stangen etc., weil bei ihnen die Abnutzung durch Reibung direct in Betracht kommt; ausserdem werden die Geradführungen auf Durchbiegung, mithin auf relative Festigkeit, beansprucht, weshalb ein gewisser Elasticitätsgrad erforderlich ist, der nur durch höhere Kohlung des Stahles erzielbar wird und der seiner Natur nach etwa dem Bandagenstahle gleichzukommen hätte.

In Betreff der Beanspruchung der Kreuzköpfe und Lineale, Maschinentheile, die sich — als Geradführungsorgane der Kolbenstange — nicht wohl getrennt bei unseren gegenwärtigen Betrachtungen behandeln lassen, da der eine ohne den anderen nicht bestehen kann, wird in Erinnerung gebracht, dass die Bleuelstange in der Richtung ihrer Schwingungsebene den Kreuzkopf nach zwei entgegengesetzten Richtungen, welche mit der Achse der Kolbenstange einen rechten Winkel bilden, abzulenken bestrebt ist, und zwar in jedem Momente des Hubes mit verschiedener Intensität.

Die Bleuelstange der Locomotive wird, wenn die Expansion nicht zu weit getrieben ist und wenn die Maschine überhaupt mit der erforderlichen mathematischen Genauigkeit gearbeitet und montirt wurde, immer nur nach einer Richtung den Kreuzkopf abzulenken suchen. Da indessen die Locomotive nicht nur vorwärts, sondern ebensowohl rückwärts arbeitet, und da eine mathematisch genaue, oben vorausgesetzte Montirung nicht zu erreichen ist (höchstens nur momentan bei ganz neuen Locomotiven als solche betrachtet werden darf), sondern die geometrische Achse der Kurbelwelle nicht die der Kolbenstange schneidet, so wird in der Nähe der todten Punkte die Richtung, in welcher der Kreuzkopf gegen die Schlittenbahn gepresst wird, wechseln; indessen tritt dieser Wechsel ein, während die Pressung ein Minimum ist. Wegen dieser wechselnden Beanspruchungen der Lineale sind dieselben gehörig stark, sämmtlich gleichmässig, und in symmetrischer Form zu construiren, und jedenfalls so, dass der Kreuzkopf nach beiden Richtungen hin gegen Ablenkung gesichert erscheint.

Man wird alle Zwecke erreichen, wenn man die Geradführungslineale aus mindestens zwei Flächen eines Prismas bestehen lässt. Ordnet man die Lineale in der Schwingungsebene der Bleuelstange an, so bedarf man ihrer nur zwei, eines oben und eines unten; im anderen Falle dagegen bedarf man ihrer vier. Ob das eine oder das andere System vorzuziehen ist, muss in jedem gegebenen Falle entschieden werden, und zwar nicht allein nach der Bequemlichkeit, mit welcher das System den übrigen Constructionen der Maschine anzupassen und mit ihnen einheitlich durchzuführen ist, sondern hauptsächlich nach folgenden Erwägungen: Die schleifende,

alternirend in vorgeschriebener Bahn hin- und hergehende Bewegung der Kreuzköpfe verursacht einen Reibungswiderstand, welcher, wenn er nicht oder nicht genau in der geometrischen Achse der Kolbenstange wirkt, Kolbenstange und Kreuzkopf zum Ecken bringt, die Reibung also wiederum noch weiter vermehrt, und zwar desto mehr, je grösser der Hebelarm ist, an welchem die Reibung wirkt, je grösser also die Entfernung des Widerstandsschwerpunktes von der Kolbenstange ist. Legt man nun die Gleitbahnen in die Schwingungsebene der Bleuelstange, so muss diese letztere zwischen den ersteren frei schwingen können, die Gleitlineale müssen also weit von einander entfernt sein, und die oben angedeuteten Uebelstände werden gross, oder man muss einen gabelförmigen Stangenkopf anordnen, vertauscht dann aber einen Uebelstand mit einem anderen.

Bei den einfachen Geradführungen mit hohem Gleitkopfe finden wir jedoch, unter Vermeidung eines Gabelangriffes der Bleuelstange, das Lager des Kopfes in den Kreuzkopf verlegt, der zu diesem Behufe nach hinten zu offen ist, damit die Stange frei hinausspielen kann. Dem gegenüber ist indessen, theoretisch betrachtet, das System von vier Gleitlinealen, welche symmetrisch und in nächster Nähe zur geometrischen Achse des Kreuzkopfzapfens liegen, der oben angedeuteten gewöhnlichen Construction mit zwei Gleitschienen (eine obere und eine untere) vorzuziehen. In früheren Jahren wurden auch bei äusseren Cylindern stets vier Lineale angeordnet, wie dies noch heute bei inneren Cylindern in der Regel der Fall ist, und es muss hervorgehoben werden, dass sich das vierfache Gleitschienensystem als solches ganz vortrefflich bewährt hat, indem es eine sehr sichere Führung der Kolbenstange bedingt und daher nur in sehr geringem Grade oder gar nicht ein »Ecken« des Kolbens resp. der Stange in der Büchse veranlasst. Wenn die vierfache Führung für äussere Cylinder dennoch heute verschwunden ist, so darf daher der Grund hierzu keineswegs in etwaigen Betriebsnachtheilen gesucht werden, die sie mit sich führte, sondern nur in der Schwierigkeit ihrer Montirung und Nachregulirung, so wie überhaupt in der ihr naturgemäss innewohnenden Complication, während die Tendenz des neueren Maschinenbaues ganz vorwiegend auf die grösstmöglichste Einfachheit der Construction thatsächlich gerichtet erscheint. In Betreff des Kostenpunktes ist jedoch durch die Einführung der hohen Kreuzköpfe und damit auf nur zwei Lineale reducirten Geradführung durchaus Nichts gewonnen worden, weil bei letzteren weit grössere Massen in Betracht kommen, die erschmiedet, bearbeitet und ajustirt werden müssen. Der einfache hohe Kreuzkopf wiegt viel mehr und ist viel theurer in der Herstellung als die zwei kleinen gusseisernen (in der Mitte um feste Zapfen drehbaren) Gleitstücke der alten vierschienigen Führung, den Kolbenstangenkopf inbegriffen, welcher durch eine einfache Gabel repräsentirt wird, die einerseits vermöge einer einfachen Keilverbindung mit der Kolbenstange, andererseits vermöge desselben festen Zapfens, welcher aussen die Gleitstücke trägt, mit der Bleuelstange in Verbindung steht. Wir bemerken hierzu im Allgemeinen noch, dass man bei den grössten (fixen) Maschinen nur das System mit vier Gleitschienen anwendet und diese so nahe als möglich der Achse des Kreuzkopfzapfens legt, während man bei kleinen Maschinen (Locomotiven), wie dieselben hier in Betracht kommen, principielle Constructionsfehler zuweilen ungestraft begehen darf, und daher das System zweier, in der Schwingungsebene der Bleuelstange liegenden Gleitbahnen seiner Einfachheit und vielleicht auch seiner constructiven Schönheit willen, in der es sich herstellen lässt, mit Vortheil in Anwendung bringt.

Den geringsten Reibungswiderstand verursachen nach Obigem diejenigen Anordnungen, welche nur Flächen enthalten, welche entweder normal oder parallel zur

Druckwirkung gerichtet sind; die genaueste Geradführung dagegen wird erzielt, wenn man die Reibungsflächen symmetrisch zur Druckrichtung geneigt anordnet, und zwar deshalb, weil man, behufs Vermeidung von Complicationen, ein sich Nähern der schleifenden Flächen nur in der Druckrichtung erzielen kann.

Die Frage, ob es zweckmässiger sei, den Kreuzkopf, wie dies in neuerer Zeit vielfach geschieht, mitsammt den Gleitstücken (den sogenannten Schlitten) aus dem Ganzen herzustellen und in diesem Falle aus Gussstahl zu erschmieden (was in der Regel in Formen und Gesenken mittelst des Dampfhammers oder der hydraulischen Presse erfolgt), oder gegentheils, ob es vortheilhafter sei, nur das Mittelstück — die Nuss —, welches einerseits mit der Kolbenstange und andererseits mit dem Kreuzkopfe in directer Verbindung steht, für sich herzustellen und die Schlitten, die alsdann stets ganz aus Gusseisen bestehen, im Mittelstücke drehbar einzusetzen, kann dahin beantwortet werden, dass sich im Allgemeinen beide Anordnungen im Grossen bewährt haben. Im ersteren Falle, Herstellung des Kreuzkopfes aus einem Stücke, sind jedoch die Gleitflächen mit Compositionseinlage zu versehen, welche für sich erneuert werden kann, während das theure Stück selbst nicht alterirt wird. Ebenso versieht man in gewissen Fällen die Lineale, wofern dieselben nämlich aus Eisen hergestellt sind, mit einer in die Reibungsflächen eingelegten Stahlschiene, welche nach erfolgter Abnutzung ausgewechselt werden kann. Die Montirung der Kreuzköpfe und Lineale erfolgt mit Hülfe von Wasserwaage und Loth; das Nachstellen durch Befeilen der in die Auflagerungsflächen der Linealextremitäten zwischengegebenen Metallplatten, bis der erforderliche Parallelabstand der Lineale wiederum erreicht wird; behufs Feinajustage hilft man sich in letzter Instanz durch Zwischenlegen resp. Hinwegnahme einer oder einiger Lagen von Zeichenpapier, welches regelrecht beschnitten werden muss und mit Ausschnitten versehen ist behufs Hindurchlassung der Befestigungsbolzen.

Die Reibungsfläche der Schlitten gegen ihre Gleitbahnen soll eine möglichst grosse sein, damit eine Nachstellung der Geradführungsorgane nicht zu oft erforderlich wird. Die neuern Lineale für hohe Kreuzköpfe besitzen in der Regel (bei 290^{mm} Parallelabstand in der Verticalen) 92^{mm} Breite, woraus, bei 395^{mm} Länge des Schlittens, eine Contactfläche von beiläufig 363 □Centimeter pro Schlitten resultirt, was, bei sonst solider Montirung aller Theile, durchaus als hinreichend erscheint.

Was nun die Stärke der Lineale anbetrifft, so wurde bereits darauf hingewiesen, dass dieselben desto stärker und massiger sein müssen, je grösser und demnach schwerer die Kreuzköpfe construirt sind, je grösser der Kolbenweg, weil damit die freitragende Länge zusammenhängt, je kürzer die Bleuelstange der Locomotive, d. h. nicht sowohl je grösser überhaupt die algebraische Summe der auf Durchbiegung wirkenden Kräfte, sondern auch je variabler diese Kraft sich gestaltet in Bezug auf Richtung und Intensität. Hieraus folgt, dass die Lineale, mögen dieselben einfach, zweifach oder vierfach angeordnet sein, stets auf relative Festigkeit, abgesehen von der Oberflächenreibung, beansprucht werden und dass ihr Querschnitt demnach folgerichtig in der Mitte der freitragenden Länge am stärksten gegeben werde, und von da nach den Extremitäten hin nach einer Parabelcurve abnehmen müsse, deren Scheitelpunkt die Mitte des Lineales bezeichnet. Wir sehen in der praktischen Ausführung der Geradführungsorgane dieser Anforderung in der That jederzeit Rechnung getragen.

Die Verbindung der Kolbenstange mit dem Kreuzkopfe soll möglichst starr und fest sein, doch so absolut einfach als möglich behufs leichter und rascher Montirung und Demontirung. Als das in der Praxis am Gewöhnlichsten angewandte Befestigungsmittel beider Maschinentheile dient der Conus und Keil, wobei die Kolbenstange in

die nach vorne gerichtete büchsenförmige Fortsetzung der Kreuzkopfnuss eingreift, worin sie durch einen Keil (mit Vorstecker) festgehalten wird, dessen Stellung jedoch derart angeordnet sein muss, dass er leicht ausgebracht werden kann, was man dadurch erreicht, dass man der Planfläche des Keiles resp. der Bohrung eine Neigung von circa 45° gegen die Ebene der Gleitfläche ertheilt; er kann dann von aussen her bequem angetrieben werden, während man sich zum Ziehen desselben einer Hülfsvorrichtung bedient, die im Werkzeugkasten mitgeführt wird.

Die für den ungestörten Betrieb höchst wichtige Schmiervorrichtung sämmtlicher Reibungsflächen der Geradführungsorgane erfolgt durch eine oder zwei Saugdochtbüchsen, welche auf der Oberseite des oberen Lineales angebracht sind, und die gewöhnlich mit dem Lineale aus dem Ganzen gearbeitet sind und daher schon beim Rohschmieden der Stücke vorbereitet werden. Das Innere der Büchse ist kreisrund ausgearbeitet und trägt in seiner Basis ein im Materiale ausgespartes bis unter den Deckel ragendes Röhrchen, dessen Bohrung vermöge des Saugdochtes das Oel auf die oberen Reibungsflächen führt.

Wendet man nur eine Schmierbüchse pro Lineal an, so befindet sich dieselbe in der Mitte von dessen Länge, sind jedoch zwei dergleichen Büchsen vorhanden, so stehen beide gleichweit von der Mitte ab. Die Oelgebung des Bleuelstangenzapfens erfolgt durch ein an der Aussenseite im oberen Theile des Kreuzkopfes angeordnetes Oelgefäss, welches das Oel nach dem Zapfen führt und daher nach dem Innern des Kreuzkopfes ein Ansatzröhrchen besitzt, damit das Oel nach der Mitte des Hohlraumes geführt werde, woselbst sich die Mündung des Bleuelkopfschmiergefässes befindet. Die Geradführungslineale der Kreuzköpfe stützen sich einerseits auf die angegossenen, sorgfältigst ajustirten Vorsprünge des hinteren Cylinderdeckels, andererseits sind sie durch aus Rahmenblech erschmiedete Wangen — die Linealhalter — mit dem Rahmen in feste Verbindung gebracht, wobei natürlich die Ebene der Linealhalter normal zur Rahmenebene angeordnet sein muss. Die Verbindung geschieht durch ajustirte Schraubenbolzen mit doppelten Muttern und vermöge zwischengelegter Metallplatten, durch deren Nacharbeitung die nachträglichen Regulirungen der Geradführungsorgane wesentlich erleichtert werden, selbstverständlich jedoch nur insoweit sie den Höhenabstand der Lineale betreffen, während man zum seitlichen Contact der Gleiträder zu anderen Hülfsmitteln seine Zuflucht nehmen muss.

Nach diesen allgemeinen Betrachtungen der Geradführungsorgane gehen wir auf die Einzelheiten verschiedener Constructionen näher ein, wobei auf die Tafel XXVII Bezug genommen wird. Aus den obigen Darlegungen resultirte bereits, dass es Kolbenstangenführungen mit einem, mit zwei und mit vier Linealen giebt. Die Figuren 10—12 auf Tafel XXVII zeigen zunächst die Stroudley'sche Führung, deren Eigenthümlichkeit unter Anderem darin besteht, dass Kreuzkopf und Kolbenstange ein unzertrennliches Stück (*b*) bilden, dass ferner das untere Führungslineal fehlt, dafür aber der Fuss durch zwei übergreifende und am Führungslineal befestigte Führungen *a a* (vergl. Fig. 11) gegen den Abwärtszug geschützt ist. Der mit der Kolbenstange zusammenfallende Theil des Kreuzkopfes ist einem geschlossenen Kurbel- oder Kuppelstangenkopf ähnlich gebildet und wird von der Kurbelstange *c* gabelförmig umfasst, während ein Bolzen *d* die Verbindung beider Theile in der Weise herstellt, dass er vermittelst eines dünneren und dickeren Conus nebst fester Nase in den beiden Gabeltheilen der Kurbelstange festsitzt, aber im Kreuzkopfe selbst sich mit seinem mittleren cylindrischen Theil in einem mit Keil *e* und Stellschraube *s* versehenen Lager drehen kann. Am dünneren Ende schliesst der Bolzen mit Mutter,

Scheibe und Splint. Bei vorstehend angedeuteter Einrichtung wird es natürlich nothwendig, die Verbindung zwischen Kolben und Stange leicht lösbar herzustellen, was dadurch erreicht ist, dass man die Stange mit einem sehr schwachen Conus nebst Scheibe, Mutter und Splint versehen hat. Die so entstehende Verdickung des Stangenendes veranlasste eine Theilung der Stopfbüchse und werden die beiden Theile durch entsprechende Einkerbungen in den Berührungsflächen gegen Längenverschiebung, und durch eine aufgesteckte Flantsche, welche zugleich die Löcher für die Stopfbüchsenschrauben enthält, gegen diametrale Entfernung geschützt. Die Lager im Kreuzkopf, sowie der Bolzen sind aus gehärtetem Schmiedeeisen.

Für eine Locomotive von 420^{mm} (16½″ engl.) Cylinderweite wurden folgende Dimensionen dieser Geradführungsorgane gewählt:

Obere Berührungsfläche des Kreuzkopffusses 330 × 355^{mm} (13 × 14 Zoll),
Untere Berührungsfläche des Kreuzkopffusses 330 × 342^{mm} (13 × 13½ Zoll),
Mittlerer Bolzentheil, Länge . . . . . 75^{mm} (3 Zoll),
Mittlerer Bolzentheil, Durchmesser . . . 64^{mm} (2½ Zoll),
Kolbenstange, Durchmesser . . . . . 67^{mm} (2⅝ Zoll),
Kolbenstange, Conus . . . . . 100 und 64^{mm} (4 × 2½ Zoll),
Kolbenstange, Länge . . . . . 50^{mm} (2 Zoll).

Der Kolben ist in Ramsbottom'scher Construction ausgeführt, von Messing und mit zwei gusseisernen Ringen von 16^{mm} Breite und 10^{mm} Dicke armirt. Der Kolben erhielt von Stroudley die Einrichtung, dass der Dampf durch einige kleine Oeffnungen im Kolben (Bohrungen) zur Innenseite des entfernteren Dichtungsringes gelangen und denselben an die Cylinderwandungen andrücken kann. Die Ringe gleiten je um 3^{mm} über die engere Bohrung des Cylinders hinaus. Es soll durch diese Anordnung die Bildung von Ansätzen an den Enden der Cylinder resp. des Kolbenweges verhütet werden, welche dem Herausnehmen und Einbringen der Kolben hinderlich würden, worauf übrigens schon anderen Ortes ausführlicher hingewiesen wurde.

Nach vorstehender Betrachtung der meist nur in Amerika angewandten Geradführungen mit nur einer Führungsschiene gehen wir nun auf die Constructionen mit zwei Gleitlinealen und demgemäss hohen Kreuzköpfen ein. Eine der neuesten und besten Constructionen dieser Art zeigen die Figuren 13 und 14 der Tafel XXVII, nach der Angabe von Ludw. Becker. Es ist daselbst *A* der hohle gusseiserne Kolben, mit den Kolbenringen *a a*, aus dichtem elastischen Gusseisen, die an ihrem ganzen Umfange von gleicher Dicke sind und in den etwas excentrisch gedrehten Nuthen des Kolbenkörpers sitzen. Die Kolbenstange *B* ist im Kolbenkörper nur durch kalte Vernietung befestigt, wodurch vorspringende Theile, Muttern etc. vermieden werden. Es sind gegenwärtig mehr als 400 Kolben dieser Construction an den Locomotiven der Kaiser Ferdinands-Nordbahn seit Jahren mit dem besten Erfolg im Betriebe und ist namentlich ein Losewerden, wie dies bei anderen Befestigungsweisen der Kolbenstange häufig vorzukommen pflegt, noch nicht eingetreten. Um der Kolbenstange dort, wo sie dem aus Schmiedeeisen gepressten Gleitkopf *C* vermittelst Keil *b* in dem büchsenförmigen Ansatz *g* verbunden wird, einen entsprechend grossen Querschnitt geben zu können, ist sie daselbst stärker gehalten und musste aus diesem Grunde der metallene Grundring *c* der Stopfbüchse, sowie auch die zugehörige Brille *d* aus zwei Theilen hergestellt werden.

Beispiele von hohen Kreuzköpfen, zur Führung zwischen zwei Linealen bestimmt, sind auf Tafel XXVII ausserdem noch durch die Figuren 7—9 und 15—17 im Aufriss, Grundriss und Durchschnitt dargestellt. Wir sehen zunächst, dass der in Fig. 7—9

dargestellte Kreuzkopf aus drei Theilen zusammengesetzt ist, nämlich aus dem mit der Kolbenstange L verbundenen Mittelstücke B, aus Eisen oder Stahl erschmiedet, und aus den zwei gusseisernen Schlitten m und m_1, welche in entsprechende Einschnitte von B eingreifen. Die Schlitten sind demnach zwar für sich bestehend, jedoch nicht um Zapfen drehbar, wie dies bei den gewöhnlichen Einrichtungen der Fall ist. Der Zweck der Trennung des Schlittens von der Nuss ist auch hier die Rücksicht auf die Conservirung des Hauptstückes, damit man nur die gusseisernen Backen von Zeit zu Zeit für sich zu ajustiren, resp. zu ersetzen nöthig habe. Im Uebrigen ist b der durchgehende Bolzen, um welchen der Kopf C der Bleuelstange D schwingt, dessen Oelgebung durch die Schmierbüchse s vermittelt wird, während der Canal n die Bestimmung hat, der Stangenkopf-Schmierbüchse r das Oel zuzuführen, welcher daher oben ganz offen ist. Von r gelangt das Schmiermaterial vermöge der senkrechten Bohrung c sodann ohne Weiteres an den Zapfen b. Die beschriebene Einrichtung ist im Ganzen, bei thunlichster Einfachheit, als eine sehr sachgemässe zu bezeichnen, die in der Praxis häufigere Nachahmung verdiente, als ihr bisher zu Theil geworden.

Anders ist die Construction bei dem in den Figuren 15—17 auf Tafel XXVII vorgeführten Kreuzkopf. Das Mittelstück B endet daselbst einerseits in die Büchse g behufs Aufnahme der Kolbenstange und Fixirung derselben vermittelst des Keiles k, andererseits jedoch in die Gabel h, welcher zur Aufnahme des Bolzens b dient, um welche die Bleuelstange schwingt. m und m_1 sind die gusseisernen Schlitten, welche um die festen Zapfen d beweglich sind, eine sehr allgemein übliche Einrichtung. Die Beweglichkeit der Gleitbacken in der Horizontalebene ist offenbar ohne Bedeutung für diejenigen Pressungen, welche normal zur Gleitschiene gerichtet sind, d. h. in Bezug auf die gewöhnlichen Gleitkopfpressungen, zu deren Compensation die Lineale hauptsächlich bestimmt sind. Anders verhält es sich jedoch offenbar mit den seitlichen Pressungen, unter deren Einflusse die Möglichkeit einer Drehung der Backen statthat, so dass dieselben die Lineale in entsprechend verringertem Maasse angreifen. Was damit indessen für die Sicherheit der Führung im Grossen und Ganzen gewonnen wird, auf die doch bei der Construction der Geradführungsorgane offenbar das Meiste ankommt, ist schwer verständlich.

Im vorliegenden Falle ist den gusseisernen Schlitten die Compositionseinlage a ertheilt, die in der Regel aus Weissmetall besteht. Das Ausgiessen der Kreuzkopfgleitstücke ist in den Figuren 32—34 (p. 549) dargestellt. Nachdem die allgemein angewandten gusseisernen Kreuzkopfbacken so weit ausgelaufen sind, dass die Metalleinlagen zwischen den Linealen und ihren Auflagern entfernt werden müssen, wird der Kreuzkopfbacken zur besseren Aufnahme der Composition noch etwa um 6^{mm} tiefer ausgehobelt, sowie ebenfalls die Breite entsprechend vergrössert. Jede der Seitenführungen erhalten inwendig noch 5—6 eingeschraubte $4^1/_2{}^{mm}$ starke Messing- oder Kupferstifte, die etwas eingestaucht, das Festhalten des Weissmetalles mit bezwecken. Die Art und Weise, wie die Form zum Ausgiessen hergerichtet, folgt deutlich aus den umstehenden Skizzen. Ganz besonders ist hierbei auf ein gutes Verzinnen zu achten, da Gusseisen dafür im Ganzen wenig empfänglich ist. Die Composition wird zweckmässig aus 40 Gewichtstheilen Zinn, 6 Antimon und 5 Kupfer zusammengesetzt. Vor dem Eingiessen ist die ganze Form soweit anzuwärmen, dass eine Schmelzung des Zinnes beginnt, um einen gehörigen Contact der heterogenen Metalle zu erzielen. Die Backen werden nach dem Ausguss sorgfältig nachgehobelt und ajustirt. Statt des Weissmetalles werden auch vielfach Messingeinlagen angewendet, die sich

jedoch rascher abnutzen als der Weissmetallausguss und zudem auch mehr Arbeit verursachen.

Die Figuren 18 und 19 auf Tafel XXVII zeigen, als auch zu den doppelten Geradführungen gehörig, die für die Maschine »Duplex« seiner Zeit gewählte Anordnung. Diese viercylindrige Locomotive figurirte bekanntlich auf der Londoner Weltausstellung (1862) und ist über die Anordnung der Bewegungstheile, insoweit dieselben unseren Gegenstand betreffen, Folgendes zu bemerken. Die Maschine hat an jeder Seite ein aussenliegendes Cylinderpaar und demgemäss zwei besondere Geradführungen X Y, welche in parallelen Ebenen nebeneinander liegen. Die geometrischen Achsen der Kolbenstangen, und demgemäss auch die der Geradführungen, schliessen einen Winkel von 2 Grad 30 Minuten ein und schneiden sich deren Verlängerungen natürlich in der Achse der Treibwelle. Die parallele Entfernung der Verticalebene, in welcher die Bleuelstangen schwingen (gleich dem Parallelabstand der Cylinderachsen) beträgt 4 Zoll 9 Linien ($= 115^{mm}$). Zu bemerken bleibt, dass die präsumirten Vortheile, welche diese Maschine bei der Cylinder- und Kurbelanordnung gewähren sollte, sich in der Praxis als vollkommen richtig erwiesen, dass dieselben jedoch durch die übermässige Complication des Bewegungsapparates zu theuer erkauft erscheinen. In der That hat die Maschine »Duplex« keine Nachfolgerin gehabt.

Fig. 32.

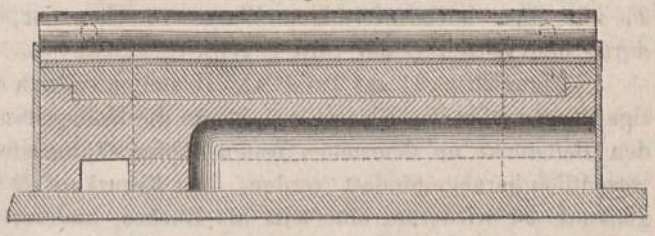


Fig. 33.

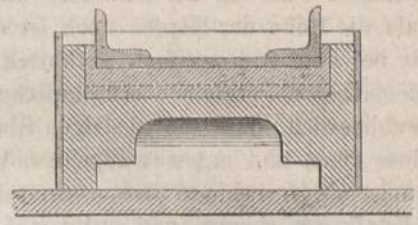
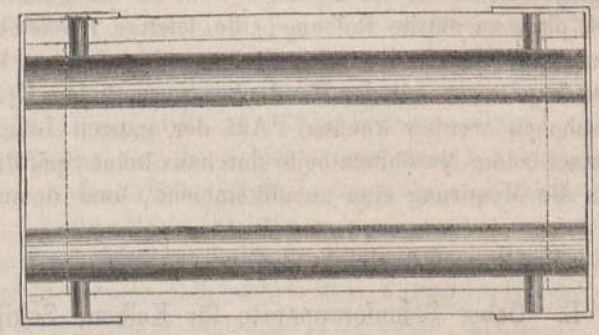


Fig. 34.



Wir gelangen nun zu den verschiedenen Constructionen der Geradführungen mit vier Linealen A A, deren allgemeine Verhältnisse und Vorzüge bereits im Eingange hervorgehoben wurden. Die Figuren 1—3 und 4—6 auf Tafel XXVII führen hierher gehörige Anordnungen vor Augen. Es ist daselbst zunächst in Figur 1—3 der gabelförmig gestaltete Kreuzkopf B einerseits mit der Kolbenstange K, und andererseits vermöge des durchgehenden Bolzens C mit der Bleuelstange E in Verbindung. Das Kreuzkopfmittelstück greift beiderseits in die gusseisernen Schlitten F hinein, während die Fixirung des Bolzens C mit Hülfe des symmetrischen bügelförmigen Querstückes Q erfolgt, welches vermöge der Bolzen c c mit B in fester Verbindung steht, wobei zugleich der Keil x die Lateralverschiebung, resp. Drehung, des festen Kreuzkopfzapfens C in genügender Weise verhindert.

In ähnlicher Weise ist auch die in Fig. 4—6 auf Tafel XXVII dargestellte Geradführung eingerichtet; abweichend und bedeutend einfacher ist hier nur die Anordnung zur Verhinderung des Drehens vom Bolzen C, indem hier der eine Schlitten F_1 mit einer büchsenförmigen Warze versehen ist, durch welche und gleichzeitig durch den Bolzen C der Stift c geht.

Figur 20 u. 21 auf Tafel XXVII stellen endlich eine sehr rationelle, hierher gehörige Construction von Sharp vor, indem die Kolbenstange, die Bleuelstange und die beiden Gleitstücke an demselben festen Zapfen C angreifen, wodurch die eckenden Kräfte wesentlich herabgemindert werden. Der Kreuzkopf B (hier richtiger Kolbenstangenkopf genannt) ist wiederum einerseits als Büchse, andererseits als Gabel gestaltet, die den Bleuelstangenkopf zwischen sich fasst. Die Gleitstücke sind niedrig, wie dies stets bei der vierfachen Führung der Fall ist, und dabei zugleich wesentlich kürzer und schmäler, als die Höhe der Köpfe; doch ist die Summe der Contactflächen bei ersteren grösser, als bei den nur zweifach geführten. Die Figuren 20 und 21 enthalten alle zu einem desfallsigen Vergleiche erforderlichen Maasse in Millimetern eingetragen. Wir bemerken schliesslich, dass die niedrigen Gleitstücke der vierseitigen Linealführungen, vermöge eines oben und unten vorspringenden Randes, an der Innenseite der Lineale geführt sind, während aussen ein solcher Rand nicht vorhanden ist, und dass die hohen Köpfe mit oberem und unterem Lineal einen aussen und innen vorspringenden Rand besitzen, wie dies z. B. Fig. 13—14 etc. auf Tafel XXVII deutlich zeigen, welcher an der oberen sowohl als der unteren Schiene gut anschliessen muss, doch ohne zu starke Reibung; die letztere Rücksicht gilt auch für die Montirung in Bezug auf die horizontalen Reibungsflächen der Lineale. Der sorgfältig montirte Kreuzkopf muss mit der Hand ohne wesentlichen Kraftaufwand zwischen den Linealen verschoben werden können. Auf der ganzen Länge der Gleitflächen darf sich im Contact beider Maschinentheile durchaus keine Spaltlinie wahrnehmen lassen, widrigenfalls die Montirung eine unvollkommene, und demnach von Neuem zu beginnen ist.

E. Ueber Schmierapparate für Kolben, Schieber und bewegte Stangen.

§ 46. Allgemeine Betrachtungen. — Von besonderer Wichtigkeit sind die Schmiervorrichtungen der Schieber und Kolbenringe, und ist es, um bedeutende Oelverluste einerseits, resp. ein Trockenlaufen dieser Maschinentheile andererseits zu vermeiden, gerade bei den Kolben und Schiebern unerlässlich, eine periodisch unterbrochene Schmierung einzuführen, oder besser, das Schmiermittel nur in dem Maasse zuzuführen, als es der Bedarf erfordert. Vielfach werden heute noch für die Cylinder und Schieber Schmiergefässe verwendet, welche einfach oben und unten mit einem Hahne versehen sind, von denen der unterste geschlossen bleibt, wenn der oberste behufs Nachfüllung geöffnet wird. Zuweilen ist nur der untere Hahn vorhanden, der obere durch einen Deckel ersetzt, oder auch, es wird das ganze Oelgefäss durch den hohlen Hahnkörper gebildet. Eine selbstthätige Functionirung findet bei diesen einfachsten aller Oelapparate selbstverständlich nicht statt.

Bei anderen Vorrichtungen kann durch einen besonderen Hahn Dampf in den Oelbehälter gegeben werden. Der Dampf condensirt sich, das Oel tritt in den oberen Theil des Behälters und gelangt alsdann erst in die hochliegende Mündung des Ableitungsröhrchens, von wo es durch Ansaugung des Kolbens bei Oeffnung des unteren Communicationshahnes, resp. Ventiles, in den Cylinder tritt. Die Nachfüllung erfolgt

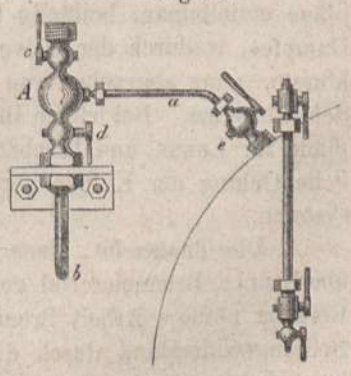
durch Drehung des oberen Hahnes bei geschlossenem unteren, beziehentlich durch Abschraubung eines Deckels.

Man hat auf vielen Bahnen die Erfahrung gemacht, dass eine Oelzuführung während der Dampfwirkung auf die Kolbenringe nicht erforderlich ist, als Folge der natürlichen Feuchtigkeit des Dampfes, dass jedoch die Nothwendigkeit der Oelzuführung sofort beim Leergange eintritt.

Bei den Schiebern ist jedoch eine beständige Oelzuführung erwünscht. So lange nämlich die Maschine mit Dampf arbeitet, findet eine Schmierung der Kolben (und auch wohl der Schieber) dadurch statt, dass an den Gleitflächen, da sie stets kälter als der Dampf sind, eine, wenn auch geringe Condensation des Dampfes stattfindet; mit dem Momente jedoch, wo der Dampf abgesperrt wird, verschwindet diese Feuchtigkeit und die Flächen gehen trocken. Dies ist also der Zeitpunkt, wo eine Schmierung erfolgen muss, wenn sich die Theile nicht anfressen und abnutzen sollen. Dies lässt sich nun allerdings auf mechanischem Wege durch die Thätigkeit des Personals herstellen. Sobald aber die regelmässige Schmierung vom Personal abhängig gemacht wird, so wird sie, wie dies ja allenthalben der Fall ist, gewöhnlich nur mangelhaft ausgeführt. Dazu kommt, dass das Locomotivpersonal ohnehin mit der Behandlung der Maschine sehr in Anspruch genommen ist, aber selbst in dem Falle, wo die Besorgung eine zuverlässige wäre, wird der Verbrauch kaum geregelt werden können und Materialverschwendung stattfinden. Die Bedingung, diesen Uebelständen vorzubeugen, würde also einfach darin bestehen, eine vom Personal unabhängige selbstthätige Schmiervorrichtung anzuordnen, welche jedesmal nach Abschluss des Dampfes eine dem Bedarf entsprechende Quantität des Schmiermateriales abgiebt.

In Deutschland haben vor einigen Jahren die Kessler'schen Oelbehälter, welche nur functioniren, wenn der Dampfzutritt zu den Cylindern aufhört, viel von sich reden gemacht. Die Oelzuführung für die Schieber muss indessen noch besonders erfolgen, da bei ihnen ein continuirlicher Oelbedarf vorliegt. Letzteres wird durch die Oelkapsel nach System Kernaul erreicht, die, in die Kategorie der Schmierhähne gehörig, sich durch grosse Einfachheit vortheilhaft auszeichnet, indem die ganze Einrichtung in einem Hahne besteht, dessen Hohlkörper zwei Kammern bilden, deren eine von oben mit Oel gefüllt wird. Durch entsprechende Drehung kommen die Kammern einerseits mit dem Dampfröhrchen, andererseits mit dem Leitungsröhrchen in Verbindung, so dass die Oelzuführung während der Fahrt zu jeder Zeit willkührlich wiederholt werden kann. Demnach ist der Apparat nicht selbstthätig und nichts weiter als der einfache englische Oelhahn, der Eingangs angedeutet wurde. Die dort einfache Kammer des hohlen Hahnes ist bei Kernaul getheilt, woraus ein wesentlicher Vortheil nicht ersichtlich.

Fig. 35.



An einigen Locomotiven finden sich die Apparate (Hähne) zur Cylinderschmierung (s. Fig. 35) auf dem Führerstande angebracht. Die Oelung erfolgt alsdann durch Einführung von Kesseldampf vermöge des Dampfröhrchens *a* in den Oelbehälter *A*, woraus das Oel durch das Röhrchen *b* nach den Cylindern geführt wird. Zum Nachfüllen dient ein im oberen Theile befindlicher Hahn *c*, wobei natürlich das Dampfröhrchen *a* und das Oelleitungsröhrchen *b* mit Hülfe des Hahnes *d* und *e* geschlossen bleiben müssen.

Sollen die Cylinder mit Oel versorgt werden, so sind (bei geschlossenem *c* natürlich) die Hähne *d* und *e* zu öffnen, worauf der Dampf das Oel mit sich fortreisst.

Der Kessler'schen verwandt ist die Vorrichtung von Görgel, welche sich gleichfalls auf die Thatsache gründet, dass ein Schmieren des Kolbens nur dann wirksam und nothwendig ist, wenn sich kein Dampf im Cylinder befindet, die Kolben also leer laufen. Durch Anwendung eines Dochtes ist auch hier einer zu schnellen Entleerung des Oelbehälters vorgebeugt. Die Kapsel wird auf der Mitte des Cylinders angebracht, bei inneren Cylindern und Schieberkästen jedoch wohl in der Mitte des Vorderdeckels. Für die Schieber ist der Apparat offenbar nicht eingerichtet, insofern diese eine continuirliche, wenn auch ökonomische Oelzuführung erfordern.

In Oesterreich findet sich vielfach der Patentschmierapparat von Anschütz verbreitet, dessen Princip darauf beruht, dass die Wirkung der Druckdifferenzen bei dem wechselnden Spiele der Kolben und Schieber die expandirende Wirkung einer Bourdonspirale (in Form eines gekrümmten Kupferröhrchens) veranlassen. Die Spirale ist einerseits mit einem Stift (Oelkolben) in Verbindung, dessen continuirliche Vibrationen die Oelabgabe nach dem Cylinder vermitteln, sobald die Maschine mit oder ohne Dampf in Bewegung ist etc. Das Princip ist neu und der Oelverbrauch soll ein sehr ökonomischer sein. Die Oelung der Schieber, wiederum auf die im Schieberkasten herrschende Differenz der Pressungen gegründet, erfolgt gleichfalls vortheilhaft mit diesem Apparate. Vom praktischen Standpunkte liesse sich dagegen geltend machen, dass Unreinigkeiten im Oele zeitweilige Unterbrechungen der Oelung herbeiführen können, und dass eine beständige Oelzuführung bei den Dampfkolben nicht nothwendig ist, wenigstens dann nicht, wenn dieselben unter Dampf arbeiten. Jedenfalls ist die Einrichtung theuer und complicirt.

Die Apparate für die Kolben- und Schieberölung bei inneren Cylindern sind, wenn nicht in den Vorderdeckeln, zumeist am äusseren Rauchkastenmantel angebracht (Belgien, Niederlande, Frankreich, England), von wo das kupferne Oelleitungsröhrchen durch das Innere der Kammer geführt ist. Die belgischen und niederländischen Maschinen besitzen zu diesem Behufe die Wilson'schen Apparate, bei denen die Oelgebung gleichfalls auf die Condensation des Dampfes im Oelbehälter sich gründet.

Durch ausgiebige, wenn auch leider öfters vernachlässigte Oelung der Schieberpläne erzielt man, beiläufig bemerkt, eine Art Einfettung des auf die Kolben tretenden Dampfes, wodurch der Oelverbrauch letzterer auf ein Minimun herabgebracht werden könnte, ganz abgesehen von der zugleich mit erreichten Conservirung der kostbaren Schieberpläne. Bei vielen Bahnen hält man indessen die separate Oelung der Schieberpläne für Luxus und beschränkt sich auf die periodisch selbstthätige oder willkührliche Oelung der Kolben vermöge irgend eines der oben bezeichneten Constructionssysteme.

Die Thatsache, dass jede Arbeit der Locomotive, wie aller Dampfmaschinen überhaupt, Brennmaterial consumirt, dass demnach auch die zur Ueberwindung der Reibung nöthige Arbeit Brennmaterial erfordert, dass ferner der bei Weitem grösste Reibungswiderstand durch die Bewegung der Schieber und Kolben verursacht wird, ist Anlass geworden zu einer grossen Menge von Constructionen, welche sämmtlich bezwecken, den Kolben ohne Zuthun des Personals das erforderliche Oelquantum zu den erforderlichen Zeiten, resp. auch continuirlich zuzuführen. Durch die hierdurch d. h. bei richtiger Construction erzielte Verminderung der Reibungswiderstände wird aber die zur Selbstbewegung des Motors nöthige Kraft verringert, was aus der Thatsache hervorgeht, dass z. B. zur Eigenbewegung einer Locomotive bei normaler Ge-

schwindigkeit durchschnittlich 30 Kilo Kohle pro Meile erforderlich sind, also ca. $^2/_5$ dessen, was die Locomotive überhaupt consumirt, wenn sie auf das Maximum ihrer Leistungsfähigkeit in Anspruch genommen ist. Es ist dies um so auffallender, da der Transport einer Locomotive auf den eigenen Rädern, wenn Excenter-, Kurbel- und Kuppelstangen abgehängt sind, höchstens 6 Kilo Kohlen bedarf, die Ueberwindung der Widerstände des übrigen Mechanismus demnach 24 Kilo Kohlen pro Meile in Anspruch nimmt.

Diese Widerstände haben bekanntlich zum grossen Theile in der Reibung der Dampfschieber und Kolben ihren Ursprung. Auf einem Dampfschieber der Locomotive ruht während der Arbeit ein Druck von 120 bis 180 Centner, und die Schieberreibung allein verursacht, da die Ueberwindung derselben mit ziemlicher Geschwindigkeit erfolgt, einen Effectverlust von 30 bis 35 Pferdekräften.[7]) Die Abnutzung ist unter solchen Umständen eine ganz bedeutende, und in Folge dessen verliert sich auch sehr bald die Absperrfähigkeit, resp. Dichtheit des Schiebers und namhafte Dampfverluste sind die unvermeidliche Folge.

Während der Arbeit liefert allein die geringe Feuchtigkeit, die sich durch Condensation des Dampfes an den kälteren Schieberkastenwänden bildet, das einzige Schmiermittel für den Dampfschieber und auch dieses wird bei Anwendung von hoch gespannten oder überhitzten, d. h. trockenen und heissen Dämpfen sehr problematisch.

Im Allgemeinen muss gesagt werden, dass die sämmtlichen jetzt bestehenden, sogenannten selbstthätigen Apparate ihren Zweck nicht in allen Theilen erfüllen, und selbst die in neuerer Zeit vielfach verbreiteten, zum Oelen beim Leerlauf der Maschine eingerichteten, führen, abgesehen davon, dass das Oel in der Regel gar nicht vertheilt wird, dem Schieber nur dann Oel zu, wenn kein Druck auf ihm lastet, also nur dann, wenn er dessen am wenigsten bedarf. Da bis jetzt noch von keinem Apparat (die Systeme Schauwecker und Anschütz in ihren neuesten Verbesserungen vielleicht ausgenommen) ein stetiges Schmieren bei dampferfüllten Räumen besorgt wurde, so ist die Meinung, ein solches Schmieren sei nicht nöthig, vom theoretischen Standpunkte betrachtet, jedenfalls unmotivirt, und im Widerspruch mit der Theorie stehend.

Vielfache Constructionen, die auf das Bestreben basirt sind, möglichst wenig Oel zu brauchen, müssen ganz verworfen werden, denn die unbedeutende Oelerspar-

---

[7]) Die Versuche, welche zu verschiedenen Zeiten gemacht sind, um so viel als möglich die Reibung des Schiebers aufzuheben, sind sehr zahlreich. Um an einer Locomotive als Beispiel zu zeigen, wie gross der Betrag der Arbeit ist, um diesen Reibungswiderstand zu überwinden, seien die hier in Betracht kommenden Dimensionen dieser Locomotive die folgenden:

Schieberlänge = 15 Zoll engl., Schieberbreite = 11 Zoll, sonach Schieberoberfläche = 165 Quadratzoll. Dampfdruck im Kessel = 120 Pfund pro Quadratzoll, Dampfdruck im Schieberkasten = 115 Pfund pro Quadratzoll, Gesammtdruck auf den Schieber = 18965 Pfund. Umfang der Triebräder = 18,84 Fuss. Umdrehungen pro Meile engl. = 208,2. Weg der Maschine pro Stunde = 45 Meilen engl. Oberfläche des Schiebers, auf die der ausströmende Dampf wirkt = 71,5 Quadratzoll; mittlerer Druck des ausströmenden Dampfes nach Gooch's Versuchen = 4,8 Pfund. Gesammtdruck des ausströmenden Dampfes auf den Schieber = 343,2 Pfund. Wirklicher Druck auf den Schieber gleich der Differenz der Drücke des ein- und ausströmenden Dampfes = 18975 — 343,2 = 18631,8 Pfund. Ferner habe der Schieber im Mittel 3 Zoll Hub und es sei der Reibungscoëfficient des Schiebers auf der Planfläche = 0,3, so ergiebt sich für unsere Locomotive, bei den eben angegebenen Verhältnissen, eine Reibungsarbeit von 35,4 Pferdestärken. Durch die Construction der Entlastungsschieber lassen sich diese Widerstände jedoch nicht unbeträchtlich herabziehen.

niss wird, abgesehen davon, dass Schieber und Kolben darben und sich rascher abnutzen, mehr als theuer durch den gesteigerten Kohlenverbrauch bezahlt.

Die Lösung der Aufgabe einer ausgiebigen, selbstthätig wirkenden und ökonomischen Oelzuführung auf die Schieber und Kolben, ist nun aber, wie schon aus dem Resumé unserer Eingangsbetrachtungen hervorgeht, auf dreifache Art versucht worden, nämlich:

1) Apparate, welche nur nach Dampfabschluss schmieren (Kessler, Krauss, Bouillon etc.),
2) Apparate, welche nur unter Dampfdruck schmieren (Schollwer etc.),
3) Apparate, welche zu jeder Zeit schmieren (Schauwecker, Anschütz).

In constructiver Beziehung jedoch lassen sich die selbstthätigen Apparate eintheilen:

a. in solche, deren Thätigkeit sich auf Wirkung eines Saugdochtes gründet;
b. in solche, deren Thätigkeit sich auf die Condensation des Dampfes in Wasser gründet;
c. in solche, deren Thätigkeit sich auf die saugende Wirkung der Kolben nach Dampfabschluss gründet;
d. in solche, deren Thätigkeit sich auf die mechanische Wirkung des Dampfes gründet;
e. in solche, deren Wirksamkeit sich auf die im Cylinder- und Schieberkasten herrschenden Pressungsdifferenzen gründet, gleichgültig, ob dieselben unter Dampf arbeiten oder nicht.

Die sub e und d genannten könnten unter dem Namen Ventilschmierapparate zusammengefasst werden, da bei ihnen der Oelzutritt und Abschluss immer durch Ventile oder eine ein solches vertretende Vorrichtung bedingt wird, so mannichfach auch die Lösungen in der Praxis sich gestalten.

Es wurde bereits darauf hingewiessen, dass einige der geschaffenen Constructionen die Mehrzahl derjenigen Bedingungen erfüllen, welche die Neuzeit an dergleichen Erfindungen, mit denen sie buchstäblich überschwemmt wird, zu stellen berechtigt ist. Diese Bedingungen eines vollkommenen Schmierapparates sind aber folgende, und nur, wenn sie sämmtlich gleichzeitig in einem und demselben Apparate erfüllt werden, würde derselbe auf Vollständigkeit Anspruch erheben dürfen:

1. Sein Verschluss soll einfach und so beschaffen sein, dass die Füllung leicht von Statten geht.
2. Der Apparat soll dicht herzustellen und dicht zu halten sein.
3. Er soll durch einen einfachen Mechanismus gestatten, je nach Umständen mehr oder weniger Oel abzugeben (eine sehr schwierige Bedingung!).
4. Er soll bei jedem Hubwechsel Oel geben, jedoch beim Leerlauf, d. h. bei abgestelltem Dampfe, soll er mehr Oel abgeben, als beim Laufe unter Dampf.
5. Das Schmieren soll mit dem kleinsten Materialaufwand geschehen.
6. Der Apparat soll sich bis zum letzten Tropfen entleeren.
7. Eine Ansammlung von Wasser soll nicht stattfinden (insofern eine solche nicht im System der Oelgebung begründet liegt).

8. Er soll keinerlei Reparaturen bedürfen, daher wenn möglich keine Theile enthalten, die öfters ersetzt werden müssen, wie Dochte, Federn etc.
9. Die Oelauffüllung event. Revision soll während des Ganges der Maschine stattfinden können.

Wir betrachten nun im Nachstehenden die einzelnen Constructionen der verschiedenen Schieber- und Kolbenschmierapparate, in soweit die desfallsigen Systeme im Grossen der Praxis bisher thatsächlich Eingang gefunden und sich bis zu gewissem Grade bewährt haben. Es wird dabei mit den Schmierapparaten einfachster Construction, den Schmierhähnen, begonnen und von ihnen sodann zu den complicirteren und gleichzeitig vollkommeneren, d. h. den sogenannten selbstthätigen Schmiervorrichtungen übergegangen werden.

I. Einfache und doppelte Schmierhähne für Cylinder und Schieberkasten.

§ 47. Der einfache Schmierhahn. — Die einfachste aller denkbaren Cylinder- und Schieberschmiervorrichtungen ist offenbar diejenige, wo das Schmiergefäss durch den hohlen Hahnkörper repräsentirt wird (der sogenannte englische Schmierhahn). Der Hohlraum besitzt, behufs Füllung und Entleerung eine Bohrung, welche willkührlich entweder mit der oberen Eingussöffnung, mit dem Communicationsrohr nach dem Cylinder in Verbindung gebracht oder aber durch seitliche Stellung von beiden abgeschlossen werden kann. Er dient hauptsächlich zur Aufnahme von flüssigem Talg, welcher bekanntlich das geeignetste Schmiermittel für alle heissgehenden Maschinentheile ist und bleibt, während das Festwerden des Talges im Hahne nicht zu befürchten ist, da derselbe mit dem Cylinder- oder Schieberkasten in unmittelbarer Verbindung steht, resp. in deren Deckel hineingeschraubt, beständig heiss ist, so dass der Talg seinen flüssigen Aggregatszustand bewahrt. Wird nun der Hahnkörper vor der Abfahrt oder auch während der Fahrt mit Schmiermaterial gefüllt und die Oeffnung um 90 Grad seitlich verdreht, so kann weder Talg in den Cylinder treten, noch ausgespritzt werden. Sofort nach Dampfabschluss hat sich der Heizer nach vorne zu verfügen und die Hähne um weitere 90 Grad (was man nach der Stellung des Hahngriffes sehr genau vornehmen kann) zu verdrehen, worauf der flüssige Talg, resp. das verwendete Oel nach dem Cylinder und Schieberkasten sofort und zwar vollständig abfliesst. Dieser Vorgang muss von Station zu Station wiederholt werden. Sehr viele Bahnen, namentlich englische, fahren heute noch ganz ausschliesslich mit diesen einfachen Schmierapparaten, deren Wirkung, wie wir sehen, einzig und allein von der Sorgfalt des Personals abhängt.[8])

Schon complicirter ist der in Fig. 1 auf Tafel XXVIII dargestellte Schmierhahn, indem das Oelgefäss hier schon nicht mehr durch den Hahnkörper selbst repräsentirt wird, sondern für sich besteht. Es ist *A* das Schmiergefäss mit dem Deckel *D* behufs Füllung in Verbindung mit dem Hahnstück *H*, während die Schraube *S* zur Befestigung des Stückes in dem Cylindermantel dient. Man setzt das Gefäss genau auf die Mitte der Oberseite des Cylinders und erwartet, dass von da aus durch die alternirende Bewegung des Kolbens die Oelvertheilung nach allen Seiten hin gleichmässig von Statten gehe. Beim Gebrauche des Apparates gilt selbstverständlich

[8]) Dass der Kernaul'sche Schmierhahn zwei Kammern besitzt, deren eine gefüllt wird, während die andere mit dem Cylinder correspondirt, wurde bereits im Eingange angedeutet. Im Uebrigen ist das Princip genau dasselbe.

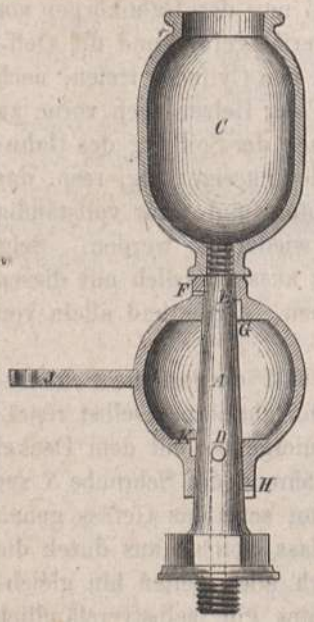
die Regel, dass der Hahn geschlossen bleiben muss, wenn der Deckel abgenommen wird, weil anderen Falles der Dampf den Inhalt herausspritzen würde, was sogar gefährlich für die Augen des Unerfahrenen werden kann. Will man Oel geben, so ist dasselbe Manöver erforderlich, wie beim einfachen Schmierhahn, d. h. Stellung des Hahnes in der Weise, dass seine Bohrung den Oelraum des Gefässes mit dem Cylinderraume verbindet, mithin senkrecht stehe, wobei natürlich der Deckel der Kapsel geschlossen bleibt.

§ 48. Der doppelte Schmierhahn. — Noch complicirter ist der sogenannte doppelte Schmierhahn, den Fig. 2 auf Tafel XXVIII vor Augen führt. Es ist daselbst der Deckel des Schmiergefässes durch einen Hahn *M* repräsentirt, welcher für gewöhnlich geschlossen gehalten, und nur dann geöffnet wird, wenn der Einguss durch *x* erfolgen soll. Der untere Hahn *H* vermittelt die Correspondenz mit dem Cylinderraume. Im Uebrigen ist die Einrichtung im Princip genau dieselbe, wie oben beim einfachen Schmierhahne angegeben wurde. Soll Oel nachgefüllt werden, so muss auch hier *H* geschlossen bleiben. Soll die Oelung der Cylinder stattfinden, so ist nach Dampfabschluss *H* aufzudrehen, so dass der Inhalt des Gefässes *A* vermöge der Bohrung *r* nach dem Cylinder resp. Schieberkasten ablaufen kann.

§ 49. Amerikanische Schmierhähne. — Ein Wort über die in Amerika angewandten Schmierhähne (die sogenannten Lubricators) dürfte um so mehr angezeigt erscheinen, als man gerade in Amerika den einfacheren, an die bereits vorgeführten Constructionen sich unmittelbar anschliessenden Apparaten sehr sorgfältige Studien widmet und zu wesentlichen Verbesserungen, wenn auch freilich zu Complicationen derselben gelangt ist.

Zum Oelen der Cylinder der Locomotiven findet man sehr häufig den in Fig. 36 dargestellten Apparat angebracht. Um einen senkrechten Conus *A*, in welchen die zwei Löcher *D* und *E* von den beiden entgegengesetzten Enden unter einem Winkel von 90 Grad bis zur Hälfte gebohrt und von da bis zu beiden Enden des Conus in dessen Achse fortgesetzt sind, bewegt sich ein kugelförmiges Oelgefäss *B* mittelst eines kurzen Hebels *J*, an welchem eine Verbindungsstange nach dem Führerstande angebracht ist, so dass der Apparat von dort aus dirigirbar ist. Auf das obere Ende des Conus ist ein offenes Oelreservoir *C* aufgeschraubt, welches durch die Oeffnung *G* und *E* mit dem unteren Oelgefässe *B* (in seiner gezeichneten Stellung) communicirt und dasselbe mit Oel füllt, während gleichzeitig durch *F* der darin vorhandene Dampf oder die Luft entweichen kann, indem ohne diese Oeffnung eine Füllung natürlich nicht möglich wäre. Durch eine Viertelwendung von *B* um den Conus *A* wird die Verbindung mit *C* und der Atmosphäre abgebrochen und eine Communication durch die Oeffnungen *K* und *D* mit dem inneren Cylinderraume hergestellt, wobei der Stift *H* das Gefäss behindert sich weiter, als nöthig ist, zu bewegen.

Fig. 36.



Während der Fahrt ist das Oelgefäss *B* vom Reservoire *C* abgeschlossen, da sonst das Oel durch *F* fortfliessen würde. Es wird daher erst vor jeder Oelgebung durch die oben angedeutete Drehung gefüllt. Der Apparat empfiehlt sich

seiner Einfachheit halber noch ganz besonders deshalb, weil auch bei Dampfdruck das Oel niemals herausgeschleudert werden kann, wie es bei den gewöhnlichen Einrichtungen oft der Fall, obgleich er nicht gerade dazu bestimmt ist bei Dampfdruck zu ölen. Das Letztere gestatten jedoch die in den Figuren 37 und 39 vorgeführten Constructionen.

Im Oelgefässe *A* (Fig. 37) ist ein kleiner Cylinder *B* angebracht, welcher durch vier Löcher *C* mit *A* communicirt und durch das Ventil *E*, welches Fig. 38 im Durchschnitte darstellt, vom Dampfkessel abgeschlossen ist. Dieses Ventil ist an seinen Enden gerippt und wird hierdurch in seinem Gehäuse geführt und durch eine Feder in seinen conischen Sitz gedrückt. Im Cylinder *B* kann man den Kolben *D* und das unter ihm befindliche Oel durch den Knopf *F* hinabdrücken, wodurch sich das Ventil *E* öffnet und das Oel nach dem Cylinder, resp. Schieber fliessen lässt. Die Stange *H* geht lose in ihrer Führung, damit beim Oeleingiessen die Luft zwischen *H* und der Führung entweichen kann, und es ist deshalb die Führung etwas im Eingiessgefässe erhöht. Die Einströmungsöffnungen *C* sind im Oelgefässe hoch angebracht, damit etwa vorhandene Unreinigkeiten des Oeles (man bedient sich ganz allgemein des gereinigten Fischthranes zum Maschinenschmieren) sich um den Cylinder herum absetzen. Um zu ölen, zieht man den Knopf *F* in die Höhe, wodurch sich im Cylinder *B* ein Vacuum bildet, in welches das Oel durch die Oeffnungen *C*, sobald der Kolben über ihnen steht, eindringt.

Fig. 37.

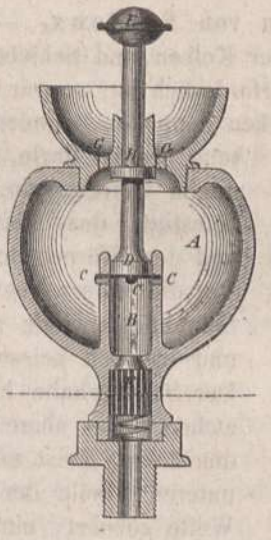


Fig. 38.

Fig. 39.

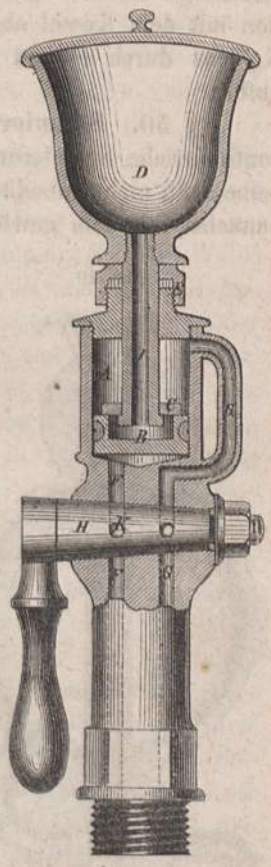
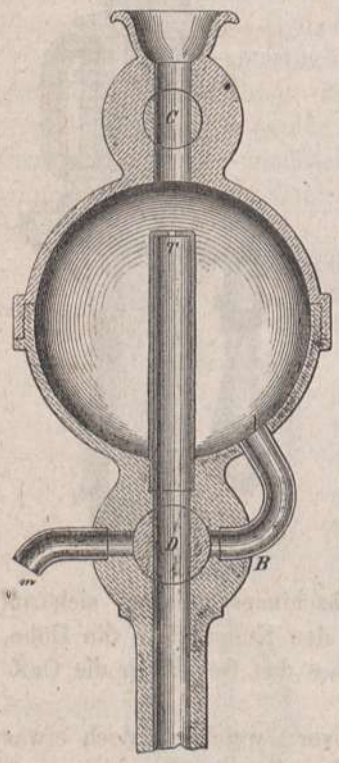


Fig. 39 stellt einen zweiten derartigen Lubricator vor, welcher jedoch etwas complicirter ist. In einem Cylinder *A* lässt sich ein Kolben *B* auf- und abbewegen, welcher durch eine hohle Kolbenstange mit dem Oelgefässe *D* verbunden ist, so dass sich dieses mit dem Kolben gleichzeitig bewegt. Die Kolbenstange geht oben durch eine Stopfbüchse *E* und ist dort dampfdicht abgeschlossen und gelidert. Auf dem Kolben liegt eine ringförmige Ventilplatte *C*, welche die Verbindung zwischen dem Oelreservoir *D* und den Cylinder *A* öffnet und schliesst. Der Raum im Cylinder über dem Kolben communicirt durch *G* mit dem zu ölenden Raume, was durch die Stellung des eingeschalteten Hahnes *H* regulirt werden kann. Ist nun das Reservoir *D* mit Oel gefüllt und der Kolben in seinen höchsten Stand gezogen, so wird, wenn man das Gefäss und mit ihm den Kolben *B* herabdrückt, sich über dem Kolben ein

luftleerer Raum bilden, das Ventil C sich öffnen und an der Kolbenstange in die Höhe bewegen, wobei das Oel in den Cylinder eintritt, während die Luft, resp. der Dampf unter dem Kolben durch die Oeffnung K entweichen. In der gezeichneten Stellung sei nur der Cylinder durch die erwähnte Manipulation, d. h. Herabdrücken des Knopfes, mit Oel gefüllt. Oeffnet man jetzt den Conus H, so tritt durch F der Dampf unter den Kolben und drückt ihn empor, wodurch das Oel durch G nach dem zu ölenden Theile abgeführt wird. Schliesst man den Conus, so ist die Communication mit dem Kessel abgeschlossen und der Dampf entweicht beim Herabsinken des Kolbens durch F und K, während durch J das Oel abermals den Cylinder frisch anfüllt.

§ 50. Schmierhahn von Rodieux. — Da es anerkannt ist, dass eine continuirliche Schmierung der Kolben und Schieber gute Resultate giebt, wenn dieselbe auch nicht unbedingt erforderlich ist, so war man darauf bedacht, dieses Resultat zunächst mit dem gewöhnlichen doppelten Schmierhahn zu erreichen. Diese Einrichtung besteht darin, dass man im Innern des kugelförmigen Oelreservoires (vergl. Fig. 40) das Rohr T so befestigt, dass keine Flüssigkeit zwischen dem Rohr und dem Körper des Schmierhahnes durchgehen kann. Um dies zu erreichen genügt es, beide Theile mit einem Schraubengewinde zu versehen, dasselbe zu verzinnen und in noch heissem Zustande zusammenzuschrauben. Der Schmierhahn hat demnach aus 2 Theilen zu bestehen. Das obere Ende des im Oelbehälter aufragenden Rohres T ist mit einem feinen Loche versehen. Im unteren Theile der Kugel wird ein Loch A von 6^{mm} Weite gebohrt; ein Loch B von derselben Weite wird quer durch den unteren Hahnkörper gebohrt, nachdem der Reiber herausgenommen worden. Beide Löcher werden durch ein eingelöthetes, entsprechend gekrümmtes Kupferröhrchen mit einander verbunden.

Fig. 40.



Die Anwendung dieses Schmierhahnes ist folgende. Nachdem das kugelförmige Gefäss mit Oel gefüllt ist, wird der obere Hahn C geschlossen, der untere D geöffnet. Der aus dem Cylinder oder Schieberkasten kommende Dampf gelangt in den oberen Theil des Reservoirs, condensirt sich dort, und da das schwerere Wasser zu Boden sinkt, steigt das Niveau des Oeles. Letzteres läuft allmählich durch das Loch T ab, sei es in den Cylinder oder in den Schieberkasten. Nach Verlauf einiger Zeit, je nach der Arbeit der Maschine und nach der äusseren Temperatur, ist das Gefäss voll Wasser und das Oel vollständig verdrängt. Um den Schmierapparat von Neuem zu füllen, braucht man nur den oberen Hahn zu öffnen und den unteren zu schliessen. Da das Loch im Reiber des Letzteren alsdann horizontal steht, so kann das Wasser aus dem Reservoir durch m ablaufen. Ist dies geschehen, so wird der Reiber des unteren Hahnes wieder in seine vorige Stellung gebracht und das Einfüllen des Oeles kann nach Belieben stattfinden.

Wenn man den Kolben oder den Schieber bei geschlossenem Regulator schmieren will, so braucht man nur den oberen Hahn offen zu lassen, und das Re-

servoir mit Oel ganz zu füllen, das alsdann durch das kleine Loch *T* angesaugt wird.

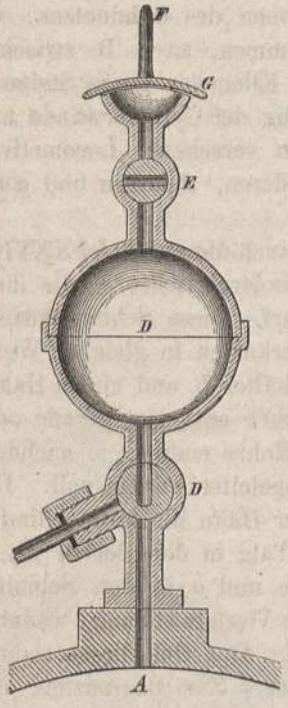
Die Praktiker, welche Gelegenheit hatten, mit dem vorstehend beschriebenen Schmierhahn umzugehen, haben die Bemerkung gemacht, dass die Kolben und Schieber leichter arbeiten, besonders auf denjenigen Sectionen des Bahnnetzes, wo lange und starke Steigungen ohne Zwischenstationen vorkommen, so z. B. zwischen Anvernier und Noiraigne (Schweiz), wo sich eine 13,2 Kilometer lange Steigung von 20 pro Mille befindet. Uebrigens zeigt die Untersuchung der Cylinderwände und Schieberflächen der mit diesem umgeänderten Schmierhahn versehenen Locomotiven ein ebenso gutes Aussehen, als dies bei der Arbeit mit anderen, theurern und complicirten Schmierapparaten der Fall ist.

Zu den sogenannten doppelten Schmierhähnen gehört auch die auf Tafel XXVIII, Fig. 21 dargestellte Duballe & Lambelin'sche Kolbenschmiervorrichtung, die ihrer sinnreichen Einrichtung wegen nicht übergangen werden darf. Diese Schmierbüchse, welche für Dampfcylinder sowohl, als auch für die Schieberkasten in gleicher Weise anwendbar ist, besteht aus einem kugelförmigen Schmierbehälter *B* und einem Hahnschlüssel *A* (vergleiche Fig. 21 auf Tafel XXVIII), welcher entweder gerade oder schwanenhalsförmig gebogen ist und in ein oder mehrere Rohre endigt, je nachdem das Schmiermaterial nach einer oder mehreren Stellen hingeleitet werden soll. Der kugelförmige Behälter hat zwei Bohrungen *a* und *b* und der Hahn die zwei cylindrischen Kammern *d* und *f*. Giesst man Oel resp. flüssigen Talg in den Becher *D*, so fliesst dasselbe durch die Kammer *d* und die Bohrungen *c* und *a* in den Schmierbehälter *B*. Sobald derselbe gefüllt ist, dreht man um eine Viertelwendung, wodurch die Bohrung *b* der Bohrung *e* gegenüber zu liegen kommt. Das Oel fliesst sodann aus dem Behälter durch die Kammern *f* in den Cylinder. Zur Begrenzung der Drehung, welche man dem Schmierbehälter *B* zu ertheilen hat, dient die Schraube *z*, welche durch die Wand des Behälters geschraubt ist und in einen Schlitz des Hahnschlüssels eingreift. Am oberen Theile des Behälters befindet sich eine kleine Bohrung *i*, welche durch das Rohr *h* mit der Atmosphäre in Verbindung steht und durch eine anderweite kleine Bohrung im Hahnschlüssel *A* in den inneren Raum des Behälters *B* einmündet. Der Zweck dieser Bohrungen ist, durch den Eintritt der Luft in das Innere des Behälters das Füllen desselben zu ermöglichen. Der Vortheil der beschriebenen Construction liegt hauptsächlich darin, dass vermöge der Lage der einzelnen Bohrungen niemals Dampf durch den Becher *D* ausströmen und das Oel hinausreissen kann, während dieses bei den Schmierapparaten mit zwei Hähnen wohl der Fall ist, wenn einer derselben eine falsche Stellung hat.

An die vorstehend beschriebenen Schmierhähne schliesst sich noch der Storer'sche Patentschmierapparat, der in Fig. 24 auf Tafel XXVIII vorgeführt ist. Dieser Apparat dient zum Schmieren der Kolben und Schieber für Dampfmaschinen, durch successives Ausschmelzen rohen, nicht ausgelassenen Fettes, eignet sich jedoch für Locomotiven weniger. Sobald die Maschine in Thätigkeit gesetzt wird, dringt der Dampf durch das Rohr *a* in den Apparat ein und bringt durch seine Wärme das Fett zum Schmelzen, welches sodann durch *a* abfliesst. Hahn *b* ist zu schliessen, sobald die Maschine zum Stillstand kommt, um unnöthige Fettverluste zu verhindern. Die Einbringung des Fettes erfolgt durch den mit Bajonnetverschluss versehenen Deckel *c*, worauf man durch Drehen an dem Rädchen *d* und in Folge dessen durch das Niedergehen des mit einer conischen Sitzfläche versehenen Deckels *e* einen dichten Abschluss herbeiführt und den unteren Hahn *b* zu öffnen hat.

§ 51. Schmierbüchse von Währer. — Die von Währer eingeführte Verbesserung des gewöhnlichen nicht selbstthätigen Schmierhahnes besteht im Wesentlichen darin, dass die Bedienung desselben, d. h. insofern sie die Oeffnung oder den Verschluss betrifft, vom Führerstande aus vollzogen wird. Die Einrichtung der gewöhnlichen Schmierhähne hat bekanntlich den Nachtheil, dass die Verrichtung dieser Function mit Lebensgefahr verbunden ist für den Heizer, welcher nach Dampfabschluss zu den Cylindern vorzugehen hat, um die bezüglichen Hähne zu manövriren. Man hat zwar diesem Uebelstande dadurch abzuhelfen gesucht, dass von den Hähnen eine Transmission nach dem Führerstande geführt wurde, wodurch es gelang, durch einen Handgriff sämmtliche vier Hähne zu drehen, doch wird hierdurch ein complicirtes Hebelwerk bedingt. Währer geht von gleichen Principien aus, er sucht jedoch eine Vereinfachung der Vorrichtung in der Weise durchzuführen, dass er zunächst die beiden Schmierhähne für Cylinder und Schieber in einem Schmierapparate höchst einfacher Construction vereinigt (vergl. Fig. 41 und 42). Es ist daselbst *A* der Cylinder mit der gewöhnlichen Befestigung des Hahnstückes. Die Regulirung erfolgt mit Hülfe des in *B* gezeichneten Vertheilungsreibers. Wird derselbe nach links gedreht um etwas mehr als 90 Grad, so geht das in der Höhlung befindliche Oel nach dem Schieber, während eine Drehung nach rechts das gleiche Oelquantum nach dem Cylinder bringt. Durch Wiederholung der Drehung verdoppelt sich der Consum. Der Reiber selbst steht nicht senkrecht auf der Achse des Schmierhahns, sondern bildet mit derselben einen Winkel, welcher nach der Stelle zielt, wo der Führer seinen Stand hat. Man erspart auf diese Art ein Universalgelenk, indem die Transmission direct durch eine dünne Stange *C* ersetzt wird. *D* ist die als Reservoir dienende Kugel mit dem Füllhahn *E*, welcher durch den Griff *F* gedreht werden kann. An diesem Griffe ist zugleich ein kleines Schutzblech *G* befestigt, welches den Zweck hat, den Füllbecher rein zu halten, auf welchem sich während der Fahrt und auch sonst beim Stationiren eine Menge Unreinigkeiten festsetzen, die später durch das Schmiermaterial mit in das Innere gelangen würden. Diese einfache Vorrichtung verdient empfohlen zu werden.[9])

Fig. 41.



(= 1/5 der nat. Grösse.)

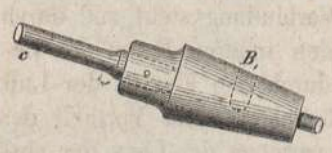


Fig. 42.

[9]) Bei Gelegenheit des Deckelverschlusses der Schmierbüchsen sei noch die von Rous in Paris für französische Bahnen und namentlich die Orleansbahn ausgeführte, in Fig. 43, p. 561 dargestellte Schmierbüchse erwähnt, welche sich durch die Anbringung eines hermetisch schliessenden Deckels auszeichnet, wodurch jeder Vergeudung oder Verunreinigung des Oeles durch Staub etc. vorgebeugt wird. Auf der Oelbüchse *a* ist zunächst der Deckel *b* aufgeschraubt, in welchem eine conische Oeffnung eingedreht ist. Diese Oeffnung lässt sich durch die dichtsitzende

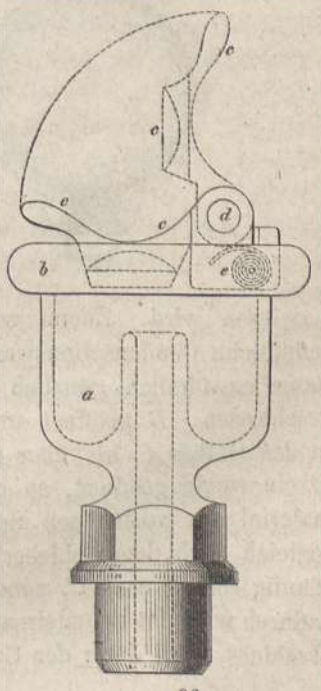
II. Selbstthätig wirkende Schmierapparate.

Wir betrachten im Nachfolgenden zunächst diejenige Gruppe der sogenannten selbstthätigen Schmierapparate, deren Wirkung eine periodisch unterbrochene ist und sich dabei zugleich auf die Condensation des Dampfes im Oelgefäss gründet, wodurch bekanntlich das Oel zum Aufsteigen veranlasst und durch die hochragende Mündung des Speiseröhrchens den betreffenden Maschinentheilen zugeführt wird. Es giebt sehr mannichfaltige auf dieses Princip gegründete Constructionen und wir beginnen mit denjenigen derselben, welche sich zunächst an die Schmierhähne anschliessen, oder wenigstens ihrer Form und Construction nach als aus jenen hervorgegangen angesehen werden dürfen.

§ 52. Ramsbottom's patentirte Schmierbüchse für Cylinder und Schieberkasten. — Das Wesentlichste dieser Schmiervorrichtungen besteht darin, dass ein Oelbehälter so mit dem Cylinder oder Schieberkasten in Verbindung gebracht ist, dass die Oberfläche des Schmiermateriales mit dem Dampfraume in Verbindung steht. In Folge der Berührung mit dem kühleren Oelbehälter condensirt sich der Dampf auf der Oberfläche des Oeles und bildet zunächst einen Wassertropfen; letzterer sinkt vermöge des grösseren specifischen Gewichtes zu Boden und verdrängt eine entsprechende Menge Oeles, welche durch die zu gleicher Zeit für den Zutritt des Dampfes benutzte Röhre nach den zu schmierenden Flächen geleitet wird.

Fig. 44 (p. 562) stellt den kugelförmigen Oelbehälter vor, wie derselbe bei Locomotiven mit äusseren Cylindern angewendet wird. *a* bezeichnet die Schmierbüchse, deren Dimensionen in gewöhnlichen Fällen für den Oelverbrauch einer Woche bestimmt sind. Die Büchse *a* ist über eine Röhre *b* geschraubt, welche letztere mit dem Cylinder in Verbindung steht. Innerhalb dieser Röhre *b* befindet sich eine andere Röhre *c*, auf welche Weise ein ringförmiger Raum gebildet wird, der durch Oeffnungen *d* mit der atmosphärischen Luft in Verbindung gebracht wird und somit zur Abkühlung des Oeles dient. Der obere Theil des Oelbehälters ist durch einen aufgeschraubten Bolzen verschlossen. Ist das Schmiermaterial verbraucht, so wird das im Behälter befindliche Wasser abgelassen und derselbe von Neuem angefüllt.

Fig. 43.

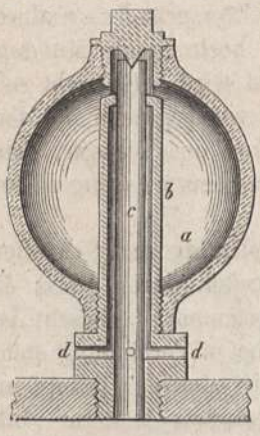


Bei Schieberkasten lässt sich diese Anordnung nicht immer in der eben beschriebenen Weise anbringen und muss die Schmierung von unten geschehen. Für diesen Fall ist eine passende Construction in Fig. 45 (p. 562) dargestellt. Der Oelbehälter *a* ist daselbst von unten angeschraubt und dient die Röhre *c* als Canal für das verdrängte Oel und die eintretenden Wassertropfen. Dieselbe ist so weit in den Schieberkasten verlängert, dass das darin condensirte Wasser keinen Einfluss auf die Wirkung des Apparates ausübt. Bei Locomotiven mit

Klappe *c c* verschliessen, welche um den Bolzen *d* drehbar angebracht ist. Um diese Klappe in der geschlossenen oder in der offenen Stellung zu erhalten ist unterhalb des Drehbolzens *d* eine punktirt angedeutete Feder *e* eingesetzt.

innenliegenden Cylindern geschieht die Schmierung durch einen an den Vorderdeckel geschraubten Oelbehälter (von der in Fig. 46 dargestellten Form), dessen Hahn *b* ein Ganzes mit der Büchse *a* bildet, welche Anordnung das Entleeren und Füllen derselben ausserordentlich bequem macht.

Fig. 44.



Der zuletzt beschriebene Ramsbottom'sche Schmierapparat scheint die nachfolgende, verbesserte selbstthätige Schmiervorrichtung hervorgerufen zu haben, welche auf der Great-Northernbahn vielfach in Anwendung gekommen ist, um einer zu grossen und ungleichmässigen Abnutzung der Schieberflächen vorzubeugen. Dieselbe verdient vor jenem Apparat namentlich deshalb den Vorzug, weil das Füllen und Entleeren des Schmierbehälters sehr bequem vorgenommen werden kann und ausserdem eine Vorrichtung zum Reguliren des selbstthätigen Oelabflusses nach den Schieberflächen vorhanden ist. Die Behandlung und Wirkungsweise dieser Schmiervorrichtung ist folgende, wobei auf die Fig. 15 auf Tafel XXVIII

Fig. 45.

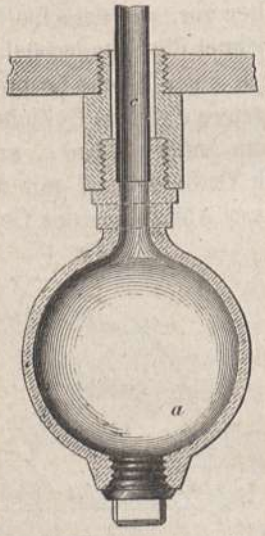
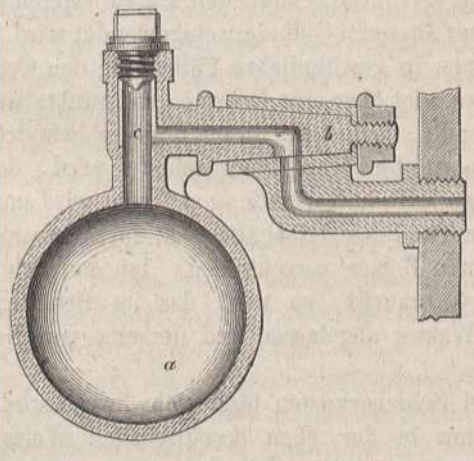


Fig. 46.



verwiesen wird. Zuerst wird durch Zurückziehen der Schraube *E* das im Gefäss befindliche Condensationswasser abgelassen, welches nach Verdrängung des Oeles den Raum gewöhnlich gänzlich erfüllt; sodann wird der Canal *D* durch den Conus *A* geschlossen, *B* geöffnet und der flüssig gehaltene Talg durch die obere Füllöffnung in das Gefäss *C* bis über den Conus *A* gegossen. Sodann wird *B* geschlossen und *D* ein wenig geöffnet, so dass das über der Unterkante von *D* stehende Schmiermaterial zur vorläufigen Schmierung durch die sehr wenig geöffnete Verschlussfuge sogleich nach dem Schieberkasten abfliesst. Während der Fahrt dringt durch *D* beständig Dampf nach *C*, condensirt sich und sammelt sich als Wasser auf dem Boden; dadurch wird das Schmiermaterial gehoben und fliesst durch Canal *D* (sofort nach Dampfabschluss, weil dann der Gegendruck aufhört) in entsprechender Quantität auf die zu

ölenden Flächen. F ist eine Stopfbüchse, um vermittelst Baumwolle einen dichten Verschluss herzustellen, welcher in dem Falle nothwendig ist, wo der gespannte Dampf das Innere des Oelraumes erfüllt.

§ 53. Schmierapparat von Bouillon. — Die Wirkung desselben gründet sich gleichfalls auf die Condensation des Dampfes in Wasser. Er ist in Fig. 3 auf Tafel XXVIII vorgeführt. Bouillon's in Frankreich patentirter selbstthätiger Schmierapparat für Dampfcylinder hat in diesem Lande eine sehr ausgedehnte Anwendung gefunden und verdient seiner vortheilhaften Eigenschaften halber die Aufmerksamkeit der Constructeure. Wie aus Fig. 3 auf Tafel XXVIII ersichtlich, besteht derselbe aus einem cylindrischen Metallgefässe A, auf welchem die oben offene Schale B befindlich. Der Hahn R dient dazu, die Verbindung zwischen A und B herzustellen oder zu unterbrechen. Mit dem unteren Ansatze C, in dem sich der Hahn R_1 befindet, wird der Apparat auf den zu schmierenden Dampfcylinder aufgeschraubt. F ist ein Ablasshahn für das condensirte Wasser, am unteren Theile von A befindlich. Das Reservoir A, welches mit dem Schmiermaterial gefüllt wird, steht durch das Rohr T mit dem Basisstücke C in Verbindung. Das Rohr T besitzt oben eine kleine Oeffnung, welche den einzigen Ausweg für das Schmiermaterial bildet, um durch die Bohrung in C nach den zu schmierenden Maschinentheilen zu gelangen. Das Rohr T ist am Fusse mit einem Schraubengewinde versehen und dient die Mutter e dazu, dasselbe höher oder niedriger zu stellen. Ist nun die Verbindung des Behälters A mit der oberen Schale B abgestellt, dagegen die Verbindung mit C offen und der Behälter bis zum Niveau der Oeffnung O mit Schmiermaterial erfüllt, so hat Letzteres keinen Ausgang und es findet kein Schmieren statt. Tritt aber Dampf zu dem zu schmierenden Maschinentheile, so gelangt er zugleich durch C und das Rohr T in den freien Raum über dem Schmiermaterial und bewirkt, dass dieses über das Niveau von O steigt und durch diese Oeffnung abfliesst. Mit Dampfabschluss hört alsdann die Oelgebung auf. Der Oelverbrauch lässt sich durch die Stellung der Hahnöffnung in C reguliren, sowie auch durch das Höhenniveau der obersten Oeffnung des Rohres T, welches, wie bereits angedeutet, vermöge der Schraubenmutter e höher oder tiefer gestellt werden kann, wodurch der freie Raum über dem Schmiermaterial grösser oder kleiner wird. Dadurch aber entsteht mehr oder weniger Condensationswasser in A und verdrängt je nachdem mehr oder weniger Schmiermaterial. Die Behandlungsweise des Apparates ist folgende. Soll das Gefäss mit frischem Oel gefüllt werden, so hat man zunächst durch Oeffnen des Hähnchens F das Condensationswasser zu entfernen. Nachdem sodann die Hähne F und R_1 verschlossen und der obere Hahn R geöffnet wurde, wird der Apparat vermöge des im oberen Theile angebrachten Bechers mit Oel gefüllt. Dabei ist darauf zu achten, dass die Hähne F und R_1 nicht gleichzeitig geöffnet werden, da sonst das im Apparate befindliche Oel durch den durch R_1 eintretenden Dampf sofort durch F hinausgerissen würde. Soll die Schmierung sistirt werden, so hat man den Hahn R_1 zu schliessen, um kein unnützes Condensationswasser im Apparate sich ansammeln zu lassen.

Die auf den Niederländischen und Belgischen Staatsbahnen allgemein eingeführten Wilson-Apparate werden hauptsächlich zur Schieberölung benutzt und gründen sich auf das gleiche Princip, sowie sie auch in constructiver Beziehung dem Bouillon'schen Apparate, mit Ausnahme des Deckelverschlusses, vollkommen gleichen. Sie werden an der äusseren Rauchkammerwand vermöge zweier Schrauben befestigt. Das kupferne Speiseröhrchen geht bogenförmig durch die Rauchkammer nach der in der Mitte zwischen den (inneren) Cylindern angeordneten Dampfkammer.

§ 54. Schmierapparat von Colquhoun & Ferris. — Dieser Schmierapparat ist in Fig. 6 auf Tafel XXVIII dargestellt und gründet sich gleichfalls auf die Condensation des Dampfes im Oelgefäss. Er führt daher nur so lange Schmiermaterial zu, als die Maschine im Betrieb ist; mit der Unterbrechung des Betriebes wird auch zugleich die Thätigkeit der Schmierbüchse unterbrochen. In der gezeichneten Figur ist der Hahn so gestellt, dass die Schmierung stattfindet, während behufs Oelgebung die Drehung des Hahnes *g* um 90° erforderlich ist. Im Uebrigen ist die Einrichtung des im Ganzen höchst einfachen Apparates die folgende. Durch den Oelbehälter geht ein Dampfrohr; das aus dem Dampfe sich bildende Condensationswasser geht zu Boden, weshalb das Oel steigen und durch die hochgelegene Mündung des Speiseröhrchens allmählich abfliessen muss, und zwar genau in dem Maasse, als die Bildung des Condensationswassers stattfindet.

Wenn das Oel des Behälters aufgebraucht ist, hat man auch hier das Condensationswasser abzulassen und entsprechende Oelquanten nachzufüllen. Das Nachfüllen des Oeles erfolgt durch die geeignete Stellung des Hahnes *g*. In der gezeichneten Hahnstellung kann das Oel durch die Canäle *b c d* in den Behälter *a* eintreten; giebt man jedoch eine Drehung um 90°, so sind die Canäle *f g d* mit einander verbunden, so dass der Dampf durch dieselben in den Behälter *a* übertreten, daselbst sich condensiren und ein dem Condensationswasser entsprechendes Oelvolumen in die Röhre *f* hineindrücken kann. Durch die Oeffnung *h*, welche für gewöhnlich durch einen Schraubenpfropf *i* geschlossen ist, wird von Zeit zu Zeit das Condensationswasser aus dem Behälter entfernt.

§ 55. Görgel's Schmierbüchse für Dampfkolben der Locomotiven. — Die Schmierbüchse nach der Construction von Görgel, Eisenbahn-Werkmeister in Nürnberg, ist im Ganzen von grosser Einfachheit und daher empfehlenswerth. Sie war in Deutschland anfangs ziemlich verbreitet, in neuerer Zeit indessen durch ökonomischer arbeitende und vollkommenere, wenn auch freilich weit complicirtere Apparate theilweise ersetzt worden. Der Görgel'sche Apparat eignet sich vorzüglich zum Schmieren der Dampfcylinder und Schieber von Locomotiven, sowie insbesondere für alle diejenigen Maschinen, welche zeitweise Kolbenbewegung haben, ohne dass Dampf zu den Cylindern tritt, wie dies ja gerade beim Locomotivbetrieb am Allerhäufigsten vorkommt.

Görgel hat seinen Apparat in zweierlei Anordnungen construirt, die Wirkungsweise derselben beruht jedoch auf ein und demselben Princip. Fig. 4 auf Tafel XXVIII zeigt den Oelbehälter in $^1/_3$ wirklicher Grösse. Das Gefäss fasst 10 Loth Oel und wird nach Lösung des Deckels *D* von oben gefüllt. Der Deckel muss stets wieder ganz dicht und sorgfältig aufgeschraubt werden. Im Inneren des Behälters sind zwei über einander geschobene Röhrchen *a* und *b* angebracht, welche eine Hebervorrichtung vorstellen. Das Röhrchen *b* ist nämlich im Deckel fest und dicht eingelöthet, während das Röhrchen *a* (als Centralrohr) die Fortsetzung des Schmiercanales bildet und in *b* aufsteigt, um in dessen obersten Theil mit offener Mündung auszulaufen. Andererseits reicht das Röhrchen *b* nicht bis auf den Boden des Gefässes hinab, weshalb zwischen *a* und *b* ein ringförmiger Raum frei bleibt.

Die Wirkungsweise des Apparates ist folgende. Denkt man sich denselben, wie gewöhnlich, auf einen Dampfcylinder geschraubt (mittelst des zu diesem Zwecke mit Gewinde versehenen Zapfens *r*) und Dampf gegeben, so kann die Schmierbüchse zunächst kein Oel abgeben. Sobald indessen der Dampf abgesperrt wird und die

Kolbenbewegung fortdauert, so beginnt die saugende Wirkung der Kolben und es spritzt bei jedem Hube ein feiner Oelstrahl in den Cylinder ein.

Die beschriebene Vorrichtung eignet sich für alle Fälle, wo die Locomotiven keine grossen Steigungen zu befahren haben und der Dampf nicht häufig abgesperrt wird, mithin am Besten für Locomotiven vor Eilzügen in Flachlandbahnen. Die in Fig. 5 auf Tafel XXVIII dargestellte eignet sich jedoch überall da, wo der Dampf häufig abgesperrt werden muss und die Kolben resp. Schieber lange leer laufen. In diesen Fällen würde nämlich die Anordnung nach Fig. 4 zu viel Oel abgeben und daher zu bald entleert sein, während bei der Anordnung nach Fig. 5 jedesmal nur das vom Dochte aufgesogene Oelquantum, d. h. diejenige Menge desselben, welche sich während der Dampffahrt im Rohre *a* angesammelt hat, ausgespritzt werden kann. Ein rapides Nachtreten neuer Oelquanten aus dem Oelbehälter kann nicht unmittelbar erfolgen, indem der Docht dieses verhindert.

Hieraus folgt, dass die Görgel'sche Schmierbüchse die Eigenschaft hat, selbstthätig bei abgesperrtem Dampfe zu schmieren. Die nach gleichem Princip construirten anderweiten Apparate (wie z. B. der Kessler'sche, dessen Behandlung weiter unten folgt) sind sämmtlich complicirter, oder besitzen Ventile und bewegliche Theile, die bei Görgel sämmtlich wegfallen. Daher der geringe, nur 7 Thlr. betragende Preis dieses Apparates. Die Patentrechte des Eisenbahn-Werkmeisters Görgel hat die Firma Schäffer & Budenberg in Buckau-Magdeburg erworben. Es sei zum Schlusse noch bemerkt, dass die Görgel'schen Apparate in der Regel sehr befriedigend auf Schieberkästen arbeiten, wo andere Apparate bekanntlich vielfach den regelmässigen Dienst versagen, da bei Dampfabschluss die im Schieberkasten sofort eintretende Luftverdünnung zum Agens für die Wirkung des Apparates wird.

§ 56. Kessler's Dampfcylinder-Schmierbüchse. — Dieser selbstthätige Schmierapparat ist speciell für den Cylinder und Schieberkasten an Locomotiven etc. bestimmt und hat den Zweck, nur dann die Kolben und Vertheilungsschieber zu schmieren, wenn dieselben trocken laufen, d. h. wenn der Dampf abgesperrt ist und die Maschine nur noch vermöge der in ihr aufgenommenen lebendigen Kraft läuft. Der Apparat wirkt selbstthätig, d. h. er fängt von selbst zu schmieren an, sobald die Maschine ohne Dampf läuft und hört auf zu functioniren, sobald dieselbe entweder still steht oder wieder mit Dampf läuft. Ferner regulirt er selbstständig jedesmal die richtige Menge Schmiermaterial im Verhältniss zu dem durchlaufenen Wege; bei kurzen Strecken schmiert er wenig, bei langen viel. Ausserdem reinigt er das Oel von Sand und sonstigen schädlichen Beimengungen und soll durch sein rechtzeitiges und ausreichendes Schmieren das sogenannte Fressen im Cylinder und Schieberkasten verhindern, wodurch diese wichtigen Maschinentheile sehr geschont werden.

Der Apparat ist in Fig. 6 auf Tafel XXIX in seiner neuesten Verbesserung dargestellt. *a* ist der Canal, durch welchen das Oel in Cylinder und Schieberkasten gelangt. Das Oel befindet sich in einem Gefäss *A*, von wo es durch einen Docht *B* in die Röhre *c* gesaugt wird, welche in dem Rohre *b* auf- und niedergleiten kann. Den Boden der Röhre *c* bildet ein Ventil *D*. Verschiedene Schmierlöcher dienen zum Durchlassen des Oeles, sowie ein am Boden der Röhre *c* befindliches Drahtsieb *C* zur Verhinderung des Einsaugens von Dochtfasern zwischen die Ventilsitze und daraus entstehendem Undichtwerden der Ventile. Unterhalb des Ventils *D* befindet sich ein zweites Ventil *E* und zwischen beiden die Spiralfeder *G*. Unter dem Ventil *E*

ist ein verstellbarer Ring *H* angebracht (derselbe ist eingeschraubt und mit einem Einschnitt versehen, so dass er federt und sich von selbst feststellt), wodurch die Menge des jedesmaligen Schmierquantums, ausser durch die Stärke des Saugdochtes, auf das Genaueste regulirt werden kann. Die Normalstellung der Ventile ist die, dass sie nicht mehr als einen Millimeter Hub haben. Durch den oben beregten, stellbaren Ring lässt sich jedoch der Hub zwischen Null und 8 Millimeter reguliren. Die Erfahrung hat jedoch gezeigt, dass der Hub nicht grösser als 1 Millimeter sein darf.

Der Deckel hat in der Mitte eine gewölbte Form und ist der Schraubenverschluss ausserhalb des Gefässes angeordnet, sowie an der Seite des Deckels eine kleine durch Federklappe verschliessbare Oeffnung *k*, zum Eingiessen des Oeles dienend, angebracht ist. Die mittlere Röhre *c* steigt bis zum Niveau des Gefässrandes auf, damit beim Eingiessen des Oeles durch die Oeffnung *k* kein Oel direct in dieses Rohr fliessen könne; auch ist, damit die Röhre *c* im Rohre *b* sich leicht und dennoch schliessend bewege, die erstere bis auf zwei kleine Ringflächen oben und unten etwas dünner abgedreht.

Der beschriebene Apparat wirkt ganz selbstthätig und zwar in folgender Weise: Wenn die Maschine ruht, so wird das Ventil *E* durch die Feder *G* aufgedrückt, während das Ventil *D* gleichzeitig durch dieselbe Feder zugehalten wird, so dass dem Oel der Zutritt nach *a*, d. h. nach dem Cylinder und Schieberkasten, verschlossen ist. Läuft die Maschine unter Dampf, so wird durch den im Cylinder herrschenden Dampfdruck das untere Ventil *E* geschlossen, während zugleich das obere Ventil *D* durch die Feder *G* mit verstärktem Druck zugehalten wird. Wenn nun auch das untere Ventil *E* mit jedem Kolbenspiele einen Hub machen sollte, so bleibt doch das Ventil *D* durch den Federdruck fortwährend geschlossen, so dass kein Schmiermaterial aus dem Apparat heraus und kein Dampf in denselben hinein kann und demnach jede Bildung von Condensationswasser vermieden wird.

Die Thätigkeitsperiode des Apparates ist demnach nothwendig diejenige Periode, in welcher die Maschine läuft, ohne dass sich Dampf in Cylinder und Schieberkasten befindet. Durch den nach Abschluss des Dampfes bei jedem Kolbenspiele sich bildenden luftverdünnten Raum öffnet sich das obere Ventil (das untere wird ausserdem durch den Federdruck offen gehalten) und das durch den Docht *B* und in das Gefäss *c* übergesaugte Schmiermaterial wird auf dem oben angegebenen Wege auf die reibenden Flächen gesaugt und vertheilt. Dieses Arbeiten der Ventile dauert so lange als die Maschine ohne Dampf geht. Sobald dieselbe still steht oder unter Dampf arbeitet, hört die Wirkung des Apparates auf.

Die Menge des jedesmaligen Schmierquantums kann durch die Anzahl der Dochtfäden beliebig regulirt werden. Auch ist selbstverständlich das betreffende Quantum um so grösser, je länger die Maschine mit eintretendem Dampf gelaufen ist und umgekehrt. Als wesentliche Vortheile des Apparates wären demnach anzuerkennen:

1. Die selbstthätige Schmierung, d. h. nur dann, wenn nöthig.
2. Die selbstregulirende Thätigkeit, d. h. nur so viel, als nöthig.
3. Die hieraus resultirende Ersparniss an Schmiermaterial.
4. Die Reinhaltung des Schmiermateriales, indem die Unreinigkeiten (Sand, Cokesstückchen etc.) im äusseren Gefäss *A* zurückgehalten werden, während der Docht nur reines Oel zu den Maschinentheilen gelangen lässt.

Als eigenthümlich und kennzeichnend für das System der Kessler'schen Schmierbüchse haben zu gelten die Anbringung zweier Gefässe *A* und *c*, die zwei

Ventile mit zwischenliegender Spiralfeder *D* und *E*, sowie endlich das im Gefässe *c* im unteren Theile angebrachte Drahtsieb. Kessler nimmt zugleich für die Anwendung des Dochtes B_1 das Prioritätsrecht in Anspruch, es ist jedoch sehr wahrscheinlich, dass die Saugdochte schon lange vorher bei Kolbenschmierapparaten Anwendung und localen Eingang gefunden haben dürften.

In Betreff der Bedienung des Apparates sei bemerkt, dass eine einmalige Füllung des Oelbehälters *A* meist für einen Tag hinreicht, so dass der Führer nicht nöthig hat, auf jeder Station Oel resp. Talg zu geben, wie dies bei den gewöhnlichen Schmierhähnen der Fall ist. Das Quantum Schmiermaterial, welches durch letztere Manipulation besonders bei kaltem Wetter und kurzen Aufenthalten verloren geht, ist nicht unbedeutend und beträgt oft einen guten Theil von demjenigen, welches in den Schmierhahn wirklich hineingelangt. Da der Kessler'sche Apparat, wie mehrfach hervorgehoben, nicht schmiert, wofern die Maschine mit Dampf läuft, sondern selbstthätig erst dann zu schmieren anfängt, wenn die Maschine ohne Dampf läuft und wiederum zu schmieren aufhört, sobald die Maschine still steht, so ergeben sich als Hauptvortheile eine bedeutende Oelersparniss und ein vollkommenes Einfetten von Cylinder, Kolben und Schieberflächen, wodurch die gefährliche Abnutzung dieser wichtigen Maschinentheile erheblich reducirt wird. Das Oel, welches während des Trockenlaufens der Maschine in den Cylinder kommt, wird nicht durch den Dampf hinausgejagt, weil keiner vorhanden ist, sondern bis auf den letzten Tropfen zum Einfetten verwendet, und daher der bedeutende Vortheil.

Hinsichtlich der mit diesen Apparaten auf der Preussischen Ostbahn erzielten Resultate möge nachstehend eine Zusammenstellung der von den mit diesen Apparaten versehenen Locomotiven verbrauchten Oelquanten, sowie derselben Angaben für eine Locomotive ohne die qu. Schmiervorrichtung dienen.

1. Die mit den Kessler'schen Apparaten versehene Locomotive verbrauchte pro zurückgelegte Locomotivmeile:

Im	Monat	Juli 1866	1,587	Loth	Oel.
-	-	August	0,970	-	-
-	-	September	0,635	-	-
-	-	October	0,585	-	-
-	-	November	0,483	-	-
-	-	December	0,469	-	-
-	-	Januar 1867	0,468	-	-

2. Die Concurrenz-Maschine ohne diese Apparate verbrauchte pro zurückgelegte Locomotivmeile:

Im	Monat	Juli 1866	2,119	Loth	Oel.
-	-	August	2,483	-	-
-	-	September	2,456	-	-
-	-	October	2,180	-	-
-	-	November	2,342	-	-
-	-	December	2,179	-	-
-	-	Januar 1867	2,647	-	-

Der grössere Oelverbrauch der Maschine ad 1 in den Monaten Juli und August und die periodische Abnahme bis Januar 1867 findet seine Begründung in einigen, im Anfange noch vorhandenen Mängeln der zuerst beschafften Patent-Schmierapparate, und andrerseits auch darin, dass die Führer nur erst nach längerem Gebrauch der Apparate die Stärke der einzulegenden Dochte bestimmen konnten. Die erwähnten

Mängel bestanden in einer zu schwachen Spiralfeder, wodurch die Ventile nicht geschlossen wurden.

Der Obermaschinenmeister Heckmann in Limburg auf der Naussauischen Staatsbahn fand bei Verwendung des Kessler'schen Apparates den Gesammtverbrauch an Schmiermaterial incl. Schmieren der Achsen etc. pro Locomotive und Meile zu 0,105 Pfd., während der Verbrauch im Jahre 1865 im Durchschnitt bei allen Maschinen 0,238 Pfd. betrug, woraus sich eine Ersparniss von 0,133 Pfd. pro Locomotivmeile zu Gunsten des Kessler'schen Apparates ergiebt. Leider ist die Hauptangabe vergessen worden, mit welchen Schmierapparaten denn jene Concurrenzlocomotiven versehen waren, indem nur dann die obigen Zahlen von praktischem Werthe sein können, wenn die verglichenen Objecte bekannt sind. In keinem Falle folgt daher aus obigen Angaben, dass der Kessler'sche Apparat der relativ beste, noch weniger aber, dass er der absolut beste sei.

Anerkennung verdient indessen jedenfalls, dass der Zustand der Schieberflächen sowie der Kolbenringe bei Maschinen mit diesen Apparaten ein entschieden besserer ist, wie bei anderen Maschinen, wodurch Reparaturen und Nacharbeiten dieser Theile viel seltener werden wie bisher. Um für die Abnutzungen der Kolbenringe und Schieber einen Vergleich zu erhalten, wurden die betreffenden Theile der Maschinen sub 1 und 2 vor ihrer Inbetriebsetzung gewogen und diese Wiegungen in gewissen Zeiträumen wiederholt. Die erhaltenen Resultate sind folgende:

1. Die mit den Kessler'schen Apparaten versehene Maschine:

Wiegung am 5. October 1866:

Kolbenringe rechts 31 Pfd. — Loth, links 33 Pfd. 10 Loth,
Schieber - 34 - 17 - - 35 - 12 -

Wiegung am 3. November:

Kolbenringe rechts 30 Pfd. 17 Loth, links 32 Pfd. 25 Loth,
Schieber - 34 - 17 - - 35 - 12 -

Verlust:

Kolbenringe rechts 13 Loth, links 15 Loth,
Schieber - 0 - - 0 -

2. Die Concurrenzmaschine ohne diese Apparate:

Wiegung am 5. October 1866:

Kolbenringe rechts 34 Pfd. — Loth, links 31 Pfd. 15 Loth,
Schieber - 36 - 8 - - 37 - — -

Wiegung am 3. November:

Kolbenringe rechts 32 Pfd. 15 Loth, links 30 Pfd. 10 Loth,
Schieber - 36 - $6^1/_2$ - - 37 - — -

Verlust:

Kolbenringe rechts 45 Loth, links 35 Loth,
Schieber - $1^1/_2$ - - 0 -

An der Maschine ad 1 sind seit der Wiegung am 3. November 1866 keinerlei Reparaturen an Kolbenringen und Schiebern vorgekommen und es zeigte sich, da diese Maschine behufs Kesselprüfung am 3. Februar 1867 zur Werkstatt genommen wurde, dass Kolbenringe und Schieber vollständig glatt und sogar noch fettig waren. Dagegen mussten an der Concurrenzmaschine ad 2 nicht allein schon am 13. December

1866 die Kolbenringe nachgespannt und die Schieber ausgegossen, sondern sogar am 8. Januar 1867 die Kolbenringe wegen Abnutzung abermals nachgespannt werden.

Als historische Notiz sei schliesslich erwähnt, dass in Rede stehender Apparat vom Locomotivführer H. Kessler in Caub construirt und dass der Firma Wirth & Comp. in Frankfurt a. M. das alleinige Verkaufsrecht übertragen wurde. Der Apparat erregte bei seiner Bekanntwerdung (die in die Mitte der sechziger Jahre fällt) vielseitig Aufsehen durch die thatsächlich erzielbare Oekonomie an Schmiermaterial, welche bei seinem Verbrauch, im Vergleich zu den alten bisher bekannten und verwendeten Apparaten, constatirt wurde, woraus denn eine höchst isolirt in der Technik dastehende, rapide Einführung auf vielen Bahnen des Continentes, insbesondere in Deutschland, erfolgte, so dass bei Gelegenheit der auf die Kolbenschmierapparate bezüglichen Frage in der Münchener Techniker-Versammlung (1868), neben Görgel und den alten Schmierhähnen, nur Kessler Gegenstand beachtenswerther Discussionen war. Wir kommen auf diesen Gegenstand am Schlusse unserer Abhandlungen über die selbstthätigen Schmierapparate nochmals eingehender zurück. Wir fügen noch hinzu, dass später Camozzi die Patente für Frankreich, Belgien und Holland käuflich erwarb und den Apparat in gewissen Einzelnheiten verbesserte, die wir bei der Beschreibung desselben bereits eingehend berücksichtigt haben, indem wir den Apparat gleich von vorn herein in seiner durch Camozzi verbesserten Gestalt vorzuführen uns erlaubten.

Unter den deutschen Bahnen waren es namentlich die K. Preuss. Ostbahn, die Bergisch-Märkische, die Bayerische Staatsbahn, die K. Sächs. Oestl. Staatsbahn, sowie die Taunus- und die Wilhelmsbahn, welche die Kessler'schen Apparate bei ihren Maschinen im Grossen einführten. Er ist indessen seitdem durch noch vollkommenere Einrichtungen, die wir im Laufe des Folgenden vorführen werden, so ziemlich in den Hintergrund getreten, — ein Schicksal, was er mit jedem seiner Vorgänger theilt und mit jedem seiner Nachfolger theilen wird, als natürliche Folge der beständig sich steigernden Anforderungen der Praxis und des rastlosen Fortschrittes überhaupt, die ja nicht nur auf diesem, sondern auch auf allen anderen Gebieten den Menschengeist immer wieder von Neuem dahin führen, das Geschaffene umzumodeln oder umzustossen und durch Neues und Besseres, wenn irgend möglich, zu ersetzen.

Zu den selbstthätigen Kolben- und Schieberschmiervorrichtungen gehören noch, insoweit die Wirkung wie bei den bereits betrachteten durch die Anwendung resp. Unterstützung von Saugdochteinrichtungen bedingt wird, die Apparate von Sommer und Curant, die im Nachfolgenden zu behandeln sind, wobei wiederum mit dem einfachsten derselben begonnen wird.

§ 57. Weitere Kolbenschmier-Vorrichtungen mit Saugdochtapparaten. — a. Sommer's Schmiergefässe für Kolben und Schieber. Die nachstehenden Schmierapparate (vergleiche Fig. 8, Tafel XXVIII) sind den Kessler'- und Görgel'schen nachgebildet und verfolgen daher den gleichen Zweck, mit dem Unterschiede, dass sie gestatten, Kolben und Schieber nicht nur bei abgesperrtem Dampf beim Gange der Maschine, sondern auch jederzeit direct und in beliebiger Proportion schmieren zu können. Sie repräsentiren demgemäss eine Combination des gewöhnlichen Schmierhahnes und des selbstthätigen Apparates. Die Möglichkeit einer willkührlichen Schmierung erscheint nämlich insofern oft wünschenswerth, da die selbstthätigen Schmierbüchsen von Kessler, Görgel etc. doch nicht absolut unfehlbar wirken. Auch ohne diesen und anderen im Grossen im Allgemeinen bewährten Apparaten

irgend zu nahe zu treten, muss zugestanden werden, dass Störungen thatsächlich vorkommen. Da es aber Sitte ist, bei Anbringung selbstwirkender Vorrichtungen die früher bestandenen fortzunehmen, so hat das Personal bei eintretender Störung fortan kein Mittel mehr in der Hand, sich zu helfen, und muss die Kolben brummen und die Compositionen schmelzen lassen. Diesem Uebelstande will der Sommer'sche Apparat entgegentreten. Die Einrichtung ist folgende: Die Kapsel *A* ist in *d* und d_1 einerseits mit dem Oberstück, welches zum Einguss des Schmiermateriales dient, andererseits mit dem unteren Hahnstück ringförmig in solider Weise verlöthet. Ein innerer Schmierbehälter (*M*) mit Dochthülse nimmt zunächst das von oben eingegossene Oel auf. Nach Füllung des Behälters *M* füllt sich auch der leere Raum zwischen Letzterem und dem äusseren Gefässe, und der Behälter *M* wird gehoben, d. h. er schwimmt, da im abgeschlossenen Raume *L* sich nur Luft befindet und »oleostatischer« Auftrieb zur Geltung folgerichtig gelangen muss. Will man nun direct ölen, so öffnet man den unteren Hahn, und das Oel im Zwischenraum läuft (durch *p* und *a*) nach dem Cylinder oder Schieberkasten ab. Lässt man, nachdem dies geschehen, den Hahn offen, so wird beim Gange der Maschine, sobald der Dampf abgesperrt ist, die Ansaugung des Oeles durch *a* stattfinden, da nach Entleerung des Oeles aus dem Zwischenraume sich das innere Gefäss wieder in seine tiefste Lage zurückbegeben hat, wo die hohle Messinghalbkugel *p*, die in ihrem Sitz eingeschliffen ist, die directe Ansaugung durch *a* gestattet.

b. Curant's selbstwirkende Patentschmierapparate für Schieber und Kolben der Locomotiven. Bei den auf Tafel XXVIII vorgeführten diversen Curant'schen Constructionen hatte sich der Erfinder die Aufgabe gestellt, in Anbetracht der hohen Anschaffungspreise der neueren selbstthätigen Schmierapparate, die viele ökonomische Verwaltungen noch immer von der Beschaffung dieser zweckmässigen Einrichtungen abhalten, die schon bestehenden alten Schmiergefässe mit den geringsten Kosten in Selbstschmierer umzuwandeln. Eine andere Aufgabe war die, den verschiedenen Anforderungen, welche man an solche Apparate stellen zu müssen glaubt, zu entsprechen. Es ist oft durch die Terrainverhältnisse geboten, dass es nothwendig erscheint, während der Dampfwirkung zu schmieren. Es wurden deshalb drei verschiedene Arten der Selbstschmierer nach ein und demselben Principe construirt, wozu jede einigermaassen günstige Form der alten bestehenden Schmierapparate mit sehr geringen Kosten umgewandelt werden kann. In Fig. 22 auf Tafel XXVIII ist der Durchschnitt eines solchen Apparates, und zwar nur zum Schmieren während des Leerganges der Maschine bestimmt, dargestellt. In der durchgehenden Bohrung *d*, welche mit dem Cylinder oder Schieberkasten correspondirt, ist ein einfacher, glattgedrehter Dorn *m* eingeschlagen, in dessen Längenachse 2 Nuthen von circa $^1/_2{}^{mm}$ Tiefe und Breite durchgeführt sind. Wird nun der Oelbehälter der Schmiervase gefüllt, so kann beim Stillstehen der Maschine das Oel nicht abfliessen, da es nur durch die zwei feinen Furchen im Dorne *m* Zutritt zum Cylinder hat. Ein Durchtropfen des Oeles findet aber beim Leergange der Maschine statt, wenn die bei jedem Kolbenhube bedingte Luftverdünnung eintritt und an der am Cylinder angeschraubten Schmiervase ihre saugende Wirkung zu äussern beginnt.

Die Wirksamkeit des Apparates gründet sich also auf die Existenz des nach Dampfabschluss in Cylinder und Schieberkasten eintretenden Vacuums.

Damit die feinen Nuthen durch unreines Oel nicht leicht verstopft werden und um das anzusaugende Oelquantum einigermaassen reguliren zu können, ist noch ein Blechrohr *g* in den bei *a* etwas erweitert ausgedrehten Körper des Schmiergefässes

fest und dicht eingefügt, und ein Docht in das Rohr hineingehängt. Man kann demnach durch das Anbringen eines stärkeren oder schwächeren Dochtes den Oelabfluss innerhalb gewisser Grenzen reguliren.

Der Deckel *b* des Gefässes ist in gewöhnlicher Weise aufgeschraubt oder aufgesteckt, braucht nicht dampfdicht zu schliessen und ist behufs Füllung mit einem dichtschliessenden Schieber *c* versehen.

Bei der Kaiserin Elisabethbahn wurden vor einigen Jahren an 20 Maschinen die alten Schmiervorrichtungen mit diesem einfachen Schmierapparate versehen und kam es vor, dass nach längeren oder kürzeren Zeiträumen, und zwar meist bei bestimmten Maschinen, die feinen Nuthen im Dorne *m* verlegt waren, so dass sie nicht mehr genügend functionirten, indem der durch den Schornstein beim Reversiren in die Cylinder gesaugte Russ etc. in die feinen Nuthen getrieben wurde und diese verstopfte. Obgleich der Dorn leicht herauszunehmen und zu reinigen ist, wurde, um dem Uebel ein- für allemal abzuhelfen, das Bohrloch *d* (siehe Fig. 14) unten erweitert ausgebohrt und ein Ventil *e* eingesetzt. Das Ventil *e* ist am Kopfe ausgehöhlt, trägt in der Höhlung eine Feder, welche mit ihrem unteren Ende an dem Stifte *f* befestigt ist.

Es wird somit auch beim Reversiren das Ventil *e* geschlossen, so dass der Russ nicht mehr eindringen kann. Obgleich mehrere Apparate ohne diese Bodenschutzventile sich in ungestörter Thätigkeit erhalten haben, so ist es bei Locomotiven doch gerathener, dasselbe zum Schutze gegen das Eindringen des erwähnten Schmutzes principiell anzuordnen.

In Fig. 12, Tafel XXVIII endlich ist ein bei mehreren Maschinen mit gutem Erfolge angewendeter Schmierapparat vorgeführt. Derselbe ist in der Hauptsache aus den Constructionen sub 14 und 22 hervorgegangen und hat die Bestimmung, unter Dampfwirkung zu schmieren. Im vorliegenden Falle ist der sub 14 und 22 besprochene Dorn *m* verlängert und mit Centralbohrung in seiner ganzen Länge versehen. Der Dorn hat unten bei m_1, d. h. so weit er im Körper des Gefässes sitzt, die früher erwähnten zwei Nuthen, während im oberen Theile des Dornes *m* die im Querschnitte dreiseitige Stange *i* des Ventiles *v* geführt ist. Die Blechhülse *g* dient hier wieder zur Aufnahme des Dochtes, damit etwa unreines Oel die feinen Nuthen nicht verlege, sowie zur Regulirung des Oelabflusses mittelst stärkeren oder schwächeren Dochtes.

Die Selbstthätigkeit des Apparates unter der Wirkung des Dampfes geschieht in folgender Weise. Ist nämlich der Apparat am Cylinder angeschraubt und die Maschine in Thätigkeit, so tritt der arbeitende Dampf in die Bohrung *d* des Gefässes, ferner in die Bohrung des Dornes *m* und um den dreieckigen Ventilstengel *i* über die Oelfläche des Schmiergefässes. Durch die bei jedem Kolbenhube stattfindenden Spannungsdifferenzen findet auch eine gegenseitige Spannungsdifferenz zwischen Cylinder und Oelgefäss statt, welche schliesslich ein tropfenweises Oelabfliessen zur Folge hat. Beim Leergange der Maschine wird ganz so wie bei den früher beschriebenen Apparaten durch die Luftverdünnung bei jedem sich vollziehenden Kolbenhube ein gewisses Oelquantum aufgesaugt. Dasselbe geschieht mit dem auf dem Schieberkasten angebrachten Apparate. Das mit einer Feder versehene Ventil *v* wird sowohl durch die Feder, als auch durch den stattfindenden Dampfdruck, sowie bei der Comprimirung der Luft, an den Deckel *b* dampfdicht angedrückt und anlässlich der Füllung beim Stehen der Maschine mit der Oelkanne niedergedrückt. Der Staubdeckel *c* dient zum Schutze gegen den vom Schornsteine herabfallenden Russ.

Eine noch weitere Verbesserung der vorstehend beschriebenen Apparate zeigt

Fig. 16 auf Tafel XXVIII. Die Hülse *g* hat bei *a* ein Gewinde erhalten, damit das Oel nicht dort, sondern nur durch die feinen Nuthen im Dorne *m* in den Cylinder gelangen kann. Die Führung des Ventiles, sowie die Lagerung der Spiralfeder wurde solider durchgeführt, und im oberen Theile (unter dem Deckel) ausserdem noch der Hahn *b* angeordnet, so dass selbst bei undichtem Ventil und vernachlässigtem Dorne *m* ein Herausschleudern des Oeles verhütet wird. Diese kleinen Verbesserungen erweisen sich angeblich als sehr praktisch und verlässlich. Der Oelzufluss wird durch beliebiges Unterbinden des Dochtes regulirt.

§ 58. Reimherr's selbstthätiger Schmierapparat. — Derselbe ist in den Figuren 10 und 11 auf Tafel XXVIII vorgeführt und gehört zu denjenigen, welche nicht sowohl bei abgestelltem Dampf, sondern auch beim Gange unter Dampf schmieren, im ersteren Falle jedoch mehr Oel abgeben, als im letzteren. Die eigenthümliche Construction des Deckelverschlusses des Oelbehälters verdient hervorgehoben zu werden, weil sie eben so sinnreich als solid erscheint. Die Lösung des Deckels kann nämlich nur erfolgen durch Lösung der Schraube *s* und Herunterklappen des in den Drehpunkten *b b* gelagerten Bügels *B*, wodurch ein sehr vollkommener Verschluss erzielt wird. Nach den auf der Bayerischen Ostbahn und den Sächsischen Staatsbahnen mit diesem Apparate angestellten Versuchen erfüllt er in der That die Mehrzahl derjenigen Bedingungen, die man an einen vollkommenen Schmierapparat zu stellen berechtigt ist. Die grosse Complication der Construction scheint jedoch der weiteren Einführung des Reimherr'schen Apparates hindernd im Wege zu stehen. Die in Rede stehenden Apparate consumiren auf 60—70 Meilen 1 Zollpfd. Oel oder Talg, je nachdem bei Zügen öfter oder seltener der Dampf abgestellt wird. Der Preis eines solchen Apparates stellt sich incl. Fracht und Verpackung auf 15 Thlr. = 55 Fr.

§ 59. Scharnberger's selbstthätiger Schmierapparat. — Der in Fig. 7 auf Tafel XXVIII gezeichnete Apparat, welcher dem Werkmeister der Bayerischen Ostbahnen in Schwandorf, P. Scharnberger, patentirt ist, zeichnet sich durch seine grosse Einfachheit aus. Die Wirkungsweise des Apparates ist folgende: Das im Raume *e* durch Abnehmen des Ventiles *a* aufgefüllte Oel wird anfänglich durch die Wärme der Maschine notorisch verdünnt und bei jedem Kolbenhube, unabhängig davon, ob derselbe mit oder ohne Dampf läuft, zwischen den Gewindegängen der Schraube *c* durch die Ausflussöffnung *d*, deren lichte Weite beliebig sein kann, in entsprechender Quantität in Cylinderraum und Schieberkasten überführt. Später entsteht oben im Schmiergefäss *e* ein ölleerer Raum, in den äussere Luft einströmt, weil der Deckel nicht luftdicht schliesst, und es findet ein Abfluss von Oel fernerhin nur beim Eintritt eines Vacuums in den Cylinder statt, weil sich nur dann ein kleiner Ueberschuss des Druckes der äusseren Luft auf der oberen Fläche des Oeles bilden und dasselbe unten vermöge seines Ueberdruckes und seines Gewichtes ausfliessen kann. Der Bügel *f* ist drehbar. Selbst dann, wenn der Deckel luftdicht schliesst, wird in Momenten des Dampfdruckes in Cylinder und Schieberkasten Dampf durch den Canal *d* nach *e* gelangen und von dort aus in den Momenten der Dampfverdünnung Oel durch die Oeffnung *d* auf den Kolben pressen.

Ueberdies kann der Oelverbrauch, und darin besteht die Eigenthümlichkeit des Apparates, durch die Schraube *c* sehr genau regulirt werden. Dieselbe ist nämlich conisch und lässt um so weniger Oel durch, je mehr sie angezogen wird, und umgekehrt. Das Ventil *a* dient zu gleicher Zeit als Schlüssel zum Reguliren der Schraube *c*. Diese höchst einfache Construction ist es, welche dem Scharnberger'schen Apparate einen wesentlichen Vorzug vor den übrigen zahlreichen Apparaten giebt, die gleiche

Ziele verfolgen, und die als nächste Folge einen wesentlich ermässigten Preis bedingt, unterstützt dadurch, dass die Oelkapsel aus Gusseisen angefertigt wird. Die beschriebenen Apparate werden in 3 Grössentypen ausgeführt zu 17, 15 und 12 Gulden südd. W. und wird die erzielte Ersparniss an Brennmaterial, hervorgerufen durch den leichteren Gang der Kolben und Schieber in Folge der permanenten Oelgebung, von Seite des Erfinders auf 12 bis 15 % angegeben.

§ 60. Von den Oeltropfapparaten. — Die vortheilhafteste Oelung für Cylinder und Schieber ist offenbar diejenige, welche tropfenweise bei jedem Hube nach Verhältniss von Druck und Geschwindigkeit stattfindet. Es fragt sich nur, wie jene Construction beschaffen sein müsse, welche diese Aufgabe löst.

Bei den zahlreichen Constructionen, bei welchen der eintretende Dampf nicht anders an die Oeloberfläche gelangen kann, als dass er die Oelmasse durchdringt (wie z. B. der mit kleiner Ausflussöffnung versehene Oelhahn, oder, was gleichwirkend ist, jener Apparat, in dessen Ausflussöffnung eine lockere Schraube steckt), kann sich der im Oelgefäss entstandene Druck nur beim plötzlichen Sinken der Dampfspannung im Schieberkasten und zwar durch verschwenderische Entleerung des Apparates entladen.

Jeder gründliche Beobachter der Praxis wird erkennen, dass zur Erzielung der Eingangs bezeichneten Wirkung folgende Grundbedingung erfüllt werden muss: Der Apparat muss selbst einen Dampfraum besitzen, welcher durch ein Dampfrohr derart mit dem Schieberkastenraum verbunden ist, dass er als eine Fortsetzung des Letzteren erscheint und jede dort eintretende Druckveränderung sofort empfängt. Bekanntlich steigt im Schieberkasten die Spannung, wenn der Schieber beide Canäle deckt, und sie fällt beim Oeffnen des Einströmungscanales. Diese momentanen Druckveränderungen werden (bei jedem Kolbenhube) zur Oelgebung auf die bezüglichen Theile vermöge eines Capillarröhrchens in vortheilhaftester Weise im Schauwecker'schen Apparate benutzt, auf welchen wir weiter unten näher zurückkommen. Diese den Oelaustritt veranlassenden Druckdifferenzen sind aber offenbar um so intensiver und wiederholen sich desto öfter, je kräftiger und schneller die Maschine arbeitet. Da ferner bei hohem Oelstand der Druck im Apparate schneller entweicht, als bei niederem Oelstand, so sind im ersteren Falle die Druckdifferenzen schwächer als im letzteren, und es kann deshalb die anfängliche grössere Druckhöhe kaum ein stärkeres Austropfen bewirken, als die zuletzt vorhandene. Da endlich beim Leerlauf der Maschine ebenfalls Druckdifferenzen stattfinden, so wirken die Apparate auch in diesem Falle, und das ist höchst wesentlich, indem bekanntlich gerade beim Leergange (also insbesondere auf langem Gefälle) das Bedürfniss nach Oelzuführung unbedingt grösser ist als bei der Arbeit unter Dampfdruck. Doch erfolgt bei den Oeltropfapparaten bei plötzlicher Druckverminderung, z. B. beim Dampfabstellen, die Ausgleichung des Druckes nicht durch entleerendes Oelausspritzen, sondern mittelst Dampfabzug aus dem Oelgefäss vermöge der oben erwähnten Verbindungsröhre mit dem Schieberkasten resp. Cylinder.

Beim Locomotivapparat muss indessen noch eine zweite Grundbedingung erfüllt sein: Der Apparat muss sehr gut gegen Abkühlung geschützt sein. Das Oel ist nämlich nur dann zum Einfliessen fähig, wenn es die gleiche Temperatur und Spannung hat, wie der Dampf im Schieberkasten. Da aber die beim Fahren der Locomotive entstehende starke Abkühlung die Temperatur und Spannung im Oelgefäss sinken macht, so würde der stärkere Druck im Schieberkasten die Oeltropfen aus dem oben erwähnten Capillarröhrchen nicht austreten lassen und von der gewünschten »Einfettung« des Dampfes mithin keine Rede sein. Aus diesem Grunde war man be-

strebt, das Oelgefäss mit einem schützenden Mantel zu umgeben, welcher eine luftdichte und vor Abkühlung völlig schützende Umhüllung bildet.

Die durch Oeltropfapparate, die man ebenso richtig »Dampfeinfettungsapparate« nennen darf, zwischen die Reibungsflächen der Schieber und Kolbenringe gelieferten beständigen feinen Oelschichten erzeugen schöne dichte Politurflächen, wodurch die Dampfverluste beseitigt und die Reparaturen sehr bedeutend reducirt werden. Durch den fetten Dampf entsteht ausserdem zugleich auf den Oberflächen der Schieber- und Kolbenstangen ein fettiger Niederschlag, so dass auch die Coulissen und Excenter, welche den nunmehr viel leichter gehenden Schieber zu führen haben, weniger Oelung und Reparatur bedürfen sollen.

a. System Schauwecker. Die Construction des Apparates ist in Fig. 13 auf Tafel XXVIII mit ihren neuesten Verbesserungen in halber natürlicher Grösse dargestellt. Durch die Drehung der Schraube J wird das Ventil c geöffnet, welches zum Abschluss des eigentlichen Oelgefässes dient. Die Füllung selbst erfolgt bei dieser Construction, die speciell für Locomotiven eingerichtet ist, nur wenn die Maschine in Ruhe ist. Ist der Apparat mit Oel gefüllt, so hat das Letztere das Bestreben, vermöge seines Eigengewichtes durch das Capillarröhrchen r auszufliessen und müsste dies unfehlbar erfolgen, wenn nicht die Wirkung der Schwere des Oeles durch die Capillar-Attraction der feinen Röhre aufgehoben würde. Dasselbe Verhältniss wie unter der Atmosphäre findet jedoch auch statt, wenn der Apparat auf dem Schieberkasten einer Maschine aufgeschraubt wird, wo dann an Stelle der Luft der gespannte Dampf tritt. Ist demnach der Schieberkasten mit ruhendem Dampf gefüllt, so wird kein Oelabfluss stattfinden, und nur die arbeitende Maschine kann den, einen Abfluss bewirkenden Effect hervorrufen.

Während der Arbeit wird nämlich der durch die Canäle in den Cylinder einströmende Kesseldampf, der also in Bewegung befindlich ist, beim Absperren des Einströmungscanales plötzlich zur Ruhe gebracht. Dabei übt er auf den Schieber und die Wände der Dampfkammer, also auch auf die Oelfläche des Schmiergefässes, und zwar einen Moment später als auf die Ausflussöffnung des Capillarröhrchens, einen Stoss aus, welcher hinreicht, eine kleine Quantität Oel aus demselben heraustreten zu lassen, die sodann zum Schmieren des Schiebers Verwendung findet. Dieser Moment wird aber bei jedem Kolbenhube eintreten und ölt demnach der Apparat proportional mit der Kolbengeschwindigkeit. Da aber der erwähnte Stoss um so stärker ausfallen wird, je stärker die Dampfspannung ist, so fällt beim stärkeren Drucke des Schiebers auf seine Unterlage die Oelung verhältnissmässig reichlicher aus, d. h. stets proportional der grösseren oder geringeren Reibung der gleitenden Theile.

Beim Leerlauf der Maschine wird der Oelabfluss in ähnlicher Weise durch die im Schieberkasten beim Spiel des Kolbens erfolgende abwechselnde Luftverdünnung und Compression erzielt, und das nämliche Verhältniss findet statt, wenn der Apparat auf dem Cylinder zum Schmieren des Kolbens angebracht ist, in Folge des Spannungswechsels in demselben. Das wenige, durch die erste Berührung von Dampf und Oel anfänglich gebildete Condensationswasser verschwindet seiner Schwere und Dünnflüssigkeit wegen durch das Capillarröhrchen schon nach den ersten Kolbenzügen. Eine weitere Bildung von Condensationswasser ist durch die oben beregte, luftdicht abschliessende Umhüllung U, d. h. durch Anwendung einer abgeschlossenen Luftschicht (der schlechteste aller schlechten Leiter!), unterdrückt, und gerade durch diesen Schutz gegen Abkühlung resp. Druckverminderung wird im Apparat die gleiche Atmosphäre

hergestellt wie im Schieberkasten, wodurch der Oeltropfapparat allein befähigt ist, bei dampferfüllten Räumen Oel in den Schieberkasten gelangen zu lassen.

Sehr zu empfehlen dürfte es sein, das aus dem Apparat abfliessende Schmiermaterial durch eine Leitung den Reibungsflächen direct zuzuführen, da namentlich bei leer laufender Maschine das Oel nicht leicht an seinen Bestimmungsort gelangen kann. Bei der Wahl der Capillarröhrchen r muss die Druckhöhe in Betracht gezogen werden. Für Locomotiven wurden dieselben bei den ersten Apparaten so construirt, dass pro Apparat und Meile circa $1^1/_2$ Loth Oel verbraucht wurde. Der Apparat wird in der Regel auf dem Schieberkasten angebracht, woselbst die Einfettung des Dampfes zu erfolgen hat, damit derselbe fett auf die Kolben gelangt.

Der Apparat verdankt sonach einzig und allein dem mehrerwähnten Capillarröhrchen r die werthvolle Eigenschaft, blos bei bewegter Maschine, bei dampferfülltem, wie bei dampfleerem Raume proportional mit Kolbengeschwindigkeit und Dampfdruck zu ölen. Durch geeignete Wahl der lichten Weiten dieser Röhrchen, sowie auch durch Anwendung mehrerer Ausflussröhrchen lässt sich die Quantität des Oeles nach Belieben bestimmen.

Die den früheren Apparaten zum Vorwurf gemachten Fehler, nämlich:

1. die Bildung von Condensationswasser,
2. der Miteintritt von mechanisch mitgeführtem Kesselwasser,
3. die Ansammlung von Wasser während des Stillstandes der Maschine, welche nur ein theilweises Füllen mit Oel vor der Abfahrt gestattete,

sind sämmtlich bei dem in Fig. 13 auf Tafel XXVIII gezeichneten Schauwecker'schen Apparate beseitigt worden, und zwar in folgender Weise, die zu Hinweisen auf interessante Details des Apparates Anlass giebt.

ad 1. Beim Füllen ist die Röhre R durch den Kolben C geschlossen und die Luft muss durch eine der Füllöffnungen $o\ o$ entweichen. Da jedoch ohne Luftaustritt eine weitere Füllung nicht möglich ist, so befindet sich der das Füllloch schliessende höchste Oelspiegel N 12^{mm} unter dem oberen Rohrende n und es kann nun, da das erwähnte Condensationswasser $^1/_{10}$ des Oelquantums beträgt und das Rohrende nicht mehr vom Spiegel erreicht wird, für das Oel niemals eine andere Ausflussöffnung vorhanden sein, als das Capillarrohr r.

ad 2. Behufs selbstthätiger Abhaltung des mitgerissenen Kesselwassers construirte der Erfinder den Kolben K, welcher, vom einströmenden, den Seitenraum $e\ e$ passirenden Dampf ruhig in seiner Stellung belassen, vom Wasserstrahl jedoch emporgestossen wird, wodurch dessen Eintritt in das Oelgefäss gehindert ist, da K nach oben hin ventilartig abschliesst. Ist das Wasserwerfen vorbei, so sinkt der Kolben K von selbst nieder. Von der Selbstthätigkeit dieser Wasserabhaltung kann man sich beim Anfahren durch das Gehör überzeugen.

ad 3. Der Apparat ist vor der Abfahrt zu füllen, doch ist auf der nächsten Haltestation die vollständige Nachfüllung desselben vorzunehmen, da schon nach einigen Minuten der Fahrt alles etwa im Apparat vorhandene Wasser verschwunden ist. Beim Füllen schraubt man die Füllschraube J vermittelst der Handkurbel mit nur 3 Umdrehungen hervor und hält den Schnabel der Oelkanne in eine der Füllöffnungen $o\ o$. Nimmt man jedoch die Füllschraube ganz heraus, so bleibt der Apparat leer und kann natürlich nicht wirken.

In Betreff der Behandlung des Schauwecker'schen Apparates sei noch das Nachfolgende hervorgehoben. Dieselbe erfordert drei wichtige, doch leicht erfüllbare Bedingungen:

1. Dichtes Einschrauben,
2. Regulirung, wenn nöthig,
3. Schutz gegen das Zerlegen seitens Unkundiger oder Neugieriger.

Eine unerlässliche Bedingung ist die, dass der Apparat dicht und fest eingeschraubt wird; trägt der Cylinder oder Schieberkasten ein bearbeitetes Auge, so macht man den Zapfen cylindrisch und verdichtet mit der Sechseckfläche; ist kein Auge vorhanden, so lässt man den Zapfen conisch und giebt dem Loch den gleichen Conus, sonst wird die Verschraubung bald lose, auch muss der dampfdicht eingeschraubte conische Zapfen einigen Anzug haben.

Das Füllen mit Oel geschieht beim Stillstand der Maschine bei dampfleeren Räumen und es ist deshalb Regel, vorher die Schlammhähne zu öffnen. Beim Füllen hat man, wie bereits erwähnt, die Kurbel nur um 3 Umdrehungen hervorzudrehen und durchaus zu vermeiden, die Schraube J ganz herauszunehmen, wenn man den Apparat füllen will. Hält die Fläche $a\ a$ nicht mehr dicht, so beseitigt man die Unreinigkeit und treibt die Kurbel mittelst eines Holzhammers einige Male auf und zu. Ist der Apparat derart überfüllt, dass der kleine Füllbecher beim Einschrauben überzufliessen droht, so schraubt man die Füllschraube ganz heraus, wenn dies ohne Spritzen geschehen kann. Sollte der Apparat nach Jahren kein Oel mehr abgeben, so ist das Capillarrohr r in Folge zerrissener Siebe S verstopft; man legt alsdann neue Siebe mit der gleichen Maschenweite ein.

Beim Zerlegen des Apparates bedient man sich passender Schlüssel und beim Zusammensetzen darf das reine Abwischen, sowie das genügende Anziehen der geschliffenen Verschlussfläche nicht übersehen werden, indem der undichte Apparat wirkungsunfähig ist.

Will man den Oelverbrauch schwächen, so schraubt man in das innere Gewinde am Zapfenende ein kleiner als 5^{mm} gebohrtes Stück von $12—15^{mm}$ Länge ein. Je kleiner die Bohrung in diesem Einsatzstück g, desto langsamer erfolgt die Entleerung, desto geringer ist aber auch beim Ueberschreiten einer gewissen Grenze der Erfolg. Die Entleerungszeiten verhalten sich demnach umgekehrt wie die Quadrate der Durchmesser der Einströmungsöffnungen. Entleert sich der Apparat z. B. schon nach 8 Meilen, statt nach 12, so ist, da die Oeffnung $b = 5^{mm}$, die fragliche Bohrung im Stücke $g = 4^{mm}$ zu geben. Der Apparat soll überhaupt derart gefüllt und regulirt werden, dass er sich niemals ganz entleert. Ein Loth Oel pro Meile ist als das rentabelste Quantum zu betrachten bei einem Fassungsraum des Apparates von 10 Loth.

Durch die wesentliche Verminderung der schädlichen Arbeit, sowie durch die Beseitigung der Dampfverluste ergiebt sich eine Effecterhöhung oder Kohlenersparniss von angeblich 15—30 %. Dieses Resultat kann, wenn es sich bestätigen sollte, auf die Existenz der bereits früher erwähnten Oelschichte zwischen Reibungsflächen der gleitenden Maschinentheile vermuthlich zurückgeführt werden, und da diese Flüssigkeitsschicht unter der Spannung des Kesseldruckes steht, so ist anzunehmen, dass sie eine erhebliche Schieberentlastung zur Folge habe, sowie dass der Reibungscoëfficient bei Oelschmiere auf 0,07 sich herabmindert.

Der complette Apparat wiegt 9 Zollpfd., ist nur vom Erfinder zu beziehen und kostet 11 Thaler pro Stück im Dutzend.

b. Selbstthätiger Schmierapparat von Schärges. — Derselbe beruht auf demselben Princip, wie die Apparate von Schauwecker, das System der Construction ist jedoch durchaus abweichend. Als Vortheile werden angeführt:

1. Dass sich diese Schmierbüchse leicht, daher auch billig herstellen lässt, da sie aus wenig Theilen besteht und in Folge dessen keiner besonderen Aufsicht bedarf, auch keiner kostspieligen Reparatur unterworfen ist.
2. Durch die eigenthümliche Art und Weise der Anwendung eines cylindrischen Dochtes kann nur filtrirtes Schmiermaterial zu den Kolben und Schiebern gelangen, weil alle Schmiere vorher durch den Docht von den mechanischen Beimengungen vollständig gereinigt wird.
3. Durch den an seinem unteren Ende conisch zugespitzten Regulirungsstift lässt sich der Schmierzufluss auf das kleinste Maass reduciren, wodurch beträchtliche Oelersparnisse erzielt werden.

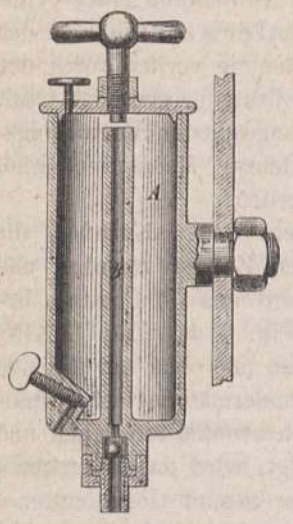
Die Anwendung des Apparates geschieht in folgender Weise: Nachdem die Schmierbüchse mit entsprechendem Gewinde an dem unteren Zapfen versehen und auf dem Cylinder oder Schieberkasten aufgeschraubt ist, wird das im Centrum befindliche durchlöcherte Röhrchen *a* herausgenommen (vergl. Fig. 8 auf Tafel XXIX) und über dasselbe ein passender Docht *b* gezogen, welcher unten und oben mit dünnem Bindfaden fest gebunden wird. Ist das zu verwendende Schmiermaterial sehr dünnflüssig, so empfiehlt es sich, über den ersten Docht noch einen zweiten zu ziehen und auf gleiche Weise zu befestigen. Nachdem der Docht befestigt, wird das Röhrchen *a* wieder fest eingeschraubt; der Regulirstift *c*, welcher vorher sammt Gegenmutter *d* herausgenommen wurde, wird so lange hinuntergeschraubt, bis sich durch das Gefühl bemerklich macht, dass derselbe aufsitzt, folglich die kleine Durchbohrung vollständig verschliesst. Sodann dreht man denselben eine Viertel- oder halbe Umdrehung zurück und stellt ihn durch die kleine Gegenmutter *d* fest. Das Reguliren richtet sich selbstverständlich nach der grösseren oder geringeren Dünnflüssigkeit des Schmiermittels. Der Deckel wird, nachdem die Schmierbüchse gefüllt ist, geschlossen, in der Weise, dass der am Deckel befindliche Vorsprung *e* fest auf die in der entsprechenden Vertiefung der Schmierbüchse befindliche Verpackung, welche aus einem geflochtenen Hanfring besteht, aufdrückt. Dieser Hanfring wird vor dem Eindrücken befettet und hält sehr lange dicht. Der unten angebrachte Absperrhahn hat den Zweck, auch während des Ganges der Maschine die Schmierbüchse füllen zu können. Bei der Anwendung für Locomotiven kann derselbe jedoch wegbleiben, wodurch sich derartige Schmierapparate auch von Gusseisen und daher beträchtlich billiger darstellen lassen. Der Apparat ist sowohl bei Talg als Oel anwendbar und soll sehr ökonomisch wirken.

Wir gelangen nun zu den eigentlichen Ventil-Schmierapparaten, deren Wirkung sich auf das regelmässige Spiel eines Ventiles gründet, welches durch die in Cylinder und Schieberkasten herrschenden Druckdifferenzen in Thätigkeit gesetzt wird und dadurch den gleitenden Theilen angemessene Oelquanten zuführt. Nach diesem Princip sind die Apparate von Johnson, Schollwer, Volkmar, Trute und Anschütz construirt, die im Nachfolgenden zum Gegenstand der Beschreibung gemacht werden.

§ 61. Von den Ventil-Schmierapparaten. — a. System Johnson. Dieser Apparat, welcher in Fig. 47 (p. 578) dargestellt ist, besteht aus einem cylindrischen Gefässe *A*, welches in der Mitte eine Röhre *B* enthält, die sich bis an die Decke des Oelbehälters *A* erstreckt. Das obere Ende der Röhre *B* kann durch ein kleines, mit Hülfe einer Schraube bewegtes Ventil geschlossen, sowie auch zugleich hierdurch die Menge des zu consumirenden Oeles genau regulirt werden. Das untere Ende der Röhre *B* kann ebenfalls durch ein kleines Kugelventil abgesperrt werden. Der Oelbehälter *A* wird durch eine am Deckel befindliche und durch eine Schraube ver-

schliessbare Oeffnung mit Oel gefüllt. Das condensirte Wasser kann durch Lösen einer am Boden des Gefässes *A* befindlichen Schraube entfernt werden. Der untere Theil des Schmierapparates steht mit dem Dampfeinströmungsrohre in Verbindung und ist der Apparat selbst vermöge Schraube an der Aussenseite der Rauchkammer der Locomotive befestigt, wie die Figur es deutlich zeigt.

Fig. 47.



Wenn nun die Maschine in Gang gesetzt wird, also der Dampf in das Einströmungsrohr tritt, so wird die kleine am unteren Ende der Röhre *B* befindliche Kugel nach oben gedrückt und die Verbindung zwischen dem Oelbehälter und dem Dampfeinströmungsrohre unterbrochen; zugleich geht ein Theil des Dampfes während des Hebens der Kugel bei derselben vorbei in den Oelbehälter *A*, wo er condensirt wird und das Oel hebt. Wenn der Dampf abgeschlossen wird, so fällt die Kugel [10]) wieder zurück und gestattet dem in der Röhre *B* befindlichen Oel, in das Dampfrohr zu fliessen, um von da aus sowohl Kolben als Schieber der Maschine zu schmieren.

b. Schollwer's Patent-Schmiervorrichtung. Der Apparat ist in Fig. 20 auf Tafel XXVIII dargestellt. Er dient zur directen Schmierung der Schieber- und Cylinderflächen mittelst des ölhaltigen Dampfes. Der Apparat wird in der Regel an der Rauchkastenwand oder in der Nähe des Schieberkastens befestigt und das untere Ende durch ein 9^{mm} weites Rohr *d* mit einem Cylindercanal oder Cylinderdeckel in Verbindung gebracht; indem nun durch den einströmenden Dampf der Kegel *e* gehoben und beim Ausströmen des Dampfes durch sein Eigengewicht zurückfällt, wird der Apparat in Thätigkeit gesetzt. Bei jedem Spiele des Kegels werden die kleinen Oeffnungen *a*, welche in gehobener Stellung desselben mit dem Oele in Berührung kommen, durch dieses gefüllt, welches in der unteren Stellung des Kegels der Nuth *b* mitgetheilt, von dort mittelst der eingedrehten Theile des Kegels schliesslich durch das Loch *c* in den Schieberkasten gelangt und dort zur Wirkung kommt.

Um dem Apparate Oel zuzuführen, ist das Füllloch *i* durch Drehung an dem kleinen Handrädchen *f* zu öffnen, und nachdem das Oel durch den Canal *g* zugeführt, wieder auf dieselbe Weise zu verschliessen. Der Apparat muss mit möglichst reinem Oel gefüllt werden, um ein Undichtwerden des Ventilsitzes und das Verstopfen der kleinen Oeffnungen *a* zu verhindern. Obwohl diese Vorrichtung keine zarten Theile enthält und leicht auszuführen ist, so lässt sich doch nicht verkennen, dass durch das beständige Hämmern des schweren Kegels der Apparat nicht unbedeutende Erschütterungen erleidet, welche seine baldige Zerstörung veranlassen muss. Ausserdem lauten die Berichte über die Wirkungsweise lange nicht so günstig als bei dem vorher beschriebenen Apparate, indem die Schieber wohl genügend, die Cylinder aber ungenügend mit Schmiermaterial versorgt werden. Der ganze Apparat ist bis auf den Kegel, welcher aus Schmiedeeisen besteht, aus Rothguss angefertigt.

---

[10]) Ob die Kugel durch den einströmenden Dampf fortwährend oben einen dichten Abschluss gewähren wird, ist etwas unwahrscheinlich; vielmehr ist wohl anzunehmen, dass die Kugel beim Einströmen des Dampfes so lange eine hüpfende Bewegung annehmen wird, bis die Dampfspannung im Oelgefäss *A* der im Dampfeinströmungsrohre herrschenden Spannung entspricht.

c. Selbstthätiger Schmierapparat der Württembergischen Staatsbahn. Diese im Wesentlichen mit dem vom Maschinenmeister Trute in Esslingen construirten Schmierapparat übereinstimmende Vorrichtung ist auf Tafel XXIX, Fig. 7 in seinen neuesten Verbesserungen dargestellt. Durch die trichterförmige Oeffnung *a* wird das Oel in die Büchse eingegossen, wobei der Hahn *b* zugleich das Luftloch *c* des Gefässes öffnet. In der in Fig. 7 gezeichneten Stellung des Hahnes *d* ist das Röhrchen *e* zum directen Schmieren geöffnet, während die Verbindung mit dem Ventil *f* abgeschlossen ist. Wird durch die Drehung des Hahnes *d* um 90° das Röhrchen *e* geschlossen, so tritt das Ventil *f* in Thätigkeit. Die höchstens $^1/_2{}^{mm}$ weite Zuflussöffnung *i* ist bei dem neuesten Apparat oben in der Mitte des aufgeschraubten Gehäuses angebracht, wie Fig. 7 zeigt, während der Hut *h* gleich an den Deckel des Gefässes angegossen ist, wodurch die Herstellung vereinfacht wird. Die Wirkungsweise des Apparates findet in der Weise statt, dass das Oel unter dem Hute *h* in die Höhe tritt und bei jedem Kolbenwechsel in die kleine Kammer zwischen *i* und *f* angesogen wird, wodurch es bei dem nächstfolgenden Spiel des Ventiles *f*, welches durch die kleine Spiralfeder *g* leicht angedrückt wird, durch vier schmale Längsfurchen am Verticalcylinder tropfenweise an die zu schmierenden Theile gelangt. Die Maschinenfabrik Esslingen hat solche Schmiergefässe auch für die in grosser Anzahl auf russische Eisenbahnen gelieferten Locomotiven ausgeführt.

Fig. 17 auf Tafel XXVIII zeigt die Construction nach demselben Princip ausgeführt, doch, statt des Eingusshahnes und Bechers, mit verschiebbarem Deckel und einfachem Schmierloch, wodurch bei gleichfalls staubdichtem Abschluss eine Vereinfachung und demgemäss Verbilligung des Apparates erzielt wird.

d. Volkmar's Schmierbüchse für Locomotivcylinder. Es wurde bereits oben angedeutet, dass Johnson die Ramsbottom'schen Schmierapparate dahin verbesserte, dass er ein kleines Kugelventil in Anwendung brachte, welches durch den Dampfdruck geschlossen wird, wodurch zunächst der stete Contact des Dampfes mit dem Schmiermittel vermieden ist, in Folge dessen das durch den Dampf verdrängte Oel nur dann ablaufen kann, wenn der Dampf abgestellt ist. Für längere Gefälle muss dieser Johnson'sche Apparat aber entschieden zu wenig Oel dem Kolben zuführen, da bei ihm vor dem Schluss des Ventiles nur sehr wenig Dampf in den Schmierbehälter entweichen und sich nur eine verschwindend kleine Menge Condensationswasser bilden kann.

Diesen Nachtheil hat nun Volkmar durch seinen in Fig. 9 auf Tafel XXVIII gezeichneten Apparat zu vermeiden gesucht. Bei demselben ist ebenfalls ein Ventil angewendet, dessen Schluss durch Dampfdruck bewirkt wird. Dieses Ventil ist an dem anderen Ende der kreuzförmigen Führungsnerven mit einem Kolben *a* versehen, welcher, wenn das Ventil, wie Fig. 9 zeigt, geschlossen ist, so weit über dem Boden des Schmierbehälters vorsteht, dass das Oel leicht den Raum an den Führungsnerven ausfüllen kann. Wird darauf der Dampf abgesperrt, so muss sich das untere Ventil *b* öffnen, der obere Kolben aber beim Heruntergehen die cylindrische Oeffnung ganz ausfüllen, so dass nur das Oel, welches sich zwischen den Ventilrippen und dem Raume *b* befindet, abfliessen kann. Es wird daher beim jedesmaligen Dampfabsperren dem Schieber und Kolben eine, je nach der Grösse des Raumes genau bestimmte Menge Oel zugeführt, demnach nur dann, wenn es nothwendig ist. Durch momentanes Reversiren mit dem Steuerhebel lässt sich daher das Ventilspiel beliebig wiederholen, und kann dadurch dem Kolben nach Bedürfniss Oel gegeben werden, was auf langen Gefällen, wo eine grössere Oelmenge für die Kolben erforderlich, von grösster

Bedeutung werden kann. Demnach kann der Führer, ganz nach Erforderniss, von seinem Stande aus schmieren.

Der Oelabfluss wird schnell und sicher erfolgen, da beim Laufe der Maschine ohne Dampf die Luft im Schieberkasten verdünnt wird.

Man kann auch statt des Kölbchens *a* ein Ventil anwenden, das sich schliesst, sobald sich das untere öffnet, allein dies macht den Apparat etwas complicirter und der Ventilsitz am Boden des Behälters würde sich bald verharzen, so dass der Schluss nicht so dicht sein würde, als bei dem Kölbchen. Das Letztere überzieht sich ausserdem an dem über der Kante *c* noch vorstehenden Theile, wenn das untere Ventil *b* auf dem Stifte *d* aufsitzt, bald mit einer Oelkruste, so sich ganz von selbst nach oben hin ein dichter Abschluss herstellt. Damit beim Hin- und Herfahren auf Bahnhöfen nicht von selbst viel Oel ablaufen kann, ist es rathsam, den Oelbehälter erst bei der Abfahrt nach Bedürfniss zu füllen. Es versteht sich von selbst, dass bei diesem Apparate das Ventil nebst Führung und Kölbchen sauber passend eingeschliffen werden müssen und dass derselbe nicht direct auf dem Cylinder, sondern nur auf dem Schieberkasten angebracht werde, was aber auch vollständig genügt, da das Oel vom Schieber stets von selbst auch zum Kolben gelangt.

Man hat in der Praxis beobachtet, dass indessen trotz des sorgfältigsten Einschleifens des Dampfventiles dieses doch nach einiger Zeit etwas Dampf durchliess. Durch die Condensation dieses Dampfes im Oelbehälter musste sich Wasser bilden, das beim jedesmaligen Ventilspiel natürlich zunächst ablief. Es waren daher mehrere Ventilspiele resp. wiederholtes Reversiren mit dem Steuerhebel nöthig, bevor Oel ablaufen konnte. Dieser Uebelstand ist jedoch leicht zu beseitigen, wenn man den Zutritt des Oels in den Ventilraum höher über dem Boden des Oelbehälters stattfinden lässt, wie dies bei den neueren Apparaten geschieht. Wird der Behälter gänzlich mit Oel gefüllt, so kann Anfangs gar kein Dampf resp. Condensationswasser in denselben eintreten, sondern erst nachdem etwas Oel abgelaufen ist.

e. Anschütz's selbstthätiger patentirter Schmierapparat für Cylinder und Schieberkasten. Dieser Apparat ist auf Tafel XXVIII, Fig. 18 und 19 dargestellt. Derselbe gehört wie die vorigen zu den Ventilapparaten, arbeitet jedoch im Verhältniss zu den Pressungsdifferenzen und eignet sich nicht sowohl für die Cylinder-, sondern auch zur Schieberschmierung, eine Verwendung, die bekanntlich nur wenige der selbstthätigen Schmiervorrichtungen gleich gut gestatten. Die Ventile, Federn, Kolben etc. lassen jedoch den Apparat ebenso complicirt und theuer als gebrechlich erscheinen bei aller Vollkommenheit des seiner Construction zu Grunde liegenden Princips, welches bereits Eingangs hervorgehoben wurde.

A ist ein flaches halbkreisförmig gebogenes Rohr von Kupfer (die sogenannte Bourdonspirale oder Schinz'sche Röhre), an einem Ende geschlossen und am anderen mit dem Canal *B* in Verbindung. Durch diesen Canal communicirt der Apparat mit dem Schieberkasten oder dem Cylinder. *C* ist ein Stift, durch ein Gelenk mit dem geschlossenen Ende des Kupferrohres *A* verbunden, *a* ist ein kleiner Schmiercanal, der durch die Schraube *E* verengt und erweitert werden kann, um den Oelzufluss zu reguliren. *D* ist der Deckel mit Füllhahn. Die Wirkung des Apparates ist folgende:

Die Pressungen im Cylinder und Schieberkasten ändern sich während des Verlaufes eines Kolbenhubes, gleichviel ob der Kolben unter Dampf oder leer geht. In Folge dessen wird das Kupferrohr *A*, das mit dem Cylinder oder Schieberkasten in Verbindung steht, sich während jedes Kolbenhubes, der Spannungsänderung ent-

sprechend, mehr oder weniger ausdehnen oder zusammenziehen und den Stift *C* hin und her bewegen. Da Letzterer stets vom Oel umgeben ist, so wird er bei jeder Bewegung eine andere Stelle seiner Oberfläche mit der anhängenden Schmiere vor den Canal *a* bringen, wo dieselbe abgestreift resp. durch das Vacuum aufgesogen und durch den Canal *B* dem Kolben oder Schieber zugeführt wird. Dieser Apparat hat folgenden Vortheil: Je grösser die Spannungen im Cylinder und Schieberkasten sind, desto grösser fällt die Bewegung des Stiftes *C* aus, desto mehr Oel wird dem Cylinder und Schieberkasten zugeführt; je grösser aber die Spannungen, desto grösser ist die Kolben- und Schieberreibung. Der Apparat schmiert daher im Verhältniss zur grösseren oder geringeren Reibung. Der Apparat ist zur Zeit auf den österreichischen Bahnen fast allgemein eingeführt und soll sich bewähren.

f. Schmierbüchse mit Pumpeinrichtung für Locomotivcylinder. Diese Apparate wurden von der Dampfkessel-Armatur-Fabrik Dreyer, Rosenkranz & Droop in Hannover construirt. Die Schmiervorrichtung besteht zunächst im Oelbehälter *A* (vergl. die Figuren 1 und 2 auf Tafel XXIX) mit zwei verkehrt sitzenden, durch Federn balancirten Ventilen *F* und F_1. Bei *P* ist eine Pumpe angebracht, mit welcher man nach Belieben zu jeder Zeit Oel in den Cylinder- resp. Schieberkastenraum hineinpumpen kann, also sehr bequem und sicher. Andererseits aber kann durch die Anbringung eines einfachen Hebelsystemes der Apparat in der Weise selbstthätig gemacht werden, dass man ihn mit irgend einem bewegten Maschinentheile in Verbindung bringt, z. B. mit der Schieberstange.

Der Hub kann durch Verdrehung (resp. Verschiebung) des Stückes *D* (vergl. Fig. 2) innerhalb weiter Grenzen beliebig verändert werden, was bei continuirlicher Schmierung wichtig ist. Sollte zu befürchten sein, dass diese Schmierbüchse beim Leerlaufen der Locomotive ähnlich wie die Kessler'sche wirkt, so ist das kein Nachtheil, indessen kann man für diese Fälle den Hahn *H* absperren. Bei *T* (Fig. 1) ist noch eine Feinstellung angebracht. Beim Leerlaufen der Maschine ist noch zu berücksichtigen, dass Dampf- und Pumpenkolben saugen und daher jedenfalls sicher und correct Oel in den Cylinder gelangt und zwar so sparsam als möglich. Gewöhnlich ertheilt man den $^1/_4$ zölligen Kolben $^1/_8$ Zoll Hub. Die Verbindung des Hebels *Z* mit irgend einem der bewegten Maschinentheile unter richtiger Bemessung des Hubes soll mit keinerlei Schwierigkeiten verbunden sein.

§ 62. Beschlüsse der Münchener Techniker-Versammlung in Betreff der Kolben- und Schieberschmierung. — In Betreff der Frage: »Welche Erfahrungen sind über das Schmieren der Dampfkolben und der Steuerungsschieber resp. über die Einrichtungen dazu gemacht?« hat die Münchener Techniker-Versammlung deutscher Eisenbahn-Verwaltungen folgenden Beschluss gefasst:

»Diejenigen Schmierapparate sind zu empfehlen, welche dem Kolben dann Oel zuführen, wenn während der Fahrt der Dampf abgeschlossen ist.

Für die Schieber ist eine continuirliche Schmierung zu empfehlen.«

Das nähere Studium der Referate lehrt, dass man fast auf allen Bahnen damit beschäftigt war, die alten einfachen Schmiergefässe mit einem oder zwei Hähnen (die sogen. Schmierhähne), insoweit dieselben damals noch vorhanden waren, durch irgend einen der neueren, complicirteren, selbstthätigen Apparate zu ersetzen. Die grosse Mehrzahl der Bahnverwaltungen sprach sich (1868) für die Einführung des Kessler'schen Apparates (vergl. Tafel XXIX, Fig. 6) aus. Es wird aber mehrfach erwähnt

dass derselbe einer sorgfältigen Ueberwachung und Beobachtung bedürfe und dass die Ausführung in Betreff der Ventile sehr oft eine mangelhafte sei. Die Ansicht, dass die Kolben und Schieber während der Wirkung des Dampfes keine Zuführung von Oel bedürften und die Schmierung nur beim Trockenlaufen nöthig sei, wird ebenfalls von der Mehrzahl der Bahnverwaltungen ausgesprochen. Einige jedoch sind der Ansicht, dass dies nur in Bezug auf die Kolben der Fall sei, die Schieber aber eine continuirliche Schmierung erforderten. Ferner wird von mehreren Verwaltungen betont, dass eine Oelersparniss bei den Kessler'schen Apparaten nicht wahrzunehmen gewesen sei, dass die Gleitflächen sich aber gut gehalten; andere Verwaltungen wollen gerade das Gegentheil gefunden und die Apparate deshalb wieder beseitigt haben.

Es ist wohl anzunehmen, dass diese widersprechenden Erfahrungen nur durch mangelhafte Beschaffenheit der Ventile herbeigeführt sind; dagegen dürften die Bedenken, welche gegen die Schmierung der Schieber durch Kessler'sche Apparate erhoben sind, nicht unberücksichtigt zu lassen sein. Referent (Direction der Thüringer Bahn) ist der Ansicht, dass auf Bahnen mit langen und starken Gefällen eine continuirliche Schmierung der Schieber zweckmässig sei; weil nämlich beim Abschluss des Dampfes die Schieberflächen sehr rasch trocken werden und die von oben zugeführte Schmiere diese nur sehr langsam benetzt und dass es auf diese Weise nicht ausbleiben kann, dass der untere Theil der Flächen trocken läuft. Und wenn auch in dem vorliegenden Falle der Schieber nicht unter Dampfdruck steht, so wird eine Reibung der trockenen Flächen dennoch jederzeit stattfinden, und es dürfte deshalb wohl angemessen sein, bei den oben angeführten Verhältnissen eine continuirliche Schmierung für die Schieber anzuordnen.

Die einzelnen Referate in Betreff der Fragebeantwortungen bieten des Interessanten und Beachtenswerthen gar Vieles, und dürfte es angezeigt erscheinen, das Nachfolgende aus denselben hier in aller Kürze mitzutheilen. So sagt z. B. die Preuss. Ostbahn, »dass die von Kessler construirten Schmierapparate, welche Kolben und Schieber nach Dampfabschluss mit Oel versehen, die zweckmässigsten wären, was jahrelange Beobachtungen ergeben hätten«. Sie stand aber notorisch gleichzeitig im Begriff, die Schauwecker'schen Apparate einzuführen, was für das bessere Verständniss des obigen Ausspruches bezeichnend ist, d. h. den alten Rock zu loben, während man den neuen anzieht.

Die Berlin-Potsdam-Magdeburger, die Berlin-Anhalter, die Westfälische, die Böhmische Westbahn, die Warschau-Wiener und einige andere Bahnen haben mit den Kessler'schen Apparaten so befriedigende Resultate erzielt, dass sie dieselben zur allgemeineren Einführung empfehlen. Die Main-Weserbahn erkennt in Betreff dieses Apparates seine Unbrauchbarkeit für eine befriedigende Schieberölung und die Köln-Mindener Bahn fügt hinzu, es stehe überhaupt noch dahin, ob auf ebener Bahn complicirtere Schmiervorrichtungen erforderlich wären.

Unbefriedigende Resultate mit System Kessler wollen die Grossherz. Friedrich-Franz-Bahn, die Theissbahn und die Leipzig-Dresdener Bahn gemacht haben, welche letztere dieselben jedoch nur an 5 Maschinen in Function hatte.

Der Schollwer'sche Oeltropfapparat (vergl. Tafel XXVIII, Fig. 20) war auf 7 Bahnen in Anwendung, 4 von ihnen haben aber über denselben wegen zu geringer Dauer der Benutzung noch kein bestimmtes Urtheil abgegeben; von 2 anderen wird der Apparat zum Schmieren der Schieber für Bahnen ohne bedeutendes Gefälle dem Kessler'schen vorgezogen, von einer aber über starken Oelconsum geklagt.

Der Apparat von Krauss, welcher auf 4 Bahnen in Anwendung war, wird

von 2 Bahnen für Schieber empfohlen, von einer anderen endlich als nicht zuverlässig bezeichnet.

Der Apparat von Görgel (vergl. Tafel XXVIII, Fig. 4 und 5) war zwar auf 2 Bahnen in Anwendung; es werden von denselben aber wegen mangelnden Erfahrungen keine Resultate angegeben.

Von Schauwecker's selbstthätigem Oeltropfapparate (s. Fig. 13, Tafel XXVIII) hatten damals erst zwei Bahnen Anwendung gemacht; es fehlt aber ebenfalls jede Angabe des damit erreichten Resultates seitens der betreffenden Verwaltungen. Dasselbe ist mit einem selbstthätigen Schmierapparate von Wilson der Fall, der bei den Maschinen der Niederländischen Staatsbahn eingeführt war.

Von 2 Bahnverwaltungen wird eine Schmiervorrichtung lobend erwähnt, welche auf der Rauchkammer angebracht ist; jedenfalls ist damit die Zuführung von Oel in die Dampfeinströmungsröhren gemeint. Ferner wird von einer Verwaltung angegeben, an ihren Maschinen sei eine Einrichtung getroffen, mittelst deren der Führer von seinem Standpunkte aus dem Kolben und Schieber durch Oeffnen eines Hahnes während der Fahrt beliebig Oel zuführen könne, und wird diese Einrichtung, deren einige bereits im laufenden Capitel geeigneten Ortes Gegenstand der Besprechung und Darstellung gewesen sind, namentlich für starke Gefälle empfohlen. Noch eine andere Bahn endlich empfiehlt die Zuführung von Dampf durch einen besonderen Hahn, wenn der Dampfregulator geschlossen ist, Apparate, die gleichfalls bereits oben behandelt wurden.

Die Schmierapparate der Bayerischen Ostbahn, die sich auf Condensation des Dampfes im Oel gründen, wie eine ganze Reihe von Constructionen gleichen Principes, die sämmtlich beschrieben wurden, haben sich zum Schmieren sowohl der Schieber als der Kolben bewährt. Vergl. Fig. 23 auf Tafel XXVIII.

Aus Obigem folgt, dass man sich damals auf den deutschen Bahnen in einer Uebergangsperiode befand, die zwischen dem Condensations- und dem Dochtsysteme liegt. Die Schmierhähne waren im Princip überwunden, die Oeltropfapparate noch nicht auf dem Höhepunkte ihrer Vollendung angelangt. Als Uebergangsstufe zwischen jenen beiden sind aber eben die Condensations- und Dochtapparate zu erachten, welche zunächst bestimmt waren, die Oelgebung unabhängig von der Willkühr des Personales zu machen und die Kolben- und Schieberschmierung, deren hohe Bedeutung für die Oekonomie des Betriebes erst langsam erkannt wurde, im Wesen zu vervollkommnen. Eine Regulirung des Verbrauches, welche jene noch zu wünschen übrig liessen, blieb den Oeltropfapparaten vorbehalten, insbesondere aber in derjenigen Form der Lösung der Aufgabe, welche dem verdienstvollen Schauwecker nach jahrelangen Bestrebungen endlich gelungen ist.

F. Schmierapparate für Geradführungen und bewegte Stangen.

§ 63. — Die hierher gehörigen Schmierapparate sind theils Saugdochtvorrichtungen, theils Ventilapparate. Die Oelbehälter sind in der Mehrzahl der Fälle aus dem Ganzen gearbeitet. Bei den Schmiervorrichtungen für Führungsapparate hat man zu unterscheiden:

1. Schmiervorrichtung der Oberschiene,
2. Schmiervorrichtung der Unterschiene,
3. Schmiervorrichtung des Kurbelstangenlagers im Kreuzkopf.

ad 1. Die Oberschiene besitzt, behufs Schmierung der nach unten gerichteten Fläche des Führungslineales, entweder zwei oder eine Schmierbüchse auf ihrer Oberseite, welche mit der Schiene in der Regel aus dem Ganzen gearbeitet sind. In einigen Fällen sind dieselben jedoch durch besonders aufgeschraubte broncene Oelkapseln repräsentirt. Ist nur ein Schmiergefäss vorhanden, so befindet sich dasselbe in der Mitte der Lineallänge, nahe der mittleren Kreuzkopfstellung, sind jedoch zwei Behälter angeordnet, so befinden sich dieselben näher den Enden des Lineales, gleichweit von der Mitte desselben entfernt. In Betreff der Anordnung mit einfachem Schmiergefäss wird auf Tafel XXVII, Fig. 13 verwiesen.

ad 2. Die Unterschiene wird entweder direct durch Aufgiessen von Oel auf die Planfläche des Lineales geschmiert oder es besitzt die Kreuzkopfbasis einen besonderen Oelgebeapparat. Fig. 4 und 5 auf Tafel XXIX stellt eine der letztgenannten Einrichtungen vor. Es ist daselbst *l* die Schmierbüchse auf dem unteren Gleitbacken, *n* der Deckel derselben mit verschliessbarer Eingussröhre, *o o* Befestigungsschräubchen des Deckels und *p p* die Feststellsplinte der Schräubchen *o o*. Die Eingussröhre des Deckels ist innen mit Gewinde versehen, damit sie durch einen Stöpsel verschlossen werden kann.

ad 3. Das Kurbelstangenlager im Kreuzkopf besitzt ein oben offenes, mit dem Kopfe aus dem Ganzen gearbeitetes Schmiergefäss, welches seiner schweren Zugänglichkeit wegen von aussen her beschickt werden muss. Der Kreuzkopf trägt zu diesem Behufe an seiner Aussenseite, nahe dem oberen Rande, ein kleines Oelreservoir, von welchem aus das Schmiermaterial nach dem inneren Hohlraume des Kreuzkopfes vermittelst eines dünnen Kupferröhrchens geführt wird, von entsprechender Länge und Neigung, so dass das Oel in den oben offenen Saugdochtölbehälter des Kurbelstangenkopfes gelangt. Fig. 8 u. 9 auf Tafel XXVII führt diese einfache Einrichtung vor Augen.

Die Lager der Kurbel- und Kuppelstangen sind immer mit Oelreservoiren versehen, die mit den Köpfen ein Ganzes bilden. Das Princip der Oelzuführung erfolgt in der Mehrzahl der Fälle vermittelst Siphonapparat, wobei der Docht in das hochliegende Ende des Centralröhrchens hineinreicht und andererseits ins Oel des Reservoires taucht. Die Figuren 9 und 10 auf Tafel XXIX führen eine derartige Einrichtung vor Augen. Der messingene gefalzte Ring α wird in den Falz der Schmierbüchse eingelassen und durch leichtes Vernieten gegen die Schmierbüchsenwände gehalten. In diesen Ring α ist eine excentrisch gebohrte Scheibe β fest und eine ebenfalls excentrisch gebohrte Scheibe γ drehbar eingesetzt; je nach der Stellung der Scheibe γ ist die Bohrung der unteren Scheibe β offen oder geschlossen. Zum bequemen Handhaben der oberen Verschlussscheibe ist dieselbe mit einem entsprechenden Griff ε versehen.

Damit das Oel nicht plötzlich abfliesst, wird in die Schmierbüchse eine fast bis zum Deckel reichende Röhre eingesetzt (in diesem Falle aus Kupfer bestehend) oder mittelst des Kernbohrers aus dem Ganzen herausgebohrt, wie dies in neuerer Zeit allgemein üblich. In diese Röhre wird ein Docht eingehängt, dessen eines Ende bis zum Zapfen reicht, während das andere Ende auf dem Boden der Schmierbüchse aufliegt. Durch geeignete Nuthen in den Lagerschalen, welche in der Composition nach bestimmten Regeln mit Hülfe des Meissels hergestellt werden, wird die Vertheilung des Schmiermittels auf dem Zapfen bewirkt.

Besondere Sorgfalt ist namentlich dem Verschluss der Schmierbüchse zu widmen, indem derselbe nicht allein jedes Entweichen von Oel unmöglich machen, sondern auch leicht und schnell geöffnet und geschlossen werden muss. Sehr empfehlenswerth sind vom letzteren Standpunkte die Verschlüsse mit federndem Knopfe, welcher mit dem

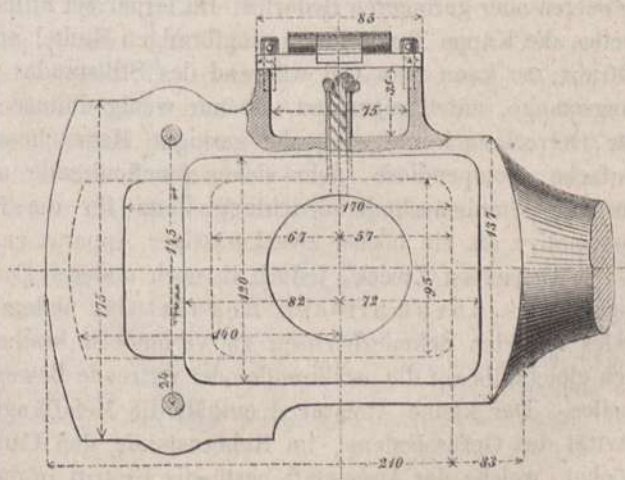
Finger niederzudrücken ist, während Oel in das Gefäss eingeführt wird. (Aehnlich wie in Fig. 12 auf Tafel XXVIII.) Die Feder drückt dabei den beregten Knopf beständig von unten her gegen die kreisförmige Oeffnung im Deckel, so dass Oelverluste einerseits, sowie das Eindringen von Staub andererseits gänzlich vermieden werden. Die englischen Locomotiven sind ausschliesslich mit dieser Verschlussvorrichtung der Stangen- und Geradführungsschmierbüchsen versehen, die sich, trotz der ihr innewohnenden Complicirtheit, doch in der Praxis als vortrefflich bewährt hat und daher allgemeine Anwendung findet.

Fig. 11 und 12, Tafel XXIX stellen die Schmiervorrichtung eines Kuppelstangenkopfes vor. Die Deckelconstruction besteht daselbst in einem Plättchen α, das zwischen zwei Wände der Schmierbüchse eingeschoben und durch 4 Schräubchen gehalten wird. Diese Anschlussplatte ist oben etwas concav ausgehöhlt, damit das etwa zu viel aufgegebene Oel nicht über den Rand ablaufen kann. Das Schmierloch β ist mit Gewinde versehen, damit es nach Befinden mittelst Stöpsel verschlossen werden kann.

Dieselbe Construction der Schmierbüchse erweist das in Fig. 13 auf Tafel XXIX dargestellte Schubstangenlager.

Alle diese Saugdocht-Schmierapparate haben den grossen Nachtheil, dass bei ihnen die Oelung auch während des Stillstandes der Maschine erfolgt, also zu Zeiten, wo keinerlei Oelbedarf erfordert wird, indem die Capillarität des Dochtes permanent wirkt. Es soll nun zwar die erste Arbeit des Heizers sein, bei Beendigung der Fahrt die sämmtlichen Saugdochte aus den Röhrchen zu ziehen und dieselben daneben ins Oel der Kapsel zu legen, so dass jede Oelzuführung zum Zapfen aufhört, doch kann dies eben nur am Ende der Fahrt geschehen, auf den Zwischenhaltepunkten erfolgt die Oelung jedoch umsonst. Dieser continuirliche Oelverlust, der durch den letzterwähnten Umstand bedingt wird, macht sich schon dadurch bemerklich, dass die Stangen und Zapfen und oft auch die in der Nähe befindlichen Theile bei längerem Stillstande der Maschine mit Oelschmiere sich bedecken. Um diesem Oelverluste abzuhelfen, hat man den Docht, wie in beistehender Figur 48 dargestellt, derart in das Röhrchen eingeführt, dass am oberen Ende eine Art Knoten durch den Docht selbst gebildet wird, wobei der Docht nicht über das Röhrchen aussen herabhängen und in das Oel eintauchen darf. Beim Gange der Maschinen wird nun wohl Oel durch die schiefen Stellungen, welche der Stangenkopf dabei einnimmt, an den Docht gelangen, doch beim Stillstande, wo das Oel im Reservoir ruhig steht, kann keines mit dem Dochte in Berührung kommen, weshalb die Oelung vollkommen aufhört. Beginnt bei Bewegung der Maschine das Umherschleudern des Oeles in der Kammer aufs Neue, so beginnt auch zugleich die erneuerte Oelzuführung zum Zapfen.

Fig. 48.



Noch vollkommener sind diejenigen Apparate für Stangenschmierung, deren Wirkung sich auf die Thätigkeit eines Ventiles gründet und welche demgemäss nach Maassgabe des wirklich erforderlichen Bedarfes schmieren — eine Bedingung, die jeder vollkommene Schmierapparat in erster Linie erfüllen soll.

Zu den Ventilapparaten gehört zunächst die von Wirth construirte Vorrichtung, die auf Tafel XXVII in den Figuren 22 und 23 vorgeführt ist. Der gezeichnete Apparat ist speciell für Kurbel- und Kuppelstangen bestimmt und hat die gute Eigenschaft, nur so lange in Thätigkeit zu sein, als die Maschine resp. die Stange arbeitet. In diesem Falle wird durch die schwingende Bewegung des Oelgefässes eine gleiche Bewegung des in dem Apparate befindlichen kleinen Hebels *a* eingeleitet. Derselbe trägt unten einen kugelförmigen Drehpunkt mit zwei Ausschnitten *b b*, welche zur Aufnahme und Abgabe des Oeles dienen, wodurch während des Ganges eine sehr regelmässige Oelversorgung des Kurbelstangenlagers erzielt wird, die zugleich mit grösster Oekonomie erfolgt.

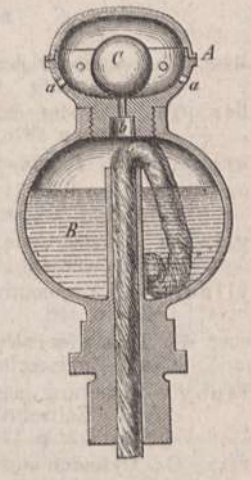
Um ein Herausspringen des Hebels *a* aus seinem Drehpunkte zu verhindern, hat derselbe eine schlitzartige Führung und ist derselbe zu beiden Seiten mit hervortretenden Backen *d* versehen. Durch die mit einem Kork verschlossene Oeffnung *f* wird Oel eingegossen. Von Zeit zu Zeit ist der Deckel nebst dem Führungsringe *c*, nach Lösung der Schräubchen *e e*, fortzunehmen, um eine gründliche Reinigung des Apparates bewirken zu können, da anderenfalls sich die kleinen Ausschnitte *b b* zusetzen und in Folge dessen den Apparat in seiner Thätigkeit hindern würden. Wirth & Comp. in Frankfurt a. M. liefern diese sehr zweckmässigen Apparate.

Auf ganz gleichem Princip beruht die wesentlich abweichende Construction einer selbstthätigen Stangenschmiervorrichtung in Fig. 3 auf Tafel XXIX. Es ist ersichtlich, dass in Folge der Evolutionen der Stange das Kappenventil *T* auf- und niedergeworfen werden müsse und so zwar um so höher, je rascher der Umschwung des Stangenkopfes sich vollzieht. Der Apparat schmiert demnach im Verhältniss des grösseren oder geringeren Bedarfes. Da ferner bei Stillstand des betreffenden Maschinentheiles die Kappe *T* mit ihrem ringförmigen Mantel auf der Basis des Schmierbehälters aufruht, so kann kein Oel während des Stillstandes zum Zapfen dringen. Die Führungsstange, unten zugespitzt, ist nur wenig dünner als der Führungscanal, wodurch der Oelverbrauch auf ein sehr geringes Maass herabgebracht werden kann. Diese einfache, compendiöse, sehr sicher functionirende und daher keinerlei Aufsicht bedürfende Stangenschmiervorrichtung kann für die Kurbel- und Kuppelstangen der Locomotive als ein höchst zweckmässiger Apparat empfohlen werden.

Denselben Zweck, jedoch in noch anderer Form der Ausführung, verfolgt der sogenannte »pneumatische Regulator«, indem auch dieser das Auslaufen des Oeles aus den Schmierbüchsen zu verhindern bestimmt ist. Seine Function gründet sich gleichfalls auf die oscillirende oder rotirende Bewegung des betreffenden Maschinentheiles. Der kleine Apparat *A* enthält die Metallkugel *C*, welche, in Folge der Concavität des Gefässbodens, im Ruhezustande den Canal *b* beständig deckt. *a a* sind Löcher, welche der Aussenluft beständig Eintritt in das Reservoir *A* gestatten, welches demnach als Luftbehälter dient. *A* kann ohne Weiterungen mittelst Gewindeunterstückes auf den Kopf vorhandener Schmiergefässe aufgesetzt werden (vergl. Fig. 49, p. 587). Da nun während der Ruhe die Kugel *C* den Canal *b* abschliesst, welcher den einzigen Zutritt der Luft zum Schmiergefäss *B* bildet, so soll kein Oel austreten können. Sobald jedoch die Stange ihre Evolutionen beginnt, so wird die Kugel *C* ihren Platz verlassen und in *A* umherfliegen, wobei das Loch *b* frei bleibt

und die Oelung von *B* aus in der gewöhnlichen Weise stattfinden kann. Bei Verlangsamung des Ganges vermindert sich die Intensität des Kugelspieles, weshalb vorausgesetzt werden könnte, dass auch der Oelverbrauch in gleichem Maasse abnimmt, und da bei der Ruhe der Kugel der Canal *b* gedeckt bleibt, so würde ein Ausfluss von Oel in den Ruheständen nicht erfolgen können. Alles kommt, wie leicht ersichtlich, darauf an, dass *C* dicht auf *b* schliesst, da anderenfalls die beabsichtigte Wirkung nicht stattfinden kann. Diese Bedingung dürfte jedoch in der Praxis nicht leicht zu erreichen sein, noch weniger zu erhalten, da die Abnutzung der Kugel schwerlich eine gleichmässige sein kann.

Fig. 49.



Versuche auf der Frankfurt-Offenbacher Bahn, welche ein halbes Jahr hindurch mit diesem pneumatischen Apparate angestellt wurden, sollen jedoch ergeben haben:

1. Dass der pneumatische Regulator niemals versagte;
2. dass sich die Kugel während dieser Zeit nur wenig abnutzte, weil sie stets etwas fettig bleibt und nicht unrund wurde[11]);
3. dass die Oelgefässe der einen Seite der Locomotive, welche mit dem pneumatischen Regulator versehen waren, circa 35 % (?!) weniger Oel verbrauchten, als diejenigen der anderen Locomotivseite.

Ausser der nach Obigem, wenn es sich durch weiter ausgedehnte Versuche bestätigen sollte, sehr beträchtlichen Oelersparniss empfiehlt sich der Apparat dadurch, dass er gestattet, die Schmierbüchsen beliebige Zeit vor der Abfahrt der Locomotive zu füllen, ohne dass Oelverluste zu befürchten wären; auch würde die Wahl grösserer Oelgefässe zulässig sein, welche nur selten gefüllt zu werden brauchen, was in manchen Beziehungen von Werth sein könnte. Endlich wird seitens des Erfinders behauptet, dass der Regulator das Oel und die Dochte vor Schmutz und Staub vollkommen schütze, und dass auch die Maschinentheile reiner an ihren Oberflächen erhalten würden, indem in den Stillständen jedwedes Oelrinnen, und damit jeder Oelverlust sistire. Der Apparat wird vom Erfinder Ludwig Becker, Armaturen-Fabrikant in Offenbach, in 3 Modellen geliefert und zwar zu 9, 7,17 und 6,4 Thaler.

---

[11]) Hierzu verdient indessen bemerkt zu werden, dass jede massive Kugel, welche in dieser oder ähnlicher Weise functionirt, unrund werden muss, da es kein Material giebt, welches durch und durch homogen ist. Der Schwerpunkt der Kugel muss, behufs gleichförmiger Abnutzung, in deren Mittelpunkt fallen, ein in der Praxis fast niemals eintretender Zufall, wie die Kugelventile der alten Maschinenpumpen lehren, die nach Verlauf gewisser Zeiträume immer auf dieselbe Kappe schlagen, wodurch sie birnförmige Gestalt annehmen und nicht mehr dicht halten.

Literatur.

a. Ueber Cylinder und Schieberkasten.

Büte, Th., Cylinder der Locomotiven auf der Pariser Ausstellung von 1867. Auszug aus dem Reiseberichte. Organ f. Eisenbahnwesen 1868, p. 101.

Büte, Th., Cylinder der Locomotiven auf der Wiener Ausstellung von 1873. Organ f. Eisenbahnwesen 1873, p. 151.

Burch's, Rich., Dampfwagen (mit oscillirenden Cylindern). Lond. Journ. 1838 März p. 352—58.

Constructionsverhältnisse der Cylinder und Schieber nach Redtenbacher. Heusinger v. Waldegg, Organ 1853, p. 15.

Cylinder, verschiedene Methoden, wie dieselben in den englischen Locomotivfabriken ausgearbeitet werden. (Civilingenieur 1866, p. 356.) Organ f. Eisenbahnwesen 1867, p. 88.

Cylinder der Locomotiven auf der Londoner Ausstellung von 1862. Organ f. Eisenbahnwesen 1864, p. 168.

Ueber die Dampfwirkungen in Locomotivcylindern. Organ f. Eisenbahnwesen 1871, p. 243. Nach Engineering Jan. 1871.

Dlauhy's Sicherung gegen das Eindringen des Kohlenstaubs in die Dampfcylinder der Locomotiven. Zeitschrift des österreichischen Ingenieur-Vereins 1852, p. 111. Polyt. Centralblatt 1852, p. 1114. 1115.

Fritz, C., Cylinder und Kolben an französischen Locomotiven. Heusinger von Waldegg, Organ 1856, p. 13.

Höltzenbein, U., Verbesserte Dichtung von Dampfkisten etc. mittelst Kupferdraht. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1873, p. 35.

Köchlin's, A., Dampfmäntel an Locomotivcylindern. Génie industr. Oct. 1857, p. 169. Polyt. Centralblatt 1857, p. 1554. Dingler's Journal 147. Bd. p. 3.

Mc. Connell's, neue Verwendungsmethode von Schmiedeeisen zu Locomotivcylindern, Kolben, Achsen etc. The pract. Mech. Journ. 1852, Aug. p. 97 und 107. Polyt. Centralblatt 1853, p, 203.

Umhüllung der Dampfcylinder mit Kork. Organ f. Eisenbahnwesen 1870, p. 216.

Went und Vernum's Locomotiven mit oscillirenden Cylindern. Mech. Magaz. 1849, März; und Heusinger von Waldegg, Organ 1849, p. 165. Polyt. Centralblatt 1849, p. 723. 724.

b. Ueber Kolben und deren Dichtungsringe.

Becker, Ludw., Hohle gegossene gusseiserne Kolbenkörper und Lagerführungsbacken von Hartguss. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1870, p. 84. Zeitschrift des Oesterreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereins 1869, p. 108.

Becker's, Ludw., gusseiserner hohler Locomotiv-Dampfkolben. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1873, p. 205.

Mittel zur Befestigung der Dampfkolben an ihren Stangen. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1869, p. 237, nach Engineering 1869, p. 117.

Clayton, W. und J. Goodfellow's Kolben mit Metallliderung. London Journal 1859, p. 277. Polyt. Centralblatt 1860, p. 220. Dingler's Journal 155. Bd., p. 247.

Composition für Cylinderkolbenringe. Heusinger von Waldegg, Organ, 2. Bd., p. 142.

Composition zu Kolbenringen und Schiebern von den Locomotiven der Cöln-Mindener-Bahn. Heusinger von Waldegg, Organ 1853, p. 52.

Mc. Connell's Kolben von Schmiedeeisen für Locomotiv-Cylinder. Armengaud, Genie industr. London 1853, p. 281. Heusinger von Waldegg, Organ 1853, p. 246.

Curant, Berth., Ueber Dampfcylinderkolben und Vorrichtungen zur praktischen Bearbeitung derselben. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1871, p. 141.

Curant's, B., Umänderung der schwedischen Kolben. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1872, p. 189.

Critchley, H. und S. Elstons Dampfkolben. London Journal 1859, p. 216. Polyt. Centralblatt 1859, p. 1723.

Welche Erfahrungen sind hinsichtlich der Construction der Dampfkolben und des Materials der Dichtungsringe derselben gemacht? (Referat für die Münchener Techniker-Versammlung.) Organ f. Eisenbahnwesen, III. Supplem.-Bd., p. 163.

Fischer, J., Anwendung der Compositions-Kolbenringe bei Locomotiven. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1866, p. 245. Zeitschrift des österreichischen Ingenieur- und Archit.-Vereins 1865, p. 101.

Goodfellow's Metallkolben mit selbstadjustirenden Federn. Heusinger von Waldegg, Organ 1850, p. 89. 90.

Hagen's Dampfkolben. Organ f. Eisenbahnwesen 1869, p. 237.

Hager, B., Palmer's und Hochland's Dampfkolben. Civilingenieur 1859, p. 163. Polyt. Centralblatt 1859, p. 1258.

Has, E., Notiz über verbesserte Dampfkolben der Main-Weserbahn. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1870, p. 80.

Jirsch, W., Ueber Dampfkolben bei den Locomotiven. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1865, p. 5.

Johnson's, Sam. W., Locomotivkolben der Great-Eastern Eisenbahn. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1870, p. 80, nach Engineering 1869, p. 170.

Joy's Patent-Dampfkolben. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1861. 2. und 3. Heft. Scheffler's Organ 1861, p. 223—224.

Kolben der Locomotiven auf der Londoner Ausstellung von 1862. Organ f. Eisenbahnwesen 1864, p. 168.

Kolben, Schwedische, für Dampfmaschinen und Locomotiven. Zeitschrift des österr. Ingenieur-Vereins 1862. Zeitung des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen 1862, p. 620.

Schwedischer Kolben bei Locomotiven der Köln-Mindener-Bahn. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1865, p. 225; 1867, p. 257. (Bericht der Direction der Köln-Mindener-Eisenbahn 1864, S. 37.)

Krauss, G., Verbesserter Dampfkolben. Polyt. Journal von Dingler, 144. Bd., 1. Heft; 149. Bd. p. 14; 152. Bd., p. 242. Heusinger v. Waldegg, Organ 1856, p. 63 u. 65; 1857, p. 248—251.

Legris' Dampfkolben. Génie indust., Juli 1856. Polyt. Centralblatt 1866. Scheffler's Organ 1856, p. 246—247.

Locomotiv-Kolben mit Dichtung von Dunbar. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1868, p. 159. Engineering vom 21. Juni 1867.

Mac-Connell's, J. E., verbesserter Kolben. Pract. Mech. Journal 1855, p. 126. Heusinger v. Waldegg, Organ 1855, p. 171.

Nowotny, F., die Locomotivkolben auf der Obererzgebirgischen Eisenbahn. Civilingenieur 1858, p. 151. Polyt. Centralblatt 1858, p. 1546.

Ramsbottom's, J., verbesserter Locomotivkolben. Mech. Magaz. Juli 1854, p. 53. Organ f. die Fortschritte des Eisenbahnwesens 1854, p. 207. Polyt. Centralblatt 1854, p. 1277.

Remington's neue Locomotive (mit doppelten Kolben in jedem Cylinder). Moniteur industr. 1851, p. 1568. Polyt. Centralblatt 1851, p. 1502. 1503.

Rühlmann, Ueber Ramsbottom's Kolbenliederung. Mittheilung des Hannov.-Gew.-Ver. 1856, 5. Heft. Scheffler's Organ 1857, p. 137—140.

Sammann, A., Ueber schmiedeeiserne Dampfkolben und Methode zur Umgehung der Auswechslung von Kolbenstangen bei Locomotivkolben. Scheffler's Organ 1859, p. 128. 129. Polyt. Centralblatt 1859, p. 1335.

Sanguier's Locomotive mit hohler Kolbenstange. Génie industr. 1853. Août. p. 75. Polyt. Centralblatt 1853, p. 1270.

Stroudley's Locomotiv-Kolben. Organ f. Eisenbahnwesen 1870, p. 212. Nach Engineering 1875, p. 65.

Tilp, Emil, Ueber Kolbenringe. Organ f. Eisenbahnwesen 1874, p. 23.

Wilson's, E. B., Locomotive nach dem Cambian-System (mit doppelten Kolbenstangen und doppelten Kurbelstangen). Pract. Mech. Journ. 1848, p. 23. 80. Polyt. Centralblatt 1848, p. 1151; 1849, p. 720.

c. Ueber Stopfbüchsen und deren Verpackungen.

Camozzi und Schlösser's selbstthätig wirkende Metalldichtungen für Stopfbüchsen von Locomotivcylindern, Schieberkasten, Pumpen etc. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1868, p. 248.

Correns', J., verbesserte Stopfbüchsen für Locomotiven und andere Dampfmaschinen. Heusinger von Waldegg, Organ 1856, p. 17—18. Polyt. Centralblatt 1856, p. 1031. 1032.

Neue selbstwirkende Dampfpackung. Patent Becker, Hecker und Wirth. Organ f. Eisenbahnwesen 1872, p. 134.

Fairlie's verbesserte Metallpackung. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1871, p. 161. Nach Mechan. Magaz., Oct. 1870, p. 258.

Foster, W., Kautschuckliederung für Kolben und Stopfbüchsen. Organ f. Eisenbahnwesen 1866, p. 180. (The Engineer 1855, p. 354.)

Girdwood's Metall-Stopfbüchsen-Packung aus Drahtgewebe. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1875, p. 41. Dingler's polyt. Journal, 212. Bd., p. 277.

Hunt's, J., Stopfbüchsen mit Metallliederung. Heusinger von Waldegg, Organ 1849, p. 133. 134.

Kolbenstangen-Verpackung. Organ f. Eisenbahnwesen 1865, p. 79. Desgl. Erickner's Patent. (The Engineer, Aug. 5. 1864.)

Selbstwirkende Liderungen. Organ f. Eisenbahnwesen 1869, p. 239.

Stopfbüchsenliederung aus Säge- und Hobelspänen. Organ f. Eisenbahnwesen 1865, p. 31. (Pract. Mech. Journ. Jan. 1864, p. 267.)

Stopfbüchsenpackung. Organ f. Eisenbahnwesen 1871, p. 161.

Neue Stopfbüchsenpackung. Organ f. Eisenbahnwesen 1871, p. 241.

Stopfbüchsenpackung aus Asbest. Organ f. Eisenbahnwesen 1872, p. 173. Nach Engineering Nr. 834.

Ueber Stopfbüchsen-Verpackung der Dampfmaschinen, Pumpen etc. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1871, p. 38.

Verpackungsmaterial für Stopfbüchsen etc. Organ f. Eisenbahnwesen 1866, p. 75. (Dingler's Polyt. Journal, 178. Bd., p. 75.)

von Weber, M., Verbesserte Stopfbüchsen an den Locomotiven der Great-Westernbahn. Heusinger von Waldegg, Organ, 1. Bd. (1846), p. 80.

Zeyss, F., Neue patentirte Metallliderung für Stopfbüchsen. Organ f. Eisenbahnwesen 1870, p. 102.

d. Ueber Kreuzköpfe und deren Führungen.

Andreä, Emil, Neuer Schieber zur Leitung der Kolbenstangen für aussenliegende Cylinder. Heusinger von Waldegg, Organ 1848, p. 104. 105.

Becker's, Ludw., Kreuzkopf und Geradführung. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1873, p. 205.

Gruson, G., Kreuzkopf für Locomotiven mit vier Gleitlinealen. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1865, p. 139.

Hughes, J., Ausgleichung der Abnutzung bei Maschinen mit geradliniger Bewegung (Locomotiv-Cylinder). Pract. Mech. Journ. März 1856, p. 279. Dingler's Journal, 141. Bd., p. 175.

Einfache Parallelleitung für die Kolbenstangen an neuen Locomotiven aus der Kessler'schen Maschinenfabrik. Heusinger von Waldegg, Organ, 2. Bd., p. 122. 123.

Smith's, Andrew, verbesserte Methode geradlinig wiederkehrende Bewegung in drehende Bewegung zu verwandeln, auf Dampfwagen angewendet. London Journal 1836, Oct. p. 1—5. Polyt. Centralblatt 1836, p. 1155. 1156.

Stroudley's Locomotive-Kreuzkopf. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1870, p. 211. Nach Engineering 1870, Febr., p. 65.

e. Ueber Schmierapparate für Kolben, Schieber und Kurbelstangen.

Anschütz's patentirter neuer selbstthätiger Schmierapparat für Cylinder und Schieber. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1873, p. 164. Nach Uhland's Maschinenconstructeur 1872.

Borsig's, A., Cylinder-Schmierbüchse an Locomotiven. Heusinger von Waldegg, Organ 1849, p. 124. Polyt. Centralblatt 1850, p. 460.

Borsig's, A., neue Sparölbüchse an Locomotiven. Heusinger von Waldegg, Organ 1849, p. 51 u. 52. Polyt. Centralblatt 1849, p. 851.

Büte, Th., Schmierapparate für Schieber und Cylinder bei Locomotiven der Wiener Ausstellung von 1873. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1873, p. 152.

Correns, Jos., Der Cylinder- und Schieberkasten-Schmierapparat an den Locomotiven der Frankfurt-Hanauer Bahn. Heusinger von Waldegg, Organ 1850, p. 8—10. Polyt. Centralblatt 1850, p. 460—463.

Curant's, Berth., selbstwirkende Patent-Schmierapparate für Schieber und Kolben der Locomotiven und Dampfmaschinen. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1870, p. 22.

Curant's, B., selbstwirkende Schmierapparate für Schieber und Kolben. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1872, p. 188.

Welche Erfahrungen sind über das Schmieren der Dampfkolben und der Steuerungsschieber, resp. über die Einrichtungen dazu, gemacht? (Referat für die Münchener-Techniker-Versammlung.) Organ f. Eisenbahnwesen, III. Suppl.-Bd., p. 174.

Fritz, C., verbesserte, selbstthätige Oelbüchse für die Kurbelstangen. Heusinger von Waldegg, Organ 1870, p. 148. Polyt. Centralblatt 1852, p. 716.

Görgel's Schmierbüchse für Dampfkolben an Locomotiven, patentirt für Schäffer und Budenberg in Magdeburg. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1868, p. 82. Dingler's polyt. Journ. 185. Bd., p. 427.

Hagen, B., Beschreibung einiger in Amerika üblichen Oelapparate (lubricators). Scheffler's Organ 1858, p. 19—21.

Heusinger von Waldegg, Ueber einige neuere Schmierapparate für Dampfcylinder, Schieber, Kurbel- und Kuppelstangen. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1869, p. 148 u. 206.

Hölzenbein, U., Nochmals über die Schmierung der Schieber und Cylinder bei Locomotiven. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1871, p. 144.

Jacobi, R., Selbstthätige Schmierbüchse für Dampfcylinder. Dingler's Journal, 159. Bd. Scheffler's Organ 1861, p. 122—124.

Johnson's Schmierapparat. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1864, p. 176. (The Engineer, 19. Febr. 1864, p. 111.)

Kessler's Schmierapparat. Zeitung des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen 1867, p. 21 und 129.

Kessler, H., Selbstthätiger Schmierapparat für Cylinder und Schieberkasten. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1867, p. 51 und 150.

Kessler's Schmierapparat für Cylinder etc. Zeitung des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen 1866, p. 116. 546 und 614.

Kolbenschmierbüchse von C. P. Colquhoun und J. P. Ferris. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1866, p. 178. (The Engineer 1865, p. 420.)

Kolbenschmierbüchse von Duballe und Lambelin. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1866, p. 246. (Armengaud's Génie industriel. Avril 1866, p. 198.)

Krauss, Schmiervorrichtung für Kolben und Schieber bei den Locomotiven der Oldenburgischen Staatsbahn. Mit Holzschn. Organ f. Eisenbahnwesen 1868, p. 22.

Oelschmierapparat für Cylinder bei den Locomotiven der Köln-Mindener Bahn. Organ für Eisenbahnwesen 1869, p. 234.

Ramsbottom's patentirte Schmierbüchse für Cylinder und Schieberkasten. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1864, p. 84. (Civilingenieur 1863, p. 158.)

Reimherr's, Fr., Schmierapparat für Schieber und Kolben. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1870, p. 79.

Rodieux, A., Verbesserter Schmierhahn. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1871, p. 72.

Rous, E., Schmierbüchse. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1872, p. 215. Bulletin de la Société d'Encouragne 1871, Sept., p. 273.

Schärches' selbstthätiger Schmierapparat für Kolben und Schieber. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1869, p. 206.

Scharnberger's, Pet., patentirter selbstthätiger Schmierapparat für Schieber und Kolben. Mit Holzschn. Organ f. Eisenbahnwesen 1870, p. 199.

Schauwecker's Oeltropfapparat. Zeitung des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen 1867, p. 597.

Schauwecker's, Friedr., patentirter selbstthätiger Oeltropfapparat für Schieber und Kolben. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1869, p. 192.

Schauwecker, Fr., Ueber neue und alte Schmierapparate für Schieber und Kolben. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1870, p. 79.

— — — Vertheidigung der selbstthätigen Schmierapparate. Ebendas. 1870, p. 241.

Schauwecker's patentirter selbstthätiger Oeltropfapparat mit selbstthätiger Wasserabhaltung. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1871, p. 192.

Verbesserter Schmierbüchsendeckel von den Locomotiven der französischen Nordbahn. Heusinger von Waldegg, Organ 1855, p. 25.

Schmiervorrichtung an den Stopfbüchsen der neuen Kessler'schen Maschinen. Heusinger von Waldegg, Organ, 2. Bd., p. 225.

Schmiervorrichtung, Verbesserte selbstthätige, für die Steuerschieber. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1864, p. 85. (Erbkam's Zeitschrift f. Bauwesen 1863, p. 486.)

Schmiervorrichtung für Kurbel- und Kuppelstangen. Mit Abbild. Uhland's Maschinen-Constructeur 1872, p. 286. Organ f. Eisenbahnwesen 1873, p. 118.

Schollwer's Schmiervorrichtung. Zeitung des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen 1867. p. 89 und 115, und Organ 1869, p. 149.

Sharp's Kolbenventil für Locomotiven. Armengaud, Génie industr. Avril 1853, p. 175. Heusinger von Waldegg, Organ 1853, p. 197.

Sommer's selbstthätige Schmierbüchse für Kolben und Schieber von der Petersburg-Warschauer Eisenbahn. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1868, p. 192.

Trute's Schmierapparate für Kolben und Schieber von den Locomotiven der Württembergischen Staatsbahn. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1869, p. 59 und 206.

Volkmar, W., Selbstthätige Schmierbüchse für Locomotiv-Cylinder. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1865, p. 168 und 223. (Civilingenieur 1865, p. 11 und 165.)

Wade's Kolbenschmierbüchse. Le Génie industriel. Juillet 1855, p. 50. Polyt. Centralblatt 1855, Heusinger von Waldegg, Organ 1856, p. 19.

Währer, A., Etwas über die Schmierapparate der Schieber und Cylinder bei Locomotiven. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1870, p. 144.

Wirth's Schmierapparate für bewegliche Stangen. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1869, p. 149.

X. Capitel.

Ueber Locomotivrahmen, Kesselträger, Zug- und Kupplungsapparate und Bahnräumer.

Bearbeitet von

Heinr. Kirchweger,
Maschinendirector in Hannover,

und

Alphons Petzholdt,
Civilingenieur in Hannover.

(Hierzu Tafel XXX bis XXXII.)

A. Vorbemerkung. — Das Gestell oder der Wagen, als Träger des Dampferzeugers, besteht aus folgenden Haupttheilen:

a) der Rahmen,
b) die Kesselträger,
c) die Räder und Achsen.

Ersterer steht mit dem Kessel in fester Verbindung, jedoch so, dass die Dilatation desselben frei erfolgen kann, innerhalb der hier in Betracht kommenden Grenzen. Die Kesselträger bilden Querverbindungen des Rahmens.

§ 1. Hauptrahmen und partielle Rahmen. — Wir unterscheiden Hauptrahmen und partielle oder Secundärrahmen. Letztere stehen nicht mit dem Kessel in directer Verbindung und dienen zur Aufnahme besonderer Radgruppen, welche von dem Hauptrahmen unabhängig functioniren. Die Mehrzahl der Locomotiven besitzt nur den Hauptrahmen, welcher sämmtliche Achsen aufnimmt; einige besitzen den Hauptrahmen und secundäre Rahmen, behufs Aufnahme separater Laufwerke; andere Locomotivsysteme, namentlich die Doppelschemellocomotiven, haben nur partielle Rahmen in Form symmetrischer Motorgestelle, welche direct den Kessel vermöge halbkugelförmiger Calotten tragen (System Meyer), während die ebenfalls in die Kategorie der Motorgestellmaschinen gehörige Fairlie-Locomotive gleichzeitig auch den Hauptrahmen besitzt, der als solcher den Kessel trägt und die unabhängigen Motorgestelle in sich umfasst. Eigenthümlich ist die Construction der amerikanischen Locomotivrahmen, auf die wir später zurückkommen. Die mobilen Gestelle (Drehschemel) bilden den Gegenstand eines besonderen Capitels.

§ 2. Anordnung der Hauptrahmen. — In Bezug auf die Anordnung der Hauptrahmen unterscheidet man bekanntlich äussere und innere Rahmen (Hauptträger), insofern dieselben nämlich vor oder hinter der Radebene liegen. Locomotiven mit äusseren Langträgern gestatten eine tiefe Lage der Kesselachse, mithin des Schwerpunktes der Locomotive und eine vortheilhafte Anbringung der Tragfedern, während die inneren Rahmen eine solidere Verbindung mit dem Kessel und geringere Breitenausladung bedingen. Uebrigens haben diese Constructionstypen, die sich beide als angemessen bewährt haben, ihren Grund zum Theil in der Detailanordnung der Bewegungsmechanismen, andrerseits in individuellen Anschauungen des Constructeurs, weshalb über die absolute Zweckmässigkeit der einen oder anderen Rahmenconstruction motivirte Bedenken sich erheben lassen und ist daher die Frage wegen der zweckmässigsten Lage der Langträger, ob innerhalb oder ausserhalb der Räder, überhaupt auch deshalb nicht erledigt, weil man in dieser oder jener Anordnung eine grössere Gefahr für den Lauf der Maschine im Fall eines Achsenbruchs erblicken kann. Nach den auf den hannover'schen Bahnen gemachten langjährigen Beobachtungen und Erfahrungen ist und bleibt es durchaus unentschieden, in welche gefahrdrohende Situation eine Maschine gelangt, falls bei derselben ein Achsenbruch sich ereignet. Man hat dergleichen Fälle erlebt, bei denen nach theoretischer Betrachtung der Verlauf ein höchst unglücklicher hätte werden müssen und in Wirklichkeit zeigte sich derselbe doch als unbedeutend. Solche Vorkommnisse, die bei der heutigen Vervollkommnung der Achsenconstruction zu den Seltenheiten gehören, und denen ausserdem durch Anwendung von Achsen in hinreichender Stärke und durch die Wahl des besten Materials mit Erfolg entgegen gewirkt werden kann, dürften daher wohl kaum noch bei der Rahmenconstruction als leitender Standpunkt bei der Frage: ob äussere oder innere Rahmen? in Betracht kommen; vielmehr sollte es sich darum handeln, behufs Erzielung grösster Solidität und Einfachheit, das Gestell mit dem Kessel in engste Verbindung zu bringen (mithin Vermeidung der Flügel- oder Absteifungsbleche), was indessen offenbar nur durch innere Anordnung der Rahmen erzielt wird, wenn wir die Sache vom rein theoretischen Standpunkte beurtheilen.

Leitend in der Entscheidung unserer Frage sind fernerweit die Rücksichten der Breitenausladung der Maschine. Bei Aussenrahmen und Aussencylindern kommen selbstredend die Cylindermittel im weitesten Horizontalabstande auseinander zu liegen, und ist dieser Umstand besonders für Rangirmaschinen, die vorwiegend in Bahnhöfen circuliren, als ein Uebelstand in Betracht zu ziehen. Hinzu tritt ausserdem bei in Rede stehender Anordnung die beträchtliche Länge der sämmtlichen Dampfcanäle und die hierdurch bedingte Vermehrung der schädlichen Räume, die durch die Wirkung der störenden Kräfte vermehrte schlingernde Bewegung in Folge des weiten Auseinanderliegens der Cylindermittel, die Schwierigkeiten der soliden Befestigung der Cylinder und die grössere Complicirtheit des ganzen Rahmenbaues.

Den Aussenseitmaschinen mit Aussenrahmen und Separatkurbeln (System Hall) wird endlich der Vorwurf gemacht, dass, um die Totalbreite in angemessener Weise zu beschränken, die Auflage der Achsenbüchsen nicht unmittelbar auf dem vorstehenden Achsenschafte, sondern auf der Kurbelnabe stattfinde, wodurch bei dem ungleich grösseren Durchmesser eine namhafte Reibungsarbeit und somit entsprechender Kraftverlust entstehen müsse. Wir können uns dieser Ansicht indessen nicht anschliessen, indem die Reibung bekanntlich wohl eine Function der Last, der Geschwindigkeit und der Beschaffenheit der Berührungsflächen, nicht aber eine Function der Grösse der Berührungsflächen ist. Bei dem in England vorherrschenden System

der Locomotiven mit inneren Cylindern, sind die Rahmen fast durchgängig innerhalb, d. h. hinter den Radebenen, gelagert, wodurch die Breitenausladung der englischen Locomotiven eine sehr mässige wird. Indessen finden sich bei Innenseitpersonenmaschinen nicht selten die Kurbelachsen vierfach gelagert, nämlich in einem durchgehenden Rahmen gewöhnlicher Construction, ausserhalb der Radebenen gelagert, und gleichzeitig in einem nicht durchgehenden inneren Secundärrahmen, welcher zur Lagerung des dicht hinter der Radnabe befindlichen Wellenhalses dient. Die Sechskuppler der belgischen Staatsbahn, gleichfalls Inseitmaschinen, erweisen eine dreifache Lagerung der Kurbelachse, die gewöhnliche im (aussenliegenden) durchgehenden Hauptrahmen, und eine im mittleren Wellentheile zwischen den Kurbeln befindliche Lagerung, angeordnet in einem von der Feuerbüchse zur Rauchkammer durchgehenden dilatationsfähigen Langträger. Wir kommen auf diese und ähnliche Constructionen im Laufe unserer Abhandlung noch näher zurück. Rahmen-Anordnungen mit doppelten Hauptträgern, welche Cylinder und Räder zwischen sich einschliessen, sind endlich gleichfalls mehrfach Gegenstand der praktischen Ausführung geworden und insbesondere seitens der Firma Schneider & Co. zu Creuzot in Frankreich für russische Locomotiven zur Anwendung gekommen; auch waren dieselben bekanntlich bei der Crampton-Maschine allgemein in Anwendung. (Vergl. Fig. 6 u. 7 auf Tafel XXV.) Offenbar gehört die Construction mit Doppelrahmen, wofern sie mit der erforderlichen Präcision ausgeführt und montirt ist, zu den solidesten aller überhaupt möglichen, doch dürften das beträchtlich vermehrte Gewicht und die beträchtliche Ausladung in die Breite diejenigen Bedenken sein, welche der häufigeren Anwendung und weiteren Verbreitung dieser im Princip nachahmungswerthen Construction hindernd im Wege stehen. Uebrigens hat man gelegentlich bei Personenzugmaschinen einen zweiten Rahmen ausserhalb angebracht, welcher die Bestimmung hat, die Achsbüchsen der vorderen, eventuell auch der hinteren Laufachse aufzunehmen; anderentheils einen Laufpfad längs der Maschine bequem anbringen zu können.

§ 3. Rahmen-Construction. — In Bezug auf die Construction des Rahmenbaues an sich, welcher bekanntlich aus den zwei parallelen Langträgern und den erforderlichen Querverbindungen combinirt wird, lassen sich keine Unterschiede typisch gruppiren, vielmehr richtet sich die Anordnung der Querträger, welche den Langkessel zu tragen bestimmt sind und die zugleich noch anderen Zwecken dienen, ausschliesslich nach dem speciellen Bedürfnisse, so dass es nicht wohl angänglich ist, allgemeine Principien für diesen Gegenstand aufzustellen. Wir finden daher bei jeder Type eine besondere Constructionsweise in Bezug auf die Form und Vertheilung der Kesselträger. An den Extremitäten sind die Rahmen vorne durch die Bufferbohle, hinten durch ein kastenartiges Querstück verbunden, welches zugleich die Kupplungsvorrichtung trägt.

Bei den ältesten Locomotiven, welche in England in den dreissiger Jahren erbaut wurden (für Deutschland zuerst auf die Leipzig-Dresdener Bahn geliefert), welche das Dienstgewicht von 12 Tonnen kaum erreichten, waren in der Regel Innen- und Aussenrahmen gleichzeitig angewendet. Die Langträger bestanden aus gewalzten Blechstreifen von 8—10^{mm} Dicke bei 130—160^{mm} Breite resp. Höhe (da wir den Langträger der Locomotive als einfachen Hochkantträger betrachten müssen) und zwar ein jeder, wie schon angedeutet, aus zweien solcher Streifen, die durch eine Zwischenlage von zähem Eichenholz, behufs Erzielung grösserer Dicke und Steifigkeit 0^{m},070 bis 0^{m},080 aus einandergehalten, verschraubt und vernietet waren. An diese parallelen Tragbalken wurden sodann die Achsenhalter, aus starken Blechplatten ge-

schnitten, befestigt und war es als ein Fortschritt zu betrachten, dass man später die Langträgerplatten mitsammt den Achsenhaltern aus einem Stück herstellen lernte, wenn auch letzteres zunächst noch aus dünnen Blechstreifen mit Holzzwischenlagen zusammengesetzt war. Die nordamerikanischen Locomotivfabriken dagegen lieferten um jene Zeit schon Maschinen mit Gestellrahmen ganz aus Schmiedeeisen bestehend, und waren die Langträger der Hauptsache nach aus starken schmiedeeisernen Flach- und Rundstäben zusammengeschweisst, die seiner Zeit als ein Kunstproduct der Schmiederei angesehen werden durften.

Bei dem in Fig. 3 auf Tafel XXX vorgeführten Rahmen bilden die Achshalter mit dem Langträger ein Ganzes (System Sharp), was offenbar grössere Solidität und Dauer gewähren musste, als die separat angenieteten Achsbüchsführungen der älteren Constructionen sie zu gewähren schienen. Es ist *A* der aus den zwei Parallelblechen *n n* combinirte, durch Schraubenbolzen und Holzzwischenlage verbundene durchgehende Langträger mit den Achshaltern *a b* und *c*, welche mit ihm aus dem Ganzen geschnitten sind, wobei *a* und *b* die Lager zweier Laufachsen aufnehmen, während der entsprechend höher angeordnete Achshalter *c* das Lager der Triebachse umschliesst.

Von den aus relativ dünnen Blechplatten gebildeten Gestellrahmen und Langträgern mit Holzzwischenlage ging man endlich zu solideren Constructionen über, indem man die Träger ganz von Schmiedeeisen aus je einem Stücke von $0^m,022$ bis $0^m,025$ Stärke bei $0^m,150$ bis $0^m,175$ Breite resp. Höhe herzustellen sich veranlasst sah. An diese durchgehenden Langträger wurden zunächst wieder die Achshalter, aus Blechplatten geschnitten, paarweise angeschraubt oder genietet, wie aus Fig. 1 und 2 der Tafel XXX zu ersehen ist.

Es sind daselbst *A A* die durchgehenden Langträger mit den angenieteten Achshaltern *C, D, E* und den Querverbindungen *g g g*. An den Extremitäten erfolgt die Consolidirung der Langträger durch die Querbalken *B* und *C*, welche mittelst Schrauben mit ersteren in fester Verbindung stehen. Die Stangen *d d d* dienen zur soliden Versteifung der Achshalter mit dem Langträger einerseits und mit dem Bahnräumer *e* andrerseits.

Diese Construction führte denn bald zu dem weiteren Fortschritte, dass auch die Langträger in einem Stück aus gewalztem Schmiedeeisen von $0^m,020$ bis $0^m,025$ Stärke hergestellt wurden, woran die Achshalter sowohl, als auch die Ausschnitte zur Befestigung der Cylinder aus solidem Material geschnitten waren. Dies ist die gegenwärtig allgemein übliche, unverkennbar einfachste wie solideste Construction, die indessen nicht verhinderte, das Bestreben wach zu halten, weitere Vervollkommnungen in der Gestellconstruction zu erzielen. In dieser Absicht wurden unter Anderem mehrfach Träger von I-Eisen versucht, die jedoch die Solidität der einfachen Hochkantträger nicht haben konnten, da man genöthigt war, das Ganze wiederum aus Theilen zusammenzusetzen, sei dies durch Verbindung mittelst Schrauben oder Nieten.

Fig. 4 und 5 auf Tafel XXX stellen einen massiven Langträger vor, welcher mit den Achsengabeln zwar ein Ganzes bildet, indessen sind Letztere isolirt und durch die Stangen *d d d* abgesteift und zugleich verbunden, wobei die Versteifung der Vorderachsgabel gegen den Bahnräumer in ähnlicher Weise stattfindet, wie bei den älteren Constructionen. Zugleich zeigt Tafel XXX, Fig. 6 eine Querverbindung *B* der beiderseitigen Langträger, einen der sogenannten Kesselträger, auf dessen ajustirter nach dem Kesselradius gekrümmter Oberkante *n n* der Cylinderkessel ruht, während der mittlere Ausschnitt *A* zum Hindurchtritt von bewegten Maschinentheilen bestimmt

ist, indem im vorliegenden Falle der Kesselträger gleichzeitig als Träger der Geradführungen der mit innerem Bewegungsmechanismus versehenen Locomotive dient.

Die Vervollkommnung des Walzverfahrens führte jedoch in neuester Zeit auch zur Beseitigung der Absteifungsstangen *d d*, welche, als die letzten Reste der älteren Rahmenconstructionen, heute nur noch an Maschinen auftreten, welche, einer vergangenen Epoche des Locomotivbaues angehörend, bis zur vollständigen Ausnutzung noch in Function sind. Fig. 7 auf Tafel XXX zeigt den Locomotivrahmen in seiner gegenwärtigen Form, bestehend aus dem einfachen, hochkantig tragenden Bleche *A*, dessen Ajustirdicke beiläufig bemerkt zwischen 28 und 32^{mm} liegt und in welche die sämmtlichen erforderlichen Aus- und Einschnitte (*a b c d e f g*) im Ganzen der Masse hergestellt sind. Die Absteifungsstangen *d d* kommen demnach in Wegfall und werden durch die mit der ganzen Masse zusammenhängenden Materialstreifen *n n* in zweckmässigster Weise ersetzt. Die gleichfalls aus dem Ganzen gestossenen Ausschnitte *b*, *d* und *f* bezwecken eine angemessene Gewichtsreduction des Rahmenbleches, während Ausschnitt *g*, gleichfalls im Ganzen der Masse hergestellt und unten durch das Material derselben geschlossen (*n*), zum Hindurchgreifen des Schieberkastens bestimmt ist. Unten freie Ausschnitte, d. h. ganz durchgestossene, kommen vielfach vor, sind jedoch aus constructiven Rücksichten nicht zu empfehlen, indem bei gleichzeitig fehlender Rahmenleiste des Cylinders (wie dies sehr häufig vorkommt) alsdann nur die Bolzen die ganze Cylinderlast tragen, mithin auf Abscheerung beansprucht werden, während diese Beanspruchung bekanntlich, vermöge der Mutter, ausschliesslich nur auf Zug geschehen soll. Das Losrütteln der Cylinder, zumal wenn dergleichen grobe Constructionsverstösse die schweren Sechs- oder gar Achtkuppler betreffen, die auf schlecht consolidirtem Oberbau verkehren, ist die unvermeidliche, von uns in der Praxis vielfach constatirte Folge und zwar nicht bei altersschwachen, sondern bei ganz neuen Locomotiven.

Die Achshalter, auch Achsgabeln genannt, sind bei den vorstehend angedeuteten Constructionen, mit Ausnahme der amerikanischen, mit Führungsstücken, sogenannten Gleitbacken versehen, welche den Achsbüchsen für die auf- und niedergehende, vibrirende Bewegung eine grössere, daher gesichertere Führungsfläche entgegensetzen. Diese Führungsstücke, ursprünglich und auch vielfach heute noch von Gusseisen zwischen jene Blechachshalter festgenietet, wurden später von Schmiedeeisen und in neuester Zeit von Stahl hergestellt, indem letzteres Material die geringste Abnutzung erleidet, die andernfalls bei unterlassener sorgfältiger Schmierung schnell Spielraum in der Führung der Achsenbüchsen und damit zerstörende Stösse beim kräftigen Gange der Maschine veranlasst, welche behufs Beseitigung dieser Nachtheile zur Anbringung der Keilstellungsvorrichtung in den Treib- und Kuppelachsenlagern der Locomotive geführt haben, wodurch es allein möglich wird, die Verticalführung der Achsenbüchsen im beschränktesten Höhenraume jederzeit zu reguliren.

Die Langträger ragen in ihren Längendimensionen um 0^{m},150 bis 0^{m},250 dem Kesselvorderende voraus; während nach hinten ein Ueberstand von 0^{m},750 bis 1^{m},000 genommen wird, behufs Anbringung des Führerstandes, sowie der Kupplungsvorrichtung zwischen Tender und Maschine. Die äussersten Enden der Langträger werden, wie bereits angedeutet, durch Querstücke verbunden, welche in frühester Zeit aus zähem Eichenholz hergestellt wurden, und zwar hat das vordere Stück die Bezeichnung Bufferbohle, weil daran, ausser einem Zughaken in der Mitte, zwei Stossbuffer in der Horizontalentfernung von 1^{m},750 von Mitte zu

Mitte[1]), bei $1^{m},040$ normaler Höhe des Mittelpunktes der Stossscheibe ab Schienenoberkante. Das Hinterstück, früher ebenfalls aus Holz hergestellt, führt keine besondere Bezeichnung und bildet als kastenartige Querverbindung der Hauptträger gleichzeitig die Unterstützung für die Fussplatte des Führerstandes und der Kupplungsstange.

Die geringe Festigkeit wie Dauer des Holzes veranlasste zunächst eine Armirung der oben bezeichneten zwei hölzernen Querstücke mit Hülfe von Blechplatten, bis man schliesslich ganz davon abging, irgend welche Holztheile in die Construction der Gestellrahmen eintreten zu lassen. Es werden daher jene Stücke jetzt lediglich aus Schmiedeeisen, Blech und Winkeleisen zusammengesetzt in Anwendung gebracht, woraus die rectanguläre Kastenform entstand.

Der Gestellrahmen mit seinen äussersten Querverbindungen bildet gleichfalls ein Rechteck, das vermittelst der in die Langseiten (Hauptträger) eingeschobenen Lagerbüchsen auf den Achsenhälsen ruht, den Dampfkessel allseitig umfassend und unterstützend. An dem Kessel entsprechend angebrachte Querträger oder Stützen von Schmiedeeisen greifen auf die Oberkante der Langträger, zum Theil auch seitlich gegen die Flächen der letzteren, um an diesen Berührungsstellen durch Schraubenbolzen fest mit einander verbunden zu werden. Bei diesen Verbindungen ist auf die Expansion und Construction des Kessels in Folge der Wärmeeinwirkung Rücksicht zu nehmen, worauf wir bei Gelegenheit der Auflagerung näher zurückkommen werden. Wir bemerken hier nur noch, dass diesem Princip entsprechend die Langträger in der Regel nur an der Rauchkammer mit dem Kessel in fester Verbindung stehen und dass an den rückwärtigen Stützpunkten dagegen eine feste Verbindung mit dem Kessel für gewöhnlich nicht stattfindet, damit letzterem die Möglichkeit gewährt ist, in der Längenrichtung frei zu dilatiren. Anderweite Querverbindungen zwischen den Langträgern unterhalb des Langkessels dienen wesentlich nur als Stützpunkte für verschiedene Maschinentheile, als Geradführungen, Steuerungswellen, Hebel etc. und es bestehen dieselben theils aus Façoneisen, theils, und zwar vorwiegend, aus hochkantig liegendem Rahmenblech entsprechender Form (s. auch Fig. 6 auf Tafel XXX).

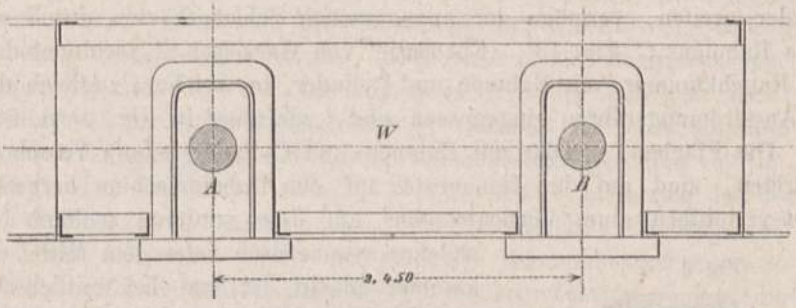
Die Herstellung resp. Montirung der Gestellrahmen geschieht in der Regel in der Weise, dass man dieselben unabhängig vom Kessel zusammenbaut, auf die Räder setzt, alle daran gehörenden Maschinentheile soweit möglich anbringt und schliesslich den Kessel daraufsetzt.

Endlich hat man auch versucht den Gestellrahmen in vorhin beschriebener Form durch eine andere Construction zu ersetzen, bei welcher ein unter dem Kessel fest angebrachter Wasserkasten gleichzeitig den Gestellrahmen vertritt, indem dessen Wände die Achshalter und zugleich die vermittelnden Träger zwischen Kessel und Achsen bilden. Dieses System ist selbstredend nur für Tendermaschinen angemessen und hat trotz mehrfacher Ausführung für den Locomotivbau im Allgemeinen bislang einer günstigen Aufnahme sich nicht zu erfreuen gehabt. Beiläufig bemerkt besassen übrigens die ersten Tendermaschinen, die in England in der Mitte der vierziger Jahre erbaut wurden, die Wasserreservoire zwischen den Rahmen angeordnet; eine Construction, die jedoch bald wieder verlassen und von Krauss neuerdings in verbesserter Form wieder eingeführt wurde. Fig. 1 (p. 599) zeigt den Längendurchschnitt des zwischen den parallelen Langträgern angeordneten Wassergefässes *W* mit den

[1]) § 125 der Technischen Vereinbarungen: An dem vorderen Rahmenstück der Locomotive müssen zwei elastische Buffer und in der Mitte desselben ein starker Zughaken angebracht sein; beide in Uebereinstimmung mit den für die Wagen vorgeschriebenen Maassen.

hindurchgeführten Achsen *A* und *B* der von Krauss zu Wien 1873 ausgestellten Tendermaschine Nr. 302. Die Anordnung ist ebenso einfach als zweckentsprechend und gestattet die Mitführung von 3500 Kilo Wasser (bei 3,5 Cubikmeter Reservoir-

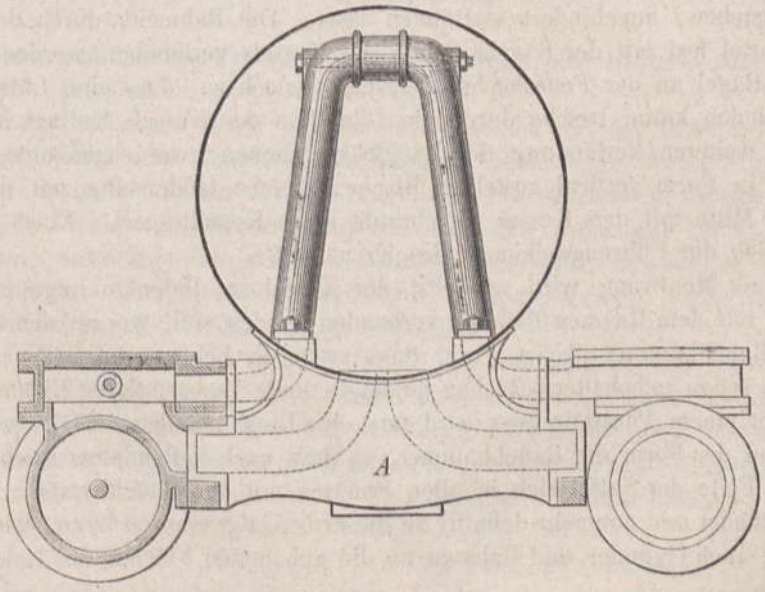
Fig. 1.



inhalt). Die eigenthümliche Rahmenconstruction der Engerth-Maschine endlich wird geeigneten Ortes den Gegenstand unserer Betrachtung bilden und zwar bei Gelegenheit der Tenderkupplungen und der mobilen Gestelle.

Amerikanische Locomotivrahmen. Als gleichfalls ganz aus Schmiedeeisen bestehend und im Ganzen durch eine sehr leichte und gefällige Construction sich auszeichnend, verdienen die amerikanischen Rahmen im Folgenden eine nähere

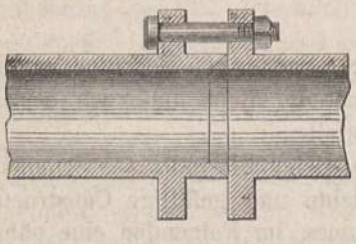
Fig. 2.



Betrachtung. Der wesentliche Unterschied der Construction, im Vergleich zu der in Europa üblichen, besteht darin, dass der amerikanische Locomotivträger aus schmiedeeisernen Stäben entsprechender Länge und entsprechenden Querschnittes zusammengeschweisst ist, wodurch ein hochkantiger Gitterträger gebildet wird, dessen Solidität bei grosser Leichtigkeit und geringem Materialaufwande durchaus Nichts zu wünschen übrig lässt; während der europäische Locomotivträger bekanntlich aus gewalzten

Blechen auf seine erforderlichen Contouren bearbeitet wird. Die amerikanischen Rahmen besitzen die Form der in den Figuren 12 und 13 auf Tafel XXX gegebenen Skizze, sie sind auf allen Flächen bearbeitet (was in Europa nicht der Fall ist) und gestatten eine sehr leichte Zugänglichkeit und leichte Montirung der Maschinentheile, was bekanntlich gerade für Locomotiven ein Umstand von namhafter Bedeutung ist. Die Cylinder greifen, vermöge der angegossenen Schieberkästen durch einen Ausschnitt des Rahmens *C* (Fig. 13). Ein Sattel von Gusseisen *A* verbindet den Kessel, d. h. die Rauchkammer, mit Rahmen und Cylinder, in welchem zugleich die Dampfein- und Ausströmungsröhren eingegossen sind, wie dies in Fig. 2 (p. 599) dargestellt ist. Die Flächen, welche mit Rahmen und Cylinder behufs Verschraubung in Contact treten, sind auf das Genaueste auf der Hobelmaschine hergestellt. Der Sattel ruht vermittelst eines Verticalzapfens auf dem vorderen mobilen Laufwerke, welches symmetrisch unter dem Mittel der Rauchkammer placirt ist und bekanntlich bei keiner amerikanischen Locomotive (aussergewöhnliche Constructionen abgerechnet) vermisst wird. Die Verbindung der gusseisernen Dampfeinströmungsröhren ist mit Hülfe eines Ringes (Fig. 3) bewerkstelligt, der auf der einen Seite flach, auf der anderen kugelförmig bearbeitet ist. Beide Berührungsflächen sind auf die betreffenden Rohre geschliffen, und ist dadurch eine dampfdichte Verbindung hergestellt, die leicht zu montiren ist und dabei kleine Bewegungen, die durch die verschiedene Ausdehnung der Metalle entstehen, ungehindert stattfinden lässt. Die Rahmen, durch den oben erwähnten Sattel fest mit der Rauchkammer des Kessels verbunden, werden durch zwei umgelegte Bügel an der Feuerbüchse befestigt, jedoch so, dass eine Längenverschiebung stattfinden kann, welche durch die Dilatation des Kessels bedingt ist.

Fig. 3.



Zur weiteren Verbindung der Langträger dienen zwei sogenannte Joche oder Querträger in Form vertical gestellter Bleche, welche beiderseitig mit dem Rahmen und in der Mitte mit dem Kessel verschraubt sind (Kesselträger). Eines dieser Joche trägt zugleich die Führungsschienen des Kreuzkopfes.

Behufs Montirung wird zunächst der Kessel in diejenige Lage gebracht, in welcher er mit dem Rahmen definitiv verbunden werden soll, worauf der Sattel derart unter die Rauchkammer placirt wird, dass zwischen beiden einiges Spiel verbleibt, jedoch alle schon gehobelten Flächen genau in ihrer beabsichtigten Richtung sich befinden. Mit einem Parallelreisser wird nun eine Linie um den Sattel gezogen, genau entsprechend der Form der Rauchkammer, so dass nach vollendetem Nacharbeiten mit Meisel und Feile der Sattel sich in allen Punkten mit der Rauchkammer im richtigen Contacte befindet und nunmehr definitiv an dieser befestigt werden kann, worauf alsdann gleichzeitig auch Cylinder und Rahmen an die gehobelten Flächen des Rahmens genau anschliessen.

§ 4. Rahmendimensionen. — Die parallelen Langträger, deren je zwei zu jeder Rahmenconstruction gehören, bestehen bekanntlich entweder aus einer einzigen Platte von entsprechender Dicke, aus dem Ganzen erwalzt (einfache Träger), oder sie sind aus je zwei (in diesem Falle dünnen) congruenten Platten zusammengesetzt, welche durch eiserne Zwischenlagen abgesteift und durch Stehbolzenverbindung zu einem Ganzen consolidirt sind (combinirte Träger). Es bedarf kaum des Hinweises, dass die erst genannte Construction die solide und daher empfehlenswerthe ist; wenn

auch zugestanden werden muss, dass die Herstellung so mächtiger Platten seine praktischen Schwierigkeiten hat und bis jetzt nur auf wenigen Walzhütten des Continentes geübt wird.

Die Sichtung der auf der Weltausstellung zu Wien 1873 figurirenden Locomotiven lehrt indessen, dass beide Trägertypen in ziemlich gleicher Frequenz vertreten waren, und zwar erwiesen sich die belgischen und französischen Rahmen aus dem Ganzen erwalzt. Die Langträger der süddeutschen und österreichischen Typen von Hall, Haswell und Sigl etc. bestehen jedoch in der Mehrzahl auch heute noch aus Doppelblechen mit Stehbolzenvernietung; während die norddeutschen und russischen Locomotiven gleichfalls vorwiegend Rahmenbleche aus dem Ganzen besitzen.

Dicke der Rahmenbleche. — Die massiv erwalzten Rahmenbleche erweisen bei den neuen Locomotiven 25—35^{mm} Plattendicke; die Mehrzahl der Dicken liegt jedoch dem Minimum näher. Die stärksten Rahmenbleche traten zu Wien 1873 an den russischen Locomotiven auf (32^{mm}), die schwächsten zeigten die belgischen (25^{mm}). Die am häufigsten auftretende Rahmendicke beträgt 28^{mm}; sie kann daher als Norm gelten und genügt auch für die grössten aller bis jetzt gebauten Locomotivkessel.

Alle Rahmen besitzen die erforderlichen Materialein- und Ausschnitte und zwar, wie bereits angedeutet, nicht nur diejenigen zur Aufnahme der Lagerbüchsen, sondern auch innere Ausschnitte behufs Erzielung der thunlichsten Gewichtsverminderung, ohne dass indessen die hierdurch bedingte Reduction des Querschnittes auf das Trägheitsmoment des Hochkantträgers einen nachtheiligen Einfluss auszuüben vermöchte; sowie endlich die nach den Extremitäten hin übliche Schweifung (Verminderung der Trägerhöhe). [2])

Bei der combinirten Trägerconstruction beträgt der lichte Abstand der versteiften Bleche (gewöhnlich) 52^{mm}; die Blechstärke 8^{mm}.

Die Lagerführungen sitzen bei massiven Rahmen auf der Innenseite des Rahmenbleches vernietet oder verschweisst (England, Amerika); bei den Rahmen mit Doppelblechen hingegen finden wir, naturgemäss, die Achsgabeln zwischen die Absteifungsbleche vernietet, gleichzeitig als Fassung der Ausschnitte für die Lagerführung und muss diese Anordnung als ein Constructionsvortheil bezeichnet werden, der zu Gunsten des aus Theilen zusammengesetzten Trägers spricht, wenn auch freilich nur auf Kosten der Solidität des Ganzen erreichbar.

Länge der Rahmen. — Die Länge des Rahmengestelles, resp. der Langträger ist zunächst eine Function der totalen Kessellänge und lässt sich daher nichts Allgemeines darüber feststellen. Beispielsweise ergiebt die nähere Vergleichung von 22 in Wien (1873) ausgestellten Locomotivtypen abgesehen von den kleinen Secundärmaschinen:

Hauptrahmen zwischen 7—8^{m} Länge bei 13 Maschinen,
- - 8—9^{m} - - 9 - ,
Summa 22 Maschinen.

Wir sehen demnach, dass bei diesen Ausstellungsmaschinen allein die Rahmenlänge bei 60 % der Typen zwischen 7—8^{m} liegt.

Die längsten Rahmen (und zugleich massive) besitzen die belgischen Locomotiven, und wird die Länge von 9^{m} von Carels in Gent erreicht (Belgische Staatsbahn). Die nächstlängsten Rahmen besitzen die Semmeringmaschinen der Oesterreichischen Südbahn (8^{m},965), die Gebirgsmaschine der Ungarischen Staatsbahn (8^{m},495),

[2]) Als zulässige, noch verbleibende totale Minimalhöhe des Trägers an den Extremitäten der Schweifung hat 300^{mm} zu gelten.

sowie für die Elisabethbahn bestimmte Gütermaschine der Chemnitzer Fabrik (8m,550), wobei bemerkt zu werden verdient, dass die grosse Länge der belgischen Rahmen hauptsächlich durch die grosse Feuerbüchsenlänge jener Typen motivirt ist; bei den österreichischen Maschinen kommt sie jedoch mehr auf Rechnung des Cylinderkessels, d. h. der grossen Rohrlänge.

Rahmenweite. — Die Rahmenweite, d. h. der lichte Abstand der Parallelträger, ist in ihrem Maximum beschränkt durch die Spurweite, in ihrem Minimum beschränkt durch die äussere Feuerbüchsenbreite. Je nachdem die Hauptträger des Rahmens aussen oder innen angeordnet sind, d. h. vor oder hinter der Radebene liegen, lassen sich die zu Wien 1873 ausgestellten Locomotiven normaler Construction in Bezug auf die Rahmenweite in zwei Gruppen trennen, und wir fanden bei innerem Rahmen den lichten Abstand der Langträger zwischen 1m,200—1m,250 variiren, bei äusserem dagegen zwischen 1m,738—1m,810. Wir sehen also, dass diese Verhältnisse bei den hier allein in Betracht kommenden normalspurigen Locomotiven im Ganzen sehr constant sind, wie dies in der Natur der Sache liegt. [3])

Rahmenhöhe. — Endlich muss uns noch bei den Dimensionen des Hauptrahmens die Höhe desselben interessiren. Die Höhe des Langträgers an sich, d. h. die das Trägheitsmoment des Querschnittes bestimmende Klingenhöhe, wird, genau wie beim Brückenträger, eine Function der freitragenden Länge sein, also im Wesentlichen durch die Entfernung der Achsenmittel motivirt werden, d. h. durch die Entfernung der Stützpunkte. Andrerseits wird jedoch die Trägerhöhe durch die Höhe der Lagermittel, d. h. der Cylinder etc. beeinflusst, so dass wir nur die Minimalhöhe in Betracht ziehen dürfen, welche der Rahmen zwischen zwei Stützpunkten aufweist. Diese Grösse ist, als nächste Function des Achsenstandes, wie sich erwarten lässt, bei fast jeder Type eine andere, weshalb wir uns mit Constatirung einiger Beispiele der neuesten Praxis (Wien 1873) begnügen müssen.

Bei den Maschinen der »Haute Italie« (Cockerill) beträgt die Klingenhöhe des einfachen, aus dem Ganzen gewalzten Rahmenbleches bei 1m,970 Entfernung der benachbarten Achslagermittel 920mm, wovon jedoch 550mm auf den mittleren, behufs Gewichtsverminderung hergestellten Ausschnitt fallen, weshalb nur 370mm Materialhöhe verbleiben, so dass die mit Material erfüllte Section zu 370mm × 28mm sich ergiebt. Bei der Creuzot'schen Locomotive der Midibahn beträgt der Materialdurchschnitt des Rahmenbleches zwischen zwei Stützpunkten 450mm × 25mm, also beiläufig dasselbe wie oben.

Bei der Esslinger-Locomotive der Carl-Ludwigsbahn ist die Trägerhöhe 700mm bei 350mm Höhe des mittleren Ausschnittes und 25mm Blechstärke. Materialsection mithin 350mm × 25mm. Bei der Locomotive von Carels in Gent (Kessel und Rahmengestell der Belgischen Staatsbahn) ist die Trägerhöhe 600mm bei 200mm Ausschnittshöhe des mittleren Theiles, woraus bei 25mm Materialstärke der tragende Querschnitt zu 400mm × 25mm sich ergiebt.

Die citirten Typen besitzen sämmtlich einfache, aus dem Ganzen gewalzte Rahmen. Im Ganzen begegnen uns also auch hier ziemlich constante Verhältnisse.

Die combinirten Träger der Sigl'schen Maschinen erweisen 740mm Rahmenhöhe, wovon 400mm auf den Ausschnitt kommen; der Materialquerschnitt ist daher bei 8mm Blechstärke 340mm × 16mm.

---

[3]) § 103 der Technischen Vereinbarungen Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen bestimmt: Die Breite der Locomotiven soll an keiner Stelle mehr als 3m,050 betragen.

Platformhöhe. — Die Höhenlage der ajustirten Oberkante des Langträgers ab Schienenoberkante bedingt die Platformhöhe der Locomotive und ist dieselbe im Allgemeinen eine Function der Radhöhe. Die Rahmen werden also in der Regel bei Personenzugmaschinen höher liegen als bei den Güterzugmaschinen.

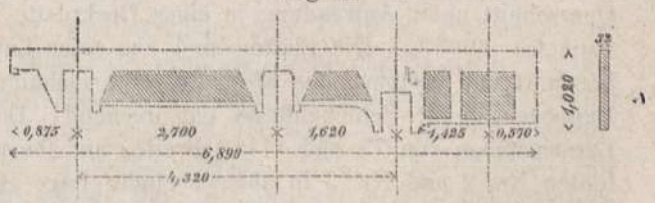
Mit Ausscheidung der Secundärtypen ergeben 26 zu dieser Vergleichung geeignete Wiener Locomotiven folgende Verhältnisse:

$1^m,000 - 1^m,200$	Rahmenoberkante	ab	Schienenoberkante	bei	19	Maschinen,
$1^m,200 - 1^m,300$	-	-	-	-	-	-	5	-	,
$1^m,300 - 1^m,400$	-	-	-	-	-	-	2	-	,
						Summa	26	Maschinen.

Die grösste Rahmenhöhe über Schiene (Platformhöhe) zeigt die Esslinger Personenzugmaschine der Carl-Ludwigsbahn ($1^m,395$), und die Borsig'sche Personenzugmaschine der Berlin-Potsdam-Magdeburger Bahn ($1^m,350$). Die absolut niedrigste Rahmenlage besitzen die Sigl'schen Maschinen mit äusseren Rahmen (System Hall), nämlich $1^m,00 - 1^m,05$, wodurch es möglich wird, die Kesselachse tief zu legen. Abweichende Verhältnisse zeigt die Couillet'sche Locomotive, deren Rahmen im mittleren Theile höher sind als an den Extremitäten; während daher die Platform des Maschinisten $1^m,280$ über Schiene liegt, zeigt die Platform der Langseiten $1^m,757$ Höhe und wird der Uebergang durch je zwei Stufen vermittelt.

§ 5. Fabrikation der Rahmenbleche. — Die Fabrikation der Platten für die Langträger der Locomotiven und Tender, die, wie oben bereits angedeutet, den Anforderungen des neueren Locomotivbaues gemäss aus einem Stücke hergestellt werden, bildet einen höchst interessanten Zweig in der Darstellung der Schwerbleche und soll daher im Nachfolgenden auf die wichtigsten Operationen, welche dabei vorkommen, näher eingegangen werden, wobei wir uns im Wesentlichen auf das auf belgischen und neuerdings auch auf rheinisch-westfälischen Hüttenwerken übliche Verfahren beziehen. Die Dimensionen der Hauptträger richten sich bekanntlich nach den Dimensionen der Locomotive, insbesondere nach der Grösse des Kessels und den Radständen, während die Form der Ajustirung von der Vertheilung der Achsen, Lage der Cylinder etc. abhängig ist. Behufs Darstellung eines jeden Locomotivträgers hat man zunächst eine rectanguläre Platte zu erzeugen, welche fernerhin vermöge einer Reihe von Ajustirarbeiten nach und nach erst auf die exacten Dimensionen des fertigen Stückes gebracht wird. Die Dicke der Platten muss in der Regel zwischen 25—32^{mm} (1—1¼″ engl.) liegen. Wir wollen nun — der besseren Deutlichkeit halber — die Fabrikation an einem bestimmten Beispiel der Praxis erläutern, wobei zu bemerken, dass sämmtliche Langträger in vollkommen analoger Weise dargestellt werden, gleichgültig, welche Dimensionen sie besitzen. Es seien für eine Locomotivbestellung Rahmenbleche zu erzeugen von den in Fig. 4 dargestellten Umrissen, und Ein- und Ausschnitten des fertigen Stückes, so hat man, da das zu erwalzende Rohstück immer rectangulär ausfällt, von der verlangten Maximalbreite des vollendeten Stückes auszugehen und danach die erforderliche Walzbreite des rectangulären Rohstückes zu bemessen.

Fig. 4.



Das fertige Rahmenstück, dessen immer zwei zu einer Locomotive gehören, habe folgende Hauptdimensionen:

Maximalbreite (Höhe des Klingenträgers) . $1^m,020$,
Totale Länge (Rahmenlänge) . . . . . $6^m,890$,
Ajustirdicke . . . . . $0^m,032$,

so handelt es sich um die Erwalzung einer rectangulären Platte von mindestens:

Breite = $1^m,100$,
Länge = $7^m,400$,
Dicke = $0^m,035$,

welche in der in Fig. 5 dargestellten Form aus der Schwerblechscheere hervorgeht, während Fig. 6 den erwalzten Rohrahmen in seiner ursprünglichen rechteckigen Form zeigt. Um zu dem Gewichte des in Arbeit zu nehmenden Rohmateriales zu gelangen, hat man von dem erforderlichen Gewichte der Rohplatte auszugehen und den zu erwartenden Materialverlust, auf alle heissen Operationen zusammengenommen, zu 30 % diesem Gewichte hinzu zu addiren. Es ergiebt sich demnach zunächst:

Fig. 5.

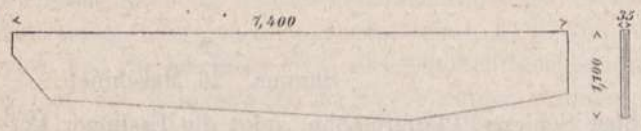
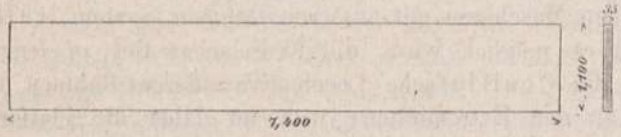


Fig. 6.



Gewicht der rectangulären Platte = (7,4 × 1, 1 × 35) 7,78 =	Kilo 2216
Hierzu 30 %	- 664
Gewicht der zu erschmiedenden Bramme	Kilo 2880.

Es ist ersichtlich, dass ein Gewicht, wie das vorstehende, von nahe drei Tonnen, eine Combination aus mehreren Brammen (gehämmerten Paqueten) und deren getrennte, wenn auch gleichzeitige Behandlung erforderlich macht. Nimmt man daher nach Obigem das erforderliche Totalgewicht rund zu Kilo 2900 und entschliesst man sich zu einer Combination desselben aus drei Brammen, so erhält man für jede der Letzteren Kilo 970. Der Gang der Operationen ist nun etwa folgender:

1) Bildung von zwei gleichen Paqueten von 10 % Mehrgewicht, behufs Erzeugung von zwei gleichen Brammen des verlangten Gewichtes von Kilo 970. Jedes Paquet muss daher wiegen 970 + 97 = 1167 Kilogr. Montirung auf 500×600^{mm} Querschnitt unter Anwendung je einer Deckplatte von 40^{mm} Dicke und der Breite des Paquetes (600^{mm}). Die Platten sind aus einer Luppe entsprechenden Gewichtes erhämmert und bestehen aus Eisen Nr. 2 kurzsehniger Natur, seiner Qualität nach dem Luppeneisen für Schienenfüsse entsprechend. Der Rest des Paquetes besteht aus Luppenstäben von 75 und 111^{mm} Breite, auf Paquetlänge geschnitten, von den Qualitäten Nr. 2 und Nr. 3 in abwechselnder Lage geordnet (vergl. Fig. 7).

2) Bildung eines dritten Paquetes genau derselben Dimensionen und desselben Gewichtes, doch ohne Deckplatte (vergl. Fig. 8).

3) Gleichzeitige Behandlung der drei Paquete im Schweissofen für Schwerblechpaquete während $2^1/_2$ bis 3 Stunden behufs Ueberführung der Massen in vollständige Schweisshitze, und Ausschmieden eines jeden der Paquete auf $400^{mm} \times 600^{mm}$ unter Dampfhämmern entsprechenden Gewichtes. So entstehen die drei Brammen in den Dimensionen von Fig. 9.

4) Rückgang dieser Brammen in den Schweissofen auf nochmals $2^1/_2$ Stunden und darauf abermaliges Ausschmieden derselben auf $700^{mm} \times 150^{mm}$ (vergl. Fig. 10).

5) Nochmaliger Rückgang der Brammen in den Schweissofen auf circa $1^1/_2$ Stunde und sodann Verwalzung auf $1^m,100$ Breite und $80—90^{mm}$ Dicke (vergl. Fig. 11).

6) Verbindung der drei Platten zu einem Paquete, jedoch in der Weise, dass Platte III (entstanden aus Fig. 8), welche ohne Deckplatte erschmiedet wurde, in die Mitte kommt, während I und II so gelegt werden, dass ihre primitiven Deckplatten *a a* und *b b* nach aussen liegen. Man erhält auf diese Weise das walzgerechte Paquet in Fig. 12 von $3 \times 90 = 270^{mm}$ approximativer Dicke und 1100^{mm} Breite, welches das erforderliche Gewicht von circa 2900 Kilo besitzt.

Fig. 7.

Fig. 8.

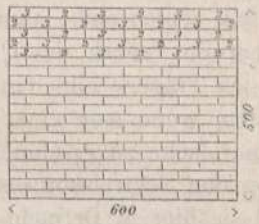


Fig. 9.

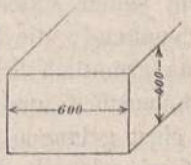


Fig. 10.

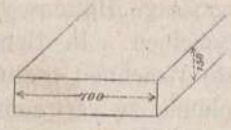


Fig. 11.

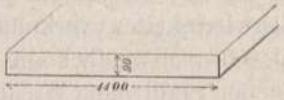
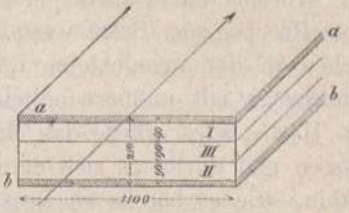


Fig. 12.



Dieses Paquet, aus den beschriebenen drei Elementen zusammengesetzt, muss alsdann in einem Flammenofen mit entsprechend weiter Arbeitsthür (bei den bezüglichen Oefen beträgt diese Weite 44″ engl. = $1^m,117$) durch mehrstündiges anhaltendes Feuern durch und durch in vollständige Weisshitze versetzt werden.

7) Ist dieser Zustand eingetreten, so erfolgt sofort das Verwalzen des Paquetes in den gewöhnlichen grossen Blechwalzwerken, die jedoch mit den entsprechenden Paquethebevorrichtungen versehen sein müssen. Die Streckung des Stückes erfolgt dabei immer in demselben Sinne, bis die Plattenlänge von $7^m,40$ in Verbindung mit der Dicke von 35^{mm} erreicht ist, wobei die primitive Breite des Paquetes ($1^m,100$) immer parallel den Cylinderachsen geführt wird. Eine Breitenstreckung findet bei dieser Arbeit nur in sehr geringem Maasse statt und überhaupt nur insoweit, dass die Beschneidung des Rohbleches auf die Ajustirdimensionen möglich gemacht wird, was nothwendig ist, da die Rohränder niemals frei von Einrissen bleiben und innerhalb gewisser Grenzen ungleich verlaufen. Die rohen Extremitäten der Langplatte gehen abgerundet aus dem Walzwerk hervor und zeigen im Uebrigen dieselbe Beschaffenheit wie die Ränder der Langseiten.

Die gesammten Operationen, welche im Vorstehenden in ihrer Aufeinanderfolge vorgeführt wurden, erfordern den Betrieb von drei Schweissöfen und ergeben ein fertig gewalztes Stück in 12 Stunden. Der Verbrauch beträgt dabei 2000 Kilo Steinkohle auf 1000 Kilo Bruttogewicht des erwalzten Stückes, ist mithin, wie sich schon aus der Vielzahl der Operationen erwarten lässt, ein sehr bedeutender.

Bezüglich der Constitution des inneren der drei Paquete (III), welche das walzrecht vorgeschmiedete Stück zusammensetzt, sei als besonders wichtig noch hervorgehoben die Rücksichtnahme auf vollständige Verschweissung mit den Paqueten I und II. Da Nr. III nur aus Luppenstäben zusammengesetzt ist, so muss es mit Luppenstäben der gleichen Natur in den benachbarten Paqueten in Contact treten und dies wird ermöglicht durch oben beschriebene Anordnung, indem auf anderem Wege eine innige Verschweissung so grosser Oberflächen nicht erreicht werden kann. Gleichzeitig bezwecken die nach aussen liegenden Deckplatten die Erzielung einer besseren gleichförmigeren Oberfläche des Walzstückes und die Vermeidung unganzer Stellen. Leider sind indessen trotz dieser Vorsichtsmaassregeln fehlerhafte Platten eine sehr häufige Erscheinung; namentlich zeigen sich, in Folge unvollkommener Schweissung nicht selten Materialdopplungen im Innern des Querschnittes, welche, leicht weiter fortspaltend, die Zerstörung des Trägers einleiten. Allen diesen Mängeln kann erst dann gründlich begegnet werden, wenn man einst dahin gelangt sein wird, das ganze Rahmenstück aus dem Bessemerblocke zu erschmieden und zu erwalzen, d. h. wenn es einst gelungen ist, sich von den Schweissprocessen (wenigstens in ihrer Anwendung auf so colossale Massen wie sie hier in Betracht kommen) gänzlich zu emancipiren. Dann erst wird man Locomotivträger erzielen, welche mit der bereits heute erreichten absoluten Einfachheit die grösste Solidität verbinden, Träger, welche im wahren Sinne des Wortes »ein Ganzes« sind. Die bereits mit Erfolg betriebene Herstellung von Kesselblechen aus Bessemerstahl dürfte über kurz oder lang zur Anbahnung von Versuchen in der angedeuteten Richtung führen, welche für leistungsfähige Hüttenwerke keineswegs mit unüberwindlichen Schwierigkeiten verknüpft erscheinen. In Betreff des Härtegrades würde das Material selbstverständlich die grösste Weichheit besitzen müssen und dürfte es sich empfehlen den Stahl ohne Wiederankohlung zu verwenden, mithin, wie es bereits zu Reschitza für alle Kesselbleche geschieht, direct auf Feinkorneisen zu erblasen (Bessemer-Eisen), wodurch ein Product vom höchsten Geschmeidigkeitsgrade erzielt wird mit allen Kennzeichen eines Eisens erster Qualität. Im Uebrigen sei noch der unter den Fabrikanten ziemlich allgemein verbreiteten Meinung, als könne nämlich für die Rahmenfabrikation das Material in beliebig schlechter Qualität verwendet werden »wofern es nur schweist«, hiemit entgegengetreten, indem wir gegentheilig der Ansicht sind, dass die höchst mannichfachen Functionen und Beanspruchungen des Locomotivträgers die Wahl des besten Materiales bei dessen Herstellung rechtfertigen und dass demgemäss seine zukünftige Herstellung aus Bessemereisen, die heute noch in das Bereich der Phantasie gehört, in Folge der mit dem gewöhnlichen Eisen bereits gemachten und noch weiter zu machenden analogen Erfahrungen, keineswegs unwahrscheinlich ist.

Die Langträger für Tender besitzen, falls sie nicht aus Doppelblechen combinirt sind, 20^{mm} Plattendicke und werden in derselben Weise fabricirt, nur hat man es hier mit entsprechend kleineren Gewichten zu thun. Production 2 Stück in 12 Stunden. Kohlenverbrauch wie oben.

§ 6. Ajustirung der Rahmenbleche. — Die aus dem Walzwerk hervorgegangene, nahezu rectanguläre Platte wird zunächst, noch rothwarm, auf der gusseisernen Hüttensohle durch Aufschlagen mittelst Holzhämmer gerichtet, bis alle ihre Theile mit der ebenen Unterlage in Contact befindlich, und sodann auf die ungefähren Dimensionen mittelst einer grossen Blechscheere beschnitten. Die englischen Patentblechscheeren, die für diesen Zweck benutzt werden, besitzen einen oberen

mobilen Schneidbacken von 2^m Klingenlänge, wodurch sehr gerade Schnitte auf entsprechende Länge erzielbar sind.

Der fertige Rahmen soll die in Fig. 4 (p. 603) gezeichneten Dimensionen und Ausschnitte besitzen und es wird daher, behufs weiterer Ajustirung, die zu ertheilende fertige Form genau auf dem rectangulären Rohblech verzeichnet. Es geschieht dies unmittelbar durch Auflegen einer dünnen Blechplatte, welche genau die Grösse des fertigen (ajustirten) Rahmens sammt allen erforderlichen Ein- und Ausschnitten besitzt. Man hat sodann mittelst Stahlstift die sämmtlichen Umrisse und Ausschnitte zu umfahren, die Schablone zu entfernen und die vorgezeichneten Linien auf dem Rohbleche mittelst sorgfältiger Ankörnung deutlicher zu machen.

Hierauf kann das Grobausstossen des Rahmenbleches unter entsprechend kräftigen Lochmaschinen begonnen werden, wobei stets nur ein Stück gleichzeitig in Arbeit genommen wird. Das zu bearbeitende Stück kann dabei, auf Rollen horizontal liegend, unter dem Werkzeug nach Belieben verschoben werden. Die Maschine besitzt die in Fig. 10 und 11 auf Tafel XXX gezeichnete Einrichtung. *A* Betriebswelle mit dem Getriebe *B*, welches vermöge Zahnrad *C* die Hubwelle in Rotation setzt. Das Herzexcenter *E* wirkt auf das Ende *D* des Arbeitshebels *H*, dessen entgegengesetzter kurzer Arm mit dem Werkzeug *r* in Verbindung steht. Die Arbeit erfolgt, wie bei allen Lochmaschinen, auf Schwer- resp. Brückenbleche durch Einschaltung eines Stahlkörpers *s* zwischen Arbeitsstück und Hebelende (Fig. 10), während Schleife *l* den Wiederaufgang des Ersteren bewirkt. Bei Ausübung der Arbeit ist wesentlich zu beachten, dass man mit den Ausschnitten nicht zu nahe an die verzeichneten Contouren des fertigen Stückes heranrücke (oder diese wohl gar überschreite), indem eine gewisse Materialstärke für die Feinvollendung unter den Stosshobelmaschinen verbleiben muss.

Die beschriebenen, allgemein gebräuchlichen Rahmenausstossmaschinen besitzen quadratische Lochungsstempel *r* von 32^{mm} Seite ($1^1/_4''$ engl.). Die Vollendungsmaschinen sind Hobelmaschinen mit Verticalhub und haben die Bestimmung, die in die Montirungsateliers überzuführenden Rahmenplatten fein zu machen, indem sie, die noch bis zum Strich vorhandene Materialstärke sauber hinwegnehmend, scharf bis an die angekörnten Linien heranhobeln. Die Feinhobelmaschinen sind auf den grösseren Locomotivfabriken so eingerichtet, dass man 6—8 (auch wohl noch mehr) Stück übereinander gelegte Rahmenbleche gleichzeitig in Arbeit nehmen und vollenden kann, wodurch natürlich die absolute Congruenz der Stücke am Sichersten erzielbar. Die neueren Maschinen figuriren gleichzeitig auch als Bohrmaschinen, so dass auch die erforderlichen Bohrungen der Tafeln, behufs Anbringung der verschiedenen Maschinentheile, Achshalter etc. auf diesen Maschinen gleichzeitig mit dem Ausstossen vorgenommen werden können, indem die Bohrvorrichtungen unabhängig von den Stosshobelvorrichtungen arbeiten und beliebig verschiebbar sind (System François).

In Amerika und neuerdings auch auf einigen europäischen Fabriken ist es üblich, auch die Breitseiten der Langträger sauber zu behobeln, die jedoch für gewöhnlich, bei sonst sauberer Erwalzung und sorgfältiger Richtung unbearbeitet bleiben und nur da bearbeitet werden, wo der Contact mit anderweiten Theilen zu erfolgen hat. Die durch die Bearbeitung des Ganzen bedingte Vertheuerung des Stückes dürfte gegenüber den erzielten Vortheilen der erleichterten Anbringung der Secundärtheile, der vermehrten Solidität des ganzen Rahmenbaues und der Schönheit des äusseren Ansehens vielleicht wenig in Betracht kommen, zumal wenn anerkannt werden muss, dass die Locomotive in allen ihren Details Gegenstand der Präcisionsarbeit sein sollte,

in weit höherem Grade noch, als es die Construction der übrigen Dampfmaschinen erfordert. Sie steht vielmehr in dieser Beziehung vollständig auf gleicher Stufe mit den Metallbearbeitungsmaschinen, deren Ausführung bekanntlich die grösste Exactheit angezeigt erscheinen lässt.

Arbeitskosten und Leistung. — Die Zahlung der Ajustirungsarbeiten beträgt beispielsweise zu Seraing in Belgien für das Traçiren und Grobausstossen eines Locomotivträgers von 28^{mm} Dicke 9 Franc und es sind dazu 15 Stunden (= $1^1/_4$ Schicht) erforderlich. Für Träger von 32^{mm} und darüber beträgt die Zahlung bis zu 14 Franc pro Stück.

Für Tenderträger von 20^{mm} Dicke sind diese Kosten 6 Franc pro Stück. Leistung 1 Stück in 9 Stunden (= $^3/_4$ Schicht).

Die Vollendungsarbeiten unter der Mortaisirmaschine, vorausgesetzt die gleichzeitige Bearbeitung von 6 Stück, kosten 20—25 Franc pro Stück. Dauer der Arbeit drei Wochen mit drei an der Maschine beschäftigten Arbeitern, wobei zugleich die erforderliche Anzahl von Löchern mit gebohrt wird.

Die Ajustirung des Langträgers bis zur letzten Vollendung, d. h. bis zum Unterstellen der Achsen kostet (das Grobausstossen nicht eingerechnet) 125 — 160 Franc, wobei drei Mann zusammen in Accord arbeiten.

§ 7. Lagerung des Kessels im Maschinenrahmen. — Der Kessel lagert theils auf Querverbindungen der Langträger, die der Form des cylindrischen Theiles sich anpassen, theils auf dem Langträger direct. Jedes System der Lagerung muss die Dilatation des Kessels innerhalb der hier in Betracht kommenden Grenzen gestatten, denn es ist selbstverständlich die Länge des Kessels eine Function der Temperatur, mithin innerhalb gewisser Grössen variabel. Da jeder Kessel zunächst nach derjenigen Richtung dilatirt, welche dieser Kraft den kleinsten Widerstand entgegensetzt (in ganz analoger Weise wie die Eisenbrücken), so verdienen principiell diejenigen Constructionen den Vorzug, wo die absolute Verbindung beider nur an einer Extremität des Kessels erfolgt.

Die Auflagerung der Kessel, resp. die Verbindung des Kessels mit dem Rahmen, symmetrisch zu beiden Seiten der Achse, findet bei allen Locomotiven gewöhnlicher Construction an folgenden drei Haupttheilen statt:

1) Feste Verbindung des Kessels vermittelst der Rauchkammerbleche mit den beiderseitigen Langträgern.

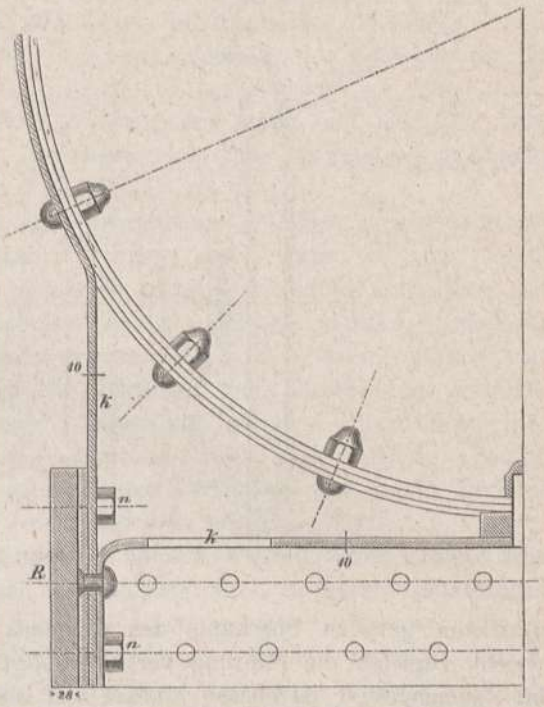
2) Auflagerung des Cylinderkessels auf Querverbindungen der Langträger, den sogenannten Kesselträgern oder Traversen.

3) Auflagerung an den Aussenseiten der Feuerbüchse vermöge angenieteter, auf die Rahmenoberkante sich stützender Wangen.

Bei den besseren Constructionen finden wir den Kessel immer nur an der Rauchkammer, also ganz vorne, mit seinen Trägern in definitiver Verbindung, und es kann alsdann die Dilatation nach rückwärts, d. h. nach der Feuerbüchse hin, völlig unbehindert erfolgen; während der Kessel auf allen sonst noch weiterhin nothwendigen Unterstützungsflächen nur durch sein Gewicht aufliegt und dabei lediglich durch die Form der Lagerflächen, welche selbstverständlich Ajustirflächen sein müssen, in unveränderter Stabilität erhalten wird. Einige Modificationen erleidet der angedeutete Verbindungsmodus, je nachdem die Lage des Rahmens eine äussere oder innere ist, und wird es genügen, zur Erläuterung dieser Verhältnisse aus jeder Gruppe einige Beispiele der neueren Praxis hervorzuheben.

Lagerung bei inneren Rahmen. — In beistehender Fig. 13 betrachten wir die Kessellagerung einer zu Wien 1873 von Cockerill ausgestellsen dreiachsig gekuppelten Locomotive (Güterzugmaschine der »Haute Italie«), welche, trotz der im Uebrigen unvortheilhaften Kesselabmessungen an sich, doch in Betreff der Lagerung mit Rücksicht auf die Dilatationsverhältnisse eine wohl durchdachte Construction aufweist. Die Auflagerung erfolgt zunächst durch die Befestigung des Kessels an der Rauchkammer am Rahmenlangträger R durch die horizontalen Schraubenreihen $n\ n$ vermöge der Hülfsbleche $k\ k$.

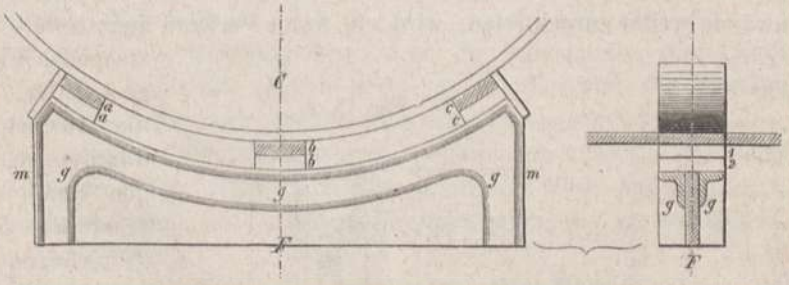
Fig. 13.



Die Lagerung des Cylinderkessels auf den Querverbindungen der Langträger erfolgt ohne Anwendung irgend welcher Befestigungsmittel; jedoch sind die Contactflächen an Kessel und Traverse auf das Sorgfältigste ajustirt, widrigenfalls die richtige Auflage und die Erhaltung derselben illusorisch wäre.

Fig. 14 zeigt die Auflagerung des cylindrischen Kessels auf der

Fig. 14. Fig. 14a.

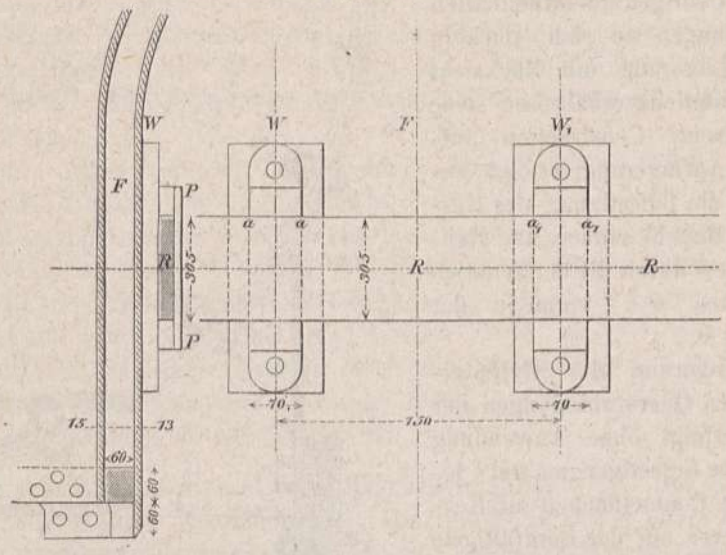


Traverse F, die ihrerseits vermöge der ajustirten Verticalflächen $m\ m$ mit den beiderseitigen Langträgern durch Nietung in fester Verbindung steht. Der cylindrische Kessel C ruht demnach frei auf den drei cylindrisch ajustirten Zwischenstücke $a\ b$ und c, derart, dass Platte (1) am Kessel und Platte (2) an der Traverse mit versenkten Nieten befestigt ist (s. Fig. 14a). Im vorliegenden Falle sind zur Unterstützung des Cylinderkessels nur zwei solcher Verbindungen vorhanden, die sich in den Entfernungen von $0^m,780$ vor und $0^m,740$ hinter dem Triebachsenmittel befinden.

Die Auflagerung des Kessels an der Feuerbüchse geschieht vermittelst je zweier an den Aussenseiten der Feuerkiste versenkt angenieteter Führungsstücke, wie Fig. 15 (p. 610) vor Augen führt. Eine Befestigung findet hier ebensowenig statt, als auf den Traversen zur Unterstützung des Cylinderkessels; es kann vielmehr das durch die Dila-

tation und Contraction bedingte Gleiten der Führungsstücke auf der ajustirten Oberkante des Rahmens R ganz ungehindert erfolgen. F die Feuerbüchse; W und W_1 die Führungsstücke, welche vermöge der ajustirten Kanten $a\,a$ und $a_1\,a_1$ auf der gleichfalls

Fig. 15.



ajustirten geraden Oberkante des Rahmens R aufruhen, und P eine Deckplatte, welche zugleich die Führung vervollständigt. Diese Art der Lagerung des Kessels im Rahmengestell ist ebenso einfach und sinnreich, als dem Zwecke entsprechend. Sie ist indess nur bei Maschinen mit innerem Rahmen mit Vortheil anwendbar, wo also die Langträger dicht an der äusseren Feuerbüchse liegen.

Lagerung bei äusserem Rahmen. — Bei äusserem Rahmen, wo die Feuerkastenwände weiter zurücktreten, wird ein fester Verband angestrebt, wie in beistehender Fig. 16 dargestellt ist, und muss die Ausgleichung der dilatirenden Wirkungen durch die eingeschalteten Stützbleche H erfolgen, welche, vermöge ihrer natürlichen Elasticität, die hier in Betracht kommenden Längendifferenzen erlauben. Beistehende Fig. 16 zeigt die bei den Belpaire-Kesseln der Belgischen Staatsbahn, die sämmtlich äussere Rahmen aufweisen, gewählte Construction, während die Auflagerung des Kessels an der Rauchkammer sowohl, wie auch im cylindrischen Theile die oben beschriebene bleibt.

Fig. 16.

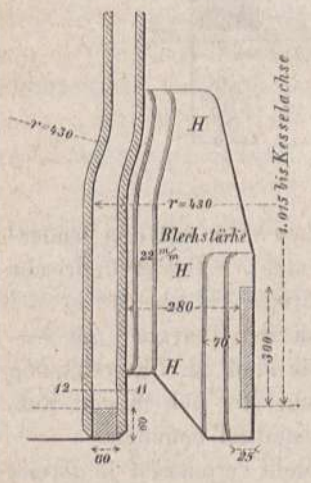
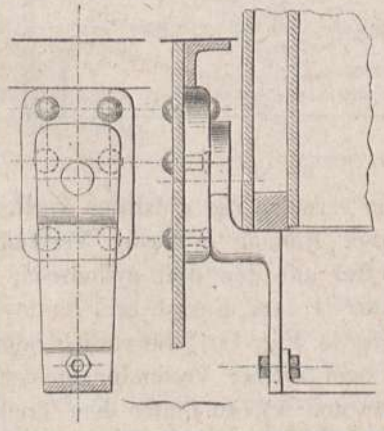


Fig. 17.



Anders als die eben beschriebenen Constructionen ist der für Tendermaschinen der Schweizer Nordostbahn gewählte Auflagerungsmodus. Der Kessel ruht dabei an seinem vorderen Ende mittelst eines Kastens, der durch die Vorderwand der Rauchkammer und seitlich durch die Langträger gebildet wird, auf dem Rahmen, resp. der Verbindungsplatte der Cylinder, und ist mit dieser durch ajustirte Schraubenverbindung consolidirt. Am hinteren Ende ruht der Kessel, vermöge der Feuerbüchse, auf einem drehbaren Gestell, so dass eine freie Bewegung des Ersteren bei dessen Längenänderung durch Dilatation und Contraction stattfinden kann und sind für diese Unterstützung auch keinerlei künstliche Befestigungsmittel in Anwendung gebracht. Der in Rede stehende Kesselträger ist in Fig. 17 (p. 610) skizzirt.

Noch anders ist die Auflagerung der Feuerbüchse der Güterzugmaschinen der Kaiser Ferdinands-Nordbahn durchgeführt. Wie aus den Figuren 11 und 12 auf Tafel XXXII ersichtlich, erfolgt dieselbe gleichfalls nicht durch an die Feuerkiste angenietete Träger, welche sich auf die Rahmenoberkante stützen, sondern es sind die Kessel durch eine eigenthümliche Art der Aufhängung mit den Rahmenplatten verbunden, welche die Ausdehnung des Kessels gleichfalls ganz unbehindert gestattet. Von dem am Feuerkasten befestigten Träger *a* gehen nämlich zwei Hängeeisen *b* hinauf zum Rahmen *c*. Die Hängeeisen sind oben und unten um sorgfältig ajustirte Bolzen *d* und *e* scharnierartig drehbar, wodurch eine Oscillation und mithin die freie Ausdehnung und Zusammenziehung des Kessels zulässig wird.

B. § 8. Zug- und Kupplungsapparate. — Als direct zum Rahmen gehörig sind an dieser Stelle die elastischen Zug- und Stossvorrichtungen in nähere Betrachtung zu ziehen, wenn auch nur insoweit, als dieselben durch specielle Construction als der Locomotive oder dem Tender eigenthümlich zugehörend, sich manifestiren. Da indessen Tender und Maschine, ausser ihrer Verbindung unter sich, behufs Verkupplung mit den Fahrzeugen des Zuges direct in Connex zu treten bestimmt sind, so ist es erforderlich, dass Maschine und Tender gleichzeitig auch mit Stoss- und Zugapparaten versehen sind, deren Abmessungen mit denjenigen der Wagen vollständig in Uebereinstimmung sich befinden.

Es wurde bereits hervorgehoben, dass die Extremitäten der Langträger nach vorne zu um eine bestimmte Grösse gegen die Vorderwand der Rauchkammer hervortreten, und dass man auch nach hinten einen entsprechenden (in der Regel noch beträchtlich grösseren) Ueberstand ertheilt, wodurch zunächst der für den Führerstand erforderliche Raum hinter der Feuerbüchse gewonnen wird, während die Querverbindung der vorderen Rahmenextremitäten die Anbringung der gewöhnlichen Stoss- und Zugvorrichtung gestattet.

Die vordere (eichene) Bufferbohle der ältesten Maschinen trug an der Stirnfläche zwei Buffer, welche — in ihrer ursprünglichsten Form — als cylindrische Lederbuffer auftraten, wie Fig. 18 darstellt, deren Ausfüllung in Filz, Pferdehaaren und sonstigen elastischen Stoffen bestand. Diese Buffer hatten einen Durchmesser von 300—350^{mm} und eine horizontal hinausragende Länge von ca. 400^{mm}. Dieser Stossapparat genügte jedoch nur für bescheidene Gewichtsmassen der Maschine resp. Züge, und wurde mit zunehmenden Betriebsanforderungen später zu vollkommeneren

Fig. 18.

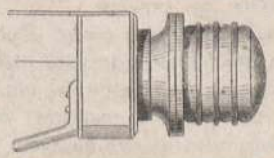
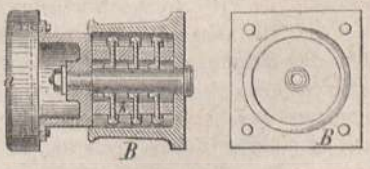
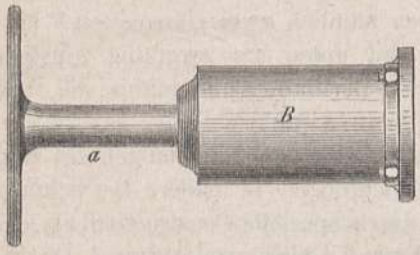


Fig. 19.



Stossvorrichtungen übergegangen, indem man zunächst an Stelle des elastischen Materiales der Pferdehaare etc., vulkanisirte Gummiringe zur Anwendung brachte, die in gusseisernen Hülsen befindlich, den Stoss, resp. Druck von aussen durch die Bufferstange aufzunehmen die Bestimmung hatten. Fig. 19 (p. 611) führt einen derartigen Stossapparat vor Augen. Die vordere Stirnfläche *a* des eigentlichen Stössers wird daselbst noch durch eine Holzscheibe gebildet, welche mittelst Schrauben an dem Flantsche des gusseisernen Hohlcylinders befestigt ist, welcher in der gleichfalls gusseisernen Bufferhülse *B* spielt. Die Kautschukscheiben *k* besitzen im nicht zusammengedrückten Zustande 35^{mm} Dicke und sind durch zwischengelegte schmiedeeiserne oder gusseiserne Scheiben von einander getrennt. Die Führung des Buffers ist aus Fig. 19 deutlich ersichtlich und bedarf daher keiner weiteren Erklärung. Auch die beschriebene Construction erwies sich indessen, gegenüber den fort und fort steigenden Verkehrsanforderungen, als nicht immer entsprechend, namentlich in Betreff der Solidität, und führten die gemachten Erfahrungen neuerdings zur fast ausschliesslichen Anwendung ganz schmiedeeiserner Buffer sammt Hülse, wie Fig. 20 veranschaulicht. Der Stösser *a* federt, vermöge Schneckenfeder, in der cylindrischen schmiedeeisernen Hülse *B*, welche vermittelst Schrauben an der walzeisernen Buffertraverse von]- oder I-förmigem Querschnitt befestigt ist, eine Construction, welche sich nicht sowohl durch Solidität als vielmehr zugleich auch durch grosse Einfachheit und geringeres Gewicht vortheilhaft vor den alten Anordnungen auszeichnet.

Fig. 20.



Die in der Mitte der Buffertraverse angebrachte Kupplungsvorrichtung, früher in einer einfachen Kette mit Haken bestehend, hat insofern auch Verbesserungen erfahren, als man zwischen Befestigungsschraube und Buffertraverse ein elastisches Zwischenmittel (gewöhnlich in einer Kautschukscheibe bestehend) einschaltet, um das Reissen der Zugvorrichtung thunlichst zu vermeiden. Uebrigens besteht der Zugapparat in der für Wagen vorgeschriebenen Patentschraube mit Kugel in seiner verstärkten Modification, wodurch die vordere Zug- und Stossvorrichtung der Maschine, sowie die des hinteren Tenderendes, welches mit dem Zuge in Verbindung tritt, und daher in ganz gleicher Weise ausgestattet sein muss, wie die Bufferbohle der Maschine, um mit den Fahrzeugen des Zuges in völlige Uebereinstimmung gebracht zu werden.[4])

---

[4]) Die bezüglichen Technischen Vereinbarungen Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen lauten:
»§ 132. Das hintere Ende des Tenders ist mit elastischen Buffern, einem starken elastischen Zughaken und mit Kupplung in Uebereinstimmung mit dem bei Wagen vorgeschriebenen Systeme zu versehen.«

NB. Demnach darf die grösste Tenderbreite nicht über 3^{m},050 betragen; die normale Höhe des Mittelpunktes der Buffer über den Schienen 1^{m},040, und die horizontale Entfernung von Buffermitte zu Buffermitte 1^{m},350. Bei leerem Fahrzeuge ist ein Spielraum von 25^{mm} über jener Höhe, und bei beladenem von 100^{mm} unter derselben gestattet, wenn die Vorschriften für Wagen auch hier gelten dürfen, was die Vereinbarungen nicht besagen.

Der Abstand der vorderen Bufferfläche von der Kopfschwelle des Fahrzeuges soll bei völlig zusammengedrückten Buffern mindestens 370^{mm} betragen, auch soll die Stossfläche des einen Buffers eben, die des anderen gerundet sein, und zwar so, dass, vom Wagen aus gesehen, die Scheibe des linken Buffers eben, die des rechten rund ist. Der Durchmesser der Bufferscheiben soll mindestens 350^{mm} betragen und die Wölbung der runden Scheiben 25^{mm} in der Mitte zeigen. Die horizontale Entfernung der Nothketten ist auf 1^{m},067 festgesetzt und die Länge soll ausge-

Das Verbindungsquerstück an dem hinteren Ende des Gestellrahmens, wie oben schon angedeutet, früher gleichfalls aus Holz construirt, ging mit der Zeit in die Blechkastenform über, indem man hierin bequem die Vorrichtungen anbringen konnte, welche behufs solider Verkupplung zwischen Maschine und Tender erforderlich sind. Auch kann die Anbringung eines elastischen Zwischenmittels (in Form liegender Blattfedern etc.) hierbei in ebenso leichter als zweckentsprechender Weise zur Ausführung gebracht werden. Die Oberfläche des Kuppelkastens wird mittelst Platten von geripptem Eisenblech zu einem soliden Ganzen verbunden, um dadurch für den Maschinistenstand ein sicheres Trottoir zu gewinnen, welches durch ein leichtes eisernes Geländer (s. Fig. 21) zum Schutze der Bediensteten begrenzt wird.

Fig. 21.

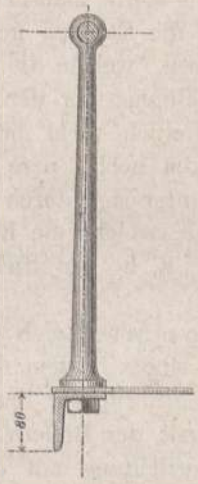
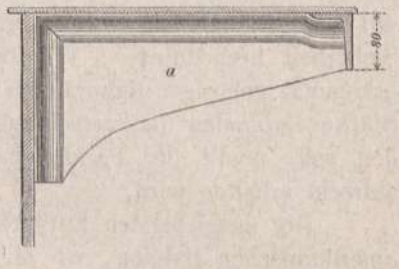


Fig. 22.



An die Aussenseiten der Langträger sind, mit der Oberkante bündig liegend, die schmiedeeisernen Winkelstücke resp. Consolenträger *a* in den erforderlichen Abständen (s. Fig. 22) angebracht und mit dem Langträger vermöge Winkeleisen solide vernietet, welche zur Anbringung des rings um den Kessel laufenden Platformriffelbleches dienen, welches in gleichem Niveau mit der Platform des Maschinisten anzuordnen ist, während ausserdem noch, mit der äusseren Platformkante ein Winkeleisen von 80^{mm} Schenkel zur Consolidirung des Ganzen dient.

§ 9. Sonstige Rahmenbestandtheile. — Bevor wir zu den verschiedenen Vorrichtungen der Verbindung zwischen Tender und Locomotive (Tenderkupplungen) übergehen, haben wir zunächst noch einige Vorrichtungen zu besprechen, welche ihrer Natur nach unmittelbar zum Rahmen gehören und daher in gewissem Sinne als integrirende Bestandtheile desselben zu betrachten sind.

a. Bahnräumer. — Die Bahnräumer dienen bekanntlich zur Beseitigung fremder Körper, die sich etwa auf den Schienen befinden könnten, und sind daher stets

---

zogen 305^{mm} über die Bufferfläche hinausreichen, und, herabhängend, noch 50^{mm} ab Schienenoberkante bleiben.

Betreffs der Zugvorrichtung lauten die Vorschriften:

»§ 149. Die Zugvorrichtung muss so construirt sein, dass die Länge, um welche sie gegen die Kopfschwelle hervorgezogen werden kann, mindestens 50^{mm} und nicht mehr als 150^{mm} beträgt.«

»§ 150. Die Angriffsfläche des nicht gezogenen Zughakens soll von den äussersten Stossflächen der Buffer im normalen Zustande 370^{mm} entfernt sein.«

Was die Kupplung betrifft, so geschieht dieselbe, wie bereits mehrfach hervorgehoben, für Tender sowohl, als für alle Eisenbahnfahrzeuge überhaupt, mit der obligatorischen, neuerdings auch für die Güterwagen als nothwendig angeordneten Schraubenkuppelung. Ob übrigens die vordere Stirnfläche der Locomotive, ausser den oben erwähnten Stoss- und Zugvorrichtungen, mit Nothketten versehen sein müsse, oder nicht, lassen die Vereinbarungen unentschieden.

vor den Vorderrädern der Locomotive, also zwischen Cylinder und Bufferbohle, an den durchgehenden Langträgern des Hauptrahmens solide verschraubt. Bei den an beiden Enden mit symmetrischer Bufferung und Kupplung versehenen Tendermaschinen müssen selbstverständlich an beiden Extremitäten der Locomotive Bahnräumer[5]) angebracht sein. Keiner Erwähnung bedarf es, dass dergleichen Bahnräumer nur in Betreff leichter Gegenstände (die freilich an sich meist unschädlich sind!) in gewünschter Weise functioniren und dass sie gegenüber etwa durch Böswilligkeit auf die Schienen gebrachten Schwellen oder Schienen, Felsenstürze etc. meistens so wirkungslos sind, als wenn sie nicht vorhanden wären. Früher steifte man in höchst genialer Weise den Bahnräumer nach rückwärts gegen die an die Rahmen genieteten Achshalter der Vorderachse ab, wodurch bei etwaigen Stössen, welche die Bahnräumer durch den Contact mit Hindernissen erlitten, eine Verschlimmerung der Folgen des Unfalles in Bezug auf den Rahmenbau, wenn auch freilich nicht bezweckte, so doch mit grosser Sicherheit herbeiführte. Wir bemerken noch, dass die zwei zu einer Maschinenextremität gehörigen Bahnräumer oft unter sich durch eine Rundstange entsprechender Stärke verbunden und verschraubt sind, welche die Rolle einer Absteifung beider bilden soll, damit der Parallelabstand, d. h. die Stellung über dem Schienenkopfe, aufrecht erhalten wird.

Der ausgiebigsten Entwickelung erfreuen sich die Bahnräumer auf den nordamerikanischen Bahnen, wo sie aus einem System divergirender Rundeisenstäbe gebildet werden, welches fächer- oder gitterförmig dem Vordertheil der Maschine in Form eines Keiles vorgebaut ist und mit der Bufferbohle in fester Verbindung steht. Der Amerikaner bezeichnet diese Vorrichtung mit dem Namen »Kuhfänger«, und wird dieselbe in Amerika, bei der dort so mangelhaften Bahnbewachung, offenbar für ganz unentbehrlich gehalten, da sie an keiner Maschine fehlt, und mit dieser Einrichtung allein das sichere Durchfahren durch die grossen Prairien mit weidendem Vieh allein möglich ist.

Die Figuren 5 und 6 auf Tafel XXXI stellen den amerikanischen Bahnräumer in der oben beschriebenen, höchst stereotypen und charakteristischen Construction vor. Es ist daselbst A der verlängerte Maschinenrahmen, dessen Extremitäten durch die hölzerne Bufferbohle B consolidirt sind. An B ist der Räumerapparat vermöge der Schraubenreihe $x\,x$ solide befestigt und ausserdem durch die Stangen C, D und E nach rückwärts hin versteift. Der verlängerte Maschinenrahmen stützt sich dabei auf den einachsigen Wendeschemel F, der in G seinen Drehpunkt hat (vergl. auch Figur 12 und 13 auf Tafel XXX).

b. Drahtbesen. — Auf vielen Bahnen ist es üblich, dicht hinter dem Bahnräumer den in einer verticalen gusseisernen Hülse geführten Drahtbesen nachfolgen zu lassen; der indessen auch vielfach durch kurz geschnittene Reisigbesen ersetzt wird. Es sind diese Hülfsmittel, namentlich im Winter bei Eisanhang und auch bei leichten Schneedecken, von Nutzen. Die in Führungshülsen eingeschlossenen Besen werden mit Vortheil durch aufgebrachte, in der Büchse gleitende Gewichte gegen die Schienen niedergedrückt, damit sie bei Abnutzung beständig mit diesen in Contact bleiben.

---

[5]) § 122 der Technischen Vereinbarungen Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen:
»An jeder Locomotive sollen vor den Vorderrädern kräftige Bahnräumer angebracht sein, welche genau über den Schienen stehen und von denselben 50—60^{mm} entfernt sind.«

Dass bei Tendermaschinen auch vor den Hinterrädern Bahnräumer angebracht sein müssen, ist damit nicht gesagt.

c. Eiskratzer. — Erwähnung verdient an dieser Stelle noch eine Eiskratzvorrichtung, welche an älteren, für die Oesterreichische Südbahn erbauten Locomotiven, mit Erfolg in Anwendung gebracht war, bestehend aus einem Paar verstählter und entsprechend zugeschärfter Schaufeln, welche vor den Triebrädern angebracht um eine gemeinsame Welle drehbar angeordnet waren, die vom Maschinenführer dirigirt werden konnte vermöge eines Hebels mit Zugstange. Man konnte damit die Schaufeln fest auf die Schienen drücken und das vor den Triebrädern befindliche Glatteis von der Lauffläche des Schienenkopfes loskratzen, welches sodann durch die mit den Schaufeln verbundenen Drahtbesen von den Schienen gekehrt wurde. In der Natur der Sache liegt, dass man sich einer derartigen Eiskratzvorrichtung nur beim Vorwärtsfahren der Maschine bedienen kann, indem beim Rückwärtsfahren die Schaufeln sich gegen die Schienenstösse stemmen, sich verbiegen und ein Bestreben äussern, die Maschine aus dem Gleise zu heben. Beim Rückwärtsfahren, und im Nichtbedarfsfalle überhaupt, werden daher die in Rede stehenden Bahnräumer einige Centimeter über die Schiene gehoben und in dieser Stellung durch einfache Hülfsmittel festgehalten werden müssen.

d. Schneeschuhe. — Die Construction des gewöhnlichen Bahnräumers mit einer Art von Schneeschaufel finden wir an Locomotiven der Köln-Mindener Bahn für geringe Schneehöhen mit gutem Erfolge durchgeführt. Die einfache Vorrichtung ist auf Tafel XXXII in den Figuren 13 und 14 dargestellt. Es ist daselbst A der Bahnräumer mit dem Arme C, dessen Ende die pflugschaarähnlich gestaltete verticale Schaufel D trägt, deren unten etwas nach vorne ausgeschweifter Grat a senkrecht zur Lauffläche des Schienenkopfes gerichtet ist. Die Schaufel steht indessen nur 20^{mm} ($^3/_4''$) ab Schiene, was den Vereinsbestimmungen widerspricht und in der That in Anbetracht des Nickens als durchaus ungenügend zu bezeichnen ist, indem ein Aufstauchen der Enden zu erwarten steht, um so mehr, da nicht einmal dem regulären Federspiele Rechnung getragen wurde, welches 30^{mm} beträgt.

C. § 10. Von den Kupplungsvorrichtungen zwischen Tender und Maschine. — Die Hauptverbindung zwischen Maschine und Tender erfolgt in der Regel durch eine einfache, horizontale schmiedeeiserne Zugstange entsprechenden Querschnitts, die sogenannte Kupplungsstange, und durch den Kupplungsbolzen.[6]) Die Erstere besitzt zu diesem Behufe an jedem Ende ein aus dem Ganzen der Masse erschmiedetes Auge, durch welches der Kupplungsbolzen vertical hindurchtritt. Die einfache schmiedeeiserne Kupplungsstange wird übrigens in manchen Fällen durch eine flachgängige Kupplungsschraube ersetzt, nach Art der gewöhnlichen Kupplungsschraube verstärkter Dimension, deren eines Ende in der Regel an eine Blattfeder angreift, welche mit horizontaler Oscillationsebene, entweder unter der Maschinenplatform oder im Tendergestelle, angeordnet ist, die jedoch auch durch Zugfedern in Form von Voluten zu ersetzen gesucht wurde.

Die Sicherheitsvorrichtung besteht in zwei Nothketten, welche im Horizontalabstande von 700^{mm} symmetrisch zu den Seiten der Kupplungsstange angebracht sind, und die im Falle des Reissens der Letzteren in Thätigkeit treten. Ausserdem wird das Kupplungssystem noch durch zwei kurze, elastische Buffer (im Horizontalabstande von 1200^{mm}) vervollständigt, die sich am Tender oder an der Maschine befinden, und die mit ihren Stirnflächen gegen besondere, in die betreffende Stirnwand des Tenders

[6]) § 126 der Technischen Vereinbarungen Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen bestimmt: »Zur Verbindung der Locomotive mit den Tender sind ausser einer starken Kupplungsstange unter dem Führerstande noch zwei Kupplungen erforderlich, welche erst in Anspruch genommen werden, wenn sich die Hauptverbindung lösen sollte.«

resp. der Maschine, eingelassene Stahlplatten sich lehnen, die in guter Schmierung gehalten werden müssen.

Selbstredend sind die sämmtlichen Kupplungstheile zwischen Maschine und Tender Gegenstand einer aussergewöhnlichen Beanspruchung und demgemässer Abnutzung, indem sie alle Stösse, welche beim Abfahren und Anhalten, sowie überhaupt bei jeder Geschwindigkeitsänderung nothwendiger Weise entstehen, direct aufzunehmen haben. Man suchte diesem Uebelstande durch Einschaltung von Blattfedern, welche in der Mitte den Zug der Stange und auch wohl gleichzeitig an den Extremitäten den Druck der Buffer aufnehmen, oder welche auch nur eine der beiden Functionen erfüllten, zu begegnen. Eine der ältesten, doch sehr guten, wenn auch heute wegen ihrer allzugrossen Complicirtheit nur noch weniger gebräuchlichen, hierher gehörigen Kupplungsvorrichtungen ist in den Figuren 1 und 2 auf Tafel XXXII dargestellt. Der elastische Zugapparat wird daselbst durch die beiden, in horizontaler Ebene oscillirenden Blattfedern i und i' repräsentirt, die an ihren Enden scharnierartig verbunden und mit ihren Bundringen durch die beiden, nach Aussen als runde Stifte vorstehenden Bolzen k und k', die in den Führungen l und l' spielen, consolidirt sind. Die Federn sind von einem aus den Stücken op, $o'p'$ und qq' bestehenden, vermittelst Schraubenbolzen zusammengesetzten Rahmen umgeben, dessen äusserstes Ende bei o und o' mit den entsprechenden Löchern zur Aufnahme des Kupplungsbolzens versehen ist. Selbstredend ist die vordere Stirnwand m mit der hinteren m' durch die Platformplatte gh fest verbunden, während die Absteifung des Kuppelkastens ausserdem noch durch die im unteren Theile befindlichen schmiedeeisernen Schienen rr' bewirkt wird, auf denen zugleich die Enden der Federn unmittelbar aufruhen. Beim Zuge nähern sich die Federn gegeneinander, indem der Bolzen k sich gegen die Vorderwand m stützt, während der Bolzen k' sich in seiner Führung um die dem Federspiele entsprechende Grösse verschiebt.

Eine noch vollkommnere Einrichtung und zwar unter Anwendung von Universalgelenken und gleichzeitiger Beibehaltung der liegenden Blattfedern, wurde bereits bei den älteren Locomotiven der Taunusbahn seiner Zeit zur praktischen Ausführung gebracht. Die betreffenden Vorrichtungen sind in den Figuren 3 u. 10 auf Tafel XXXII dargestellt. Die Einrichtung bei der in Fig. 3 u. 10 getroffenen Construction, die einiger Erläuterung bedarf, ist kurz folgende. An die beiden schon vorhandenen, an die Feuerbüchse angenieteten Blechplatten (woran, beiläufig bemerkt, früher die Kupplung, insbesondere auch bei den ältesten Stephenson'schen Maschinen, unmittelbar befestigt war, so dass nicht das Rahmengestell, sondern der Kessel den Zug zu erleiden hatten) wurden der schmiedeeiserne Winkel $ghik$, sowie die Blechplatte lm durch Nieten solide befestigt. Bei ki sind ausser dem darunterliegenden Theile der Platte ml noch (vermittelst derselben Nieten) zwei Leisten nn befestigt, welche den Bundring o der Feder N zwischen sich einschliessen und sicher führen. Gegen die beiden Enden der Feder stützt sich ein aus zwei starken Kesselblechplatten und den dazwischen genieteten Stützen p, p' und q bestehendes, rahmenartiges Stück O, welches wiederum durch einen an der Stütze q angebrachten runden Stift, der in dem Winkel $rstu$ seine Leitung hat, geführt ist. Der Bundring der Feder sowohl, als das rahmenförmige Stück O sind behufs Aufnahme des Kupplungsbolzens P mit länglichen Löchern versehen, die, wie aus der Zeichnung ersichtlich, so zueinander gestellt sind, dass jedes derselben mit einer Seite den Kupplungsbolzen umfasst, sobald nämlich kein Zug stattfindet, d. h. die Vorrichtung ausser Thätigkeit ist. An dem Kupplungsbolzen ist nun die gewöhnliche Universalkupplung angebracht, deren Seitenstangen, wie aus der Zeichnung ersichtlich, zwischen den beiden Blechplatten des

rahmenförmigen Stückes O hindurchgehen. Der Winkel $r\,s\,t\,u$ ist mittelst Schraubenbolzen mit dem Winkel $g\,h\,i\,k$ und der Platte $l\,m$, sowie mit der Kopfschwelle Q verbunden und an derjenigen Stelle, wo die Seitenstangen der Universalkupplung hindurchgehen, bedeutend schmäler, damit Letzteren ein genügendes Lateralspiel gesichert ist. Beim Anziehen der Vorrichtung gleitet der Kupplungsbolzen P in dem Langloche des Stückes O und theilt vermittelst des Bundringes der Feder den Zug mit, die sich mit ihren Enden gegen das Stück O und dieses wieder gegen den Winkel $r\,s\,t\,u$ stützt. Bei eintretenden Stössen hingegen gleitet der Kupplungsbolzen in dem Langloche des Bundringes o und das Stück O, welches von dem Kupplungsbolzen mitgenommen wird, drückt alsdann gegen die Extremitäten der Feder N, die sich mit ihrem Bundringe gegen die hintere Wand $h\,i$ des Winkels $g\,h\,i\,k$ stützt. Auf diese Weise functionirt die Feder sowohl unter der Zug- als Stosswirkung; damit indessen bei zufälligen stärkeren Stosswirkungen der Apparat nicht zu sehr leide, sind die Löcher in der Platte $g\,h$ des Winkels $g\,h\,i\,k$ und der Platte $l\,m$ etwas kürzer, so dass das zulässige Spiel des Kupplungsbolzen hieran limitirt wird.

Eine der gewöhnlichen Kupplungen der Eisenbahnfahrzeuge entnommene Federvorrichtung wurde zuerst an Tendern der Main-Neckarbahn angewendet. Sie ist in Fig. 6 und 7 auf Tafel XXXII vor Augen geführt. Die Feder d wird daselbst von zwei schwachen Bundringen a zusammengehalten, die zu beiden Seiten eines schmiedeeisernen Bügels c angebracht sind. Bei vorliegender Construction nimmt die Feder indessen nur die Stosswirkung auf und zwar geschieht dies vermöge der gegen ihre Extremitäten sich stützenden Buffer e und e', während sich derselbe Apparat in höchst einfacher Weise bekanntlich zur gleichzeitigen Aufnahme der Zugwirkung mit benutzen lässt, wie Fig. 8 auf Tafel XXXI zeigt, woselbst eine der neueren und besseren Kupplungsvorrichtungen zwischen Tender und Zug dargestellt ist, die ebensowohl jedoch auch für die Kupplung zwischen Tender und Maschine angeordnet werden kann und vor nicht langer Zeit sogar die allgemein gebräuchliche war. Die Einfachheit, welche als eines der ersten Constructionsprincipien die Locomotive der Gegenwart charakterisirt, liess indessen diese, sowie die früher angedeuteten Anordnungen, trotz ihrer Vorzüglichkeit an sich, in den letzten Jahren mehr oder minder in den Hintergrund treten und führte sogar dahin, dass man im Allgemeinen auf die festen Kupplungen, mit der einfachen Kupplungsstange, wieder zurückkam und dieselben höchstens durch die Beibehaltung leichter Buffer (der sogenannten Reiber), welche gegen feste Stahlplatten spielen, vollkommener zu machen suchte.

Eine der neuesten und einfachsten Kupplungen, als deren einzige Complication die Einschaltung der Kupplungsschraube in die einfache Zugstange zu erachten sein dürfte, veranschaulicht Fig. 8 auf Tafel XXXII. Es ist daselbst A die Extremität des Maschinenrahmens, dessen Langträger, als Absteifungen, den aus starken Kesselblechen $a\,a$ und $b\,b$ in einfachster Weise combinirten »Zugkasten« zwischen sich einschliessen. Letzterer trägt den Kupplungsbolzen B, in welchem zunächst die Schleife C angeschlossen ist, deren Extremität mit der Kupplungsschraube D in Verbindung steht. Die (etwas aus der Rahmenstirn hervortretenden) Reibungsplatten $n\,n$ dienen zur Compensation des buffernden Spieles der im vorliegenden Falle an der Tenderstirne angeordneten »Reiber«, welche, wie bereits oben angedeutet, zugleich die Bestimmung haben, die seitlichen Schwankungen der Locomotive und des Tenders zu vermindern, was namentlich in allen den Fällen von Wichtigkeit erscheint, wo die Kupplung — wie hier — ohne jede complicirende Hülfsvorrichtung in ihrer einfachsten und ursprünglichsten Form uns wieder entgegentritt.

Die Construction der Bufferflächen *a a*, unter gleichzeitiger Anwendung der einfachen Zugstange *C* ist in Fig. 7 auf Tafel XXXI vorgeführt, deren Deutlichkeit offenbar einer näheren Beschreibung nicht bedarf.

§ 11. Von den Kupplungs-Systemen für Curvenbefahrungen. — Die Schwierigkeiten, Curven von kleinem Radius zu durchlaufen, gaben zu verschiedenen Abänderungen der gewöhnlichen, oben näher besprochenen Kupplungsvorrichtungen zwischen Tender und Maschine Anlass. Die gewöhnlichen Kupplungssysteme liessen nämlich in curvenreicher Bahn den Nachtheil hervortreten, dass die Endachsen der verkuppelten Fuhrwerke nicht gleichmässig zu einander die richtige Curvenstellung annahmen, sondern gewöhnlich die Radflantschen entgegengesetzt gegen die Schienen sich drückten, d. h. die Hinterachse der Maschine lehnte mit dem einen Radflantsche gegen die innere, dagegen die nachfolgende vordere Tenderachse an die äussere Curvenschiene, woraus ein die Bewegung hemmender Widerstand erwuchs.

Polonçeau suchte diesem Uebelstand in der Weise zu begegnen, dass er den Angriffspunkt der Zugvorrichtung nicht an der Extremität des Rahmenbaues, sondern nahe dessen Mitte erfolgen liess. Die Fig. 2 auf Tafel XXXI führt die in Rede stehende Polonçeau'sche Combination vor Augen. Etwas von der Mittelachse sind an den Langträgern zwei Scharniere (*c c*) befestigt, welche mit zwei Zugstangen in horizontaler Richtung beweglich verbunden sind. Diese Stangen *a a* sind an ihrem anderen (hinteren) Ende mit einem, in horizontaler Ebene schwingenden Querbalancier *B* vereinigt, der hinter dem Feuerkasten unter der Platform des Maschinisten angeordet ist. Die Mitte dieses Balanciers ist mit dem Kupplungsringe, sowie mit dem senkrechten Kupplungsbolzen in Verbindung, welche letztere durch eine Oeffnung in der Platform herausziehbar ist, während in dem erwähnten Ringe das vordere Glied einer gewöhnlichen Schraubenkupplung hängt, deren entgegengesetztes Ringende mit dem vorderen Kupplungshaken des Tenders in Verbindung gebracht wird, der seinerseits an eine liegende Blattfeder behufs Erzielung eines elastischen Zuges angeschlossen ist.

Die Bufferflächen *g g* sind abgeschrägt und dabei nach der Mantelfläche eines Verticalcylinders gerundet, dessen Achse durch den Schwerpunkt der Maschine geht. Es ist ersichtlich, dass die mit diesem Zugapparat versehenen Maschinen die Curven mit grösserer Leichtigkeit und Sicherheit durchlaufen müssen, als die mit steifer Kupplung ausgerüsteten Locomotiven, welche den Zug mittelst des hinteren Rahmenendes ausüben; *n n* sind Nothkupplungen.

Stradal hat bekanntlich dieselbe Aufgabe auf andere Art gelöst. Die mit dem Tender in Verbindung befindliche (einfache) Kupplungstange endet, in der nach der Maschine gekehrten Seite, in einen T-förmigen Kopf, dessen seitliche Extremitäten vermöge Zapfen und Gelenkstangen mit den festen verticalen Zugbolzen *D D* (Fig. 1 u. 1ª auf Tafel XXXI) in scharnierartiger Verbindung stehen. Hierdurch wird erreicht, dass die Zugrichtung immer durch den am Tender befindlichen Befestigungspunkt der Kupplungsstange geht, vorausgesetzt natürlich, dass die Bemessung der Hebelarme, Stangenträger etc. richtig getroffen, die sowohl durch Rechnung als auch durch Empirie mit Rücksicht auf die durch die Curven bedingte mittlere Grösse der Elongationen der Zugrichtung für jeden speciellen Fall sich ermitteln lassen. Die Zeichnung Fig. 1 u. 1ª auf Tafel XXXI stellt die gewöhnliche Anordnung der Stradal'schen Kupplung dar. Die Kupplungsstange *A* ist mit ihrem Ende *a* vermöge Kupplungsbolzen und liegender Blattfeder in der gewöhnlichen Weise vorne am Tender befestigt und endet an der Seite der Maschine in den Kopf *b*. Auf den beiden zapfenartig abgedrehten Enden des Querstückes *b* sitzen die ajustirten Büchsen oder Hülsen *B*, welche vermittelst

verticaler Zapfen und kurzen Gabelgelenkstangen mit den festen Bolzen *D D* in Scharnierverbindung stehen. Die Zugwirkung geht demnach durch den Befestigungspunkt *a* des Tenders und — in ihrer gegenseitigen Fortpflanzung — vermöge der symmetrischen Gabelgelenke gleichzeitig auch durch den Vereinigungspunkt der Achsen dieser Gelenke. Sie führt mithin in die Linie *B B*. Statt der festen Kuppelstange *A* wird auch häufig eine Schraubenkuppelung eingeschaltet; auch findet man den Angriffspunkt der Kupplungsvorrichtung am Tender unter Hinweglassung der liegenden Blattfeder häufig durch den gewöhnlichen senkrechten Kupplungsbolzen ersetzt, der durch ein Auge der Kupplungsstange greift.

Derartige Kupplungsvorrichtungen wurden zuerst auf der Semmeringstrecke der Oesterreichischen Südbahn, welche bekanntlich Radien von 190^{m} aufweist, mit Erfolg in Anwendung gebracht, indem eine mindere Abnutzung an den extremen Achsen der Fahrzeuge constatirt wurde.

Eine der Stradal'schen im Princip nicht fern stehende Kupplung ist im Engineering von 1870 (Mai p. 378) beschrieben und auf die Namen Dubs & Goodaal-Copestake (Glasgow) patentirt, die ihrer Eigenthümlichkeit wegen hier nicht unbeachtet bleiben soll, obwohl wir nicht anzugeben wissen, ob dieselbe in der Praxis eine erfolgreiche Aufnahme gefunden hat. Sie ist in den Figuren 4, 5 und 6 auf Tafel XXXII vorgeführt. An die zu kuppelnden Fahrzeuge sind die convex gegen einander gecurvten Endstücke *b* und *c* angebracht, in deren inneren runden Ecken je eine Kuppelstange *f* und *g* mit verticalen Bolzen *h* horizontal beweglich so befestigt sind, dass sich beide Stangen kreuzen. Es ist ersichtlich, dass auf diese Weise eine relative Bewegung beider Fahrzeuge gegen einander in der Richtung der Längenachse unmöglich ist, dass dagegen die beiden Längenachsen wohl einen Winkel mit einander bis zu gewissen Grenzen bilden können (vergl. Fig. 6). Um die seitliche Verschiebung der sich berührenden Kopfenden bei den verschiedenen Stellungen beider Fahrzeuge in ungleichen Curven zulässig zu machen, ist eines der Kopfstücke an seinem Fahrzeuge mit einiger Seitenverschiebung angeordnet. Behufs Lösung der Kuppelvorrichtung müssen die beiden Bolzen eines und desselben Kopfstückes herausgezogen werden, und damit beim Wiederkuppeln möglichst wenig Nachhülfe nöthig sei, sind die Bolzen mit Führungen versehen, in welche die Kuppelstangenenden beim Aneinanderfahren eingleiten. Zur grösseren Sicherheit ist noch eine steife Kupplung *k* in Bügelform, von geeigneter Länge für alle Positionen, um zwei gewöhnliche Kupplungsbolzen *i* gelegt.

Bei Gelegenheit der Kupplungen aussergewöhnlicher Construction verdient noch die Reichenberger'sche Sicherheitskupplung für Locomotive und Tender an dieser Stelle Erwähnung. Nach einem Vortrage von Ch. Arnemann im österreichischen Ingenieur-Verein besteht das Princip derselben in einer eigenthümlichen Anordnung von Seilen aus verzinktem Draht, anstatt der bisher angewendeten geschmiedeten massiven Kuppelstangen und Kuppelbolzen, wodurch eine grössere Sicherheit der fehlerfreien Herstellung der Kupplung, eine längere Dauer derselben und endlich die Unmöglichkeit eines plötzlichen gänzlichen Bruches erzielt werden sollen. Die Kuppelstange wird auf folgende Weise angefertigt. Um zwei schmiedeeiserne Oesen wird in dem Abstande, den die Maschine vom Tender haben soll, ein verzinktes Drahtseil in 17 Umgängen bandförmig gewunden und an beiden Enden gut vereinigt. Das Seil liegt in drei Schichten zu 6, 5 und 6 Litzen übereinander und zur Ausfüllung sind an den Seiten der mittleren Schicht noch zwei dünnere Litzen eingelegt. Diese 34 Litzen nebst den zwei Belaglitzen werden zwischen den Oesen mit starkem ver-

zinktem Draht spiralförmig umwickelt. Die zwei leeren Räume, welche durch das Umlegen des Seiles um die Oesen und durch das Umwickeln der Litzen entstehen, werden mit hölzernen Keilen ausgefüllt und zum Schutze des Drahtseiles in der Rinne der Oesen wird ein eisernes Band über dasselbe gelegt. Das Drahtseil ist aus 19, die Belaglitze aus 7 Drähten und daher das ganze Seilband aus 660 einzelnen Drähten gebildet, deren jeder eine Tragkraft von ca. 150 Pfd. hat. Der Kupplungsbolzen besteht aus einem schmiedeeisernen oder stählernen Rohr, dessen innerer Raum ein aus 8 Litzen zu je 19 verzinkten Drähten und 8 Belagdrähten bestehendes Tau mit Hanfseele ausfüllt, das seiner Länge nach wieder mit einem verzinkten Draht spiralförmig umwunden ist. Das Rohr wird vor dem Einbringen des Taues erwärmt, damit Letzteres beim Erkalten fest darin sitzt. Zuletzt wird, zur festen Ausfüllung des Raumes, durch die Hanfseele, um welche die 8 Litzen gewunden werden, der Länge nach ein Dorn hindurchgetrieben und vernietet.

Ein Kupplungsmodus zwischen Maschine und Tender, welcher die Aufgabe des sicheren Curvendurchganges beider Fahrzeuge in hoher Vollkommenheit löst, wenn er auch dabei gleichzeitig nicht frei von gewissen anderweiten Inconvenienzen geblieben, ist endlich durch die Engerth-Maschine repräsentirt, und bildet eben dieser Kupplungsmodus die specifische Eigenthümlichkeit des sogenannten Engerth-Systems. Es muss als das Verdienst der Oesterreichischen Staatsbahn anerkannt werden, diesen Maschinen eine sehr ausgedehnte Verbreitung verschafft zu haben, so dass maassgebende Resultate der Praxis heute nicht mangeln. Bekanntlich wurde das Engerth-System zuerst auf der Semmeringstrecke für den regulären Zugbetrieb gleich von vorn herein mit Erfolg durchgeführt, nachdem die für die Concursmaschinen in Ausführung gebrachten Systeme, die wohl die Probefahrten bestanden und heute theilweis wieder zur Anerkennung gelangt sind, doch den damaligen Verhältnissen nicht entsprachen.

Die Engerth-Maschine ist bekanntlich eine zwei- oder dreiachsig gekuppelte Locomotive (mit inneren Cylindern und Beanspruchung der Vorderachse als Kuppelachse, nach französischem Modus) mit zwei- oder dreiachsigem Tender, auf dessen Rahmen sich die Feuerbüchse der Locomotive stützt, so dass die betreffende Tendervorderachse zur Laufachse der Maschine wird. In Fig. 8 und 9 auf Tafel XXX ist der beregte Kupplungsmodus im Auf- und Grundrisse vor Augen geführt, wie er an der zu Wien 1873 ausgestellten Locomotive der Oesterreichischen Staatsbahn (Haswell Nr. 1244) in Ausführung gebracht war. Ist daselbst A der verlängerte Tenderrahmen, B der Locomotivrahmen, so umfasst A die Aussenseiten der Feuerbüchse F und ist um den in der Kesselachse befindlichen, im mittleren Theile kugelförmigen Zapfen c beweglich, d. h. horizontal drehbar. Der Maschinenrahmen liegt innen und ist an denselben Drehzapfen angeschlossen, um diesen drehbar.

Die Feuerbüchse ruht vermöge der Stützen $n\,n$ auf der Oberkante des Tenderrahmens A, und zwar innerhalb gewisser Grenzen, den Elongationen der Gestelle entsprechend, verschiebbar, mithin auf der vorderen Tenderachse a, welche, indem sie einen entsprechenden Theil des Gewichtes der Feuerbüchse aufnimmt, hierdurch gleichzeitig Locomotivachse wird. Der dreiachsige Tender besitzt zu diesem Zwecke äussere, die zweiachsige Locomotive innere Rahmen. Vermöge dieser Anordnung soll zugleich ein Theil der Tenderlast auf die Maschine übertragen, mithin das Adhäsionsgewicht der Triebachse erhöht werden, bei freier Beweglichkeit beider Fahrzeuge, deren jedes sich unabhängig vom andern in die Curven einstellt.

Die Engerth-Maschine, deren System aus dem Jahr 1854 stammt, bildet demnach recht eigentlich einen vermittelnden Uebergang von den Maschinen mit Schlepptendern

zu den Tendermaschinen, bei denen die volle Munition auf Adhäsion verwerthet wird. Uns will jedoch scheinen, als ob die Vorzüge der Engerth-Construction, in Hinsicht der günstigen Adhäsionsverhältnisse, nämlich die sie für den Betrieb darbieten soll, von jeher bedeutend überschätzt wurden. Zunächst fällt ins Gewicht, dass die vermittelnde, beiden Fahrzeugen angehörende Achse *a* eben nur Laufachse ist und, da sie vornehmlich das Gewicht der überhängenden Feuerbüchse trägt, die Adhäsion der Triebachse *D*, noch viel weniger die der vorne liegenden Kuppelachse D_1, kaum erheblich zu erhöhen vermag. Vielmehr ist die umgekehrte Auffassung den Thatsachen entsprechender, indem nämlich durch die Abladung eines Theiles des Maschinengewichtes auf den Tender dasselbe vermindert, die Adhäsion der Kuppelräder also noch weiter reducirt wird; während das überschüssige Gewicht auf eine Laufachse (die Tendervorderachse) übergeht, der Adhäsion mithin entzogen ist.

Ganz anders freilich läge der Fall, wenn die todte Achse *a* zur Kuppelachse erhoben werden könnte. Es führen uns diese Betrachtungen zum Ursprung der Engerth-Idee, welche bekanntlich aus der Zahnradkupplung der ältesten Semmeringmaschine hervorging, indem ursprünglich die Kupplung der Tenderräder mit den Treibrädern der Locomotive bezweckt und in der That praktisch ausgeführt wurde.

Das Misslingen der Zahnradkupplung sowohl, als die inzwischen erfolgte allgemeine Einführung der eigentlichen Tendermaschine, bei der das volle Gewicht der Munition der Zugkraft zu Nutze kommt, liessen die Engerth-Maschine, die wir hier nur ihrer Kupplungsvorrichtung halber in den Bereich unserer Besprechung gezogen haben, als vermittelnden Uebergang beider Systeme fortbestehen, und insbesondere auf solchen Bahnen mit Vortheil in Anwendung bringen, wo die Längenprofile nur mässig günstig sind, und wo zugleich die Länge der Betriebsstrecke und die Belastung der Züge den Schlepptender nicht wohl entbehrlich erscheinen liessen. Die in Rede stehenden, übrigens vortrefflichen Locomotiven sind seit mehreren Decennien auf der Strecke Brünn-Prag-Bodenbach der Oesterreichischen Staatsbahn vor den Personenzügen mit Vortheil in Betrieb, und zeichnen sich durch besondere Ruhe des Laufes und demgemässe Schonung der Bandagen und des ganzen Oberbaues aus. — In der That beträgt der feste Radstand der Maschine (Entfernung der Kuppelachsen) nur $2^m,624$, weshalb die Curven mit Sicherheit durchlaufen werden; und wird gleichzeitig durch die innere Anordnung der bewegten Massen das Stabilitätsverhältniss begünstigt. Auf die eigenthümlichen Verhältnisse der Achsenbelastung der Engerth-Maschine soll geeigneten Ortes näher eingegangen werden, auch kommen wir bei den beweglichen Radgestellen auf die Engerth-Maschine nochmals zurück.

Die Engerth-Kupplung lässt sich mit unwesentlichen Modificationen auch auf Maschinen mit eigentlichen Schlepptendern anwenden, wie dies auf den Linien der Oesterreichischen Staatsbahn mit Erfolg versucht wurde. Die dort vorkommenden Curven sollen angeblich keinen grösseren Radstand der Locomotiven als 11 Fuss ($3^m,355$) gestatten, obwohl den dreiachsigen Personenwagen, die durch dieselben Curven mit derselben Geschwindigkeit müssen, ganz ungenirt Radstände von 21 Fuss engl. ($6^m,405$) ertheilt, weshalb der Gang dieser Maschinen, zumal in gerader Bahn und vor Eilzügen, unangenehme Seitenschwankungen, die sich dem ganzen Zuge mittheilen, offenbaren. Zur Beseitigung dieses Uebelstandes wurde versucht die stabile Kupplung der Tendermaschinen, System Engerth, auch auf die gewöhnlichen Locomotiven mit Schlepptender anzuwenden, weil die Kupplung mit einem einzigen kugelförmigen Bolzen die freie Bewegung der gekuppelten Theile nach allen Seiten, ausgenommen in horizontaler Richtung, gestattet. Die Ausführung der modificirten

Kupplung ist aus Figur 9 auf Tafel XXXII ersichtlich. Die Anordnung ist in der Weise getroffen, dass der stählerne Kupplungsbolzen *A* im alten Kuppelkasten *B* der Maschine liegt, mithin unter der Führerplatform, doch möglichst weit vorne, also nahe der Feuerbüchse. Die den kugelförmigen Theil umhüllenden Lagerschalen *a a* gleichfalls aus Stahl, wurden durch einen Arm *C* von entsprechender Stärke gefasst, welcher im Kuppelkasten *D* des Tenders solide durch Schrauben befestigt ist. Ausserdem sind die Schalen unter sich durch vier Stifte zu einem Ganzen verbunden, damit sie beim Ein- und Auskuppeln nicht herabfallen und zudem noch in einer Stahlbüchse *d* gelagert, um die Abnutzung der Aussenfläche möglichst herabzumindern. Die Oeffnung *N*, im Kuppelkasten der Maschine angebracht, bezweckt die Ermöglichung kleiner Seitenverschiebungen des Tenders mittelst eines eingeführten Hebels, im Falle etwa vorkommender Klemmungen des Kupplungsbolzens, was auf unregelmässigen Nebengleisen der Bahnhöfe erforderlich werden kann, falls dort ab- oder angekuppelt werden muss. Immerhin geht die Lösung oder Schliessung der Verbindung bei allen diesen Kupplungsvorrichtungen keineswegs so leicht von Statten wie bei der gewöhnlichen Einrichtung, an welcher, schon aus diesem Grunde, in allen denjenigen Fällen nicht abgegangen werden kann, wo es sich um eine regelmässige täglich oder gar stündlich wiederholte Trennung von Maschine und Tender handelt, falls die Grösse der Drehscheibe die gesonderte Behandlung von Maschine und Tender erfordert, wie dies bei fast allen heute noch bestehenden älteren Anlagen, zumal bei engen Endperrons im Innern belebter Städte, nothwendiger Weise der Fall ist. Es kommt in solchen Fällen natürlich auf eine rasche Lösung und Schliessung des Zugapparates sowohl, als auch der Rohrverbindungen an, weshalb die vollkommneren, jedoch complicirteren, Kupplungsvorrichtungen ausgeschlossen bleiben müssen.

Theoretische Einwände sind principiell gegen die Verkupplung beider Fahrzeuge vermittelst eines einzigen kugelförmigen Drehzapfens mehrfach erhoben worden, doch verdienen dieselben, gegenüber den günstigen Erfahrungen der Praxis, kaum der Erwähnung. Die erste mit dieser Kupplung versehene Maschine wurde bereits am 14. October 1869 dem Betriebe übergeben und erwiesen gleich die ersten Probefahrten auf der Strecke Trübau-Hohenmauth, in welcher starke Curven, Steigungen und gerade Linien vorkommen, ein überraschend günstiges Resultat, indem der Gang der Fahrzeuge selbst bei grossen Fahrgeschwindigkeiten ein überaus ruhiger blieb, so dass, durch diese günstigen Resultate veranlasst, die beschriebene Kupplung zunächst bei sämmtlichen Eilzugmaschinen der Oesterreichischen Staatsbahn angebracht wurde. Gegenüber den geäusserten theoretischen Bedenken seien nur als Thatsachen der Praxis hervorgehoben, dass die Kraft, mit welcher das äusserste Rad des vorderen Räderpaares eines jeden der beiden Fahrzeuge, vermöge der Centrifugalkraft und Parallelität der Achsen, beim Uebergange aus der Geraden in die Curve gegen die äussere Schiene gedrückt wird, d. h. die Entgleisungstendenz durch die stabile Kupplung nicht vermehrt wird. Es kann daher durch Anwendung dieser Kupplung auch kein Anlass zum Aufsteigen des vorderen Tenderräderpaares, resp. zur Entgleisung desselben gegeben werden, und sind auch factisch im Betriebe dergleichen Fälle nicht vorgekommen, wie denn thatsächlich erwiesen wurde, dass selbst, bei nur annähernd richtiger Anordnung der einzelnen Theile der stabilen Kupplung, die theoretischen Fehler, durch die in der Praxis obwaltenden Verhältnisse vollständig und ohne die geringsten Nachtheile in irgend einer Beziehung ausgeglichen werden. Gegen die Anwendung der stabilen Kupplung zur Verbindung von Locomotive und Schlepptender kann endlich um so weniger ein Einwand erhoben werden, als die absoluten Zahlen-

werthe für das Spiel der Spurkränze und Achsenbüchsen sich im Betriebe, in Folge der Abnutzung, bis zu einer gewissen Grösse beständig erhöhen, und man ausserdem, bei grosser Frequenz starker Curven, genöthigt ist, grössere Spielräume gleich von vorn herein zu ertheilen und auf Gleiserweiterung, sowie auf Umstände untergeordneter Art, wie z. B. Achsenverschiebung etc., Rücksicht zu nehmen, deren summarische Einflüsse im praktischen Betriebe der Rechnung nicht unterzogen werden können. Genug also, wenn die Praxis den thatsächlichen Nachweis geliefert, dass, eben beim Vorhandensein aller dieser störenden Einflüsse, die stabile Kupplung beider Fahrzeuge die den Verhältnissen angemessene und entsprechende ist. Ob dann später noch die Theorie ihr »placet« mit in die Waagschaale legt oder nicht, ist ein Umstand von durchaus nebensächlicher Bedeutung.

Wir schliessen unsere Abhandlung über die Tenderkupplungen mit dem Hinweis auf die bei den Maschinen nach System Behne & Kool getroffene Anordnung des Kupplungsapparates, durch dessen Construction zugleich den Seitenschwankungen beider Fahrzeuge, durch Anordnung eines besonderen Buffersystemes, vorgebeugt werden soll. Die Eigenthümlichkeiten in der Anordnung der Verbindung des Tenders mit der Maschine bestehen nämlich bekanntlich darin, dass das überhängende Gewicht, welches durch die für die Kleinkohlenfeuerung erforderliche Verlängerung der Feuerbüchse hervorgerufen ist, auf die vordere Tenderachse übertragen wird und dass diese Verbindung vermöge des Trägers *A* und die Universalgelenk-Hängeeisen *C C* (Fig. 3 und 4 auf Tafel XXXI) erfolgt.

Diese Anordnung der Gewichtsübertragung hat zugleich den besonderen Zweck, die während der Fahrt entstehenden Oscillationen des Hintertheiles der Maschine und des Vordertheiles des Tenders von einander unabhängig zu machen, und dabei jedem der bezeichneten Theile resp. deren Massen, ohne grossen Widerstand zu verursachen, eine freie Bewegung zu gestatten. Dabei werden die Stösse durch die eigenthümliche Anordnung der horizontalen Buffer- oder Federvorrichtung *B B*, in rechtwinkliger Lage zur Achse der Maschine, zwischen Maschinen- und Tendergestell befindlich, bis zu gewissem Grade aufgehoben, indem sie unter allmählich zunehmendem Drucke durch Spannung des entsprechenden Buffers auf den horizontalen Widerstand, welchen der Tender in der Bahn darbietet, übertragen und davon aufgenommen werden. Die Figuren 3 und 4 auf Tafel XXXI führen die Behne & Kool'sche Kupplungsvorrichtung in ihren wesentlichen Haupttheilen vor Augen, und fügen wir nur noch hinzu, dass ohne die beschriebene Anordnung das Beharrungsvermögen der sich bewegenden, überhängenden Masse der Feuerbüchse eventuell ein Hinausschleudern der Maschine aus dem Bahngleise wenn auch nicht doch veranlassen könnte, im günstigsten Falle jedoch höchst nachtheilige Einwirkungen auf die Spurkränze der Bandagen die unvermeidliche Folge sein würden. Sie hat endlich den Zweck, dass der durch Stoss oder aus irgend einem Umstande gespanntere Buffer die Maschine in ihre ursprüngliche Lage zurückzubringen bestrebt ist, und somit weniger lebhafte Schwankungen beim Uebergang in Curven, sowie beim Austritt aus denselben, veranlasst werden. Sie ermöglicht mithin, wie die Engerth-Kupplung, die Curvenbefahrungen, wobei die Buffer für schwache Curven als Differentialbuffer, für stärkere Curven als Führungs- oder Spannbuffer construirt werden, wobei indessen der nothwendige Spielraum der Spurkränze der Bandagen der Mittel- und Hinterachse der Maschine nicht ausser Acht gelassen werden darf.

Literatur.

a. Ueber Locomotiv-Rahmen, Kesselträger.

Becker, Ludw., Rahmen und Aufhängung der leichten Lastzug-Locomotive mit Stahlkessel etc. von der Kaiser Ferdinands-Nordbahn. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1868, p. 39.

Büte, Th., Rahmen und Lager der Locomotiven auf der Wiener Ausstellung von 1873. Organ f. Eisenbahnwesen 1873. p. 151.

Mannhart's, Xav., Bohrmaschine zum Bohren von Locomotivrahmen und Kesselblechen. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1875. 3. Heft

Petzholdt, Alph., Fabrikation, Prüfung und Uebernahme von Eisenbahnmaterial. Wiesbaden 1872. p. 71—75.

Rahmen der Locomotiven auf der Londoner Ausstellung von 1862. Organ f. Eisenbehnwesen 1864. p. 69.

Rahmen der Locomotiven der Oldenburgischen Staatsbahn. Organ f. Eisenbahnwesen 1868, p. 21.

Rahmen und Lagerkasten von den neueren Locomotiven und Tendern der Köln-Mindener-Bahn. Organ f. Eisenbahnwesen 1870, p. 249.

Rahmen der Locomotiven in Amerika. Organ f. Eisenbahnwesen 1872, p. 41.

Rahmen und Kesselträger aus den Lieferungsbedingungen von Tenderlocomotiven der Schweizer-Nord-Ostbahn. Organ f. Eisenbahnwesen 1872, p. 201.

b. Zug- und Kupplungs-Apparate.

Anwendung einer festen Kupplung des Tenders bei den Eilzuglocomotiven der Oesterreichischen Staatsbahn-Gesellschaft. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1872, p. 39.

Beschreibung des Locomotiv-Systems Behne & Kool. Lüneburg 1861.

Neue Kuppelung von H. Dubs und G. L. Goodaal, Copestake in Glasgow. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1872, p. 39.

v. Engerth, Wilh., Die Locomotive der Oesterreichischen Staatsbahn über den Semmering. Stuttgart 1857.

Klinge, Beschreibung einer Kuppelung zwischen Maschine und Tender von der Bergisch-Märkischen Bahn. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1875 3. Heft.

Ueber Kuppelungen zwischen Locomotive und Tender mittelst Federung für Zug und Stoss. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1868, p. 68.

Reichenberger's Sicherheitskuppelung für Locomotive und Tender. Organ f. Eisenbahnwesen 1865, p. 169.

Stradal's, R., Neue patentirte Kupplung zwischen Locomotive und Tender zum Befahren scharfer Curven. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1866, p. 221 und 1867, p. 85.

Zugbolzen zur Verbindung mit dem Tender bei Locomotiven auf der Londoner Ausstellung von 1862. Organ f. Eisenbahnwesen 1864, p. 170.

c. Bahnräumer, Kuhfänger etc.

Eiskratzvorrichtung an den Locomotiven von J. Meyer in Mülhausen. Organ f. Eisenbahnwesen 1848, p. 5.

Schienenreiniger bei Locomotiven. Organ f. Eisenbahnwesen 1871, p. 207.

Kleine Schneeschuhe von den Locomotiven der Köln-Mindener-Bahn. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1867, p. 153.

XI. Capitel.

Ueber Triebachsen, Kurbelachsen, Radsterne, Kurbel- und Kuppelstangen.

Bearbeitet von

Alphons Petzholdt,

Civilingenieur in Hannover.

(Hierzu Tafel XXXIII.)

A. Von den Trieb- und Kuppelachsen der Locomotiven.

§ 1. Zahl und Vertheilung der Achsen. — Die Zahl der Achsen, mit welcher die Locomotive ausgerüstet wird, ist offenbar eine Function der Totallast des dienstfähigen Motors, indem zunächst von dem Grundsatze ausgegangen werden muss, dass eine bestimmte Belastung pro Achse resp. Rad nicht überschritten werden dürfe. Wenn man dagegen geltend gemacht hat, dass die Achsen in beliebig stärkeren Dimensionen erschmiedet werden könnten, um die Belastung, unter Beibehaltung der gewöhnlichen Betriebssicherheit, entsprechend steigern zu dürfen, so steht andrerseits die derzeitige Construction des Oberbaues dem entgegen, und in der That wird es wohl schwerlich Jemandem einfallen, z. B. der zweiachsigen Locomotive zu Liebe, die Baukosten der ganzen Eisenbahn um Procente zu steigern. Insbesondere auch müsste diese Anforderung für die Construction sämmtlicher Eisenbrücken von schwer wiegender Bedeutung werden, deren Dimensionen bekanntlich nach der Maximalbelastung des Locomotivrades und dem kleinsten Radstande in erster Linie zu bemessen sind. Nach dem Gewicht der Traversen aber und deren erforderliche Entfernung, d. h. Anzahl, richtet sich das Gewicht des ganzen Hauptträgers, mithin auch das der laufenden Längeneinheit des Objectes und darnach wiederum der Preis.

Das heute feststehende Maximum der Achsenbelastung beträgt jedoch 14 Tonnen und wird in der Praxis fast nie ertheilt. Das äusserste noch zulässige Dienstgewicht der schwersten zweiachsigen Locomotive wird demnach nicht grösser als 28 Tonnen sein können, und darin liegt zugleich die Beschränkung der Verwendbarkeit dieser Type, d. h. ihre Anwendung auf relativ grosse, aber absolut kleine Leistungen in Bezug auf Zugkraft und Geschwindigkeit. Die Praxis lehrt, dass für viele Fälle kaum das Doppelte dieser Adhäsion (28 Tonnen) den derzeitigen Anforderungen Genüge leistet, und dass man genöthigt ist, das ungeheure Maschinengewicht auf 3, 4, 5, ja 6 Achsen abzuladen, und deren Beanspruchung überhaupt — aus höchst aner-

kennenswerthen Gründen — namhaft unter dem obigen Maximum zurückbleiben zu lassen und im Allgemeinen 12 Tonnen nicht zu überschreiten (240 Zollcentner).[1])

In Betreff der absoluten Achsenzahl muss hervorgehoben werden, dass die überwiegende Mehrzahl der Locomotiven dreiachsig ist; nächstdem concurriren die zwei- und die vierachsigen Motoren, während die Maschinen mit mehr als vier Achsen in Europa zu den Ausnahmsconstructionen gehören. Dagegen sind die dem Güterzugbetrieb auf nordamerikanischen Bahnen dienenden, in sehr grosser Anzahl vorhandenen Sechskuppler mit vorderem zweiachsigen Wendeschemel fünfachsig, während die amerikanische Personenzugmaschine mit ihrem gekuppelten Triebräderpaare in Folge des nie fehlenden vorderen zweiachsigen Laufwerkes zum vierachsigen Fahrzeuge wird.

In Europa wäre die fünfachsige Construction in der Engerth-Maschine repräsentirt, wofern die drei Tenderachsen, als ihr zugehörig, mitgerechnet werden; andernfalls erscheint die Engerth-Construction als zweiachsige Locomotive. Am sachlich Richtigsten ist jedoch die Engerth-Maschine dreiachsig, indem die vordere Tenderachse die Feuerbüchse der Locomotive trägt und hierdurch zur Locomotivachse wird.

In Betreff der Achsenvertheilung lassen sich die Locomotiven gewöhnlicher Construction in dreifacher Weise gruppiren. In solche nämlich, bei denen sämmtliche Achsen zwischen Feuerbüchse und Rauchkammer, d. h. unter dem Langkessel, angeordnet sind; in solche, welche hinter der Feuerbüchse eine Achse aufweisen, sei es Trieb-, Kuppel- oder Laufachse; und endlich diejenigen, bei denen die Endachse unter der Feuerbüchse liegt, in welchem Falle der Aschenkasten die desfalls erforderliche Einziehung besitzen muss, behufs Vermeidung der Erhitzung der Achse.

Betrachten wir beispielsweise die zu Wien (1873) ausgestellten Locomotiven, so ergeben sich nachstehende Verhältnisse:

I.	Sämmtliche Achsen unter dem Langkessel	21	Maschinen,
II.	Eine Achse hinter der Feuerbüchse . .	3	– ,
III.	Eine Achse unter der Feuerbüchse . .	15	– ,
	Summa	39	Maschinen,

wobei die Locomotiven ganz abweichender Construction, wie die Rangirtypen mit Verticalkessel etc., ferner die mit Motorschemel, als Gruppen für sich bildend, nicht mit in Betracht gezogen werden konnten, da immer nur Vergleichbares verglichen werden darf.

Wir nennen die Maschinen der ersten Gruppe Maschinen mit »überhängendem« Feuerkasten, die der zwei letzten Maschinen mit »unterstütztem« Feuerkasten. Bei den sogenannten Doppelschemellocomotiven (nach den Systemen Fairlie und Meyer) mit symmetrischen Gestellen, wird bekanntlich das Kesselgewicht gleichmässig von beiden Wagen getragen, die zugleich den Bewegungsmechanismus in sich schliessen; es kann daher bei diesen Typen von einer auf obiger Eintheilung basirten Lage der Achsen überhaupt nicht die Rede sein. Ebensowenig ist das der Fall bei den Maschinen mit Verticalkessel, die einen Platformwagen repräsentiren, der auf zwei gekuppelten gleichmässig belasteten Achsen ruht und dessen Mitte der Kessel einnimmt.

Aus obiger Zusammenstellung ergiebt sich, dass noch immer ca. 50 % der

[1]) Von sämmtlichen zu Wien (1873) ausgestellten Locomotiven zeigt der Creuzot'sche Achtkuppler die stärkste Achsenbelastung. Dieselbe beträgt 13,2 Tonnen, erreicht also noch nicht das als zulässig erachtete Maximum 280 Zollcentner (14 Tonnen).

Maschinen überhängende Feuerbüchsen besitzen, und dass die Typen mit hinterer Kuppelachse das schwächste Contingent stellen; dass endlich die Maschinen mit unmittelbarer Unterstützung der Feuerkiste eine erfreulich starke Gruppe bilden (40 % der Gesammtzahl).

Eine hinter der Feuerbüchse liegende Achse, welche direct die Betriebskraft aufnimmt (ähnlich wie bei Crampton), besass zu Wien (1873) nur die von Couillet ausgestellte Personenzugmaschine der Grand Central Belge; bei der Personenzugmaschine der Oesterreichischen Südbahn ist die hinten liegende Achse eine Kuppelachse; und bei der Tendermaschine von Schwartzkopff für die Berlin-Hamburger-Bahn ist es die Laufachse. Bei allen übrigen Maschinen mit »unterstützter« Feuerkiste liegt die unterstützende Achse nicht hinter, sondern unter der Kiste, weshalb die Aschenkästen die erforderliche Einziehung behufs isolirter Durchführung der Achse besitzen müssen, indem andernfalls eine höchst nachtheilige Erhitzung der Achse die unvermeidliche Folge wäre. Gänzlich kann die Einwirkung der Wärme auf die Achse allerdings nicht verhindert werden, indem die Bodenbleche des Aschenkastens immerhin beträchtlich strahlen.

Die nähere Vergleichung lehrt, wie a priori zu erwarten, dass die Maschinen der Kategorie I vorwiegend dem Güterzugbetrieb dienen, daher mit langen Cylinderkesseln versehen sind, welche die Gruppirung eines mehrfach gekuppelten Achsensystems zwischen Feuerbüchse und Rauchkammer ohne wesentliche Gefährdung der Stabilität gestatten. Personenzugmaschinen mit überhängender Feuerbüchse hingegen gehören heute bereits entschieden einer vergangenen Epoche des Locomotivbaues an, welche, beiläufig bemerkt, zu Wien (1873) nur noch durch die Personenzugmaschine der Oesterreichischen Nordwestbahn repräsentirt wurde.

Die Maschinen der dritten Gruppe, mit unter der Feuerbüchse liegender Achse, gehören, je nach der Construction, bald dem gemischten, bald dem Güterzugbetrieb, vorwiegend jedoch dem Personenzugdienste an; sie gestatten, sowohl in Bezug auf die Anordnung der Achsen und der Bewegungsmechanik, als auch in Hinsicht der Grösse des Radstandes ziemlich weitgehende Modificationen, so dass ihre allgemeinere Verbreitung wohl nur noch eine Frage der Zeit ist.

Wir möchten schliesslich hinzufügen, dass von 18 zur Vergleichung geeigneten Maschinen der Pariser Ausstellung (1867) 7 zu Gruppe I, 5 zu Gruppe II und 6 zu Gruppe III gehörten, woraus hervorgeht, dass man schon damals begonnen hatte, die Vortheile langer Roste für die Oekonomie des Locomotivbetriebes zu würdigen; woraus aber fernerweit die Nothwendigkeit folgte, die erzielten grossen Feuerkisten durch eine Achse zu unterstützen, mochte sie als Lauf-, Trieb- oder Kuppelachse functioniren. Das schliesst aber nicht aus, dass auch neuerdings noch, wie die Wiener Ausstellung (1873) lehrt, Maschinen mit überhängenden Feuerkisten (Achtkuppler) von mehr als 2^m äusserer Länge gebaut werden, was allerdings höchstens nur von dem Standpunkte der geringen Fahrgeschwindigkeit (15 Kilometer), für welche jene Monstrositäten bestimmt sind, einigermaassen gerechtfertigt erscheint. In verhältnissmässig nahe liegender Zukunft wird es keine Lomotiven mit überhängender Feuerkiste mehr geben, selbst nicht für Güterzugbetrieb; denn überall drängt die nothwendige Verlängerung der Feuerbüchse auf deren directe Unterstützung hin.

§ 2. Lage der Triebachsen. — Unter Triebachse wird stets diejenige Locomotivachse verstanden, welche die Umtriebskraft direct aufnimmt; die mit ihr verkuppelten Achsen werden durch jenen Connex zwar ebenfalls zu Triebachsen erhoben, doch nur im uneigentlichen Sinne, weshalb als richtigere Bezeichnung »Kuppelachsen« zu empfehlen ist, zum Unterschiede von den nicht im Connex befindlichen »freien« Achsen der Locomotiven, den sogenannten Laufachsen. Das durch die verkuppelten Achsen der Locomotive auf die Schienen übertragene Gewicht bedingt die Adhäsion und bestimmt demgemäss die Zugkraft der Locomotive, insofern deren Kolbenkraft

hinreicht, die Reibung zwischen den sämmtlichen Triebrädern und der Schiene, d. h. eben die Adhäsion, zu überwinden.

Die Lage der Triebachse im System der Kuppelachse, in Beziehung zur Schwerpunktslage und zu den eventuell vorhandenen Laufachsen ist von constructiv wichtiger Bedeutung und muss uns daher im Nachfolgenden, wenn auch nur von allgemeinen Gesichtspunkten aus näher beschäftigen, indem die Stellung, welche der Triebachse zu ertheilen ist, in jedem speciellen Falle durch die besonderen Constructionsrücksichten bestimmt wird.

Die Triebachse sowohl als die mit ihr durch die Kuppelstangen verbundenen Achsen der Locomotiven, tragen unter den gewöhnlichen Verhältnissen der Praxis eine Last, welche etwa den siebenfachen Werth der Zugkraft, d. h. der zwischen Triebrad und Schiene entwickelten, auf Fortbewegung des Motors und des Zuges wirkenden Kraft entspricht, wobei in Erinnerung gebracht wird, dass der Coëfficient der Adhäsion oder, was im vorliegenden Falle dasselbe ist, der Coëfficient der Reibung zwischen Rad und Schiene zwischen $^1/_5$ und $^1/_{10}$ der auf den verkuppelten Rädern liegenden Totallast unter den gewöhnlichen Verhältnissen der Praxis variirt, wenn von aussergewöhnlichen Adhäsionszuständen abstrahirt wird (Glatteis, feiner Staubnebel etc.) die allerdings im Stande sind, den Coëfficienten der Adhäsion noch weiter herabzudrücken. Eben daraus folgt aber, dass es sich im Allgemeinen empfehlen wird, diejenige Achse der Locomotive zur eigentlichen Triebachse zu machen, welche vermöge ihrer Stellung die am meisten belastete ist. Bei den zweiachsigen Maschinen mit überhängender Feuerbüchse ist die Hinterachse die am stärksten belastete, weil dem Schwerpunkte am Nächsten liegende; sie wird daher in der Regel als Triebachse auftreten. Ausgeschlossen ist indessen nicht, dass auch die Vorderachse als Triebachse figuriren kann, wofern nämlich die Cylinder nach rückwärts, an die Aussenseiten der Feuerbüchse verlegt werden, wozu man dann schon aus Rücksicht auf die genügende Länge der Bleuelstange genöthigt wird.

Beispiele für die letztgenannte Construction bieten die Anfänge des englischen Eisenbahnbetriebes (1838) auf den Linien Liverpool-Manchester und London-Birmingham, was hier nur der Curiosität halber Erwähnung finden möge, da wohl schwerlich eine gesuchtere und unpraktischere Construction gedacht werden kann, als die Anordnung einer zweiachsigen Maschine mit directer Beanspruchung der Vorderachse als Triebachse, rückwärtigen Cylindern und hinten liegender Laufachse. Solche Maschinen, jedoch dreiachsig, sind heute noch auf der Schmalspurbahn von Gent nach Antwerpen ausschliesslich im Betriebe von de Ridder construirt.

Ueberhaupt wird die Beanspruchung der Vorderachse als eigentliche Triebachse allemal die rückwärtige Lage der Cylinder bedingen; dadurch aber wird der Schwerpunkt nach rückwärts verlegt und die genügende Belastung der Triebachse um so schwieriger gemacht.

Uebrigens giebt es noch wichtigere Motive als die genannten, welche die Vorderachse zur Triebachse ungeeignet erscheinen lassen; zunächst ist es offenbar die Bestimmung der Vorderachse, den Lauf der Maschine im Fahrgestänge zu leiten, mag sie fest oder verschiebbar sein. Sie empfängt demgemäss alle Reactionen der Schiene im stärksten Maasse und unterliegt daher weit stärkeren zerstörenden Einflüssen als die übrigen Maschinenachsen, unter denen die Mittelachse (bei dreiachsigen Motoren) stets die am wenigsten beanspruchte ist. Aus diesen Gründen erscheint es durchaus unangemessen, die Vorderachse auf directen Umtrieb zu benutzen und selbst ihre Verwendung als Kuppelachse, die in der Praxis in sehr ausgedehntem Maasse stattfindet, kann unter Umständen zu Bedenken berechtigen, namentlich bei grossen Radhöhen

(von mehr als $1^m,80$ Durchmesser). Wenn es daher bei Personen- oder Schnellzugmaschinen wünschenswerth erscheint, wie dies heute fast allgemein zur Nothwendigkeit geworden ist, mit der Triebachse noch eine Achse zu verkuppeln, so wird man diese Function vortheilhafter auf die Hinterachse übertragen als auf die Vorderachse, obwohl zugestanden werden muss, dass der Zweck im letzteren Falle vollständiger erreicht wird, indem nämlich die Vorderachse in der Regel stärker belastet ist als die Hinterachse, weshalb es also vom Standpunkte der zu gewinnenden Adhäsion lohnender erscheint, lieber jene statt diese mit der Triebachse zu verkuppeln. Vom Standpunkte der Stabilität hingegen wird die Anordnung eines vorderen Laufräderpaares und hinten liegender Kuppelachse jedoch stets geeigneter erscheinen, zumal bei Personen- und Schnellzugmaschinen die dadurch gewonnene Adhäsion in der Mehrzahl der Fälle dem Betriebszwecke völlig genügen dürfte, weshalb die vordere Verkupplung im Allgemeinen nur für gemischte Züge, wobei die Adhäsion schon wesentlicher in Betracht kommt, in Anwendung kommen sollte unter Beibehaltung der rückwärtigen Laufachse, falls nicht auch diese zur Kuppelachse erhoben werden muss.

Wir bemerken noch, dass die vordere Verkupplung für Personenzugbetrieb, namentlich auf französischen Bahnen, insbesondere auf der Nord- und Orléansbahn, mit besonderer Vorliebe in Anwendung ist, und dass beispielsweise auf erstgenannter Bahn erst neuerdings wieder 36 Maschinen des in Rede stehenden Modelles mit Rädern von $1^m,80$ aus den Werken der Compagnie de Fives-Lille beschafft wurden, deren unter der Feuerbüchse gelagerte Laufachse mit Rädern von $1^m,22$ versehen ist. Die Maschinen besitzen $97,25\ \square^m$ Heizfläche und wiegen dienstfähig 30800 Kilo, die wie folgt vertheilt sind:

Vorderachse . . .	11300 Kilo	22800 Kilo Adhäsionsgwicht,
Mittelachse . . .	11500 -	
Hinterachse . . .	8000 -	

Die Hinterachse absorbirt demnach nur etwa $^1/_4$ des dienstfähigen Totalgewichtes, während dieser Verlust als Vorderachse $^1/_3$ betragen haben würde. Es zeigt demnach auch dieser Fall wiederum recht deutlich die Vortheile der vorderen Verkupplung im Hinblick auf den Gewinn an Adhäsion.

Bei den dreiachsigen Motoren ist es in der Regel die Mittelachse, welche direct die Umtriebskraft aufnimmt. Sie erscheint hierzu schon wegen ihrer Nähe zum Schwerpunkte der Maschine und der hierdurch bedingten Möglichkeit der stärksten Belastung am meisten geeignet. Dieser Umstand musste namentlich bei den Maschinen mit freier Triebachse von grosser Bedeutung werden, da bei diesen die ganze Adhäsion überhaupt nur auf ein einziges Räderpaar sich concentrirte, diesem mithin — wollte man nur einigermaassen genügende Zugkraft erhalten — ein möglichst grosser Antheil des Maschinengewichtes zugewiesen werden musste. Dieses Bestreben nach Concentration der Adhäsion führte jedoch nicht selten zu Unzuträglichkeiten, indem man — in weiterer Consequenz — die Endachsen entsprechend entlastete und dabei die nothwendigsten Stabilitätsbedingungen oft nicht gehörig im Auge behielt, was wiederum die rapide Zerstörung des Materials und die Gefährdung der Betriebssicherheit zur Folge hatte.

Auch die Hinterachse des dreiachsigen Fahrzeuges kann als Triebachse auftreten, insofern auf deren Verschiebbarkeit verzichtet wird. Diese Construction ist namentlich bei Sechskupplern nicht selten (Wien 1873 bot dafür mehrere Beispiele) und hat dort jedenfalls den nicht zu unterschätzenden Vortheil der Erzielung langer Bleuelstangen, die, bei mittlerer Triebachse, gerade bei Sechskupplern in der Regel zu kurz ausfallen. Wir kommen auf diesen Gegenstand weiter unten, wo von diesen Stangen die Rede ist, nochmals zurück. Auch bei den Maschinen mit freier Triebachse war es nicht selten die Hinterachse, welche direct die Umtriebskraft aufnahm.

So besass z. B. eine der älteren Typen von Stephenson, die noch mit überhängender Feuerbüchse construirt war (dem Jahre 1846 angehörend), die fast genau unter den Schwerpunkt gelegte Hinterachse als Triebachse, wobei die Cylinder nahe der Kesselmitte angeordnet waren, um bei der grossen Länge des Cylinderkessels die Bleuelstangenlänge, mithin das Gewicht der Stange in mässigen Grenzen zu erhalten, eine Type, die unwillkührlich an die zuerst in Oesterreich von Norris eingeführten Personenzugmaschinen erinnert, die auf gewissen Linien der Staatsbahn bis in die Mitte der fünfziger Jahre in Betrieb waren, indem erst dann Maschinen nach Engerth's Construction ihre Nachfolgerinnen wurden, um sodann ihren Platz daselbst bis heute zu behaupten.

Endlich ist es noch die Crampton-Maschine, welche ein bemerkenswerthes Beispiel der Benutzung der Hinterachse als Triebachse darbietet, eine Anordnung, die, beiläufig bemerkt, für alle späteren Modificationen dieser Type beibehalten wurde und daher als eines der charakteristischen Hauptmerkmale derselben zu gelten hat, wobei indessen als wesentlich in Betracht kommt, dass wir es hier nicht mehr mit einer »überhängenden« Feuerbüchse zu thun haben, sondern, dass die Triebachse selbst, hinter derselben gelagert, deren Unterstützung zu übernehmen bestimmt ist. Daraus und in Folge der tiefen Kessel- resp. Schwerpunktslage resultirten die beträchtlichsten Vortheile in Hinsicht auf Fahrgeschwindigkeit in Verbindung mit grosser Stabilität des Laufes, geringer Kohlenverbrauch und mässigen Reparaturkosten. Die grossen Fahrgeschwindigkeiten wurden bekanntlich durch die hohe Lage der Triebachse (im Niveau der Kesselachse) erzielt, die halbe Radhöhe mithin durch diese Höhe bestimmt, wodurch Räder über 2^m Durchmesser erlangt wurden, während andrerseits die Höhenlage der Achse über der Maschinenplatform nur durch das Niveau der Unterkante der Feuerthür beschränkt wurde, welches nicht überschritten werden durfte. Es zeigte sich jedoch bald, dass die grosse Unterstützungsbasis der drei steifen Achsen (immer zwischen $4^m,50$—$5^m,00$ liegend) die leichte Curvenbefahrung auf vielen Bahnen beeinträchtigte, während andrerseits der Mangel an Adhäsion sich zu sehr fühlbar machte, so dass hierdurch ihre Verwendung noch fernerweit, und überhaupt nur auf die leichtesten Züge und günstigsten Profile beschränkt werden musste.

Die geringe Adhäsion dieser Triebachsen gründete sich zunächst auf deren beträchtliche Entfernung vom Schwerpunkte der Maschine, welche sogar Veranlassung zur künstlichen Belastung des Hintertheiles wurde.

Erwähnt sei bei dieser Gelegenheit noch die Anordnung mit Blindachse (von Stephenson erfunden), welche aus der Anwendung innerer Cylinder hervorging, wobei die Blindachse, als Kropfachse construirt, zur directen Aufnahme der Umtriebskraft diente und vermöge äusserer Kurbeln die hinter der Feuerbüchse liegende Cramptonachse mitnahm. Letztere wurde demnach zur Kuppelachse, während die völlig unbelastete räderlose Treibwelle fest im Hauptrahmen und in unveränderlicher Lage zu den Cylindern angeordnet werden konnte, indem sie durch keinerlei Federspiel irritirt wurde. Die Gebrechen der Cramptonmaschine sind durch diese Anordnung freilich nicht beseitigt, jedoch leistet sie der Ruhe des Ganges, sowie auch der Betriebssicherheit den grössten Vorschub.

Die Construction mit Blindachse ist vor etwa zwei Decennien im grossartigen Maassstabe Mode gewesen, und wurde z. B. seinerzeit der ganze Personenzugmaschinenpark der Königl. Preuss. Ostbahn nach der beschriebenen Type (von Wöhlert in Berlin) beschafft, die vor den Expresszügen theilweis noch heute in Betrieb ist. Sie hat sich auf jenen günstig profilirten Strecken beim Betriebe mässig belasteter Personen- und Schnellzüge als ganz vortrefflich bewährt.

§ 3. Kupplung der Achsen. — Abgesehen von den constructiven Rücksichten, welche die Zahl der Kuppelachsen an und für sich beschränken, wird die Zahl der anzuordnenden Kuppelachsen zunächst vom Betriebszweck der Locomotive abhängen, insbesondere von dem Umstande, ob die Leistung vorwiegend als Zugkraft oder als Geschwindigkeit verlangt wird.

Die Maschinen mit freier Triebachse (also ohne Kuppelachsen), früher die allein bekannten und noch heute beim Personenbetrieb vieler Bahnen die allein gebräuchlichen, gehören dennoch in constructiver Beziehung einer vergangenen Epoche des Locomotivbaues an, indem dieselben heute für Neubeschaffungen nicht mehr in Betracht kommen, weshalb ihr gänzliches Verschwinden nur noch eine Frage der Zeit ist. — Der Grund dieser Erscheinung muss in der im Allgemeinen für die heutigen Betriebsanforderungen ungenügenden Adhäsion dieser Typen (zu denen auch die Cramptonmaschine gehört, die gleichfalls als eine veraltete Construction anzusehen ist), erblickt werden, wenn auch andrerseits zugestanden werden muss, dass die ungekuppelten Maschinen in mancher Beziehung unstreitige Vorzüge den gekuppelten gegenüber darbieten, wozu vor Allem die in Folge der beträchtlich verminderten Reibung erleichterte Bewegung, grössere Einfachheit, geringere Reparaturkosten und billigere Beschaffung zu rechnen sind. Leider ist jedoch die auf eine einzige Achse concentrirte Adhäsion eine zu beschränkte, indem auch hier von dem Grundsatze, ein bestimmtes Maximum der Belastung nicht zu überschreiten, ausgegangen werden muss. Wenn daher beispielsweise dieses Maximum auf 14 Tonnen limitirt und der Coëfficient der Adhäsion zu $^1/_7$ angenommen wird, so ist die überhaupt mögliche, bei freier Triebachse erzielbare Zugkraft des Motor:

$$\frac{14000}{7} = 2000 \text{ Kilogr.}$$

ein Werth, welcher für den Betrieb der Personenzüge, wenn nicht sehr günstige Längenprofile und mässige Lasten vorausgesetzt werden, in der That nicht mehr genügt.

In Betreff der absoluten Belastung der Triebachsen (worauf erst später näher eingegangen werden kann) gelten bekanntlich seitens des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen 14 Tonnen als zulässig, doch mit dem Vorbehalte, dass noch grössere Belastungen zulässig sind, indem der bezügliche Paragraph (106) jene Zahl nicht als Maximum festsetzt, sondern nur sagt:

»Bei dem auf eine Achse kommenden Gewicht wird empfohlen 280 Zollcentner (incl. Achsen und Räder) als Maximum nicht zu überschreiten.«

Noch kleiner ist das Maximum der Belastung auf französischen Bahnen, indem man 6,5 Tonnen pro Rad nicht überschreitet, ein Princip, welches indessen, wie es den Anschein hat, nicht auf allen Bahnen gilt, indem der zu Wien (1873) ausgestellte Creuzot'sche Achtkuppler der Midibahn eine durchschnittliche Belastung zwischen 13—14 Tonnen aufwies.

In England ertheilt man den freien Triebachsen sogar bis 15 Tonnen Belastung, gezwungen durch die Rücksicht auf die Erzielung genügender Adhäsion. Aehnliches kommt indessen auch in Deutschland vor. So besitzen z. B. die von Hartmann in Chemnitz (1868) für Leipzig-Dresden gelieferten Personenzugmaschinen (eine Bahn, die am Princip der freien Triebachsen für diese Maschinenkategorie beharrlich festhält), die als Triebachse figurirende Mittelachse mit 290 Zollcentner = $14^1/_2$ Tonnen (!) belastet; während gleichzeitig auf der Hinterachse nur $5^1/_2$, auf der Vorderachse $10^1/_2$ Tonnen ruhen.

Die Kupplung der Achsen an sich erfolgt bekanntlich in der Weise, dass man zwei (oder mehrere) in ein und derselben Verticalebene befindliche Räder, welche

genau gleichen Durchmesser besitzen müssen, durch eine Stange, die Kuppelstange, in Verbindung bringt, deren Köpfe auf parallel gestellten Kurbeln genau gleicher Länge und Construction montirt sind, doch so, dass die beiderseitig zu einer Achse gehörigen Kurbeln mit einander einen Winkel von 90° bilden, wie dies auch bei den Treibkurbeln der Fall sein muss. Theoretisch betrachtet, kann eine steife Stange beliebig viele Räder mitnehmen und auf diese Weise in Treibräder umwandeln, indessen zieht hier die Praxis enge Grenzen. Die Zahl der direct verkuppelten Achsen überschreitet in der Regel nicht vier, und dabei ist schon eine Gliederung der Stange, behufs Erleichterung der exacten Montirung und leichteren Bewegung erforderlich, während bei nur zweifacher Verkupplung die Stange ein untheilbares Ganze bildet. Wir kommen bei Gelegenheit dieser Stangen, am Schlusse des Capitels, nochmals auf diesen Gegenstand zurück.

Bei den Maschinen mit Aussencylindern lässt man die Treibkurbel auch zugleich als Kupplungskurbel dienen, indem man den Zapfen derselben entsprechend verlängert, damit die Kuppelstange darauf mit Platz finde, die alsdann entweder vor oder hinter die Treibstange zu liegen kommt, und zwar ist Ersteres der Fall bei den Vierkupplern, Letzteres bei den Mehrkupplern.

Günstiger gestaltet sich die Verkupplung bei den Maschinen mit inneren Cylindern, indem sich daselbst Separatkurbeln (specielle Kupplungskurbeln) aussen anordnen lassen, falls die Räder zu diesem Behufe nicht mit Kurbelnaben ausgerüstet sind, wie dies bei den Engerth-Maschinen in der Regel der Fall ist, wo die Kurbelstangen auf Zapfen montirt sind, die in der Kurbelnabenmasse der Radebenen festsitzen. Selbstverständlich setzt die Construction mit Separatkurbeln äussere Rahmen und verlängerte Achsenhälse voraus, die bei innerem Rahmen und Anwendung von Radkurbeln (d. h. Kurbelnaben) in Wegfall kommen. Die letztere Construction scheint in der That die thunlichst einfachste und bietet den Vortheil des unmittelbaren Angriffes in den Radebenen, was bei den übrigen Kupplungsapparaten nicht möglich ist, indem bei denselben stets entweder die Kuppelstange oder die Bleuelstange minder günstige Anordnungen darbietet, weil in grösseren Abständen von der Radebene befindlich. Aus diesen Andeutungen resultirt zugleich als constructive Nothwendigkeit, dass man den Kupplungsapparat stets aussen anzuordnen hat, mag der Treibapparat innen oder aussen liegen, und sei hier noch hinzugefügt, dass im ersteren Falle bei inneren Cylindern — die Kupplungskurbeln mit den Treibkurbeln 180° einschliessen, wodurch günstige Bedingungen für die Ausgleichung der Perturbationen geschaffen werden. Wir kommen weiter unten, bei Gelegenheit der Gegengewichte, ausführlicher auf diesen Gegenstand zurück.

Dass sich an die Verkupplung der Achsen die Bedingung gleicher Radhöhen mit Nothwendigkeit knüpft, wurde bereits hervorgehoben und hat dieselbe bei den Sechs- und Achtkupplern mit verhältnissmässig niedrigen Rädern nicht die geringste Unzuträglichkeit in constructiver Beziehung zur Folge, noch weniger aber bei den Personenzugmaschinen, wo man überhaupt nur zwei Achsen verkuppelt. Anders jedoch stellt sich die Sache im Betriebe dar, indem die Räder niemals Gegenstand einer ganz gleichförmigen Abnutzung sind und daher ihre ursprünglich ertheilten mathematisch gleichen Durchmesser alsbald verlieren. Die ungleiche Belastung, wenn dieselbe auch ursprünglich eine gleichmässige Vertheilung darbot, vor Allem jedoch die unvermeidlichen kleinen Verschiedenheiten in Härte, Geschmeidigkeit und Homogenität der Bandagen, sowie endlich die thatsächlich höchst ungleichen Reactionen, welche die Achse, je nach ihrer Stellung im Systeme, seitens des Fahrgestänges zu erleiden

hat, müssen allerdings die Raddurchmesser nach Verlauf einer längeren oder kürzeren Betriebszeit modificiren. Man hilft sich dagegen zwar bekanntlich durch rechtzeitige Vertauschung der Achsenpositionen, um nicht zu häufig nachdrehen zu müssen, indessen wird durch solche Manöver die rapide Zerstörung des Materiales nicht behoben, jedoch die Correction der Durchmesser auf der Drehbank mit geringerem Materialverluste ermöglicht und überhaupt seltener erforderlich gemacht, wobei die Behandlung stets auf sämmtliche Räder des Systemes auszudehnen ist, behufs Ertheilung gleicher Durchmesser, ein für die Oekonomie des Betriebes in der That wenig günstiger Umstand, indem alle Räder auf den kleinsten Durchmesser gebracht werden müssen, gleichgültig, mit welchem Materialverlust dies geschehen möge.

In Betreff der in der heutigen Praxis gültigen Principien der Kupplungsverhältnisse wird es hinreichen, die in Wien (1873) ausgestellten Locomotiven in dieser Hinsicht zu untersuchen. Unter 44 vergleichbaren Locomotiven figurirten daselbst:

Maschinen	ohne Kuppelachse	—
–	mit 2 Kuppelachsen	23
–	– 3 –	14
–	– 4 –	6
–	– 5 –	—
–	– 6 –	1
	Summa	44.

Die Maschinen mit zwei gekuppelten Achsen concurriren demnach mit reichlich 50% der Gesammtzahl (was nicht verwundern darf, indem die sämmtlichen zweiachsigen Motoren hierher gehören). Die angedeutete sechsachsige Maschine ist die von Evrard in Brüssel nach System Meyer erbaute Locomotive mit zwei dreiachsigen unabhängigen Motorschemeln (Doppelschemelmaschine); da indessen die Räder beider Gestelle unverkuppelt sind, und die Achsen eines jeden derselben durch besondere Cylinder und besonderen Bewegungsapparat betrieben werden, so gehört die Maschine eigentlich in die Kategorie der nur dreifach (nicht sechsfach) gekuppelten Motoren. Fünfachsig gekuppelte Maschinen waren zu Wien (1873) nicht vorhanden und kommen — wenigstens als neuere Erscheinungen — in der heutigen Praxis gar nicht mehr vor, deren Tendenz mit besonderer Vorliebe den Principien der Einfachheit — und darin liegt eben der grösste Fortschritt — sich definitiv zuzuwenden scheint.

Die in Paris 1867 unserer analogen Vergleichung zu Grunde liegenden 20 Maschinen zeigten folgende Kupplungsverhältnisse:

Maschinen	ohne Kuppelachse	3
–	mit 2 Kuppelachsen	5
–	– 3 –	8
–	– 4 –	2
–	– 5 –	1
–	– 6 –	1
	Summa	20.

Diese Sichtung lehrt, dass in einer nicht weit zurückliegenden Vergangenheit Maschinen mit freien Triebachsen nicht nur gebaut, sondern auch der öffentlichen Ausstellung würdig befunden wurden, dass also damals die Tendenzen wesentlich von den heutigen verschieden waren. Diese Betrachtung lehrt zugleich, dass sich seitdem die Betriebsanforderungen beträchtlich gesteigert haben, namentlich wenn die Thatsache gelten darf, dass zu Wien 6, zu Paris nur 2 Achtkuppler figurirten. Die fünfachsige gekuppelte Maschine war, beiläufig bemerkt, die berühmte »Steyerdorf«, die sechsachsige die Petiet'sche.

In Betreff der Nothwendigkeit der Anordnung der Maschinenachsen als Kuppelachsen (Triebachsen), sei schliesslich ganz im Allgemeinen auf die Thatsache hingewiesen, dass auf nicht wenigen Bahnen beider Continente selbst die zweiachsig gekuppelten Maschinen nicht einmal mehr zum regelmässigen Betrieb der gewöhnlichen Personenzüge ausreichen, (Beweis: Gehört nicht in unserer nächsten Nähe der Betrieb derselben mit 2 Maschinen — die beide neu sind, d. h. den letzten Serien angehören — zur fast alltäglich gewordenen Erscheinung?), sondern sieht man sich vielfach veranlasst, den Betrieb mit dreiachsig ge-

kuppelten Maschinen zu bewältigen. Wir könnten eine ganze Reihe von Bahnen namhaft machen, bei denen dies durchgängig der Fall ist. So wird z. B. die Güterzugmaschine der Belgischen Staatsbahn[2]) auf gewissen Betriebsstrecken vor den Courierzügen verwendet; auf anderen vor den Personenzügen.

Auf vielen Bahnen Russlands geschieht der ganze Betrieb nur mit Sechs- oder Achtkupplern, desgleichen in Amerika, von den eigentlichen Gebirgsbahnen noch ganz abgesehen. Die Schlepptender werden, als todte Last, da wo sie nur irgend entbehrlich sind, mehr und mehr verbannt, und überall begegnen wir dem Bestreben, die Motoren mit voller Benutzung der Adhäsion arbeiten zu lassen.

§ 4. Belastung der Trieb- und Kuppelachsen. — Nach den vorangegangenen Betrachtungen sowohl, als nach der in Capitel III. dieses Bandes p. 178—181 theoretischen Entwickelung der Principien der Lastvertheilung auf die Achsen der Locomotive, kann es sich hier zunächst nur noch um die absoluten Grössen dieser Belastungen handeln, die uns in der Praxis thatsächlich entgegentreten. Dieselben sind indessen abhängig vom Gewichte des dienstfähigen Motors und wir müssen daher zunächst dieses in Betracht ziehen. Unter Dienstgewicht versteht man das Gewicht der Locomotive mit gefülltem Kessel bei 150^{mm} Wasserhöhe über dem höchsten Theile der inneren Feuerbüchse und dem erforderlichen Brennmateriale auf den Rosten. Bei den Tendermaschinen tritt ausserdem das Gewicht der gefüllten Reservoire hinzu; daher erweisen diese Maschinen immer weit grössere Differenzen zwischen Dienstgewicht und Leergewicht, als die mit Separattendern versehenen.

Beträgt daher bei den gewöhnlichen Motoren die Differenz zwischen Dienstgewicht und Leergewicht etwa 3—4 Tonnen, je nach der Capacität des Kessels, so kann sie bei den letzteren auf 6—12 Tonnen steigen, je nach der Mächtigkeit der Maschine und dem hiervon abhängigen räumlichen Umfange der disponirten Reservoire. Die gewöhnliche Differenz ist etwa 7 Tonnen.

Betrachten wir, als die der Vergleichung für den Augenblick am nächsten liegenden Beispiele der Praxis, die zu Wien (1873) ausgestellten Locomotiven (mit Ausschluss der Secundärtypen) in Betreff ihrer Dienstgewichte, so ergeben sich folgende Verhältnisse:

32—35	Tonnen	bei 9	Locomotiven,
35—40	-	- 12	-
40—45	-	- 2	-
45—50	-	- 1	-
55—60	-	- 3	-
60—70	-	- 1	-
	Summa	28	Locomotiven.

Demnach besitzen ca. 45 % der Maschinen Dienstgewichte zwischen 35 und 40 Tonnen und nur etwa noch 30 % solche zwischen 32 und 35 Tonnen. Dienstgewichte über 50 Tonnen erweisen die Güterzugmaschine der Oesterreichischen Südbahn (Sigl Nr. 1583) mit 51000 Kilo, die Maschine von Creuzot (Schneider Nr. 1559) für die Midibahn mit 55000 Kilo, sowie die Engerth-Maschine der Oesterreichischen Staatsbahn (50600 Kilo), wofern das volle Tendergewicht in Rechnung gebracht wird, obwohl bekanntlich nur die vordere Tenderachse als Maschinenachse in Betracht kommen sollte.

---

[2]) Belpaire-Kessel. Drei gekuppelte Achsen von $2 + 2 = 4^m$ festen Radstand; hintere Kuppelachse unter Feuerbüchsenmittel. Kolben 450×600.

Heizfläche der Feuerbüchse $12{,}508 \square^m$
Heizfläche der Rohre $99{,}157 \square^m$
} total $111{,}665 \square^m$.

Rohrzahl 226; lichte Rohrlänge $3^m{,}467$; Radhöhe $1^m{,}450$. Leergewicht 30 Tonnen. Cylinder innen, Rahmen aussen.

Diese vortrefflichen Abmessungen ermöglichen die ziemlich umfassende Verwendung der Maschinen im Personen-, Güter- und gemischten Betrieb.

Auf die relativ grossen Dienstgewichte der Tendermaschinen wurde bereits hingewiesen. So beträgt dasselbe bei der Berlin-Hamburger Tendermaschine (Schwartzkopff Nr. 476) 35 Tonnen, bei $28^1/_2$ Tonnen leer; das der oberschlesischen Tendermaschine (Wöhlert Nr. 386) 40 Tonnen und $34^1/_2$ Tonne leer, und die dreiachsig gekuppelte Tendermaschine der Rudolph-Bahn (Krauss Nr. 208) 38 Tonnen Dienstgewicht.

Unter Adhäsionsgewicht wird das auf Zugkraft benutzte Gewicht der Maschine verstanden, d. h. derjenige Antheil des Totalgewichtes, welcher auf den gekuppelten Achsen ruht; es kann daher in gewissen Fällen das Adhäsionsgewicht gleich dem Totalgewicht des Motors werden, und zwar stets da, wo sämmtliche Achsen der Locomotiven in Connex stehen, d. h. ein System von Kuppelachsen repräsentiren. Sind jedoch Laufachsen vorhanden (deren absolute Belastungen im Capitel XIII. behandelt werden), so bedarf es keines Hinweises, dass der auf diesen ruhende Gewichtsantheil der Maschine für die Zugkraft verloren ist.

Wenden wir uns wiederum an die Resultate der Wiener Ausstellung, so ergeben sich folgende Adhäsionsgewichte:

20000—30000	Kilo	bei	10	Locomotiven,
30000—40000	-	-	11	-
40000—50000	-	-	4	-
50000—60000	-	-	2	-
Ueber 60000	-	-	1	-
		Summa	28	Locomotiven.

Die Maschinen der ersten Gruppe gehören ausschliesslich dem Personenzugdienste an; sie benutzen nicht das ganze Gewicht auf Adhäsion, da sie eine Laufachse oder ein Laufwerk (Laufachsengruppe) besitzen, die einen Theil des Maschinengewichtes für sich in Anspruch nehmen. Das Adhäsionsgewicht der meisten Personenzugmaschinen liegt näher an 20 als 30 Tonnen und beträgt durchschnittlich 23 Tonnen, mithin $11^1/_2$ Tonne pro Kuppelachse. Das kleinste Adhäsionsgewicht unter den vergleichbaren Ausstellungsmaschinen zeigte die Couillet'sche Personenzugmaschine (21700 Kilo) und den Belastungsverhältnissen

Triebachse . . .	10850 Kilo	21700	33200 Kilo.
Kuppelachse . .	10850 -		
Vordere Laufachse	11500 -		

Die Laufachse ist demnach stärker belastet als die Kuppelachsen.

Bei den dreiachsig und vierachsig gekuppelten Maschinen, wo wir stets das ganze Gewicht auf Adhäsion verwerthet finden, wird man bestrebt sein müssen, die Totallast auf alle Achsen gleichmässig zu vertheilen, was indessen in der Praxis nicht immer erreichbar ist. Die besonderen Hülfsmittel zur Erzielung gleicher Belastungen, die Balanciervorrichtungen, betreffen mehr die secundären Schwankungen der Belastung im Betriebsdienste; sie sind in Capitel XII. dieses Bandes eingehend behandelt.

Erst seit der segensreichen Erfindung Erhard's, des früheren hochverdienten Maschinenmeisters der Sächsischen Staatsbahn, sind wir dahin gelangt, die absoluten Werthe der Achsenbelastung direct zu messen oder, was dasselbe sagt, überhaupt kennen zu lernen, und gleichzeitig in den Stand versetzt, die Lastvertheilung nach Erforderniss zu reguliren[3]), was — innerhalb gewisser Grenzen — durch die Federspannung erzielt wird, während die ursprünglichen Werthe der Belastung der einzelnen Achsen lediglich aus der Construction und Vertheilung der Stützpunkte des Gewichtes naturgemäss hervorgehen.

[3]) Bekanntlich gestatten die Erhard'schen Waagen die gleichzeitige Messung der Belastung und sonach Regulirung sämmtlicher Räder der Locomotive, was früher unmöglich war, da man die Achsen nicht isoliren konnte, wenigstens nie vollkommen.

Der Betriebsdienst ändert jedoch diese ursprünglich ertheilten Verhältnisse der Belastung, weshalb eine Controle derselben von Zeit zu Zeit erforderlich wird. Auch können besondere Betriebsrücksichten nachträglich ein anderes Vertheilungsverhältniss der Lasten wünschenswerth machen, was, wie oben angedeutet, innerhalb der durch die Federspannung (vermöge der Schrauben) bedingten Modification der Pressungen zulässig ist. Auf die Construction der Apparate zum Abwiegen der Belastung kann hier nicht eingegangen werden, indem Capitel XI. des vierten Bandes dieses Handbuches diesen Gegenstand speciell behandelt und durch Zeichnungen erläutert.

Die praktischen Untersuchungen Weber's über die Schwankungen der Belastung einzelner Achsen im Dienste sind bekannt[4]), und verdienten endlich ausgedehntere Nachahmung und fortgesetzte Vergleichung seitens derjenigen, welche durch ihre Stellung in die glückliche Lage versetzt sind, überhaupt dergleichen Untersuchungen vornehmen und hierdurch die Erkenntniss und den Fortschritt fördern zu können.

Bei den drei- und vierachsig gekuppelten Maschinen ergeben sich im Ganzen die kleinsten Differenzen in den einzelnen Achsenbelastungen. So besitzt z. B. die dreiachsige Normalgüterzugmaschine der Oesterreichischen Staatsbahn (System Haswell), mit hinten liegender Triebachse, folgende Vertheilung:

Vorderachse	10300 Kilo	} = 32200 Kilo.
Mittelachse	10250 -	
Hinterachse (Triebachse)	11650 -	

Die Achsenentfernungen sind ungleich:

$$1^m,582 + 1^m,265 = 2^m,847.$$

Bei dem Achtkuppler der Oesterreichischen Staatsbahn (System Haswell) ist die vorletzte Achse — wie in der Regel bei allen Maschinen dieser Kategorie — die Triebachse und sind die Achsen in nahe gleichen Abständen unter dem langen Cylinderkessel vertheilt, nämlich:

$$1^m,258 + 1^m,258 + 1^m,278 = 3^m,794$$

und sind belastet:

Vorderachse	11300 Kilo	} = 44350 Kilo.
Zweite Achse	10800 -	
Dritte Achse (Triebachse)	11150 -	
Vierte Achse	11100 -	

Hier ist also die vorderste Kuppelachse am stärksten belastet, nächst ihr die vorletzte Achse (Triebachse); fast gleich mit dieser die Hinterachse. Im Ganzen zeigen indessen die Mehrkuppler nur geringe Differenzen der Belastung der einzelnen Achsen des Systemes; je kleiner sie gemacht werden können, desto besser, auch ist es nicht immer gerade die Triebachse, die sich am stärksten belasten lässt.

Ziemlich gleichmässige Vertheilung der Last, jedoch aussergewöhnlich hohe Belastung zeigen die Normal-Sechskuppler für den Güterbetrieb der Kaiser Ferdinands-Nordbahn. Die Vertheilung ist folgende:

Vorderachse	12100 Kilo	} = 36100 Kilo.
Mittelachse (Triebachse)	12200 -	
Hinterachse	11800 -	

Die Vorderachse steht weiter von der Mittelachse als die Hinterachse, totaler Radstand $3^m,239$.

Die obigen Beispiele der Praxis lehren, dass die Belastung der Locomotivachse im dienstfähigen Zustande in der grössten Mehrzahl der Fälle zwischen 10 und 12 Tonnen liegt, und dass letztere nur ausnahmsweise erreicht, noch seltener aber überschritten werden — eine Tendenz, die jedenfalls in um so höherem Grade Anerkennung verdient, als die vorhandenen gesetzlichen Bestimmungen resp. Vereinbarungen entweder höhere Belastungen gestatten, oder gar keine Vorschriften darüber enthalten.

---

[4]) »Die Stabilität des Gefüges der Eisenbahngleise« von M. M. von Weber. Weimar 1869. Friedrich Voigt.

§ 5. Von den Variationen der Achsenbelastung. — In Betreff der Oscillationen der Achsenbelastung im Dienst wird schliesslich in Erinnerung gebracht, dass beim Vorwärtsfahren die Vorderachse bei einer Umdrehung theilweise entlastet und die Mittelachse dagegen theilweise mehr belastet wird, als im Zustande der Ruhe; dass aber beim Rückwärtsfahren der umgekehrte Fall eintritt, indem nämlich die Vorderachse bei einer Umdrehung theilweise mehr belastet und die Mittelachse entlastet wird. Weisbach hat die Grösse dieser Veränderlichkeit berechnet und durch Beispiele erläutert.[5]) Bezeichnet Q die Kolbenkraft der Locomotive (für einen Kolben); b den Abstand der Radebenen von einander, r den halben Kolbenhub; b_1 den Abstand der Kurbelebenen und e die Entfernung der Vorderachse von der Mittelachse, so ist der Druck, welchen ein Rad der Mittelachse gegen die Schiene ausübt, innerhalb der Grenzen

$$\frac{(b_1 - b)\, r \cdot Q}{2\, b_1\, e} + Z \text{ und } \frac{(b_1 + b)\, r \cdot Q}{2\, b_1\, e} + Z$$

variabel und dagegen der Druck eines Rades der Vorderachse gegen die Schiene

$$-\frac{(b_1 - b)\, r \cdot Q}{2\, b_1\, e} + Z \text{ und } \frac{(b_1 + b)\, r \cdot Q}{2\, b_1\, e} + Z$$

wobei Z den Druck eines Rades gegen die Schiene im Zustande der Ruhe darstellt und wobei zugleich angenommen wird, dass das Gewicht der Locomotive auf die drei Achsen gleichmässig vertheilt sei, eine Annahme, die freilich nur bei Verkupplung der drei Achsen annähernd zutrifft. Es sei nun bei einem Sechskuppler der Cylinderdurchmesser $d = 17''$; der Kolbenhub $2\,r = 24''$; der Abstand der beiden Kurbelebenen $b = 6'\,8''$ und der Abstand der Radebenen von einander $b_1 = 4'\,11''$; die Entfernung der beiden Vorderachsen betrage $e = 5'\,9''$. Um einen bestimmten Werth für Q zu erhalten, sei bemerkt, dass, wenn der Winkel, den der Kurbelradius mit der Horizontalen einschliesst, β genannt wird, für $\beta = 0$ das Minimum der Kolbenkraft (Null) und für $\beta = 90°$ das Maximum stattfindet. Nimmt man für letztere Stellung den auf Kolben ausgeübten Dampfdruck (Nutzdruck) zu 80 Pfund pro Quadratzoll an, so erhält man bei einem Cylinderdurchmesser von 17″, welchem eine Kolbenfläche von 227 Quadratzoll entspricht, die Kolbenkraft zu $80 \times 227 = 18160$ Pfund. Diese Werthe, in obige Formeln eingesetzt, ergeben, dass die Belastung eines Rades der Vorder- und Mittelachse bei jeder Umdrehung um folgende Gewichte ab- und zunimmt

$$\pm \frac{(59 - 80) \cdot 12 \cdot 18160}{2 \cdot 59 \cdot 69} = \pm 562 \text{ Pfund}$$

und

$$\pm \frac{(59 + 80) \cdot 12 \cdot 18160}{2 \,.\, 59 \,.\, 69} = \pm 3720 \text{ Pfund.}$$

Beträgt das Gewicht der dienstfähigen Maschine 33 Tonnen (660 Centner) unter gleichmässiger Vertheilung auf die drei Achsen, so wird nur im Ruhezustande diese gleichmässige Gewichtsvertheilung obwalten, beim Fahren indessen die nachfolgenden Verhältnisse eintreten. Wenn die Locomotive sich vorwärts bewegt, so wird die Belastung eines Rades der Vorderachse von $\left(\frac{22000}{2} + 562\right)$ Pfund bis $\left(\frac{22000}{2} - 3720\right)$ Pfund ab- und zunehmen, oder sich zwischen den Grenzen 11562 Pfund und 7280

[5]) Siehe dessen Ingenieur- und Maschinen-Mechanik, Bd. III, p. 681.

Pfund bewegen. Dagegen wird die Belastung eines Rades der Mittelachse innerhalb der Grenzen $\left(\frac{22000}{2} - 562\right) = 10438$ Pfund und $\left(\frac{22000}{2} + 3720\right) = 14720$ Pfund variiren.

Man sieht aus diesem Beispiele, dass, wenn die Belastung der Achsen einer Locomotive auch für den Stillstand derselben gleich ist, dieser Zustand jedoch im Fahrdienst aufhört. Die Pressungen der Vorder- und Mittelachse gegen die Schiene würden demnach so bestimmt werden müssen, dass die mittleren Belastungen derselben gleich sind; danach würde also das Rad einer Vorderachse mit einem Gewichte von $\left(\frac{22000}{2} + \frac{3158}{2}\right)$ Pfund und ein Rad der Mittelachse mit einem Gewichte von $\left(\frac{22000}{2} - \frac{3158}{2}\right)$ auf die Schienen drücken müssen, was eine Belastung von 12579 Pfund für ein Rad der Vorderachse und von 9421 für ein solches der Mittelachse ergeben würde. In diesem Falle würde der Druck des Rades der Vorderachse pro Umdrehung zwischen den Grenzen $12579 + 562 = 13141$ Pfund und $12579 - 3720 = 8859$ Pfund variiren, der Druck eines Rades der Mittelachse hingegen zwischen $9421 - 562 = 8859$ Pfund und $9421 + 3720 = 13141$ Pfund liegen. Richtig ist, dass bei dieser Anordnung die Drücke der Vorder- und Mittelräder gegen die Basis beim Rückwärtsfahren um so ungleichförmiger ausfallen müssen, da ja beim Rückwärtsfahren umgekehrt die Vorderachse belastet und die Mittelachse entlastet wird. Da indessen das Rückwärtsfahren bei den hier in Betracht kommenden Maschinen die Ausnahme, nicht die Regel bildet, so kann der beregte Nachtheil übersehen werden.

In Betreff der Frage der Nachwiegungen sprach sich bereits in der Dresdener Techniker-Versammlung die Mehrzahl der Verwaltungen dafür aus[6]), dass es zur Sicherheit des Betriebes nöthig sei, von Zeit zu Zeit Nachwiegungen vorzunehmen. Speciell weist die Sächsische Staatsbahn auf angestellte Versuche hin, welche ergaben, dass schon nach dreitägigem Dienste angestellte genaue Nachwiegungen auf Waagen, wo alle 6 Räder gleichzeitig gewogen werden (System Erhard), einzelne Räder nahe um 10 Centner weniger die Schienen belasteten als drei Tage vorher. Aehnlich sind die seitens der Thüringer Bahn mitgetheilten Erfahrungen, wonach bei Maschinen, welche nach vorheriger Abwiegung der Federn in der Werkstätte richtig montirt waren, bei Nachwiegung auf der Brückenwaage, Differenzen von 15—20 Centner in der Belastung der gegenüberstehenden Räder ein und derselben Achse constatirt wurden, und wird darauf hingedeutet, dass dergleichen Differenzen bei nicht ganz normaler Lage der Bahn sehr leicht zum Nachtheil vermehrt werden und die Entlastung eines Rades so weit steigern können, dass es bei einem geringen seitlichen Hinderniss in den Curven entgleist.

Ueberhaupt constatirt die Mehrzahl der Verwaltungen, dass die gegebene Belastung der Federn nicht dauernd richtig bleibt, indem sich die Widerstandsfähigkeit im Betriebe verändert, und zwar in der Regel vermindert, das Nachwiegen demnach das Mittel gewährt, zweckentsprechende Correcturen vorzunehmen, was für den Gang der Maschine von Bedeutung ist.

In Betreff der Achsenentfernung (Radstand, Radbasis) wurde bereits in dem Capitel X. dieses Bandes, bei Gelegenheit des Rahmenbaues, der Locomotivgestelle etc., als recht eigentlich dorthin gehörig, das Nöthige abgehandelt und zwar sowohl die festen als auch die totalen Achsenstände, weshalb, um Wiederholungen zu vermeiden, hier nicht nochmals darauf eingegangen werden kann. Dagegen erlauben

[6]) Näheres vergl. IV. Band p. 299 dieses Handbuches.

wir uns in Betreff eines anderen hierher gehörigen Gegenstandes, welcher bisher noch keine Berücksichtigung gefunden, die nachfolgenden Bemerkungen.

§ 6. Von der Lage des Schwerpunktes in Beziehung zu den Triebachsen. — Betrachten wir zunächst die Personenzugmaschinen mit zwei gekuppelten Achsen und einer Laufachse, bei denen die Mittelachse die Triebachse ist, so wird die Lage des Schwerpunktes in Beziehung zu dieser Letzteren zunächst durch den Umstand bedingt werden, ob die Verkupplung nach vorwärts oder nach rückwärts stattfindet, d. h. ob die Vorderachse oder, wie häufiger der Fall, die Hinterachse als Kuppelachse in Anspruch genommen wird. Im ersteren Falle liegt der Schwerpunkt stets vor der Triebachse und zwar nach den Zusammenstellungen von Couche[7]), bezogen auf 443 Maschinen der Midibahn, um eine Entfernung, die innerhalb der Grenzen $0^m,23$ und $0^m,69$ variirt je nach Construction der Maschine, wobei, da der Schwerpunkt stets höher als die Achsenmitte liegt, jene Grössen in horizontaler Linie und zwar parallel der Kesselachse zu decken sind.

Die Maschinen mit rückwärtiger Verkupplung tragen den Schwerpunkt stets hinter der Triebachse und zwar innerhalb der Grenzen von $0^m,03 - 0^m,24$.

Selbstverständlich gehört zur genauen Ermittlung der Schwerpunktslage (falls dieselbe nicht empirisch, sondern durch Rechnung oder auf descriptivem Wege ermittelt werden soll) die genaue Kenntniss des Gewichtes jedes einzelnen Maschinentheils, namentlich aber der einzelnen Räderpaare, deren Gewichte in den gewöhnlichen Beschreibungen und Zusammenstellungen der Hauptdimensionen jedoch leider meistens nicht angegeben sind.

So wichtig nun auch die Kenntniss der Höhenlage des Schwerpunktes ist, so ist es für die Interessen der Praxis doch von noch grösserer Bedeutung, zunächst die Horizontaldistance (d) kennen zu lernen, um welche der Schwerpunkt des aufgehangenen Gewichtes vor oder hinter der Triebachse liegt.[8]) Dieser Werth lässt sich auf rein empirischem Wege finden, d. h. durch directe Wiegung der von sämmtlichen Räderpaaren (Achsen) auf die Schienen übertragenen Pressungen und zwar im dienstfähigen Zustande der Maschine und ferner, indem man sodann noch die Einzelgewichte der completten Räderpaare ermittelt und diese Gewichte von ersteren Totalpressungen in Abzug bringt. Bezeichnen wir die so ermittelten Totalpressungen mit q, q' und q'', die um die Einzelgewichte verminderten Pressungen mit p, p' und p'', so ist die gesuchte Grösse, d. h. der Schwerpunkt des in den Federn hängenden Gewichtes

$$d = \frac{pl - p''l'}{p + p' + p''}.$$

Dabei kann für d ein positiver oder ein negativer Werth resultiren, und je nachdem wird der Schwerpunkt vorwärts oder rückwärts vom Triebachsenmittel liegen. Ist indessen das Gewicht der Räderpaare unbekannt, so lässt sich doch in der Mehrzahl der Fälle beurtheilen, auf welche der beiden Seiten der Triebachse der Schwerpunkt des aufgehängten Gewichtes zu liegen kommt, wofern nämlich die auf die Schiene übertragenen Totalpressungen und die Achsenentfernungen bekannt sind. Es wird sich nämlich darum handeln, abzuschätzen, auf welche Seite der Triebachse der (partielle) Schwerpunkt der drei Räderpaare zu liegen kommt; es liegt dann

---

[7]) Couche, Voie etc. T. II, p. 366.

[8]) Genau gesprochen der Horizontalabstand des Achsenmittels von der durch den Schwerpunkt gedachten Verticallinie.

der Schwerpunkt des aufgehängten Gewichtes auf eben dieser Seite. So seien beispielsweise bei einer Expressmaschine mit in der Mitte liegender freier Triebachse und vorderer, sowie hinterer Laufachse, nur die auf die Schienen übertragenen Totallasten, sowie die Achsenstände bekannt, nämlich

$$\left.\begin{array}{l} \text{Vorderachse } (q) = 9200 \text{ Kilo} \\ \text{Mittelachse } (q') = 12000 \text{ -} \\ \text{Hinterachse } (q'') = 5250 \text{ -} \end{array}\right\} = 26450 \text{ Kilo}$$

und ferner $l = l' = 2^{m},286$, so ist die Lage des Schwerpunktes des ganzen Baues gegeben durch die Relation

$$D = \frac{(9200 - 5250)\ 2{,}286}{26450} = + 0^{m},34.$$

Da nun die extremen, gleichweit von der Mittelachse abstehenden Laufräderpaare gleichen Durchmesser und gleiche Gewichte haben, so fällt der partielle Schwerpunkt, von dem oben die Rede war, genau in die Mittelachse, woraus folgt, dass der (höher liegende) Schwerpunkt des in den Federn hängenden Gewichtes vor der Triebachse und zwar um mehr als $0^{m},34$ entfernt liegen müsse. In ähnlicher Weise lässt sich diese Ermittlung bei jeder Locomotive durchführen, wobei indessen nochmals hervorgehoben werden muss, dass dieselbe mit Präcision nur dann möglich, wenn die Einzelgewichte der Räderpaare bekannt sind.

In Betreff der Frage nun, ob es vortheilhaft sei, den Schwerpunkt vor oder hinter der Triebachse anzuordnen, lassen sich auf einem in der Praxis so überaus stiefmütterlich oder vielmehr gar nicht cultivirten Gebiete allerdings der glänzenden Theorien gar manche aufstellen, die indessen, so lange die Resultate der Praxis nicht pedantisch vergleichend neben ihnen hergehen, über den Werth der Hypothese naturgemäss nicht hinauszukommen im Stande sind. Wir müssen uns unter solchen Umständen vorläufig auf einige allgemeine Gesichtspunkte beschränken.

In Betreff der Vorzüge einer Vorwärtslage des Schwerpunktes hat man zunächst die Curveneinflüsse, vor Allem die Centrifugalkraft geltend gemacht, welche angeblich durch diese Lage, in Bezug der schädlichen Reactionen auf die Spurkränze herabgemindert werden soll. Diese von englischen Fachmännern vielfach aufgestellte Behauptung, deren Richtigkeit noch nicht erwiesen wurde, könnte wohl auf die grössere Belastung der Vorderräder im Vergleich zu den Hinterrädern der Maschinen mit mittlerer freier Triebachse begründet werden, doch ist die fragliche Entfernung (Abstand des Schwerpunktes von der Mittelachse) offenbar zu geringfügig, um merkbare Einflüsse zu motiviren, weshalb der obige Satz, in der ausgesprochenen Allgemeinheit wenigstens, nicht als richtig bezeichnet werden kann, zumal die Centrifugalkraft in den Curven eben nicht durch die Spurkränze, sondern vielmehr durch die Ueberhöhung des äusseren Stranges unschädlich gemacht wird.

In Betreff der absoluten Höhenlage des Schwerpunktes über Schiene, ein Factor, von welchem bisher noch nicht die Rede war, wird natürlich die Höhenlage der Kesselachse — die ihrerseits bekanntlich eine Function der Radhöhe ist — vom grössten Einfluss sein, und soll hier nur die Bemerkung Platz finden, dass der Schwerpunkt der Locomotive bei den gewöhnlichen Personenzugmaschinen mit zwei Kuppelachsen und einer Laufachse gewöhnlich um eine geringe Grösse über der Oberkante des Maschinenrahmens liegt, d. h. ungefähr $1^{m},22$ über Schiene.

Nach diesen vorbereitenden Betrachtungen, welche die Lage, die Functionen und Beanspruchungen etc. der Locomotivachsen zum Gegenstande hatten, gehen wir nun

zum rein praktischen Theile unserer Abhandlung über, indem wir die Locomotivachse nicht mehr in ihren Beziehungen zur Locomotive und zu ihres Gleichen, sondern von nun ab individuell betrachten, d. h. vom Standpunkte des Materiales, der Dimensionen, Construction und Fabrikation.

§ 6. Material der Achsen. — Der Achsenstahl muss im Allgemeinen weich und zähe sein, wenn es sich auch keineswegs empfiehlt zum Extrem der Weichheit zu greifen, damit diejenigen Achsentheile, welche gelagert sind, wo also Reibung stattfindet, nicht zu rasch der Abnutzung unterworfen sind. Aus dieser rein praktischen Rücksicht nimmt man daher gewöhnlich zu den Achsen einen Stahl, dessen Kohlenstoffgehalt zwischen 0,25 — 0,30% beträgt. So erträgt z. B. eine Achse aus Serainger Bessemerstahl der oben bezeichneten Qualität erschmiedet und auf zwei Stützpunkten von $1^m,200$ Entfernung gelagert, den Effect eines Gewichtes von 1100 Kilo, welches aus 4^m Höhe herabfällt. Dies ist die gewöhnliche Probe für die Waggonachsen der Belgischen Staatsbahn.

Locomotiv- und Tenderachsen werden nach dem gleichen Princip geprüft, doch, unter Rücksichtnahme ihrer stärkeren Querschnittsdimensionen, mit entsprechender Vermehrung des Gewichtes oder der Fallhöhe.

Handelt es sich um strengere Probeanforderungen, wie dieselben z. B. seitens verschiedener französischer Gesellschaften aufgestellt werden, so muss man für das Material der Achsen einen entsprechend weicheren Stahl verwenden, damit die Proben bestanden werden. Uebrigens muss in einer grossen Weichheit (Plasticität) des Stahles, erzielt durch schwache Kohlung, in der That die wichtigste Bedingung der Widerstandstähigkeit gegen den Bruch der Achse erblickt werden.

Eiserne Achsen gehören einer vergangenen Epoche des Locomotivbaues an; es bildet der Bessemerstahl (beziehungsweise das Bessemereisen) heute das fast ausschliessliche Material dieser wichtigen Maschinentheile, — zum mindesten jedoch überall da, wo es sich um Neubeschaffungen handelt. Selbst in England und Amerika ist an die Stelle des noch vor wenigen Jahren ganz unvermeidlichen Lowmooreisens als ausschliessliches Achsenmaterial der Bessemerstahl getreten, wo es sich um Neubeschaffungen handelt, und in Deutschland gewähren die Resultate der öffentlichen Submissionen das heitere Bild, dass da, wo seitens einzelner Bahnen noch Feinkorn- oder Puddelstahlachsen ausgeschrieben werden, hierfür die Concurrenten fehlen, indem einfach Bessemerstahl offerirt wird.

Die consequente Durchführung der Bessemerachsen für den gesammten Maschinen- und Wagenpark findet unseres Wissens indessen bis heute nur erst auf den belgischen Staatsbahnen statt, während die Mehrzahl der belgischen, französischen und deutschen Gesellschaften zwar seit einiger Zeit principiell nur Stahlachsen beschaffen, indessen noch keineswegs zur allgemeinen Durchführung derselben gelangt sind, da hierzu längere Zeiträume gehören. Auch mag die rapide Einführung der Stahlachsen in den letzten Jahren (vom Vorurtheile gänzlich abstrahirt) mehrfach durch den hohen Preis der Achsen verzögert worden sein, als durch wirklichen Mangel an Vertrauen. Es steigt jedoch das wirklich gute Eisen von Jahr zu Jahr durchschnittlich im Preise — ganz abgesehen von der wechselnden Conjunctur — und zwar in dem Maasse, als es überhaupt seltener wird. Es kann daher jetzt, wo das Bessemer-Patent erloschen ist, und die günstige, wohl kaum in einem Jahrhundert wiederkehrende Conjunctur der letzten Jahre (1871—73) eine grosse Anzahl von Bessemerhütten, die heute theilweis unbeschäftigt sind, auf beiden Continenten entstehen liess, eine namhafte Preisdifferenz zwischen Eisen und Stahl thatsächlich nicht lange mehr

fortbestehen, und zwar bedingt durch das Steigen des Ersteren und das Fallen des Letzteren.

Die Vortheile der Anwendung des Gussstahles bestehen aber bekanntlich in der Homogenität des Materiales (gänzliche Vermeidung der Paquetirung), mithin in dem Mangel an Schweissungen. Schlechte Schweissungen waren aber von jeher die Hauptursache des Bruches der Eisenachsen, wobei wir die Frage der nachträglichen Texturveränderungen des Eisens durch die Einwirkung der Stösse, die seinerzeit eine reiche Literatur hervorrief, ohne dass irgend welche Entscheidung darüber erzielt wurde, ganz bei Seite lassen wollen.

Die gleichzeitig vorhandene eigenthümliche Zähigkeit der homogenen Stahlmasse (den richtigen Kohlungsgrad natürlich vorausgesetzt) bedingt ausserdem eine verminderte Abnutzung der Auflagerungen, d. h. der Achsenhälse resp. Schenkel, mithin zugleich eine längere Dauer der Lagerschalen, da ein Anfressen derselben nicht leicht stattfindet; während die natürliche Geschmeidigkeit der Materie die Festigkeit gegen Bruch in höherem Maasse garantirt, als es die eiserne Achse vermochte, die — als Resultat der Paquetirung — in der Regel in gemischter Textur und mit unvollkommener Schweissung aus den Operationen hervorging.

Während man schon längst die geraden Achsen der Locomotiven, Tender und Wagen aus Bessemerstahl herzustellen sich veranlasst sah, hat man seit einigen Jahren begonnen, dieses Material auch für die Kropfachsen zu verwenden. Es ist dieser Umstand als grossartiger Fortschritt zu betrachten, weil die Herstellung solcher Achsen aus Eisen (also auf dem Wege der Paquetirung und Verbrammung) eine ausserordentlich schwere Aufgabe war, indem die vollständige Durchschweissung so mässiger Paquete, aus vielen Aggregaten (sogen. Platinen) combinirt, trotz der Anwendung der schwersten Dampfhämmer und hydraulischer Pressen behufs Bearbeitung, unserer Ueberzeugung nach eine Illusion war und blieb; zumal wenn dabei bedacht wird, dass durch die Verdrehung des mittleren Achsentheiles behufs Stellung der Kurbeln unter 90° eine Verschiebung, in Verbindung mit theilweiser Lostrennung der schraubenförmig gewundenen Fasern, die einfache Folge sein muss, eine Thatsache, von der wir uns bei der Behandlung des mittleren Theiles auf den Drehbänken persönlich zu überzeugen Gelegenheit hatten, wo die Schraubenwindung jeder Faser deutlich zum Vorschein kommt. Die Maschine arbeitet jedoch bald auf Zusammenwürgen, bald auf Lostrennung der Fasern, je nachdem sie vorwärts oder rückwärts läuft, und hierdurch muss die Cohäsion mit der Zeit aufgehoben werden.

Es führen uns diese und ähnliche Betrachtungen auf die Ursache der früher so zahlreichen Kurbelachsenbrüche auf den belgischen Staatsbahnen, für welche bis 1868 die Kurbelachsen aus Schmiedeeisen verlangt wurden, während für alle anderen Achsen Bessemerstahl die Vorschrift war. Mehr als die Hälfte der eisernen Kurbelachsen ist vor Ablauf der Garantiefristen dienstunfähig geworden, d. h. bevor sie 150000 Kilometer durchlaufen hatten.[9])

Wir kommen später auf die Fabrikation der Kurbelachsen zurück und bemerken hier nur noch, dass die Herstellung derselben aus Gussstahl eine höchst einfache ist, da jede Paquetirung wegfällt. Directes Ausschmieden des gegossenen Rohblockes

[9]) Macht die Maschine 25000 Kilometer pro Jahr, so gehören zum Durchlaufen von 150000 Kilometer 6 Jahre als muthmaassliche Dauer der Garantiefrist, während welcher die dienstunfähig gewordene Achse (worunter bekanntlich noch lange kein Bruch zu verstehen ist) durch eine neue seitens der Fabrik ersetzt werden muss. Wir kommen weiter unten auf die Garantieverhältnisse eingehender zurück.

unter entsprechenden Dampfhämmern mit wenig Material- und Brennstoffaufwand, wodurch ihr Preis nicht höher kommt als der einer schmiedeeisernen Achse gleichen Gewichtes. Die Bedingnisshefte der Belgischen Staatsbahn haben daher endlich aufgehört, das Material vorzuschreiben, aus welchem dieser Maschinentheil erschmiedet werden soll. Sie verlangen einfach die Garantie auf 150000 Kilometer und unter dieser Verantwortlichkeit dürfte wohl auf beiden Continenten kein reeller Fabrikant zu finden sein, der das Eisen heute noch dem Gussstahle vorzöge.

§ 7. Von den Dimensionen der Locomotivachsen. — Die Achsenstärken (in der Nabe, beziehungsweise im Lagerhalse gemessen) richten sich im Wesentlichen nach der Achsenbelastung, der Achsenlänge und der Radhöhe. Die Dicke der Mehrzahl der Locomotivachsen liegt zwischen 150—180 Millimeter, im Lagerhalse gemessen. Für die Laufachsen werden geringe Reductionen in der Dicke für zulässig erachtet. Zuweilen nimmt man auch die Kuppelachsen etwas schwächer als die Triebachse, doch ist ein hieraus erwachsender, einigermaassen nennenswerther Vortheil weder im Gewicht noch im Kostenpunkte ersichtlich; ausserdem sind die Kuppelachsen in der Regel ebenso stark belastet als die Triebachsen und unterliegen mindestens denselben, wenn nicht grösseren zerstörenden Einflüssen, da sie im Allgemeinen beträchtlich weiter vom Centrum der Maschine abstehen als jene.

Die meisten Locomotivachsen erweisen bei 11—12 Tonnen Bruttobelastung im dienstfähigen Zustande des Motors 150^{mm} im Lagerhalse, und es hat sich diese Dimension als den Anforderungen vollständig entsprechend bei Bessemerstahl seit mehr als einem Decennium an im Ganzen über 1000 Locomotiven aller Betriebszwecke durchaus bewährt (belgisches Staatsbahnnetz).

Für Tender finden wir die Achse im stärksten Theile, d. h. in der Nabe in der Regel zwischen $120—140^{mm}$ und entsprechend weniger in den Schenkeln, wobei erinnert wird, dass die Tenderachse nach den Principien der gewöhnlichen Waggonachsen gelagert ist, nicht, wie es eigentlich sein sollte, nach den Principien der Locomotivachsen, d. h. vermöge Halszapfen. Abgesehen von der in der Regel übermässigen Belastung dieser Achsen, wenig oder gar nicht verschieden von der der Maschinenachsen, erklären sich schon allein durch den oben angedeuteten verkehrten Lagerungsmodus die so häufigen Tenderkatastrophen zur Genüge, ohne dass man ihre Erklärung auf Hypothesen zu gründen braucht, wie so häufig geschieht.

Es empfiehlt sich aus rationellen Gründen, für jede Stahlachse die Dicke genau nach denselben Principien festzustellen, wie für eiserne Achsen, um den Eventualitäten der Praxis mit um so grösserer Sicherheit zu begegnen; wenn es auch immerhin richtig sein mag, dass das Heil der Betriebssicherheit mit Nichten in der absoluten Achsenstärke liegt, indem eine grosse Anzahl von Secundäreinflüssen den Festigkeitszustand dieser Maschinentheile modificiren. Daher können hier nur wohlorganisirte und sorgfältige Revisionen helfen. Ueberhaupt hat die Geschichte der Achsenbrüche wohl noch keinen Fall erwiesen (wenigstens nicht bei Stahlachsen), wo die zu geringe Stärke thatsächlich die begründende Ursache eines Bruches gewesen wäre. Die Festigkeit der Achse soll aber nicht nur auf der Schiene — also unter normalen Verhältnissen —, sondern auch unter dem Einflusse etwaiger Entgleisungen etc., also in ausnahmsweise hohen Beanspruchungen, die beim regulären Betriebe nicht vorkommen, thunlichst Widerstand leisten, indem die Erfahrung gelehrt hat, dass die bei Weitem grösste Zahl der Achsenbrüche bei Gelegenheit einer Entgleisung des Fahrzeuges stattfindet.

Alle Anläufe (Querschnittsänderungen) sind bei Locomotivachsen selbstredend

so sanft und allmählich auszuführen, als erforderlich, um jeden Anlass zum Bruch zu vermeiden, sowie auch die ganze Achse von Zeit zu Zeit auf etwa vorhandene Einrisse, welche besonders gern im Nabentheile auftreten, zu revidiren ist, indem nämlich fast jede Bruchfläche das Vorhandensein eines alten Einrisses mehr oder minder deutlich erkennen lässt, oft auf so grosse Tiefe, dass es keiner aussergewöhnlichen Anstrengung bedurfte, um den totalen Bruch zu vollenden.

In Betreff der absoluten Dimensionen, welche den Locomotivachsen zu ertheilen sind, ist der Frage zu gedenken, welche der Dresdener Versammlung deutscher Eisenbahntechniker vorlag, nämlich:

»Welche Dimensionen sind für schmiedeeiserne und gussstählerne Achsen der Locomotiven und Tender zu empfehlen?«

worauf ein besonderer Beschluss nicht gefasst wurde, indem sich die Versammlung mit den durch die Referate bekannt gewordenen Mittheilungen im Allgemeinen einverstanden erklärte. Wir müssen unter diesen Umständen etwas näher auf den Inhalt dieser Referate eingehen.

Es wird zunächst darauf hingewiesen, dass bei der Mannigfaltigkeit der Locomotivconstructionen eine allgemeine Regel für die gesuchte Achsenstärke auf dem Wege theoretischer Untersuchungen nicht zu erlangen sei; dass man indessen bei Bemessung der Achsenstärke der Maschinen sowie auch der Tender zunächst von den für die Wagenachsen geltenden Grundsätzen auszugehen habe, indem über diese sehr sichere und wohlgeordnete Erfahrungen vorlägen. Die Locomotive, so wird weiter raisonnirt, sei aber ein sechsrädriger Wagen [10]) und in Betreff der Laufachsen, welche zunächst in Betracht gezogen werden sollen, sei es gleichgültig, ob dieser Wagen von einem anderen gezogen werde, oder selbst die Zugkraft entwickle, wobei hervorgehoben wird, dass die über Wagenachsen festgestellten Maasse sich sowohl unter sechsrädrigen als unter vierrädrigen Fahrzeugen vollständig bewährt hätten und somit ein zuverlässiges Fundament für weitere Schlüsse erlaubten. Die auf dieser Grundlage entwickelte Formel zur Berechnung der Maschinenachsen lautet:

$$d = 0{,}446 \sqrt[3]{Q \,.\, D}$$

worin Q das Bruttogewicht der Locomotive in Centnern, D den Raddurchmesser in Fussen bedeuten, während der Durchmesser d der Achse in preussischen Zollen resultirt. Für Gussstahl soll d um $^1/_{12}$ kleiner genommen werden können. Im Uebrigen wird empfohlen, für die Form der Locomotiv-Laufachsen mit aussenliegenden Lagern die gleichen Vorschriften zu beachten, wie für Wagenachsen gegeben sind, und bei innenliegenden Lagern den Uebergang in den Bund durch einen Kreisbogen von mindestens 20^{mm} Radius zu vermitteln, sowie den mittleren Theil der Achse, mit Ausnahme der Schenkelbunde, nicht stärker zu machen, als die Achse im Schenkel ist.

Die Triebachsen der Locomotiven werden, wenn sie nicht Endachsen sind, durch seitlich am Radumfange wirkende Kräfte in geringerem Maasse in Anspruch genommen, als die Endachsen, deren Räder die Leitung der Locomotive bewirken. Dagegen tritt bekanntlich der Kolbendruck hinzu, dessen Einfluss bei Triebachsen mit innenliegenden Lagern sehr wesentlich in Betracht kommt, indem ein Torsionskräftepaar resultirt, dessen Hebel gleich ist der Kurbellänge, und ein auf Biegung der Achse in horizontaler Ebene wirkendes zweites Kräftepaar, dessen Arm gleich ist dem

---

[10]) In der That können aber nur etwa 50 % aller Locomotiven als solche gelten; die übrigen sind eben nicht sechsrädrige, sondern zwei- oder mehr als dreiachsige Wagen.

Abstande des Achsencentrums vom Gleitkopfcentrum. Das erstere Kräftepaar wird durch die Reibung am Umfange des Rades aufgehoben, während das auf Biegung wirkende Paar sich mit dem durch die Seitenkraft gebildeten, in verticaler Ebene wirkende Paar zu einem resultirenden Paar vereinigt.

In Uebereinstimmung mit den Resultaten der Praxis kann angenommen werden, jedoch ungekuppelte Maschinen von $1^m,83$—$1^m,98$ Treibraddurchmesser vorausgesetzt, dass die ersterwähnte Beanspruchung der Mittelachse und die Kolbenwirkung sich etwa ausgleichen, so dass die Formel

$$d = 0{,}446 \sqrt[3]{Q \,.\, D}$$

auch zur Bestimmung der Stärke der Triebachsen solcher Maschinen benutzt werden kann.

Bei Locomotiven mit zwei gekuppelten Achsen und Triebrädern von $1^m,22$—$1^m,57$ Durchmesser wird der Werth, welchen jene Formel ergiebt, um $^1/_8$—$^1/_{12}$ zu vergrössern sein; indessen werden diese Angaben nur als ungefähre Schätzungen, nicht als Regeln aufgestellt.

Für Tenderachsen sind von der Mehrzahl der Bahnen 127—133^{mm} als passender Durchmesser in der Nabe angegeben; übrigens wird die Anwendung der obigen Formel auch für die Tenderachsen empfohlen, in welchem Falle für Q das Bruttogewicht des Tenders einzusetzen ist. Noch verdient Erwähnung, dass die Leipzig-Dresdener Bahn für die Dimensionen der eisernen Locomotivachsen eine Scala aufstellt[11]), und zwar werden für Laufachsen von 121—142^{mm} Durchmesser die beziehentlichen Belastungen von 130—210 Centner empfohlen, für Triebachsen von 139—170^{mm} Stärke (im Halslager), hingegen die beziehentlichen Belastungen von 150—260 Centner, und wird hinzugefügt, dass die Tenderachsen nicht unter 121^{mm} stark sein dürften.

Eine unseren Gegenstand nicht minder betreffende Frage lag der Münchener Versammlung deutscher Eisenbahntechniker vor, nämlich

»Welche Erfahrungen sind in neuerer Zeit über die Anwendung und Stärke von Gussstahlachsen bei Eisenbahnfahrzeugen gewonnen und welche Dimensionen dieser Achsen sind zu empfehlen?«

Was zunächst das Material betrifft, so wird dasselbe von der Mehrzahl der Verwaltungen noch als »Tiegelgussstahl« bezeichnet; andere nennen das Material ihrer Achsen schlechthin »Gussstahl«, und nur 6 derselben wollen Bessemerachsen in Verwendung haben. Ein guter Theil der mitgetheilten Erfahrungen[12]), auf welche hier nicht näher eingegangen werden soll, zumal sie vorwiegend nur Wagenachsen betreffen, die angeblich mit »Tiegelstahl« gemacht sind, wird daher auf das letztgenannte Material bezogen werden müssen.

In Betreff der Dimensionen spricht sich die Mehrzahl der Bahnen für die Beibehaltung der Dresdener Vereinbarungen aus[13]) und nur zwei Bahnen erachten geringere Dimensionen für hinreichend.

Gehärtete Gussstahlachsen besassen damals noch drei Bahnen, aus der Fabrik von Werner in Carlswerk. Es wird denselben zwar ein »hoher Festigkeitsgrad« beigemessen, doch gleichzeitig — und zwar in demselben Satze — zugestanden, dass der »Sicherheits-

[11]) Organ für Eisenbahnwesen. I. Supplementbd., p. 408.

[12]) Organ für Eisenbahnwesen. III. Supplementbd., p. 104.

[13]) Die nach diesen Beschlüssen gültigen, und in der Hamburger Versammlung (Juni 1871) revidirten Bestimmungen vergleiche sub § 167 und 168 der Technischen Vereinbarungen.

grad« dieser Achsen »die Wiederaufnahme der Versuche mit gehärtetem Stahl nicht empfehlen lasse«.

In der That ist der Nutzen schwer ersichtlich, welcher durch das Härten der Stahlachsen erreicht werden soll, da die Vermehrung der Bruchgefahr das bisher erzielte Resultat war. Zudem lässt sich bei dem heutigen Standpunkte der Fabrikation des Gussstahles der ganzen Achsenstahlmasse durch entsprechende Kohlung resp. entsprechende chemische Constitution, jeder gewünschte Geschmeidigkeits- und Zähigkeitsgrad ohne Weiteres ertheilen, und lässt sich die Qualität des Gussstahles, durch die von uns anderen Ortes näher angedeuteten einfachen Hülfsmittel, auf rein praktischem Wege schnell und sicher ermitteln, wobei zugleich die oft geleugneten, aber trotzdem sehr bestimmten Beziehungen zwischen Elasticität und Festigkeit der Materie mit Evidenz zu Tage treten (man vergleiche beispielsweise nur den Federstahl mit dem Blechstahl unter einer nach ein und demselben Princip angestellten Prüfungsmethode!), indem einem jedem bestimmten Härtegrad ein ganz bestimmter Geschmeidigkeitsgrad zukommt.

In Betreff der Achsendimensionen für Locomotiven (und zwar zunächst wiederum nur für Laufachsen) wurden indessen modificirte Formeln aufgestellt, wonach für sechsrädrige Fahrzeuge:

$$d = 1{,}7213 \sqrt[3]{Q \,.\, D} \text{ für Eisen,}$$

$$d = {}^{11}/_{12} \times 1{,}7213 \sqrt[3]{Q \,.\, D} \text{ für Gussstahl}$$

zu gelten hat. Der gesuchte Durchmesser soll alsdann in Millimetern resultiren, wofern Q die Bruttolast in Zollcentnern und D den Durchmesser des Rades in Millimetern bezeichnet, wobei für die Durchmesser der gekuppelten Achsen den Rechnungsresultaten 10 % zugesetzt werden und vorausgesetzt ist, dass die betreffende Achse nicht wesentlich stärker belastet sei, als sie bei einer gleichmässigen Vertheilung der Last auf alle drei Achsen sein würde. Vorbehalten bleibt, dass gekröpfte Achsen von andern Gesichtspunkten (die indessen nicht angegeben werden) zu betrachten sind.

Der Bruchdurchmesser d gilt dabei für den Achsendurchmesser im Radsitze (also in der Nabe), während bei Achsen mit Schenkeln zwischen den Rädern (Halszapfen) der Durchmesser dieses Schenkels zu verstehen ist, wie z. B. bei allen Locomotiven mit innerem Rahmen. Wir möchten im Uebrigen die Principien der Berechnung, Construction und Lagerung der Locomotivachsen insbesondere auch auf die Tenderachsen ausgedehnt wissen, und zwar aus Grund der mit diesen gemachten Erfahrungen.

Vielfach werden für Gussstahlachsen die Dimensionen für Eisen zu Grunde gelegt, und wohl nur aus Gründen, die volle Anerkennung verdienen. Diese Regel ist namentlich für Bessemerachsen bisher befolgt worden. Der Bruch einer Bessemerachse wird von keiner Verwaltung angegeben und in Betreff dieses Materiales referirt, dass die Einführung des Bessemerstahles noch zu neu sei, um schon jetzt ein endgültiges Urtheil über denselben zu fällen.

Nach dem Vorstehenden lautet der Beschluss auf die gestellte Frage in Betreff der Locomotiv- und Tenderachsen (die uns hier allein beschäftigen) dahin, dass für dieselben

> »die ausgedehnte Anwendung des Gussstahles seine Zweckmässigkeit im vollsten Maasse bestätigt habe, und dass die Berechnungen der Dimensionen solcher Achsen, nach den im Referate Nr. 23 (B. 9) zur Dresdener Versammlung enthaltenen Regeln, ein für die Sicherheit genügendes Resultat geben, dass aber auch eine Ver-

stärkung der Gussstahlachsen bis zu den für Eisen berechneten Dimensionen nicht für unzweckmässig erachtet werde«.

Empirische Formeln für die Stärke der Locomotivachsen sind von Redtenbacher[14]) aufgestellt worden, und zwar 1) für Laufachsen, 2) für Triebachsen mit Aussencylinder, 3) für Triebachsen mit inneren Kurbeln.

Ad 1. Unter Voraussetzung äusserer Lagerzapfen (Schenkel) ist:

$$d_1 = d\sqrt[3]{\frac{2\,l_1}{l}} \text{ und } d_2 = 1{,}1\,d_1,$$

worin

Q die Belastung des Zapfens in Kilogr.,
l_1 der Abstand vom Mittel des Zapfens bis zum Mittel des Rades in Centimetern,
d der Durchmesser } des äusseren Zapfens,
l die Länge }
d_1 der Durchmesser der Achse in der Mitte }
d_2 - - - - an der Nabe } in Centimetern

bedeutet.

Ad 2. Unter Voraussetzung innerer Lagerung (Halszapfen) ist in ganz analoger Weise:

$$d = d_1 = l = 0{,}32\sqrt[3]{Q \,.\, l_1}.$$

Ad 3. Nimmt man für Triebachsen mit inneren Kurbeln:

Q die Belastung eines Achsenhalses in Kilogr.,
P den Druck gegen einen Kurbelzapfen,
l_1 den Abstand vom Mittel eines Rades bis zum Mittel des Achsenhalses,
l_2 den Abstand vom Mittel eines Achsenhalses bis zum Mittel der nebenan befindlichen Kurbel,
d den Durchmesser eines Kurbelzapfens,
d_2 den Durchmesser der Achse in der Mitte,
r den Kurbelhalbmesser,

so ist zunächst:

$$d = d_2 = 0{,}32\sqrt[3]{Q \,.\, l_1} \,.\, \sqrt[3]{1 + \left(\frac{P \,.\, l_2}{Q \,.\, l_1}\right)^2}.$$

Um nun noch den Durchmesser d_1 des Achsenhalses zu ermitteln, sollen die Werthe der zwei Ausdrücke:

$$0{,}32\sqrt[3]{Q \,.\, l_1} \quad \text{und} \quad 0{,}335\sqrt[3]{P \,.\, r}$$

berechnet, und der Durchmesser des Achsenhalses gleich dem grösseren dieser zwei Werthe angenommen werden.

In Betreff der Zapfenlänge endlich lauten die Redtenbacher'schen Regeln:

$$l = \frac{0{,}001\,Q\,(17 + n\,d)}{d} \text{ und } Q = \frac{243}{\sqrt{17 + n\,d}} \,.\, d^2,$$

---

[14]) Vergleiche dessen »Resultate für den Maschinenbau«, Abschnitt X.

worin

Q die Belastung des Zapfens in Kilogr.,
n die Zahl der Umdrehungen des Zapfens pro Secunde,
d der Durchmesser, l die Länge } des Zapfens in Centimetern

bedeutet.

§ 8. Fabrikation der Locomotivachsen. — Wir unterscheiden hier

1) die Fabrikation der geraden Achsen;
2) die Fabrikation der Kurbelachsen;

Letztere bekanntlich nur für Motore mit inneren Cylindern.

Gerade Achsen. — Die Erschmiedung der geraden Maschinen- und Tenderachsen erfolgt, wie die der Waggonachsen (deren Fabrikation bereits im II. Bande Capitel III abgehandelt wurde) in folgenden drei Hauptoperationen:

1. Das Strecken des Rohblockes (Ingots) unter dem Streckhammer.
2. Das Rundschmieden.
3. Das Ausschmieden der Achsenhälse resp. Achsenschenkel.

Es wird dabei zunächst in Erinnerung gebracht, dass für jedes fertige Achsengewicht das Gewicht des in Arbeit zu nehmenden Rohblockes leicht zu ermitteln ist, indem man für jede Hitze 3 % des fertigen Gewichtes zu diesem addirt. Die Summe ergiebt alsdann das Gewicht des erforderlichen Rohblockes. Wenn überhaupt die Fabrikation aller geraden Locomotiv-, Tender- und Wagenachsen aus Bessemerstahl nach gleichen Principien erfolgt, so muss doch für die Maschinenachsen in Rücksicht gezogen werden, dass es sich bei denselben um beträchtlich grössere Dimensionen, sowie um eine grössere Anzahl von Hälsen handelt, deren für die Triebachse gewöhnlich 6 und für die Kurbelachsen gewöhnlich 4 ertheilt werden müssen. Aus diesen Gründen wird die Fabrikation zeitraubend und theuer, ganz abgesehen von den complicirteren Operationen auf den Drehbänken. Die Fabrikation solcher Achsen wird jedoch im Allgemeinen in folgenden Operationen zu bestehen haben:

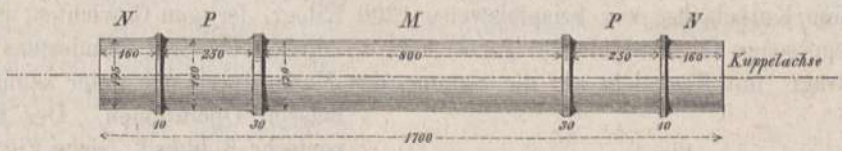
1) Eine Totalhitze für Streckung des Rohblockes auf Bruttoachsenlänge.
2) Eine (partielle) Hitze auf jeden Hals.
3) Eine (partielle) Hitze auf jedes Achsenende (Achsenschaft, Radsitz, Kurbelsitz etc.), in Verbindung mit Abschneiden auf Nettolänge (d. h. auf 10^{mm} bis Ajustirlänge, die erst auf der Drehbank ertheilt wird).
4) Fertigschmieden des runden, mittleren Achsentheiles.

Es werden dabei 2—3 Achsen in 12 Stunden von einer Brigade bei zwei Betriebsöfen fertig geschmiedet.

Um nun beispielsweise die Achsen eines Sechskupplers mit äusseren Cylindern und innenliegenden Excentern, welche die nachfolgend (Fig. 1 u. 2, p. 649) verzeichneten Dimensionen besitzen, zu erschmieden, so wäre nach obiger Grundlage zu verfahren, wie folgt. Ist das Gewicht der fertigen Achse 400 Kilogr. (aus den gesammten Schmiedeoperationen hervorgehend, den Ajustirverlust auf den Drehbänken also ungerechnet), und rechnet man auf einen Gewichtsverlust von 3 % durchschnittlich pro jede heisse Operation, mithin bei 10 solcher Operationen auf einen totalen Gewichtsverlust von $10 \times 3 = 30$ %, so muss das Gewicht des Rohblockes $400 + 120 = 520$ Kilogramm betragen, bei einem approximativen Querschnitt von 450×450^{mm} und entsprechender Rohlänge.

Man rechnet auf das Rundschmieden des mittleren Theiles *M* der Achse je 25 Minuten und für jeden Hals (*N N*, *P P* etc.) je 10 Minuten Arbeitszeit unter dem Hammer. Der Kohlenverbrauch beträgt bei diesen Stücken ca. 3 Kilo pro Kilogramm Achse (wie dies auch bei den Wagenachsen der Fall ist), doch vorausgesetzt, dass

Fig. 1.



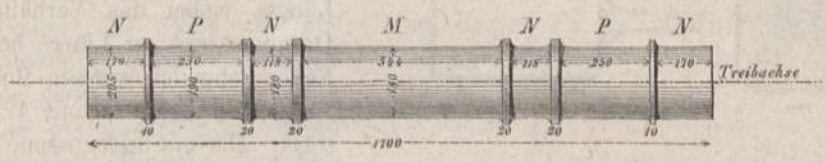


Fig. 2.

man deren nicht weniger als zwei gleichzeitig in Arbeit nimmt und sich desselben Ofens bedienen kann. Die Arbeit erfolgt mittelst viertönniger Hämmer, während dieselben für die Herstellung der Kurbelachsen beträchtlich schwerer sein müssen. Die Brigade kann aus 4 Mann bestehen, den Vormann inbegriffen. Letzterer erhält beispielsweise zu Seraing (woselbst das Erschmieden der Bessemerachsen seit einem Decennium mit besonderer Ausdauer und neuerdings mit dem besten Erfolge geübt wird) 5 Frcs. festen Lohn, die übrigen jedoch den gewöhnlichen Schmiedelohn von 3 Frcs. Die Prämie beträgt ausserdem 4 Frcs. 50 Cts. bis 7 Frcs. (je nach den Stücken) pro 100 Kilo fertiges Gewicht und wird in vierzehntägigen Zeiträumen gezahlt.

Die Achsen werden um 10^{mm} dicker geschmiedet in allen Durchmessern, welche auf den Drehbänken behandelt werden; bei vorliegenden Achsen bleibt der mittlere Theil *M* (welcher, wie ersichtlich, keinerlei Maschinentheile trägt) unbearbeitet und ist daher gleich auf Normaldicke (170 resp. 180^{mm}) auszuschmieden.

Um endlich die fertig auf Bruttodimensionen ausgeschmiedete Achse besonders weich und geschmeidig zu machen, glüht man sie nochmals im Flammenofen bei niedriger Dunkelrothhitze und lässt sie sodann unter Bedeckung mit Formsand langsam erkalten. Durch diese Operation, die nie versäumt werden sollte, erhalten die Achsen eine grosse Widerstandsfähigkeit gegen Bruch und insbesondere einen gleichen Weichheits- resp. Härtegrad in allen ihren Theilen.

Fabrikation der Kurbelachsen.[15] — Aus den bereits im Eingange an-

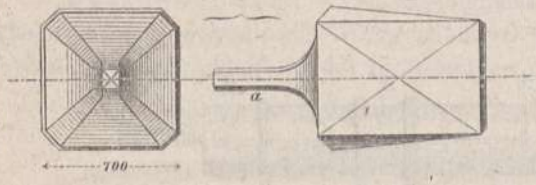
[15] Die Kurbelachsen (oder Kropfachsen) dienen bekanntlich zur directen Aufnahme der Umtriebskraft bei Locomotiven mit innerer Anordnung der Cylinder. Wenn auch solche Locomotiven auf dem Continente bisher im Vergleich zu den Locomotiven mit Aussencylindern in beschränkter Anzahl thätig sind, so sind sie doch in vieler Hinsicht beachtenswerth, und hat der Verein Deutscher Eisenbahnverwaltungen in neuester Zeit auch dieser Construction seine Aufmerksamkeit zugewendet, indem der Düsseldorfer Versammlung Deutscher Eisenbahn-Techniker (Septbr. 1874) unter Anderem die Frage zur Beschlussfassung vorlag:

»Sind auf Bahnen des Vereins in den letzten Jahren Locomotiven mit innenliegenden

geführten Gründen wird die Fabrikation dieser Achsen aus Eisen, als heute veraltet, übergangen und nur das Verfahren bei deren Herstellung aus Gussstahl, wobei wir uns an die Kurbelachsen der Belpaire'schen Maschinen der Belgischen Staatsbahn halten werden, mit dem Bemerken jedoch, dass das Fabrikationsprincip für alle Kurbelachsen dasselbe bleibt, welches auch immer die Dimensionen und Gewichte sein mögen.

Eine Kurbelachse von beispielsweise 1200 Kilogr. fertigen Gewichtes, geht aus einem gegossenen Gussstahlblocke (Ingot) hervor, dessen Gewicht mindestens 100 % mehr beträgt, mit Rücksicht auf die Summe des Materialverlustes unter sämmtlichen heissen Operationen. Der schwach conische Rohblock (siehe Fig. 3) besitzt 700—800^{mm} im Quadrat, und eine dem Gewicht entsprechende Länge, wobei das Verhältniss des Durchmessers zur Länge bei den in Rede stehenden grossen Rohblöcken 1 : 1, 1 : $1^1/_4$, höchstens 1 : $1^1/_2$ beträgt. Der mit angegossene Ansatz *a* dient zum Dirigiren des Stückes bei den folgenden Operationen unter dem Hammer. Diese Handhabung erfolgt mit Hülfe einer rundgeschmiedeten eisernen Stange, deren Ende zur Aufnahme von *a* eine entsprechende becherförmige Höhlung resp. Erweiterung besitzt. Das entgegengesetzte Ende dieser Stange ist mit Gegengewicht versehen, während im Schwerpunkte des Ganzen die Krahnkette angreift.

Fig. 3.



Der betreffende, zur Kurbelachse zu verarbeitende Gussstahlblock wird zunächst im Flammenofen mit entsprechend weiter Arbeitsöffnung so lange behandelt, als erforderlich ist, um ihn durch und durch in schmiedegerechte Temperatur zu versetzen.[16]) Dabei befindet sich jedoch der Ansatz *a* ausserhalb des Ofens (immer in Verbindung mit der am Krahn schwebenden Manövrirstange), und es wird die Arbeitsöffnung des Ofens mit einer Mauerung aus feuerfestem Material provisorisch verschlossen. Es versteht sich von selbst, dass diese Mauerung bei jeder Herausnahme (beim »Ziehen«) des Stückes vollständig zerstört wird, und dass eine jedesmalige Erneuerung derselben nach Wiedereinführung (dem »Setzen«) des Stückes seitens der Brigade erforderlich ist. In der Mauerung verbleiben einige kleine Löcher behufs Beurtheilung der Temperatur, wobei sich das Garsein durch eine besondere Farbe des Stückes anzeigt.

Das in angegebener Weise behandelte Stück wird sofort unter einem 15 bis 18tönnigen Dampfhammer (die schwersten, die überhaupt für die Fabrikation von

---

Cylindern in grösserem Maassstabe beschafft worden und liegen wirkliche Erfahrungen über die Frage vor, ob und unter welchen Bedingungen die innenliegenden oder aussenliegenden Cylinder den Vorzug verdienen?«

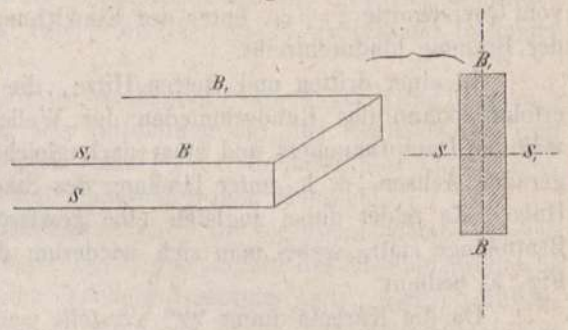
Einige Notizen über die Herstellung der bezüglichen Achsen erscheinen daher zeitgemäss.

[16]) Es ist dies bei so mächtigen Stücken eine sehr schwierige, die allergrösste Sorgfalt erheischende Aufgabe. Während beim Eisen das aus verschiedenen Elementen combinirte Paquet unbedenklich der Weisshitze unterworfen werden kann, darf dieser Temperaturgrad dem Bessemerstahl nicht ertheilt werden, weil er dabei entweder eingeschmolzen oder im Kohlenstoffgehalte nachtheilig modificirt würde, während doch zugleich — hier wie dort — eine völlig gleichmässige Durchhitzung Hauptbedingung des Erfolges bleibt.

Eisenbahnmaterial in Anwendung kommen) in eine Bramme umgewandelt, deren Breite gleich ist der Bruttokurbelhöhe, und deren Länge gleich der Bruttokurbelänge der zu erzeugenden Kurbelachse, jedoch mit Zugabe von durchschnittlich 25^{mm} in jeder Richtung, behufs der späteren Bearbeitung des Stückes auf den Drehbänken etc.

Ist also im vorstehenden Beispiel die Länge der mechanischen Kurbel $x\,y = 230^{mm}$ (für 460^{mm} Kolbenhub), so hat man eine Bramme von der vollen Kurbelbreite $B\,B_1$ (vergl. Fig. 4) zu erschmieden und von der Kurbeldicke (Plattendicke) $S\,S_1$ mit der entsprechenden Materialzugabe behufs Nacharbeiten. Wir haben auf der in Tafel XXXIII, Fig. 1 und 2 gezeichneten Kurbelachse, auf die wir uns auch im Nachfolgenden beziehen werden, die vorgeschmiedeten Dimensionen durch die geraden äusseren Begrenzungslinien anzugeben versucht.

Fig. 4.



Die in beschriebener Weise vorgeschmiedete Bramme parallelepipedischer Form (siehe Fig. 4) kehrt in den Flammenofen zurück, gelangt in nochmalige Hammerhitze und wird sodann durch Aufhalten eines keilförmigen Instrumentes (s.

Fig. 5.

Fig. 6.

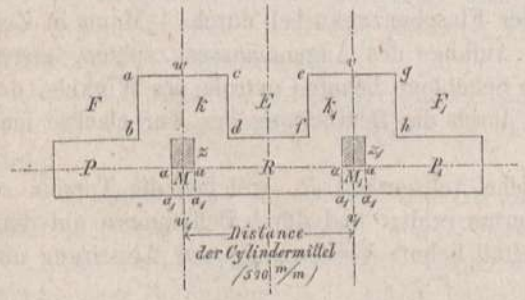


Fig. 7.

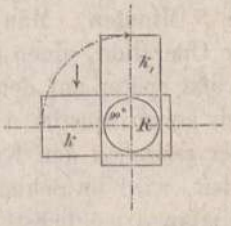


Fig. 5) an drei Stellen mit Ausschnitten (F, E, F_1) versehen unter den rammenden Schlägen des Hammers.[17])

Selbstverständlich müssen diese Ausschnitte nach einer auf die Bramme gebrachten Blechschablone natürlicher Grösse, welche die Form von Fig. 6 besitzt, richtig auf dem Stücke gesetzt werden, so dass die Bramme nach Vollendung der Ausschnitte F, E, F_1 genau die Form von Fig. 6 erhält, unter welcher man sich daher eben sowohl die Schablone als das Stück selbst vorstellen kann. Es wird durch die soeben beschriebene Operation die Trennung der Kurbelmassen $K\,K_1$ vermittelst des

[17]) Das Durchschneiden erfolgt selbstredend zunächst nur bis auf die Mitte, worauf das Stück umgekehrt und von der anderen Seite her in gleicher Weise behandelt wird, so lange bis der gänzliche Durchschnitt erfolgt ist.

ertheilten Mittelausschnittes E eingeleitet und ausserdem, vermöge der Seitenausschnitte F und F_1 die Welle gebildet.

Ferner giebt man in derselben Hitze noch die Lochungen z und z_1 in den Mittellinien $w\,w_1$ und $v\,v_1$ (s. Fig. 6, p. 651) der beiden Kurbeln K und K_1, damit die spätere Ausstossung der Kurbelräume auf den Verticalhobelmaschinen entsprechend erleichtert und vereinfacht werde.

Das richtige Setzen der Lochungen $z\,z_1$ erfolgt gleichfalls nach der oben erwähnten und gezeichneten einfachen Blechschablone (Fig. 6), und zwar einfach in der Weise, dass man einen massiven prismatischen (oder auch cylindrischen) Stahlkörper, vom Querschnitte $z = z_1$, unter der Einwirkung des Dampfhammers durch die Masse der Bramme hindurchtreibt.

In einer dritten und vierten Hitze, die indessen nur partiell gegeben werden, erfolgt sodann das Rundschmieden der Wellenenden P und P_1 vermittelst des erwähnten Dampfhammers und zwar nach gleichem Princip, wie bei der Erzeugung der geraden Achsen, d. h. unter Drehung des Stückes um gleiche Winkel und geringem Hube. Es findet dabei zugleich eine gewisse Streckung, sowie das Abhauen auf Bruttolänge statt, wobei man sich wiederum des keilförmigen Instrumentes (siehe in Fig. 5) bedient.

Da die Kurbeln unter 90° verstellt werden müssen, so wird schliesslich, in einer fünften Hitze, der mittlere Wellentheil (R in Fig. 6), also derjenige Theil, welcher sich zwischen beiden Kurbeln befindet, im Schmiedefeuer weiss gemacht, während das Uebrige schwarz bleibt. Man lässt sodann, um die Operation vorzunehmen, die eine Kurbelebene K (s. Fig. 7, p. 651) horizontal auf dem Ambose unter dem ruhenden Drucke des Hammergewichtes liegen, und verbindet die freie Kurbel K_1, vermöge eines angeschraubten eisernen Hebels entsprechender Länge, mit der Kette des Hebekrahns. Die Aufbiegung der Kurbel K_1 aus der gemeinsamen Kurbelebene erfolgt sodann vermittelst Drehung an der Flaschenzugkurbel durch 4 Mann in Zeit von circa 8 Minuten. Man bedient sich Anfangs des Augenmaasses, später, gegen Ende der Operation, einer rechtwinkligen Schablone behufs Controle des Winkels, der indessen erst später auf den Drehbänken durch die Bearbeitung der Kurbelachse mathematisch genau ajustirt werden kann.

Der zwischen den Kurbeln befindliche Achsentheil R, welcher die Torsion zu erleiden hat, wird im Schmiedefeuer wiederum erhitzt und durch Behämmern auf dem ganzen Umfange möglichst sauber bearbeitet behufs Vorbereitung zur Ajustirung auf den Drehbänken.

Man erschmiedet beispielsweise auf Serainger Hütte 2 Kurbelachsen pro Woche, bestimmt für die Belpaire-Maschinen der Staatsbahn, wobei in 2 Betriebsöfen 30 Tonnen Kohle verbraucht werden. Die Brigade besteht aus 8 Mann, welche 90—100 Francs pro erschmiedete Kurbelachse erhält.

Resumé der Schmiedeoperationen für die Kurbelachsen.

Erste Totalhitze. — Ausschmieden des Rohblockes auf ein Rechteck von Bruttokurbeldicke, Bruttokurbelhöhe und annähernde Rohachsenlänge.

Zweite Totalhitze. — Trennung der Kurbeln K und K_1 durch Bildung des mittleren Ausschnittes E und der beiden seitlichen Ausschnitte F und F_1. Lochungen z und z_1 behufs Vorbereitung der Ausschnitte für die Kurbelräume M und M_1 (vergleiche immer Fig. 6).

Dritte und vierte Partialhitze. — Rundschmieden der Wellentheile P und P_1.

Fünfte Partialhitze. — Verstellung der Kurbeln unter 90° nach Erwärmung des zwischen den Kurbeln befindlichen Achsentheiles R.

Sechste Partialhitze. — Reparatur des mittleren Theiles durch Behämmern.

Vollendungsarbeiten der Kurbelachsen. — Die in angedeuteter Weise vorgeschmiedete Kurbelachse wird einer langen Reihe von Vollendungsarbeiten unterworfen, die theils auf den Verticalhobelmaschinen, theils auf den Drehbänken, theils auf Hobel- und Planirmaschinen vorzunehmen sind.

Die Rohachse besitzt bekanntlich in jeder Richtung eine gewisse Mehrdicke als das fertige Stück (vergl. Fig. 1 auf Tafel XXXIII) und ist Gegenstand folgender Operationen:

1) Centriren der Kurbeln K und K_1 im verlangten Abstand der Mittel (Distance der Cylinderachsen) durch Vorzeichnung der Mittellinien auf den Kurbelflächen und deutlichem Ankörnen derselben, genau nach Angabe einer in natürlicher Grösse ausgeführten Zeichnung der fertigen Achse mit eingeschriebenen Maassen.

2) Vorzeichnung der Achsenschenkelmittel auf den vorgeschmiedeten Depressionen der Halszapfen, welche zur Auflagerung in den Lagern des Maschinenrahmens dienen. Im vorliegenden Falle findet eine dreifache Lagerung statt, indem nämlich, ausser den beiden seitlichen, eine dritte im mittleren Theile der Welle, in einem separaten Langträger, vorhanden ist, welcher — in der Kesselachse laufend — die Rauchkammer mit der Feuerbüchse verbindet, doch, mit Rücksicht auf die Dilatation des Kessels, nur an der Rauchkammer definitiv befestigt, an der Feuerkiste hingegen in einer hohlen Büchse gelagert ist, die sich mit der Feuerkiste in fester Verbindung befindet und daher mit dieser verschiebt. Dieser Träger ist bei f_1 in Fig. 4 auf Tafel XXXIII dargestellt.

3) Rohdrehen der cylindrischen Wellentheile (R, P und P_1). Man beginnt diese Arbeit gewöhnlich mit dem mittleren Theile R, und zwar bis auf 3^{mm} zu dem verlangten Vollenddurchmesser.

4) Rohdrehen der 4 äusseren Parallelflächen beider Kurbeln ($a\,b - c\,d - e\,f - g\,h$).

5) Auftragen des halben Hubes (in unserem Falle 230^{mm}, da der Cours 460^{mm} beträgt).

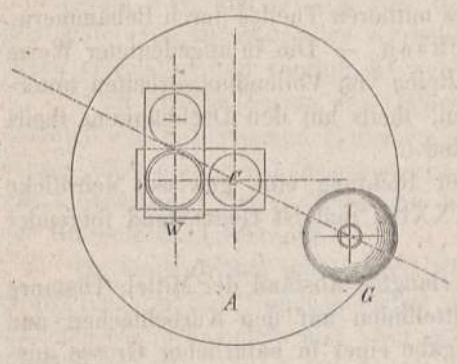
6) Ausstossen der Kurbelräume M und M_1, wobei man bis an die in der Schmiede erzeugten Lochungen z und z_1 heranrückt.

Die Breite dieser Ausschnitte richtet sich natürlich nach der in die Zeichnung eingetragenen Entfernung, in unserem Falle 95^{mm}, d. h. entsprechend der Lagerbreite des Bleuelstangenkopfes, welche von der Kurbelmittellinie halbirt zu beiden Seiten hin aufgetragen und sorgfältig angekörnt werden muss. Dann erst beginnt das Aushobeln der Räume nach den punktirten Begrenzungslinien ($a\,a_1$ in Fig. 6) unter der Verticalhobelmaschine.

Als Regel gilt beim Ausstossen, dass diese Ausschnitte mindestens 12^{mm} vom Ajustirungsumfange des abzudrehenden Kurbelzapfens entfernt abgebrochen werden müssen, widrigenfalls das Ajustiren der Kurbelzapfen nicht hinreichendes Material für die erforderliche mathematische Centrirung und Rundung des Zapfens vorfinden dürfte; wie denn überhaupt die Behandlung der Kurbelachsen auf den Drehbänken zu den schwierigsten Arbeiten gehört, die im Locomotivbau vorkommen, weshalb sie nur den bewährtesten, zuverlässigsten und geübtesten Drehern überlassen wird, die vorzugsweise nur solche Arbeiten vollziehen.

7) Drehen der Kurbelzapfen. Nach dem Ausstossen der Kurbelräume gelangt das Stück auf die Drehbank zurück, woselbst zunächst die zwei Kurbelzapfen, d. h. die Angriffspunkte der Bleuelstangen, dem Abdrehen unterworfen werden. Das Umdrehungscentrum ist dabei der Punkt x (s. Fig. 1 auf Tafel XXXIII), welcher im Mittel C der Planscheibe A liegen muss, in ganz ähnlicher Weise wie bei dem Ausbohren der Kurbelzapfen in den geschmiedeten Rädern mit Kurbelnaben. Es muss daher auch hier, in Folge der excentrischen Montirung der Kurbelwelle W, das gestörte Gleichgewicht durch Anbringung eines Gegengewichtes an der entgegengesetzten Peripherie der Planscheibe äquilibrirt werden. In nebenstehender Fig. 8 ist demnach A die Planscheibe, W die Kurbelachse, C das Drehungscentrum und G das Gegengewicht.

Fig. 8.



8) Feindrehen aller cylindrischen Theile der Welle auf den genauen Durchmesser der Zeichnung, wobei man sich zur Controle der bekannten Stahlschablonen bedient.

9) Feinhobeln der Parallelflächen der Kurbeln auf der Planirmaschine, in Verbindung mit Rundhobeln der äusseren Kurbelbegrenzungen, falls Solches die Zeichnung erfordert. Werden die Begrenzungen der Kurbeln rectangulär verlangt (was die Schieberregulirung bei den Maschinen mit geneigten Cylindern wesentlich erleichtert in Folge der erzielten bequemen Ajustirflächen), so unterbleibt natürlich diese letztere Arbeit.

Ueber Kosten und Zeitaufwand dieser Arbeit noch Folgendes:

1) Das Ausstossen einer Kurbelachse erfordert 3—4 Tage. Zahlung 10—13 Frc.

2) Die sämmtlichen Arbeiten auf den Drehbänken erfordern 25—30 Tage und 100—120 Frc.

Die Zeit- und Preisdifferenzen werden nur durch den mehrerwähnten Werth $x\,y$ motivirt, sind also direct abhängig von der Grösse des Kolbenhubes.

B. Von den Locomotivrädern.

§ 9. Raddimensionen. — Ein grosser Theil der Locomotiven besitzt bekanntlich, behufs Benutzung des vollen Maschinengewichtes auf Adhäsion, nur Trieb- und Kuppelräder, mithin gleiche Radhöhen; ein anderer Theil besitzt ausserdem Laufräder oder in partiellen Rahmen befindliche Laufwerke (Laufradgruppen), mithin verschiedene Raddurchmesser. Die Doppelschemellocomotiven benutzen gleichfalls die volle Adhäsion auf Zugkraft und zeigen daher gleiche Radhöhen, wie denn überhaupt alle Räder, welche durch ihre Gruppirung oder durch ihre Verkupplung ein System bilden, durchaus gleiche Durchmesser im Contactkreise zwischen Rad und Schiene besitzen müssen. Die Triebradhöhen richten sich natürlich nach dem Zweck der Locomotiven; sie sind um so grösser, je mehr die Anforderung der Geschwindigkeit in den Vordergrund der Construction tritt.

Wenden wir uns behufs Ermittelung der Tendenzen der neuesten Praxis wiederum nach Wien (1873), so lassen sich die Triebradhöhen in 4 Gruppen unterbringen, indem wir bei 32 vergleichbaren Typen finden:

I.	Maschinen mit	$1^m,000—1^m,200$	Triebradhöhe	11
II.	- -	$1^m,200—1^m,500$	-	8
III.	- -	$1^m,500—1^m,800$	-	7
IV.	- -	$1^m,800—2^m,100$	-	6
			Summa	32 Maschinen.

Die Maschinen der ersten Gruppe, mit den kleinsten Rädern, dienen ausschliesslich den Zwecken des Güterverkehrs, wo die Geschwindigkeit wenig in Betracht kommt, die Erzielung der grösstmöglichen Zugkraft jedoch die Hauptfrage ist. Man muss daher für diese Zwecke das Verhältniss zwischen Kraftarm (Hub) und Lastarm (Radhöhe) so gross als möglich machen, den Rädern mithin, bei dem durch die Praxis beschränkten Kolbenhube, thunlichst kleine Durchmesser ertheilen, um den Angriffspunkt der Kraft so nahe als möglich an die Radperipherie (dem Lastpunkte) zu rücken. Es besitzen diese Typen immer nur Systeme gekuppelter Achsen, um das ganze Gewicht der Locomotive auf Adhäsion zu verwerthen.

Die Maschinen der zweiten Gruppe ($1^m,200—1^m,500$ Radhöhe) sind vorzugsweise geeignet für den gemischten Dienst, wo nicht nur die Zugkraft, sondern gleichzeitig auch die Geschwindigkeit in Betracht kommt.[18]) Das Maschinengewicht wird auch bei ihnen auf volle Adhäsion benutzt, und treten diese Typen vielfach als Tendermaschine auf, sowie insbesondere auch als Berglocomotive vor Personenzügen, mit oder ohne Separattender

Die Maschinen der dritten Gruppe ($1^m,500—1^m,800$) bilden die eigentlichen Personenzugmaschinen und besitzen durchgängig zwei gekuppelte Achsen und ein Laufwerk. Sie arbeiten folglich nur mit partieller Benutzung des Maschinengewichtes auf Zugkraft.

Die Laufraddurchmesser wurden bei Gelegenheit der Vordergestelle (vergl. Cap. XIII) eingehend erörtert, weshalb hier nur erwähnt sei, dass dieselben zwischen den Grenzen von $0^m,900—1^m,360$ auftreten. Die kleinsten Dimensionen finden sich bei den in Wendeschemeln vereinigten Räderpaaren.[19])

§ 10. Radconstruction. — In Betreff der Construction der Locomotivräder sehen wir heute nur noch das schmiedeeiserne Speichenrad mit schmiedeeiserner Nabe vor uns, wenn von einzelnen Fällen abgesehen wird, wo gussstählerne Scheibenräder in Anwendung kommen. Wir kommen auf diese Räder weiter unten, bei Gelegenheit der Fabrikation, eingehender zurück, und bemerken hier nur, dass dieselben bisher meist nur für kleine oder sehr mässige Raddurchmesser zur Ausführung gelangten.[20]) —

[18]) § 164 der Technischen Vereinbarungen (Hamburg 1871) bestimmt als Triebraddurchmesser im Minimo:

1) Für Züge bis 25 Kilometer pro Zeitstunde $0^m,900$,
2) für Züge bis 30 Kilometer pro Zeitstunde $1^m,100$,
3) für Züge bis 45 Kilometer pro Zeitstunde $1^m,300$,
4) für Züge von über 45 Kilometer pro Zeitstunde $1^m,500$.

[19]) § 163 der Technischen Vereinbarungen bestimmt den Durchmesser der Wagen- und Tenderräder auf mindestens 900^{mm}. Dies dürfte wohl auch für die Laufräder der Locomotive als zulässiges Minimum gelten (?).

[20]) In Bezug auf das Material der Locomotivräder lauten die Bestimmungen der Technischen Vereinbarungen (Hamburg 1871) wie folgt:

»§ 157. Räder aus bestem Schmiedeeisen oder Stahl haben sich für Locomotiven, Tender und Wagen am meisten bewährt; für die Naben ist auch die Anwendung von Gusseisen zulässig etc.«

Es darf unter solchen Umständen nicht befremden, wenn wir (von den Wagenrädern ganz abgesehen) auf deutschen Bahnen auch heute noch eine grosse Anzahl von Locomotiven finden, deren Räder gusseiserne Naben besitzen. Allein auf den sächsischen Bahnen coursiren noch hunderte solcher Locomotiven, von Hartmann und von Borsig, die freilich ausschliesslich älteren Epochen des Maschinenbaues angehören. Niemand bezieht heute in Deutschland noch Locomotiv-

Das Gusseisen kommt als Hauptbestandtheil des Locomotivrades nur in Amerika vor, indem man daselbst die Radsterne ganz aus einem Stücke giesst und zwar mit hohlen Speichen, deren einige, behufs Bildung von Gegengewichten, mit Blei ausgegossen werden. Die Trieb- und Kuppelräder sind jedoch nur in den completten Radkörpern Gusseisen, während die Bandagen, separat aufgezogen, aus Gussstahl bestehen. Die in den Laufwerken vereinigten Räder sind jedoch ganz aus Gusseisen (Schalenguss) mit nach Bandagenform profilirter Peripherie hergestellt, und das Gleiche gilt auch von den Tenderrädern.

Doch kommt auch in Europa das Schalengussrad zuweilen für kleine Rangir- und Rollbahnenmaschinen (insbesondere schmalspurige) in Anwendung und wird bei Gelegenheit der Fabrikation der Scheibenräder dieser Gegenstand nochmals zur Sprache kommen.

Betrachten wir zunächst das Locomotivrad als schmiedeeisernes Sternrad, so finden wir, wie beim Waggonrade, die

1) Nabe oder das Centrum,

2) die Arme oder Speichen, und

3) den Kranz, als die drei Hauptbestandtheile des eigentlichen Radkörpers wieder, denen sich die separat aufgesetzte Bandage als abnehmbarer und daher erneuerungsfähiger Bestandtheil naturgemäss anschliesst. Diese Bestandtheile würden jedoch zunächst nur die Laufräder charakterisiren; für die Trieb- und Kuppelräder treten als accessorische Bestandtheile die Kurbelnaben und deren Zapfen, sowie die Gegengewichte mit in die Construction ein, wodurch deren Fabrikation nicht unwesentlich modificirt wird. Es sind demnach Locomotivräder mit einfachen und solche mit zusammengesetzten Naben (Radkurbeln, Kurbelnaben) zu unterscheiden, gegenüber den gewöhnlichen Waggonrädern, deren Naben stets nur zu den »einfachen« gehören. Die Radnabe, als das Centrum des Radkörpers, wird, vermöge der Arme, mit dem Kranze in solide Verbindung gebracht und dient, vermöge ihrer Centralbohrung zur Fixirung des Radkörpers auf der Achse.

Die Speichen werden auf rückwirkende Festigkeit beansprucht, müssen daher die erforderliche Steifigkeit und den richtigen Querschnitt in Form und Dimension besitzen. Für Locomotivräder kommen die in Figur 9—12 (p. 657) skizzirten Armquerschnitte in Anwendung, vorwiegend indessen der rectanguläre (Fig. 9), welcher sich durch besondere Einfachheit auszeichnet. Er ist in England und Deutschland der allein gebräuchliche, während der elliptische Querschnitt (Fig. 12) in Frankreich und Belgien fast ausschliesslich in Anwendung kommt. Die Dicke verhält sich zur Länge in allen diesen Typen wie $1:3$ oder $1:2^1/_2$.

---

räder mit Gussnaben, wenn dieselben auch immerhin durch die Technischen Vereinbarungen sanctionirt sind. In England, Belgien und Frankreich sind die gusseisernen Naben unbekannt und selbst für Waggonräder principiell oder gewohnheitsmässig ausgeschlossen. Die für deren Fabrikation in diesen Ländern bestehenden Einrichtungen arbeiten nur für ausländische Bestellungen, insbesondere für Russland. In neuerer Zeit haben auch auf den deutschen Bahnen die ganz schmiedeeisernen Räder die ausgedehnteste Verbreitung gefunden, indem Räder mit gusseisernen Naben (wie die Sichtung der öffentlichen Submissionen lehrt) für Wagen nur noch ausnahmsweise beschafft werden, da sie schwerer und minder solide sind, als erstere. Dennoch werden Räder mit Gussnaben seitens mancher Bahnen heute noch beschafft, theils aus ökonomischen Rücksichten (obschon die Ersparung sehr gering ist, zumal da, wo die Satzachsen nicht pro Stück, sondern nach Gewicht bezahlt werden), so dass immerhin noch ein langer Zeitraum erforderlich sein wird, ehe die Räder mit gusseisernen Naben völlig vom Schauplatze verschwinden.

Jeder Radarm ist an der Nabe am stärksten und erhält nach dem Kranze hin eine allmähliche Verjüngung; es besteht hierin ein wesentlicher Unterschied im Vergleich zum Waggonrande, dessen Arme, prismatisch erwalzt und auf Rohlänge geschnitten, überall gleichen Querschnitt besitzen. Ist daher beim Locomotivrade N die Nabe, R der Kranz und M ein Arm, vergleiche nachstehende Fig. 13, so ist Schnitt $a\,b$ stets grösser als $c\,d$. Dabei müssen jedoch, normal zur Armachse genommen, die sämmtlichen Armquerschnitte sich ähnlich sein.

Fig. 9. Fig. 10. Fig. 11. Fig. 12.

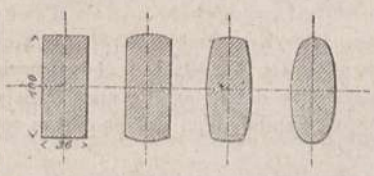
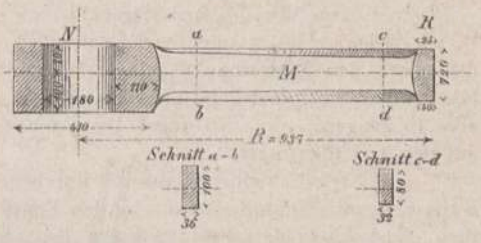
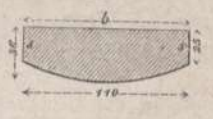


Fig. 13.



Der innere Kranz (der Radkranz im engeren Sinne des Wortes zum Unterschied vom Laufringe oder Bandage) erscheint im fertigen Rade als continuirlicher Ring, mit welchem die Speichen oder Radarme solide verschweisst sind, wodurch erst der vollendete Radkörper entsteht. Die Form des Querschnittes ist entweder das reine Rechteck oder ein Rechtseit mit nach dem Radinnern convex gerundeter Begrenzung (Fig. 14). Die Querschnittsdimensionen für Locomotiven betragen gewöhnlich nicht unter 120×40^{mm}, während der innere Durchmesser des Ringes abhängig ist vom Durchmesser des Radsternes.

Fig. 14.



Die eigentlichen Kurbelnaben als Radbestandtheil treten uns überall da entgegen, wo die Constructionsverhältnisse der Locomotive die Anwendung selbstständiger Kurbeln (vor der Radebene auf den verlängerten Achsenhälsen) ausschliessen, denn sind letztere zulässig, so sind sie Achsenbestandtheil und daher auf die Radfabrikation ohne Einfluss, weshalb derartige Trieb- und Kuppelräder stets mit einfachen Naben, wie die gewöhnlichen Räder, versehen sind, wodurch deren Herstellung nicht unwesentlich erleichtert und vereinfacht wird. Es lassen sich nach Obigem Achsenkurbeln und Radkurbeln sehr präcise unterscheiden, indem erstere, als Achsenbestandtheil, selbstständig vor der Nabe sitzen und oft zugleich den Lagerzapfen der Welle bilden (System Hall) — mithin in jedem Falle ausserhalb der Radebene liegen; während letztere, in der Radebene selbst befindlich, mit den Speichen und mit der Nabe verschweisst sind, mithin in die Radbildung selbst eintreten. Die Radkurbeln oder Kurbelnaben dienen, wie die Separatkurbeln entweder zur directen Aufnahme der Umtriebskraft, (Triebräder), oder zur indirecten (Kuppelräder), wodurch indessen in der Construction des Rades Nichts geändert wird, wohl aber hängt damit die Construction der Zapfen (Kurbel- und Kuppelzapfen) sowie die Grösse der Gegengewichte zusammen.

In Betreff der in den Trieb- und Kuppelradebenen anzuordnenden Gegengewichte wurde der theoretische Theil dieses Gegenstandes bereits in Cap. III p. 185—194 dieses Bandes ausführlich besprochen, sowie die Position der Gewichte bei den verschiedenen Locomotivconstructionen ermittelt, weshalb uns hier nur noch wenige, die Construction der Gewichte betreffende Bemerkungen übrig bleiben.

Bei Bestimmung und Anordnung der Gegengewichte darf jedoch nicht vergessen

werden, dass man mit rotirenden Massen in den Radebenen nur einen Theil derjenigen Störungen ausgleicht, welche sich der Theorie nach überhaupt durch rotirende Massen ausgleichen lassen, und dass man daher bestrebt sein müsse, durch das System der Construction der Locomotive die störenden Einflüsse[20]), insoweit solches nur irgend thunlich ist zu beseitigen und sich nicht zu sehr auf die Ausgleichung jener Störungen durch rotirende Massen zu verlassen, zumal die Erfahrung mehrfach gelehrt

---

[20]) Die Störungen, welche die Locomotive erleidet, können, insofern dieselben aus der Bewegung der Maschinentheile resultiren, vierfacher Natur sein, nämlich:

1. Das Voreilen und Zurückbleiben gegen die mittlere Geschwindigkeit — das Rücken — als diejenige Resultante, welche parallel den Schienen resp. der Kesselachse wirkt, mithin in die durch den Schwerpunkt gelegte Horizontale, welche parallel der Kesselachse gedacht wird, hineinfällt. Sie kann nicht auf Variation der Achsenbelastungen wirken und ist die unschädlichste aller Störungen. Sie wird durch die elastischen Zug- und Stossverbindungen aufgenommen resp. auf den Zug übertragen.

2. Die Schwingung um die durch den Schwerpunkt des Baues gedachte Verticale — das Schlingern. Dieselbe wird von den Spurkränzen compensirt und wirkt daher auf Abnutzung resp. Auskehlung derselben, in Folge des Anpralles gegen die Schiene.

3. Die Schwingung um die durch den Schwerpunkt gedachte Horizontale, welche normal zur Kesselachse steht — das Nicken. Diese Tendenz wirkt auf Variation der Achsenbelastungen, insbesondere der äusseren Achsen. Sie wird zunächst durch das Verticalspiel der Achsbüchsen und Federn compensirt, und — in weiterer Consequenz — durch die dieselben verbindenden, in der Rahmenebene gelagerten Balanciers aufgehoben, oder, richtiger gesagt, auf die anderen Achsen vertheilt. Wenn die Cylinder die theoretisch richtige Lage haben, so entsteht statt des Nickens das »Wogen«.

4. Das Wanken, als diejenige Kraft, welche eine Schwingung um die durch den Schwerpunkt in der Richtung der Kesselachse gedachten horizontalen Linie bezeichnet. Sie wirkt auf Variation der Belastung zweier an einer Achse befindlichen Räder, und kann daher nur durch Querfedern oder Querbalanciers aufgehoben werden; am Vollkommensten durch die Achsenbalancirung nach System Haswell, wo bekanntlich die Achse selbst den Balancier bildet.

Andere Störungen können theoretisch nicht vorhanden sein; in der Praxis treten zu obigen vier Kraftwirkungen indessen noch diejenigen Störungen, welche aus den Unvollkommenheiten des ganzen Oberbaues, insbesondere des eigentlichen Fahrgestänges hervorgehen, deren Resultanten gleichfalls auf Variation der Achsenbelastung einwirken müssen; wir nennen dieselben »Secundärstörungen«, weil sie unabhängig sind vom Organismus der Locomotive, und erst von aussen hinzutreten.

Wir wissen, dass die erstgenannten Störungen, insoweit sie aus der Natur der Wirkungsweise der Triebkräfte resultiren, gar nicht, insofern sie aus der Trägheit der Zwischenmassen hervorgehen, zum Theil durch rotirende Massen in den Radebenen ausgeglichen werden können; was aber die Letzteren, die Secundärstörungen, betrifft, so können dieselben eben nur durch entsprechend vervollkommnete Construction des Schienenweges und eine daraus resultirende »hohe Stabilität des Gefüges der Eisenbahngleise« vermindert oder ganz aufgehoben werden.

Als Resumé lassen sich diejenigen Hauptmomente, welche bei der Construction der Locomotive als leitende gelten müssen, behufs Erzielung möglichster Stabilität des Laufes, wie folgt, präcisiren:

1. Reduction des Hebelarmes des Kräftepaars der horizontalen Störungen, d. h. Anwendung innerer Cylinder, beziehungsweise Verlegung der Cylinder in die Mitte der Langseiten, so dass die mittleren Positionen der Gleitmassen in die durch den Schwerpunkt gedachte Querebene fallen, welche normal zur Kesselachse steht.

2. Ertheilung eines grösstmöglichen Totalradstandes (wohl zu unterscheiden vom »festem« Radstande, der dabei sehr klein sein kann).

3. Anwendung von Balanciers und Querfedern, behufs Ausgleichung der Rad- und Achsenbelastungen.

4. Absolute Leichtigkeit aller bewegten Massen.

Ob dabei der Kessel auf drei, vier oder sechs Stützpunkten ruht, ist für diese Betrachtung gleichgültig.

hat, dass grosse Gewichte bei grossen Geschwindigkeiten die Schienen hammerartig bearbeiten und in Folge dessen ungleiche Abnutzung der Radbandagen bedingen. Uebrigens geben die von Weisbach, Redtenbacher, Lechâtelier und Anderen aufgestellten Formeln häufig zu schwere Gegengewichte, welche sich in dem disponibeln Radraume nicht wohl unterbringen lassen, ein Fall, der bei den Güterzugmaschinen mit kleinen Rädern, äusseren Cylindern und vielen Kuppelachsen sehr häufig eintritt, indem alsdann die hin- und hergehenden Massen namhafte Gewichte repräsentiren, die Gegengewichte also sehr gross ausfallen müssen.

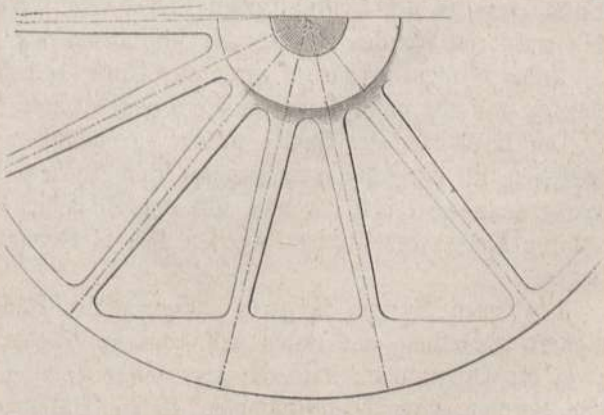
Bei der Mehrzahl der Locomotiven bilden die Gegengewichte mit den Speichen ein geschmiedetes Ganze, bei anderen sind dieselben zwischen die Speichen (aus Gusseisen bestehend) eingesetzt und durch zwei in der Radebene befindliche Platten gedeckt, mit denen sie solide verschraubt oder vernietet. Beide Methoden haben sich in der Praxis bewährt, doch muss der ersteren, ihrer grösseren Solidität halber, selbstverständlich der Vorzug gegeben werden, nach dem Grundsatze, dass Alles, was aus einem Stücke gemacht werden kann, vorzüglicher ist als das aus Theilen Zusammengesetzte, und wenn irgend wo dieser Satz gerechtfertigte Anwendung findet, so geschieht es bei der Fabrikation der Locomotivräder.

Die ersten mit den Rädern verschmiedeten Gegengewichte finden wir in Belgien und Frankreich (seit etwa 15 Jahren) und zwar zunächst für die in diesen Ländern bestellten russischen Locomotiven angewendet, deren Bedingnisshefte schon damals das Erschmieden des Rades aus dem Ganzen vorschrieben. Demselben Beispiele war auch England gefolgt, obwohl die Construction der eigenen Locomotiven die Gegengewichte ganz entbehrlich macht, wie dies auch bei den Typen der Belgischen Staatsbahn der Fall ist, deren Räder gleichfalls keine Gegengewichte besitzen.

Die schwersten Gegengewichte finden sich bei den Sechs- und Achtkupplern mit Aussencylindern, wo das Gegengewicht im Triebrade nicht selten die halbe Peripherie einnimmt, und nicht nur den Raum bis zur Kurbelnabe völlig ausfüllt, sondern auch um mehrere Millimeter seitlich aus der Radebene hervortritt.

Verhältnissmässig spät erst hat man auch in Deutschland und Oesterreich die Nothwendigkeit eingesehen, die bisher künstlich zwischen die Speichen gesetzten Gegengewichte durch die allmähliche Vervollkommnung des Radschmiedeprocesses entbehrlich zu machen, und sieht man heute in allen besseren Locomotivfabriken die Gegengewichte mit den Radspeichen ein Ganzes bilden. Eine höchst elegante Construction wurde neuerdings von Borsig angewendet (vergl. Fig. 15), deren mit den Speichen verschweisste Gegengewichte nach der Nabenseite zu abgeflacht sind und die sich zugleich, unter Verjüngung der Extremitäten, mit dem inneren Radkranze zu einem Ganzen verbinden, wie beistehende Skizze zeigt. Die segmentförmige Construction dürfte bei grösseren Raddurchmessern bald mehrfache Nachahmung finden, wofern es sich dabei um nur geringe Gewichtsmassen handelt.

Fig. 15.



Nachdem wir im Vorstehenden das Locomotivrad in seinen allgemeinen Constructionsverhältnissen darzustellen versuchten, gehen wir nunmehr zu dessen Fabrikation über; da indessen die Fabrikation ganz schmiedeiserner Räder bereits im zweiten Bande (bei Gelegenheit der Waggonräder) eingehend abgehandelt wurde, so können im Nachfolgenden nur diejenigen Gegenstände resp. Operationen nähere Berücksichtigung finden, welche dem Locomotivrade eigenthümlich sind, während im Uebrigen auf jene Abhandlung (2. Bd. II. Capit. § 6 u. 7) über das Formschmieden verwiesen wird.

§ 11. Fabrikation der Locomotivräder. — Die verschiedenen Methoden der Fabrikation schmiedeeiserner Speichenräder unterscheiden sich im Wesentlichen theils durch die Art und Weise der Nabenbildung, theils durch die Methode der Kranzerzeugung, theils durch das dabei befolgte Schweissverfahren an und für sich.

Beim System Sharp sehen wir die gestauchten und radial angeordneten Arme zwischen zwei schmiedeeisernen Platten (Scheiben) consolidirt und verschweisst. Es tritt dabei keine selbstständig vorgearbeitete Nabe in Anwendung, sondern es wird dieselbe durch die entsprechend vorgearbeiteten, dem Centrum zugekehrten Extremitäten der Radspeichen direct gebildet und dabei zugleich durch die Hinzufügung der oben und unten mit dem Centrum in Contact gebrachten Platten eine Materialzugabe bezweckt, welche die erforderliche Nabenmasse mit bilden hilft. Dies ist die älteste Methode, und wenn auch keineswegs vollkommene, so doch auch heute noch die am meisten geübte, weil kein Patent darauf lastet. Sie hat in ihren Einzelheiten, namentlich in den letzten Jahren, wesentliche Verbesserungen erfahren, die, wenn auch oft an sich unbedeutend erscheinend, dennoch für die Massenproduction von grosser Bedeutung werden; insbesondere gilt dies von der weiteren Ausbildung des Formschmiedens auf die Erzeugung der Arme und Kranzsegmente, den Modus der Verschweissung beider, die Fabrikation der Kurbelnaben auf dem Wege des Formschmiedens etc.

Beim System Brunon wird eine selbstständige Nabe unter Formhämmern direct aus der Luppe resp. Bramme erzeugt, welche an ihrem Umfange die der Speichenanzahl entsprechende Zahl von Ansätzen (Nasen) trägt, deren Material die solide Verschweissung der Speichen mit dem Körper der Nabe vermitteln hilft. Ob nun die Form vermöge der hydraulischen Presse oder vermittelst des Dampfhammers hergestellt wird, ist für das System der Radfabrikation offenbar ohne Bedeutung.

Beim System Biquet wird die Nabe selbstständig erzeugt und alle Arme gleichzeitig mit ihr unter Formhämmern geschweisst.

Der Radkranz der Speichenräder erscheint entweder als selbstständiger Ring, mit welchem die Speichen verschweisst sind (System Biquet), oder er wird aus Segmenten zusammengesetzt, welche mit den Speichen ein Ganzes bilden und die unter sich durch Keile verschweisst werden behufs Herstellung eines continuirlichen Radumfanges.

Die nach System Biquet dargestellten Räder zeichnen sich durch Gleichförmigkeit, Exactheit und daher sehr geringe Nacharbeit der erschmiedeten Producte aus; da die Operationen indessen grossartige Anlagen erfordern, eine eigene Giesserei für die Formen, viele Dampfhämmer, Oefen, Hülfsmaschinen etc., so eignet sich das Verfahren nur für solche Fabriken, welche das Radschmieden zum Gegenstand der Massenproduction machen, und wo daher die Billigkeit der Herstellungskosten wesentlich in Betracht kommt. Die Eigenthümlichkeiten des Systems Biquet gegenüber den alten Methoden sind aber folgende:

1) Es wird die Nabe selbstständig fabricirt.

2) Der Radkranz erscheint als selbstständiger ungeschweisster Ring und wird nach Art der ungeschweissten Bandagen im hydraulischen Walzwerk erzeugt.

3) Die Nabe wird mit sämmtlichen Armen gleichzeitig unter geeigneten Dampfhämmern erschmiedet.

4) Principielle Durchführung des Formschmiedens bei allen Operationen.

Endlich verdient noch das dem Pariser Locomotivfabrikanten Gouin patentirte Verfahren Erwähnung, wonach das Rad als massive schmiedeeiserne Scheibe vorgearbeitet, auf Kranzdurchmesser abgedreht und darauf die Speichen durch Ausstossen der Masse vermittelst geeigneter Verticalhobelmaschinen hergestellt werden. Das Verfahren ist bei näherer Betrachtung minder gesucht, als es auf den ersten Blick der Fall zu sein scheint. Die Contouren des Radsternes werden vermittelst aufgelegter Blechschablone auf der schmiedeeisernen Scheibe angerissen und gekörnt, worauf, nach erfolgter Vorbohrung eines jeden zwischen 2 Speichen zu erzeugenden Raumes, dessen Ausstossung (von dem hergestellten Loche aus) in der gewöhnlichen Weise vorgenommen wird. Die genannte Methode der Radfabrikation hat jedenfalls den Vortheil, die Gegengewichte und Kurbeln ohne Weiteres in der ganzen Radmasse — durch einfaches Stehenlassen von Material herstellen zu können, sämmtliche Schweissprocesse zu vermeiden und den ganzen Radkörper in allen seinen Contouren mit mathematischer Genauigkeit aus den Operationen hervorgehen zu lassen. Dieses Verfahren, nach welchem bereits tausende von Locomotivrädern hergestellt sind, muss als durchaus bewährt anerkannt werden, und verdient nur Bedauern, dass das leidige Monopol seiner weiteren Verbreitung bisher im Wege gestanden hat und — wir wissen nicht auf wie viel Jahre — auch in Zukunft noch im Wege stehen wird. Dann aber steht nicht zu bezweifeln, dass gerade diese Methode — eben weil sie die Schweissprocesse umgeht — der Anhänger gar viele finden werde, zumal derer, die sie heute nur vom Hörensagen kennen und als gesuchte Complication der Rädererzeugung belächeln. In Wahrheit ist sie die einfachste aller Fabrikationsmethoden und hat namentlich deshalb Zukunft zu erwarten, weil sie die Möglichkeit darbietet, das Locomotivrad aus Bessemerstahl herzustellen, ein Gedanke, der, so lange es sich um Schweissprocesse handelt, selbstverständlich Phantasie bleiben wird.

Das Radschmieden als solches erfolgt bekanntlich entweder unter Dampfhämmern oder vermittelst hydraulischer Pressen. Letzteres Verfahren, das Formschmieden auf hydraulischem Wege, welches übrigens nicht nur auf Räder, sondern auch auf andere Locomotivtheile als formbildende Vorarbeit angewendet wird, ist vornehmlich von Haswell cultivirt worden und hat im Laufe der letzten zehn Jahre bedeutende Verbesserungen und Vervollkommnungen erfahren.

Die Methode besteht einfach darin, dass man in Schweisshitze versetzte Luppen vermittelst eines hydraulischen Kolbens (von beiläufig 500^{mm} Durchmesser) in die bezüglichen Matrizen und Patrizen hineinpresst. Was also anderwärts mit dem Dampfhammer geschieht, erfolgt bei Haswell vermittelst der Presse. Das Princip des Formschmiedens, sowie dessen Zweck bleibt dabei ganz dasselbe.

Die Speisung der Haswell'schen Presse erfolgt durch eine Dampfmaschine, welche zum Betrieb der hydraulischen Pumpe dient, die ihrerseits den Kolben speist. Beim Pressen bedient man sich in der Regel eines Druckes von 422 Kilogr. pro Quadratcentimeter (also circa 400 Atmosph.). Dies sind in der That wohl die grössten hydraulischen Pressungen, welche die moderne Maschinentechnik bei ihren Arbeiten aufzuweisen im Stande sein dürfte, wobei in Erinnerung gebracht wird, dass zum Auf-

pressen der schwersten Triebräder auf ihre Achsen allerhöchstens 200 Atmosph. in Anwendung kommen, in der Regel indessen nicht die Hälfte dieses Druckes.

Beim Betriebe wird der Kolben zunächst durch sein eigenes Gewicht zum Niedergang bis zum Pressstück veranlasst, und der leere Raum über dem Kolben (der Cylinder) durch ein oberhalb befindliches Reservoir ganz mit Wasser gefüllt. Ist der Kolben in Contact mit der (in Schweisshitze befindlichen) Luppe, so wird die Pumpe in Thätigkeit gesetzt, und der Kolben demnach hydraulisch, zum weiteren Niedergange d. h. zum Auspressen der Luppe in die vorliegenden Formräume der Matrize und Patrize gezwungen.

Derartige Pressen dienen nicht nur für Räder, sondern auch zur Rohformung der Excenter, der Achsenbüchsen, Stangenköpfe, Kolben, Kurbeln etc., sowie sie auch für gewisse Streckprocesse sich eignen.

Die aus den Formen hervorgehenden Maschinentheile zeigen dieselben Näthe, wie die in Formen mit Hülfe des Dampfhammers erzeugten Stücke, und sind weder vollkommener, noch sauberer, erfordern mithin beiläufig dieselbe Nacharbeit. Soweit die Thatsachen. Bezüglich des Kostenpunktes fehlen uns die Nachweise; auch vermögen wir nicht anzugeben, ob das hydraulische Formenpressen mit gleich günstigem Erfolge auch auf Bessemertheile angewendet werden kann; — eine Frage, die um so wichtiger erscheint, da Maschinentheile aus Eisen — die Räder ausgenommen — heute im Locomotivbau bekanntlich kaum mehr Verwendung finden.

Dass es möglich ist, auch am gewöhnlichen Schmiedefeuer ganz schmiedeeiserne Räder, ja sogar die schwersten Triebräder für Locomotiven, die — einmal fertig — ein recht leidliches Ansehen zeigen, zusammenzuschweissen, lehrt die Praxis der letzten Jahrzehnte, und wurde von uns dieses Verfahren selbst noch im Jahre 1869 bei Borsig in Berlin (im Atelier an der Oranienburger Strasse) beobachtet. Es geschieht jedoch auch heute noch auf manchen Fabriken und überhaupt wohl da, wo es sich um geringe Productionen handelt, welche die Beschaffung complicirter Schmiedeanlagen nicht lohnend erscheinen lassen.

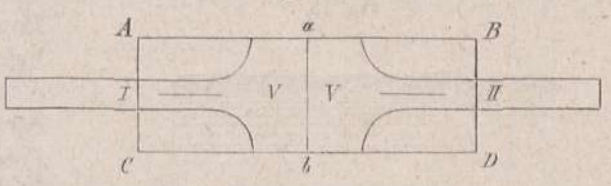
Wir gehen nach diesen allgemeinen Vorbetrachtungen der verschiedenen Methoden der Raderzeugung nunmehr auf einige der interessanteren Details der Fabrikation ein, wobei wir uns zunächst wieder das schmiedeeiserne Speichenrad — als die gebräuchlichste Form aller Locomotivradtypen — vorzustellen haben; und werden für dieses Mal die Fabrikation nach dem Sharp'schen Verfahren mit Berücksichtigung der neuesten Verbesserungen dieser Methode in aller Kürze betrachten, wobei immer nur das Wesentlichste und zugleich dem Locomotivrad Charakteristische hervorgehoben werden soll.

Die Arme, nach System Sharp zugleich mit zur Nabenbildung verwendet und daher am betreffenden Ende in geeigneter Weise vorgeschmiedet in die Radsternbildung eintretend, besitzen für Locomotivräder bekanntlich die Eigenthümlichkeit eines nach dem Kranze hin stetig abnehmenden Querschnitts, sowohl in der Länge als Breite (Dicke) des Rechteckes. Sie können schon aus diesem Grunde nicht aus Walzeisen bestehen, wie dies bei den gewöhnlichen Waggonrädern zulässig und in der Regel der Fall ist.

Der Locomotivradarm wird daher aus der prismatisch vorgeschmiedeten Luppe (resp. Bramme, falls man es mit vorgeschmiedeten Paqueten zu thun hat) dargestellt, die man am Zweckmässigsten durch die Zusammenschweissung von Eisenabfällen herstellt und unter dem Vorhammer, in Schweisshitze versetzt, auf die gewünschten Dimensionen bringt, wobei der erzielte prismatische Körper das Material für zwei

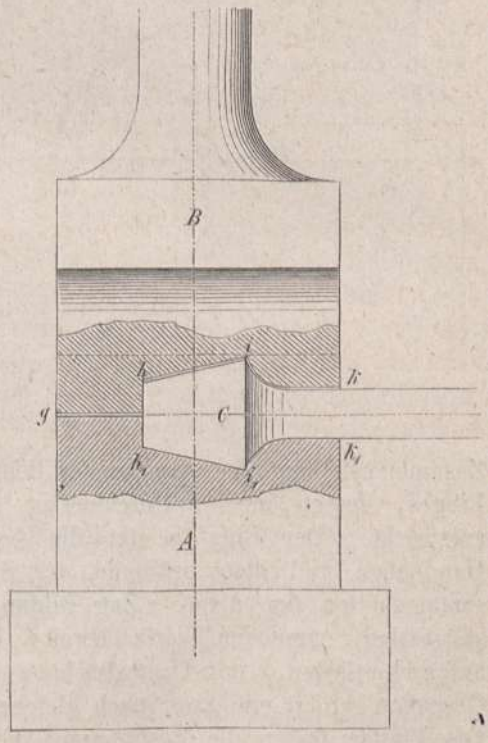
Arme abgiebt. Die Prismen ($ABCD$) werden sodann, behufs Armbildung in gute Schweisshitze versetzt und in beistehend skizzirter Weise (Fig. 16) gestreckt, bis auf annähernde Bruttoarmlänge. Der mittlere, im ursprünglichen Querschnitte verbliebene Theil des Stückes wird jetzt in der Mitte ab getheilt und sodann auch die andere Hälfte in gleicher Weise auf Armlänge gestreckt, wobei man sich derselben Hitze bedient. Die so erzielten Roharme (I und II) erhalten auf diese einfache Weise die erforderliche Endenverstärkung, die zum späteren Eintritt in die Radnabe dient.

Fig. 16.



Behufs weiterer Formbildung ist sodann eine Behandlung des Stückes unter dem in Fig. 17 dargestellten Façonhammer erforderlich, wodurch dem Armende C die zum Eintritt in die Nabenbildung erforderliche Form und Dimension mit grösster Genauigkeit ertheilt wird. Der Ambos A besitzt zu diesem Behufe die beiderseitig offene profilirte Rinne ($gh_1i_1k_1$), genau entsprechend dem Profile des Hammers B. Die Operation erfolgt in derselben, dem Stücke nach dem vorhin erwähnten Streckprocesse noch verbliebenen Hitze. Dabei muss bemerkt werden, dass ein Theil der Ambos- und beziehungsweise der Hammerfläche eine gerade Bahn besitzt, behufs hochkantiger Bearbeitung des Stückes, indem nämlich die Behandlung desselben in der profilirten Rinne eine seitliche Streckung mit zur Folge hat, welche durch die zeitweilige Einführung zwischen die gerade Hammer- und Ambosfläche wiederum compensirt wird. In dieser Weise wird fortgefahren bis das Anhalten der Schablone die Richtigkeit der Dimensionen ergiebt.

Fig. 17.

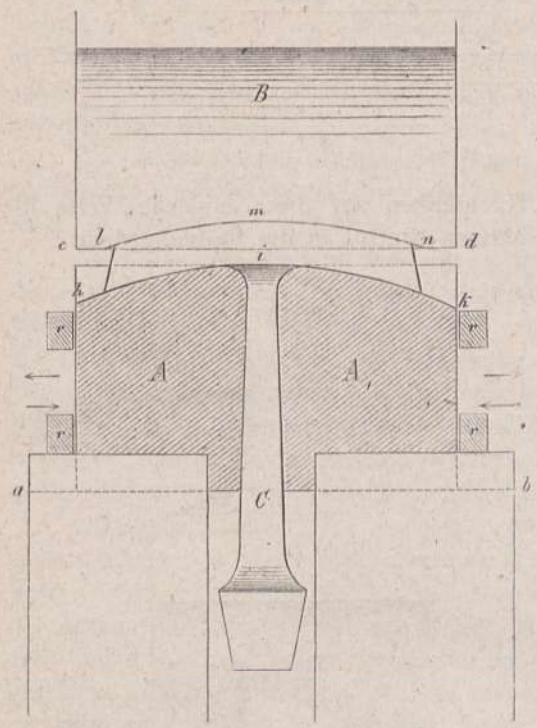


Die dritte und letzte Operation in derselben Hitze besteht in der Ertheilung der richtigen Conicität des Armstückes und in dessen Abschneiden auf die erforderliche Länge. Das Stück gelangt zu diesem Behufe unter einen Streckhammer mit gerader Bahn und gerader Ambosfläche, bis die angehaltenen Schablonen die Richtigkeit der Dimensionen erkennen lassen. Der Arm ist alsdann soweit fertig, um mit dem Segmentstück, welches zur Kranzbildung dient, in Verbindung gebracht werden zu können. Es geschieht dies durch Versetzung des dünneren Armendes in gute Weisshitze, während gleichzeitig das betreffende Segmentstück im Schmiedefeuer weiss gemacht und mittelst einiger Hammerschläge mit dem Arme rechtwinkelig verschweisst wird.

Die Segmentstücke werden aus der geraden Walzbarre auf die erforderliche

Länge geschnitten und gelangen im geraden Zustande mit dem Armende zur Verschweissung. Die Krümmung nach dem Radcentrum wird jedoch in derselben Hitze ertheilt, und zwar wiederum mittelst Formhammer und Formambos. Die Hammerbahn besitzt zu diesem Behufe die nach dem Radcentrum bemessene Krümmung lmn, entsprechend der Krümmung der Ambosfläche hik. (Vergl. Fig. 18.) Um das Stück leicht aus- und einzubringen, müssen die Backen A und A_1, welche den Ambos bilden, auseinander schiebbar sein, doch aber während der Schmiedearbeit fest zusammenhalten. Es geschieht dies vermittelst der vier, mit Hülfe einer einfachen Hebelverbindung vor- und zurückschiebbaren eisernen Bügel (rr), die im vorgeschobenen Zustande die Backen gegen einander halten, im zurückgezogenen dagegen die Backen frei lassen, so dass sie leicht mit Hülfe der zwischengebrachten Brechstange auseinander geschoben werden können behufs Ein- resp. Ausbringung des Stückes, wobei sie auf der horizontalen Bahn ab gleiten.

Fig. 18.

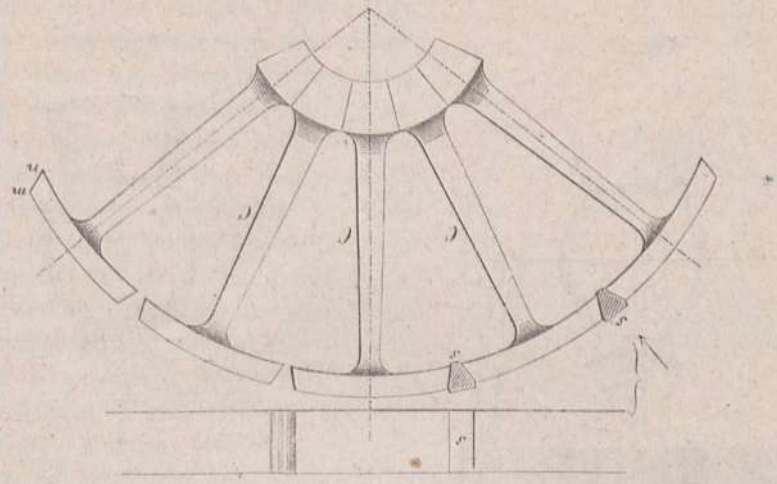


Die Sternbildung erfolgt durch Zusammenstellung der Arme unter Benutzung eines provisorischen schmiedeeisernen Ringes, dessen innerer Durchmesser dem Durchmesser des zu bildenden Rades entspricht. Der Ring besitzt die behufs Dirigirung des Ganzen erforderlichen Handhaben und dient während der Schweissoperation des Radcentrums zum Zusammenhalten der Arme. Zur Bildung der Nabe dienen ausser den zusammenstossenden Armenden, wie bereits Eingangs erwähnt wurde, die beiderseitig aufgeschweissten, mit Centrallochung versehenen Scheiben, deren Herstellung in Gesenken erfolgt und zwar nach gleichem Princip wie die Erschmiedung der Kolben. Die Platten haben die Bestimmung die zusammenstossenden Armenden zu consolidiren und der Nabe das noch fehlende Material zuzuführen, indem die Masse der radial gestellten Armenden noch nicht zur Bildung einer soliden Nabe an und für sich hinreicht. Das Schweissen des Centrums erfolgt bekanntlich durch Weissmachung desselben unter gleichzeitiger Verschonung der übrigen Radtheile und bedient man sich dazu am geeignetsten des auf Taf. X, Fig. 12 im IV. Bande dieses Handbuches gezeichneten Ofens. Das Schweissen des Centrums erfolgt unter einem Dampfhammer von 30 Centner Gewicht und wird mit wenigen Schlägen erzielt. Nach erfolgter Schweissung wird der provisorische Ring entfernt und es kann nun das Richten des Radsternes vorgenommen werden, wodurch sämmtliche Speichen in ein und dieselbe Ebene gebracht werden.

Die Consolidirung der Segmente erfolgt sodann durch einfache Verschweissung

der zugeschrägten Extremitäten ($m\,n$), worauf gleich beim Schneiden aus der Walzbarre Rücksicht genommen wird, und zwar in der Weise, dass der Keil s von oben her eingebracht wird. Es ist dabei, wie ersichtlich, nur eine Schweissung der Verbindungsstelle erforderlich, während bekanntlich nach der alten Methode (Fig. 20)

Fig. 19.



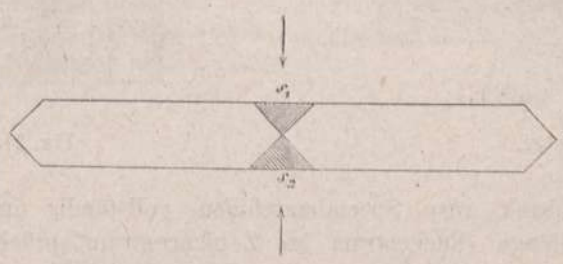


Fig. 20.

zwei Schweissungen für jede Verbindungsstelle nothwendig wurden, da man in Folge der ertheilten beiderseitigen Zuschrägung von jeder Kranzseite her einen besonderen Keil (s_1 und s_2) einzubringen gezwungen war. Fig. 19 verdeutlicht die oben erwähnte einfachere und neuere Methode der Verschweissung der Segmente, ohne dass eine nähere Beschreibung erforderlich erscheint, während Fig. 20 die alte Methode darstellt, welche eine doppelte Keilschweissung für jede Verbindungsstelle erheischt.

Die die Nabe zur Kurbel ergänzende Eisenmasse ist ebenfalls Gegenstand des Schmiedens in Formen, die denen zum Vollendschmieden der Radarme im Princip analog sind.

Die unter Dampfhämmern auf die Form kurzer massiver Cylinder vorgeschmiedeten Luppen oder Paquete (aus Eisenabfällen verschweisst) werden in der beistehend skizzirten gusseisernen Form auf Kurbelform geschmiedet (vergl. Fig. 21 und 22, p. 666). Die Hammerform ist vollständig gleich der gezeichneten Ambosform, so dass sich beide zum cubischen Inhalte des Kurbelstückes ergänzen. Fig. 24 (p. 666) stellt das zu erschmiedende Kurbelstück M (im Contact mit der im vorliegenden — nach System Biquet — separat geschmiedeten Nabe N) vor, wobei zugleich die Abschrägungen entsprechend den Abschrägungen der Radarme mit gestaltet werden, behufs Eintritt in die Nabe, indem, wie nochmals hervorgehoben

wird, das Kurbelstück M als Armstück figurirt, wenigstens genau als ein solches behandelt werden muss. Die Ansätze $b\,b_1$, welche gleichfalls in der Form mit erzielt werden, dienen zum Anschweissen zweier Radarme ($F F_1$ Fig. 23), welche die Verbindung des Kurbelstückes mit dem Kranze vermitteln. Eine Lochung des Stückes in der Mittellinie $a\,b$ findet nicht statt, indem man vorzieht, das Kurbelzapfenloch

Fig. 21.

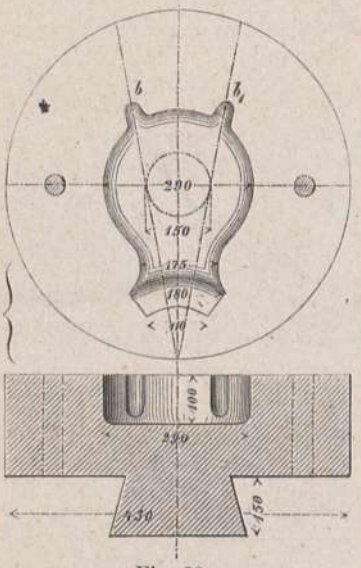
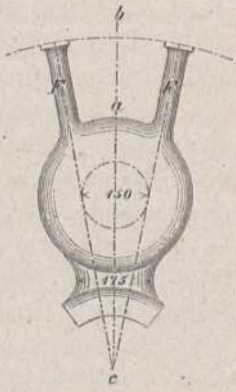


Fig. 22.

Fig. 23.



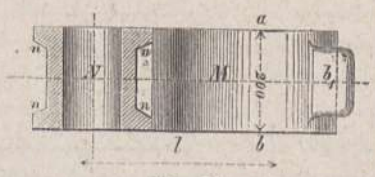


Fig. 24.

später auf der Drehbank (resp. Specialmaschinen) vollständig auszubohren, um die mechanische Kurbellänge (Radcentrum bis Zapfencentrum) präcis auf den halben Kolbenhub l ajustiren zu können.

Die letzte Operation in der Fabrikation der Kurbelstücke bildet das Anschweissen der Radarme $F F$ (deren gewöhnlich zwei sind) an die Ansätze $b\,b_1$, und das Stück ist alsdann zum Eintritt in das Radganze fertig. Es ist dabei völlig gleichgültig, ob der Kranz nach der Segmentmethode hergestellt wird (in welchem Falle die Arme die oben beschriebenen angeschweissten Segmente besitzen müssen), oder ob (wie Fig. 23 voraussetzt) ein selbsständiger Kranz in Anwendung kommt, in dessen Ausschnitte die entsprechend gestalteten Armenenden eingreifen (System Biquet).

Zu den fernerweiten accessorischen Bestandtheilen des Locomotivrades gehören bekanntlich die Gegengewichte, die entweder, zwischen Platten verschraubt, in die Speichenräume des betreffenden Peripherietheiles eingesetzt werden, oder als mit dem Radgestelle ein Ganzes bildend auftreten, in welchem Falle sie mit den Armen, resp. direct mit der Nabe verschweisst sind, oder endlich als Arm behandelt, diese letztere mit bilden helfen. Letzteres ist allemal da der Fall, wo das Gegengewicht den ganzen Raum bis zur Nabe erfüllt, ein bei Maschinen mit äusseren Cylindern, kleinen Rädern und vielen Kuppelachsen bekanntlich sehr gewöhnlicher Fall. In Betreff der Fabrikation der Gegengewichte, insofern dieselben Theile des erschmiedeten Ganzen sind, mögen die folgenden Bemerkungen Platz finden.

Die berechnete, oder auf sonst einem anderen Wege gefundene, und auf dem Abstand r vom Radmittel reducirte Gewichtsmasse, wird, mit Rücksicht auf den Ma-

terialverlust beim Schweissen und Schmieden, aus Abfällen paquetirt oder direct aus der Luppe gebildet und zunächst unter Dampfhämmern entsprechenden Gewichtes auf Rechteckform gebracht, dessen Rohdicke gleich ist der Breite des Radkranzes (120^{mm}) und dessen Länge und Höhe natürlich abhängig ist vom erforderlichen Gewichte.

Das auf diese Weise vorgeschmiedete Gegengewicht wird sodann hochkantig in den Radius des Kranzes gebogen. Diese Operation, welche nebenstehende Fig. 25 verdeutlicht, erfolgt unter dem Dampfhammer durch Aufhalten des massiven schmiedeeisernen Cylinders A, auf dem gusseisernen Ambose B, dessen Concavität $a\,b\,c$ nach dem Radius r des betreffenden Radkranzes geformt ist. Die Rolle A wird dabei vom Schmiedemeister geführt und die Krümmung des Stückes so lange fortgesetzt, bis die Unterkante ac mit abc auf allen Punkten in gleichmässigen Contact getreten ist. Ist dies erreicht, so wird das Stück flach gelegt und unter dem Hammer mit gerader Bahn, auf geradem Ambose, so lange bearbeitet, bis alle Deformationen der seitlichen Parallelflächen verschwunden sind, und zugleich die unter der ersten Operation in Folge des Verticaldruckes etwas vermehrte Dicke wieder auf den ursprünglichen Werth von 120^{mm} reducirt ist.

Fig. 25.

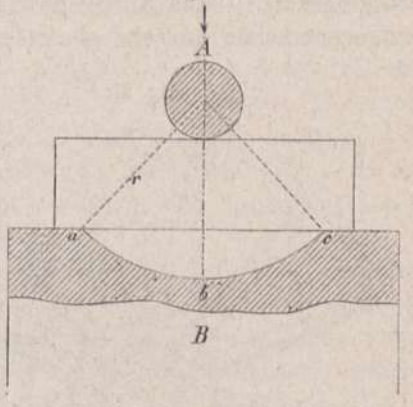


Fig. 26.

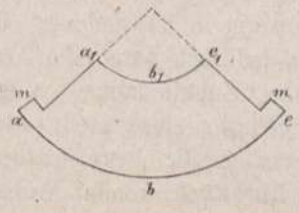


Fig. 27.

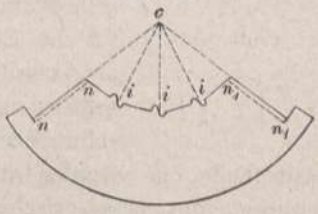
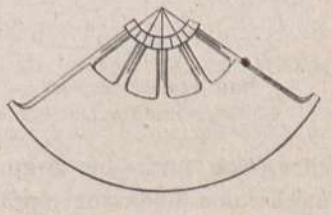


Fig. 28.

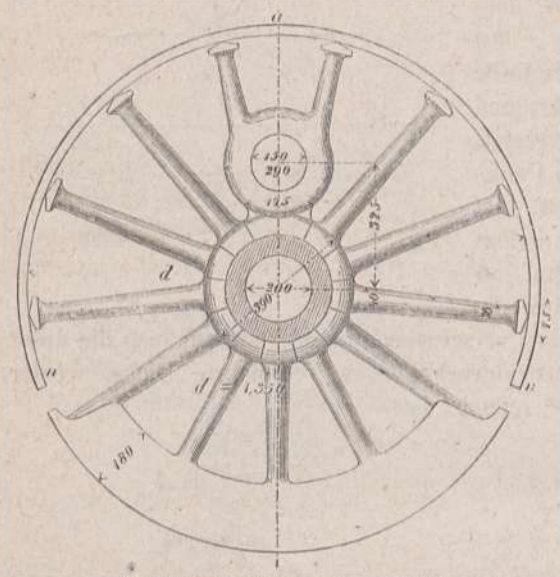


Das fertige Gegengewicht besitzt alsdann die in Fig. 26 gezeichnete Form, worin die durch besondere Schmiedearbeit hergestellten Ansätze $m\,m$ als Schweissungsstutzen, behufs späterer Verbindung (Verschweissung) mit dem Radkranze dienen, indem die convexe Begrenzung $a\,b\,c$ des Stückes mit dem äusseren Umfange des Radkranzes correspondirt. Ingleichen müssen die concaven Seiten $a_1\,b_1\,c_1$ der Gegengewichte (vergl. Fig. 27) mit Schweissungsstutzen zur Aufnahme derjenigen Anzahl von Radarmen in der Schmiede versehen werden, welche dem Peripherietheile entsprechen, den das Gegengewicht einzunehmen bestimmt ist. Kommen also beispielsweise 5 Arme auf den Peripheriantheil des Gegengewichtes (wie Fig. 28 darstellt), so wird man die zwei Randnuthen $n\,n$ und $n_1\,n_1$ für die Radarme $n\,n\,c$ und $n_1\,n_1\,c$ herstellen müssen und ausserdem die Auftreibungen $i\,i\,i$ mit den benachbarten entsprechenden Vertiefungen (vergl. Fig. 27), behufs Verschweissung mit den drei Mittelarmen $i\,c$. Alle diese Nacharbeiten geschehen mittelst Handhämmern und bei offenen Schmiedefeuern, die bekanntlich den Vortheil gewähren, dass sie von allen Seiten zugänglich und Ertheilung beliebiger Partialhitzen ermöglichen, gegenüber dem Ofenbetriebe, wo natürlich stets nur Totalhitzen gegeben werden.

Ist das Gegengewicht in der beschriebenen Weise vorbereitet, so werden die zugehörigen, fertig ajustirten Arme einer nach dem andern angeschweisst und das Stück ist dann fertig zum Eintritt in den Radstern, wobei es ganz als Arm behandelt wird.

Bei der Zusammenstellung der Radelemente behufs Schweissung des Centrums, ist bei den Trieb- und Kuppelrädern zu berücksichtigen, dass — äussere Cylinder vorausgesetzt — das Kurbelstück in Beziehung zum Gegengewichte auf die diametral entgegengesetzte Radseite placirt werden muss, wobei noch als wesentlich hervorgehoben werden muss, dass man, falls man nicht nach der Segmentmethode arbeitet, sondern selbstständige Radkränze anwendet, in denen die Armenenden verschweisst werden, das interimistische Ringstück *n n n* (vergl. Fig. 29) in den Pressring einzuführen hat. Das Ringstück, aus Walzeisen zusammengebogen, besitzt die Dicke des definitiven Radkranzes, vermindert um den Betrag der Eingriffstiefe der Arme. Um das Ganze denke man sich nun erst den oben erwähnten provisorischen Pressring gelegt und sodann wie gewöhnlich verfahren, wobei es durchaus keinen Unterschied macht, ob eine selbstständige vorgeschmiedete Nabe für das Centrum in Anwendung, oder ob dasselbe lediglich durch die Arme selbst unter Zuhülfenahme aufgeschweisster Platten hergestellt wird. Arbeitet man nach der Segmentmethode, so werden natürlich die Segmentstücke als solche den Radkranz repräsentiren, das provisorische Ringstück kommt alsdann in Wegfall und es werden die sämmtlichen Segmente sammt Gegengewicht unmittelbar vom provisorischen Manövrirringe umschlossen und während der Arbeit zusammengehalten.

Fig. 29.



Radsterndurchmesser = $1^{m},350$.
(Fertiger Raddurchmesser = $1^{m},400$).

Die sonstigen Ajustirarbeiten, die nach erfolgter Schweissung des Radcentrums noch vorgenommen werden müssen, sind nicht verschieden von denen der schmiedeeisernen Waggonräder, weshalb auf das betreffende Capitel des zweiten Bandes dieses Handbuches verwiesen wird. Die Behandlung auf den Drehbänken erstreckt sich beim Locomotivrade zunächst auf das exacte Abdrehen der Peripherie (auf den genauen Innendurchmesser der Bandage), auf das seitliche Drehen der Stirnflächen (Plandrehen), weshalb die Rohkranzbreite, da auf jede Stirnseite eine Drehung kommt, 10^{mm} mehr zu betragen hat, als die Ajustirbreite. Ingleichen werden die Nabenstirnen und die Flächen der Gegengewichte sorgfältig gedreht, die Nabe centrisch ausgebohrt etc., und bedient man sich für alle diese Arbeiten entsprechend kräftig construirter Drehbänke mit nur einer Planscheibe, indem jedes Rad für sich allein behandelt wird.

§ 12. Von den Locomotivradbandagen. — In Betreff des Materials der Locomotivradbandagen, deren Fabrikation bereits bei Gelegenheit der Waggonräder eingehend abgehandelt wurde, gilt im Allgemeinen genau dasselbe, was bereits bei

Gelegenheit des Achsenmaterials hervorgehoben wurde. Als Material der Bandagen dient Eisen, Feinkorneisen oder Puddelstahl, und in neuester Zeit durchgängig Gussstahl, indem der Standpunkt der Bandagen aus gewöhnlichem Eisen etc. (also geschweisster Bandagen) heute als überwunden zu betrachten ist, insbesondere aber für die Locomotivradbandagen, indem das genannte Material — trotz seiner unverkennbaren Tugenden — doch in Folge seiner zu grossen Weichheit und geringen Widerstandsfähigkeit überhaupt, einer zu raschen Abnutzung unterworfen ist. Man giebt daher bei der heute soweit vorgeschrittenen Entwickelung der Schmiede- und Walzprocesse den ungeschweissten Gussstahlbandagen — im hydraulischen Walzwerk aus geeignet vorgeschmiedeten und gelochten Gussstahlblöcken erwalzt — ganz allgemein den Vorzug, womit indessen keineswegs ausgeschlossen, dass man für gewisse Fälle die Anwendung eiserner Bandagen vorzieht, insbesondere für Bremsräder, die indessen gerade bei Locomotiven wenig in Frage kommen, wenn von den Tendermaschinen abgesehen wird.

Neuere Zusammenstellungen für die auf grösseren Bahncomplexen mit Bandagen verschiedenen Materiales erzielten Leistungen in Bezug auf die Dauer derselben, liegen gegenwärtig nicht vor; als neuestes Referat in Betreff der Gussstahlbandagen kann jedoch die Beantwortung der für die V. Versammlung der Techniker Deutscher Eisenbahnverwaltungen aufgestellten Frage dienen, nämlich:

»Welche Erfahrungen sind über Gussstahlbandagen bei gebremsten Wagen- und Tenderrädern gemacht, und sind zu diesem Zwecke Bandagen aus Tiegelgussstahl, Bessemerstahl oder gute eiserne und Puddelstahlbandagen vorzuziehen?«

Die Beschlussfassung auf diese Frage lautet:

»Das Feinkorneisen hat zu Bremsrädern die geringste Dauerhaftigkeit, wird aber von einigen Verwaltungen für sicherer gehalten.

Der Puddelstahl ist dauerhafter, aber leicht zu Langrissen und Brüchen an der Schweissstelle geneigt.

Der Tiegelgussstahl steht in Bezug auf lange Dauer voran, härtet sich aber leicht im Gebrauche und erhält bei unvorsichtigem Bremsen, wenn dabei die Räder lange festgestellt werden, flache Stellen, durch deren Wegdrehen seine Verwendung für gewöhnliche Bremsen relativ theuer wird. Der Bessemerstahl wird im Gebrauch nicht so leicht hart, ist billiger und scheint auch, nach den bis jetzt gemachten Erfahrungen, dem Tiegelgussstahl bezüglich seiner Dauerhaftigkeit nicht viel nachzustehen. Die Bandagen müssen jedoch ohne Schweissung aus einem Stück durch Lochen und Ausschmieden hergestellt sein.«

Wir bemerken hierzu, dass die oben citirte Frage von 36 Verwaltungen beantwortet wurde, von denen 11 sich für Bandagen aus Eisen oder Puddelstahl aussprachen; 11 andere Verwaltungen sind der Ansicht, dass für alle gebremsten Räder Gussstahl vorzuziehen sei; 7 Verwaltungen hatten ungeschweisste Bessemerbandagen eingeführt und erhofften damit gute Resultate, während 11 Verwaltungen im Allgemeinen Eisen- oder Puddelstahlbandagen gebrauchen, für Tenderräder aber Gussstahlbandagen vorziehen.

Hieraus scheint hervorzugehen, dass überall da, wo es sich um starke Abnutzung handelt, also um gebremste Bandagen, schon damals (1871) dem Gussstahle der Vorzug gegeben wurde, mochte derselbe den Namen Tiegelstahl führen, oder auf dem Wege des Bessemerverfahrens entstanden sein, ein Nachweis, der die tiefsten

Kenner in Verlegenheit bringt, jedenfalls nicht leicht zu führen ist und in der Regel wohl nur durch die Analyse entschieden werden kann, da sich herausgestellt hat, dass der wirkliche »Tiegelstahl« immer einen weit höheren Siliciumgehalt besitzt als der Bessemerstahl. [21]

Die Dimensionen der Locomotivbandagen unterscheiden sich von denen der Waggonbandagen zunächst (für gewöhnlich) durch den grösseren Durchmesser, sowie durch den (stets) grösseren Querschnitt des Ringes, während die Profilirung im Wesentlichen dieselbe bleibt. Fig. 30 (p. 671) stellt den Ringquerschnitt einer Locomotivbandage in der heute gebräuchlichen Form und speciell in denjenigen Abmessungen vor, wie dieselben für die Locomotivbandagen seitens der Belgischen Staatsbahn zur Zeit definitiv adoptirt sind, hervorgegangen aus einer Reihe langjähriger praktischer Erfahrungen. [22]

---

[21] Abgesehen vom Material werden jedoch auf die Dauer, d. h. Leistungsfähigkeit noch eine Reihe anderer Umstände einwirken, zu denen vor Allem die Belastung des Rades, die Geschwindigkeit und die Function der Bandage (ob Lauf-, Trieb- oder Kuppelrad) zu rechnen sein dürften, sowie der Umstand, ob die Bandage gebremst wird, wie dies bei den Tendermaschinen der Fall ist. Der Contact zwischen Rad und Schiene kann in Folge der entgegengesetzten Krümmungen der Berührungsflächen theoretisch nur in einem Punkte stattfinden; in der Praxis muss jedoch in Folge der Belastung eine Compression beider Berührungspunkte entstehen, welche eine segmentartige Abplattung, mithin die Bildung einer Auflagefläche involvirt, schon als Folge der natürlichen Elasticität und Weichheit jeder Materie. Die Auflagefläche an sich wird daher um so grösser, je grösser die Belastung. Bei Rädern mit kleinen Durchmessern ist aber die Segmenthöhe der Abplattung (unter sonst gleichen Umständen) grösser, als bei solchen mit grossem Durchmesser und hieraus folgt, dass die Leistung grosser Räder günstiger ist als die der kleinen. Wird durch Abplattung der Contactpunkte die Elasticitätsgrenze des Materials überschritten, eine in der Praxis sehr gewöhnliche Erscheinung, so entstehen in Folge der Kaltstreckung Abschuppungen in der Lauffläche, die sich als feine Metallblättchen deutlich erkennen lassen und die fortschreitende Deformation des Ringprofiles genügend erklären. Da ferner die gebremsten Räder nicht selten zum Stehen kommen, so müssen hierdurch, in Folge des Schleifens, grössere Abplattungen der Lauffläche entstehen, deren Ajustirung auf den Drehbänken viel Material kostet, die Gesammtdauer der Bandage mithin entsprechend herabzieht, während nicht gebremste Räder rund bleiben, weshalb ihre Ajustirung mit minderem Materialverluste von statten geht. Auch die Geschwindigkeit des rotirenden Umfanges influirt insofern auf die Abnutzung, weil mit jener das Moment der Stösse wächst, welche durch die Schienenverbindungen bedingt werden, auch muss, in Folge naturgemässer Wechselwirkung, mit zunehmender Geschwindigkeit die Zerstörung der Schiene eine rapidere werden. Aus diesen Betrachtungen über die Function der Bandagen wären die richtigen Grundlagen für die Garantieverhältnisse abzuleiten.

[22] Die technischen Vereinbarungen des Vereins D. E. V. enthalten in Betreff der Locomotivbandagen etc. die nachfolgenden Bestimmungen:

§ 159. Die Breite der Radreifen soll bei Locomotiven und Tendern nicht unter 130^{mm} und nicht über 150^{mm} betragen.

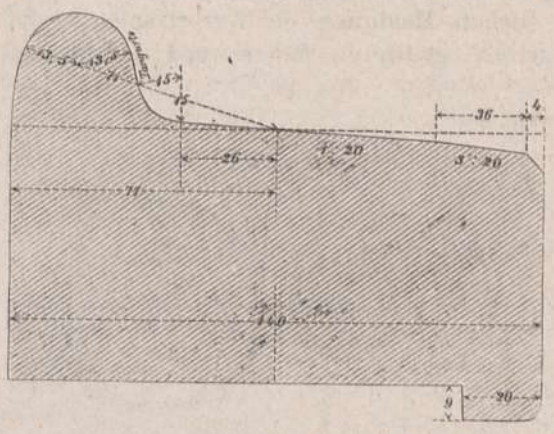
§ 160. Sämmtliche Räder müssen mit Spurkränzen versehen sein. Die Höhe der Spurkränze darf, von der Oberkante der Schienen gemessen, bei mittlerer Stellung des Rades im Zustande der grössten Abnutzung nicht mehr als 35^{mm} und nicht weniger als 28^{mm} betragen.

§ 161. Der Spielraum für die Spurkränze (nach der Gesammtverschiebung der Achse an dieser gemessen) darf nicht unter 10^{mm} und auch bei der grössten zulässigen Abnutzung nicht über 25^{mm} betragen. Nur bei den Mittelrädern sechsrädriger Locomotiven ist ein Spielraum (bei übrigens gleichem lichten Abstande zwischen den Rädern) bis 40^{mm} zulässig.

§ 162. Die geringste noch zulässige Stärke der Radreifen bei Locomotiven und Tendern soll betragen: für Eisen 22^{mm}, für Stahl 19^{mm}, und zwar an der Stelle gemessen, wo das Mittel vom Angriff der Bahnschiene den Radreifen berührt.

Das Aufziehen der Locomotivbandagen auf die ajustirten Radkörper ist im Princip dasselbe, wie bei den Waggonrädern, weshalb, um Wiederholungen zu vermeiden, auf das betreffende Capitel II des zweiten Bandes § 20 dieses Handbuches verwiesen werden muss, wo dieser Gegenstand ausführlich abgehandelt wurde.

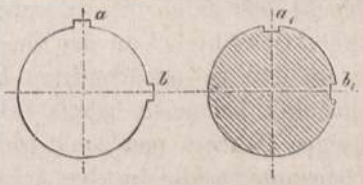
Fig. 30.



Bandagen für Locomotiv- und Tenderräder.

§ 13. Ajustirung der Locomotivräder. — Dem Aufziehen der Räder auf die Achsen hat auch hier die Ajustirung der Nabe auf den genauen Durchmesser der Achse vorherzugehen. Es geschieht dies durch Ausdrehen des Nabenloches auf den Drehbänken nach erfolgter sorgfältigster Centrirung, wobei die Nabe genau cylindrisch auf den Durchmesser des cylindrischen Achsenschenkels gedreht wird, und zugleich dem Lochrande an der Nabenrückseite eine Abfasung (Erweiterung) auf bestimmte Länge ertheilt wird, behufs Ermöglichung des Eintrittes des cylindrischen Schenkels bei der späteren Behandlung unter der hydraulischen Presse.

Fig. 31. Fig. 32.



Die ajustirte Nabe wird an einer oder an zwei Stellen mit Keilnuthen a und b versehen, die unter 90° auseinanderliegen. Ganz dem entsprechend erhält auch der betreffende Achsentheil die Keilnuthen a^1 und b^1 (siehe Fig. 31 und 32). Die Herstellung der Keilnuthen in der Nabe erfolgt unter der Verticalhobelmaschine, deren Werkzeug stets die volle Nuthbreite hobelt.

Die in die Nuthen einzuführenden Keile müssen aus feinstem Stahl sein, mit planirten und sorgfältigst polirten parallelen Begrenzungsflächen des Prismas; sie müssen genau den Querschnitt der zusammengehörigen zwei Nuthen ($a + a^1 = b + b^1$) besitzen. Ihr Eintreiben geschieht, nach vorheriger Benetzung mit etwas Oel gleichfalls unter hydraulischem Drucke, nach erfolgter Aufpressung der Räder auf die Achsen, wozu ein Druck von 100—150 Atm. gehört. Man hat dabei natürlich Sorge zu tragen, das Rad so vor die Achsenstirn zu bringen, dass die Keilnuthen $a a_1$ und $b b_1$ (in Nabe und Achse) correspondiren. Ist dies eingeleitet, so kann man die weitere Führung mit dem Keile selbst fortsetzen, indem man ihn schon bei Beginn des Aufpressens der Räder in die Nuth provisorisch eintreibt. Das schliesslich vorstehende Keilstück (etwa die Hälfte seiner Länge betragend), wird sodann ebenfalls

---

Und ferner:

§ 165. Der lichte Abstand zwischen den Rädern (innere lichte Entfernung zwischen den beiden Radreifen) soll in normalem Zustande $1^m,360$ betragen. Eine Abweichung bis zu 3^{mm} über oder unter diesem Maasse ist zulässig.

hydraulisch nachgepresst (wozu ein Druck von 60—80 Atm. hinreicht), schliesslich abgemeiselt und sauber befeilt, so dass keine Spur in Wellen- und Nabenstirne sichtbar bleibt.

Behufs Montirung der Kurbelzapfen in die Kurbelnaben ist zunächst das Nabenmittel (N) genau zu fixiren, und sodann auf der Kurbeloberfläche die Achsenlinie NC der Kurbel zu traçiren und sorgfältig anzukörnen. Vergl. Fig. 33. Alsdann hat man vom Mittel N den halben Kolbenhub n (z. B. $n = 325^{mm}$ = mechanische Länge der Kurbel) auf die Achsenlinie aufzutragen, um sofort den Punkt C, das Mittel des Kurbelzapfens zu erhalten.

Fig. 33.

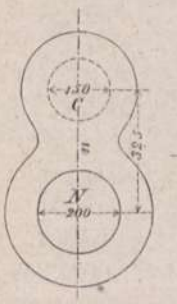
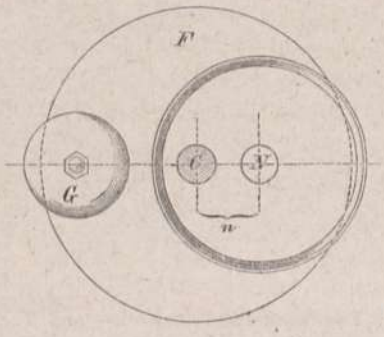


Fig. 34.



In C wird sodann die erforderliche Ausbohrung auf den genauen Durchmesser (d) des Kurbelzapfens vorgenommen (z. B. $d = 150^{mm}$), wozu man sich der gewöhnlichen Raddrehbank bedienen kann (falls Specialmaschinen nicht zu Gebote stehen), doch so, dass der Punkt C als Radmittel angesehen wird und demgemäss in den Mittelpunkt der Planscheibe F zu liegen kommen muss (vergleiche Fig. 34). Selbstverständlich ist das durch die Excentricität gestörte Gleichgewicht durch Anwendung entsprechender Gewichte G an der Gegenseite der Planscheibe auszugleichen.

Die auf ihre Achsen montirten Räderpaare werden, wie die Waggonräder, auf Doppeldrehbänken behandelt behufs Feindrehung der Bandagenumfänge nach den vorschriftsmässigen Calibern und somit gleichzeitiger Ertheilung eines mathematisch gleichen Durchmessers beider an der Achse befindlichen Räder, gemessen in der Lauffläche d. h. im Contactringe zwischen Rad und Schiene. Auf der erwähnten Doppeldrehbank wird zugleich der innere Abstand der Bandagenebenen controlirt und auf das genaue Maass gebracht ($1^{m},360$), wozu man sich geeigneter Caliber bedient.

In Betreff der Fabrikationskosten der Räder und deren Zubehör dürften einige Bemerkungen am Platze sein, wobei wir uns in der Hauptsache auf die zu Seraing in Belgien gültigen Normen beziehen werden.

A. Schmiedekosten (nach System Biquet):

1. Für das Erschmieden einer Nabe 5 Frcs. pro Stück.
2. Für das Erschmieden der Radspeichen 3 Frcs. pro Kilo.
3. Für die Schweissung der Nabe mit den Armen 5 Frcs., für gewöhnliche Räder, und für Räder mit Kurbelnaben und Gegengewichten bis zu 10 Frcs. pro Rad. Letzteres in dem Falle, wenn das Gegengewicht den Raum bis an die Nabe gänzlich ausfüllt.
4. Schweissung der Arme im Kranze (Vorschweissen und Vollendschweissen inbegriffen) 1 Frc. 50 Cent. pro Arm.
5. Das Ausstossen der Einschnitte des Radkranzes behufs Aufnahme der Radarme (unter Verticalhobelmaschinen) — Frc. 0. 15 pro Arm.
6. Das Richten der Arme 8 Frcs. pro Meter Raddurchmesser (oder Meterbruch).

B. Drehkosten. Man zahlt für das Abdrehen eines Rades 3 Frcs. 50 Cent. pro Meter (oder Meterbruch) Durchmesser und ausserdem 1 Frc. für jeden Fuss (oder begonnenen Fuss) Mehrdurchmesser.

C. Bandagenaufziehen. Zahlung 1 Frc. pro Bandage, gleichgültig welcher Durchmesser, wofern das Anwärmen der Bandagen ohne Anwendung von Separatöfen, sondern mit Hülfe des gewöhnlichen Schmiedefeuers erfolgt.

Die Verkaufspreise der geschmiedeten und gedrehten Räder ohne Bandage sind für Waggons — Frc. 60 Cent. pro Kilo; für Tender- und Laufräder — Frc. 80 Cent. und für Locomotivräder mit Gegengewicht und Kurbel — Frc. 95 Cent. pro Radkilometer.

D. Ajustirkosten.

1. Bemeiseln der Radarme, Sauberfeilen der Hohlkehlen etc. 2 Frc. pro Rad.

2. Aufpressen. Für das Aufziehen eines Locomotivräderpaares vermittelst hydraulischer Presse, incl. das Placiren der Kurbelzapfen 24 Frc. pro Räderpaar (Satz), für die stärksten Räder bis zu 26 Frc. pro Satz.

3. Fertigmachen der Räder. Für das Abdrehen der Bandage, das Ausbohren der Nabe und das Abdrehen der beiderseitigen Stirnflächen der Nabe 12 Frc. pro Rad, und bei Benutzung der Doppeldrehbank 30 % weniger.

4. Für das Abdrehen der Gegengewichte, auf beiden Seiten in der Radebene 4 Frc. pro Rad.

5. Für das Aushobeln der Keilnuthen, 2 Stück pro Radnabe 1 Frc. 50 Cent. pro Rad; 4 Stück pro Achse 2 Frc., die Benutzung der Special-Keilnuthhobelmaschine vorausgesetzt, welche die volle Nuthbreite hobelt.

6. Abdrehen der Achsen. Für Abdrehen der Locomotivachsen aus Bessemerstahl gelten folgende Preise: Die geraden Triebachsen 16 Frc. pro Stück; Kuppel- und Laufachsen 12 Frc. pro Stück, also pro dreiachsige Maschine eine Achse zu 16 Frc. und zwei Achsen zu 12 Frc. Für die Ajustirung der Kurbelachsen (Kropfachsen) wird gezahlt

a) das Abdrehen 75 bis 90 Frc.,
b) das Planiren der beiden Kurbeln 30 Frc.,
c) das Abfasen der Kurbeln und Vollenden 10 Frc.

7. Sicherheitsbolzen. Für das Bohren und Fraisen von 6 Löchern am inneren Radumfange (zwischen den Speichen) behufs Aufnahme der Sicherheitsbolzen und Placiren der letzteren 2 Frc. 75 Cent.; das Loch, welches durch das Gegengewicht gebohrt wird 1 Frc. 25 Cent.

8. Kurbelzapfen. Das Abdrehen derselben und Fertigmachen behufs Einpressung kostet pro Locomotive (Sechskuppler) vorausgesetzt:

2 Zapfen à 3 Frc. 80 Cent. } (Kuppelachsen),
2 Zapfen à 4 Frc. — }
2 Zapfen à 6 Frc. — (Triebachse).

Das Abmeiseln der Zapfenenden auf der Rückseite des Rades (incl. Befeilen und Saubermachen der Fläche) kostet ausserdem — Frc. 75 Cent pro Zapfen.

9. Ausbohren der Zapfenlöcher. Das Ausbohren, Centriren und Feinausdrehen der Zapfenlöcher in den Radkurbeln kostet für ein Triebräderpaar bei der Bohrung:

a) auf 5 Zoll engl. Durchmesser und $7\frac{1}{2}$ Zoll engl. Länge, incl. Abfasung der scharfen Kanten 8 Frcs. pro Räderpaar;

b) für Bohrungen auf $3\frac{5}{8} \times 7\frac{1}{2}$ Zoll engl. 5 Frc. — Cent.
für Bohrungen auf $3\frac{5}{8} \times 6$ Zoll engl. 4 Frc. 25 Cent,

pro Räderpaar (Kuppelachsen).

10. Ajustirung der Wellenstirnen. Die Eintheilung der Locomotivachsen behufs Vorzeichnung der Keilnuthen, sowie die Ajustirung der beiden Stirnenden der Welle, d. h. nur Abschlagen der Drehzapfen und Befeilen der Flächen, kostet 1 Frc. pro Achse.

In Betreff der Montirung und Ajustirung der Tenderbestandtheile, die von nicht minderem Interesse sein dürften, als die der Locomotive, werden den vorstehenden Angaben noch die nachfolgenden beigefügt.

1) Abdrehen der Räder incl. Bandage 6 Frc. pro Rad.
2) Herstellung der Keilnuthen:
a. in der Nabe, 2 Stück, 1 Frc. 50 Cent. pro Rad,
b. in der Achse, 4 Stück, 2 Frc. pro Achse.

Theilung für die Keilnuthen und Abhauen der Drehenden 1 Frc. pro Achse.

3) Abdrehen der Tenderachsen aus Bessemerstahl 5 Frc. 50 Cent. pro Achse.
4) Aufpressen der Räder auf die Achsen 11 Frc. pro Räderpaar (Satz).
5) Bemeiseln und Befeilen der Radnaben und Speichen (an gewissen Stellen, wo der Dreher nicht hingelangen kann), 2 Frc. pro Rad.
6) Kosten der Planirarbeiten. Planiren der Stahlkeile für Achsen und Naben, über-

haupt gültig für alle Planirflächen, die auf den Feinhobelmaschinen herzustellen sind, — Frc. 75 Cent. pro 100 Quadratzoll engl.

7) Abhauen und Befeilen der Keilenden (4 Stück) nach erfolgter Montirung 2 Frc. pro Räderpaar; wobei zu bemerken, dass das Eintreiben der vier Keile unter »Aufpressen der Räder« mit inbegriffen ist und daher nicht besonders bezahlt wird.

8) Kosten der Rahmenjustirung. Die Ajustirung der Tender-Rahmen, d. h. eines Langträgerpaares mit 6 completen Lagern und sonstigem Zubehör 125 Frc.

9) Montirung eines completen Bremsapparates 75 Frc.

10) Tendermontirung (Verbindung des Wasserkastens mit dem Gestell und Fertigmachen desselben bis zur Unterstellung der Achsen) 266 Frc.

11) Montirung des Kupplungsapparates zwischen Tender und Maschine 4 Frc.

12) Montirung des Zugapparates zwischen Tender und Wagen 3 Frc. 50 Cent.

13) Montirung eines Tenderventiles 4 Frc. 50 Cent. etc.

Wenn diese Angaben auch anderwärts nicht zutreffen, sondern, je nach Zeit und Ort, nothwendiger Weise gewissen Modificationen unterworfen sein müssen, so sind die Unterschiede doch nicht wesentlich, weshalb obige Zahlen als Anhaltspunkte immerhin von Wichtigkeit bleiben.

Als Beleg für die Beschaffung und Fabrikation schmiedeeiserner Locomotivsternräder mögen die nachfolgenden Bestimmungen des Bedingnissheftes der Belgischen Staatsbahnen hier in aller Kürze auszugsweise Platz finden. Die bezüglichen Vorschriften lauten in Betreff der Räder der Güterzugmaschinen (Sechskuppler):

1) Die Räder bestehen aus geschmiedetem Eisen bester Qualität aus einem einzigen Ganzen. Sie müssen genau nach den Dimensionen der Zeichnung gearbeitet sein, ohne die geringste Abweichung im Durchmesser. Der Durchmesser des Radkranzes muss, nach Entfernung der Bandage, betragen:

für die Triebräder $= 1^{m},324$,
für die Kuppelräder $= 1^{m},324$.

2) Kein Theil des gedrehten Radkranzes darf Stellen zeigen, wo das Werkzeug nicht in Contact gekommen.

3) Die Bandagen bestehen aus Bessemerstahl, ohne Schweissung, und sind auf allen Flächen gedreht. Sie besitzen eine Dicke von 63^{mm} im Contactkreise derart, dass alle Räder in diesem Kreise $1^{m},450$ Durchmesser besitzen.

Die Bandagen werden heiss aufgelegt und besitzen auf jeder Achse $1^{m},355$ Entfernung, gemessen zwischen den Innenseiten der Bandagen. Die Zahl der Sicherheitsbolzen pro Rad soll gleich sein der Hälfte der Radspeichen $[n]$.[23]) Die Bolzen bestehen aus hartem Feinkorneisen.

4) Die Räder werden mit hydraulischem Drucke von wenigstens 80000 Kilo auf die Achsen gepresst. Die Naben müssen zuvor innen polirt werden. Die Keile sind aus Stahl, vollkommen gerade und mit scharfen Kanten.

§ 14. Garantie- und Beschaffungsverhältnisse der Locomotiv-Radsätze. — Was zunächst die Bandagen, als Gegenstände der directen Abnutzung, anbelangt, so wird seitens der meisten Directionen nicht nur eine bedeutende Härte des Materiales verlangt, damit die Abnutzung sehr klein sei, sondern auch andrerseits eine absolute Widerstandsfähigkeit gegen Bruch gefordert. Die Bruchtendenz ist aber, wie auch bei der Achse, um so grösser je härter und spröder die Natur des Stahles sich erweist, d. h. je höher die Kohlung gebracht werden muss. Leider ist es bis jetzt nicht gelungen ein Achsen- oder Bandagenmaterial zu erzeugen, welches den Anforderungen auf Härte und Bruchwiderstand gleichzeitig vollkommen zu entsprechen im Stande wäre. Sind z. B. die Bandagen gehörig weich und folglich gegen Bruch vollkommen widerstandsfähig, so sind sie indessen gegen Abnutzung um so empfindlicher und müssen daher in verhältnissmässig kurzen Zeiträumen auf die Drehbank behufs

[23]) Da im vorliegenden Falle $n = 14$, so sind 7 Bolzen im inneren Radumfange anzuordnen.

Wiedererertheilung der verlorenen Conicität. Sind die Bandagen hingegen aus einem sehr harten Stahl gefertigt, so widerstehen sie selbst sehr mässigen Ansprüchen unter der Fallprobe nicht, zeigen aber im Betriebe eine grosse Widerstandsfähigkeit gegen Abnutzung, gelangen also selten auf die Drehbank. Man sieht also wohl, dass es unter solchen Umständen Sache der Praxis ist, die richtige Mitte zu halten.

Mit der Einführung des Gussstahles als Achsen- und Bandagenmaterial glaubte man anfangs ein in beiden Richtungen gleich vollkommen zuverlässiges Material gefunden zu haben, doch lehrte die Erfahrung bald, dass dies nicht der Fall sei. Hieraus gingen die Schwierigkeiten hervor, welche seitens der Fabrikanten bei der Garantiefrage erhoben wurden, Schwierigkeiten, welche bei den alten Eisenbandagen gar nicht in Frage kamen, aus dem einfachen Grunde, weil das Eisen (Feinkorn und Puddelstahl natürlich inbegriffen), so scharfe Contraste in Bezug auf Härte und Zähigkeit überhaupt nicht darbietet. Beide Eigenschaften sind im Eisen — wenn auch in absolut geringer Proportion — eben in höherem Grade gleichzeitig vereinigt als beim Gussstahl.

Bei Garantieforderung sollte seitens der Directionen principiell jede officielle Probe ausgeschlossen bleiben, damit der Fabrikant in der Wahl des Materiales (Kohlenstoffgehalt des Stahles, Modus der Fabrikation etc.) ganz frei sei, denn nur dann, wenn ihm in dieser Hinsicht keinerlei Vorschriften auferlegt werden, kann vernunftgemäss von Seite des Fabrikanten eine wirklich rationelle Garantie eingegangen werden, die ausschliesslich im Interesse der Bahnen liegt.

Der Garantiemodus kann ein sehr verschiedener sein, indem sich die Haftpflicht entweder auf eine bestimmte Dauer, also auf die Dienstzeit im Ganzen erstreckt, oder auf den durchlaufenen Weg, also auf eine bestimmte Umdrehungszahl; oder endlich auf eine bestimmte, nach Durchlaufung eines gewissen Weges noch verbleibende (garantirte) Materialstärke der Bandagen. Zuweilen wird die Haftpflicht auf Bandagen auch in der Weise geleistet, dass ein gewisser Zeitraum bis zur erstmaligen Abdrehung garantirt wird, und dass alle Stücke, welche vor Ablauf dieser Frist auf die Drehbank müssen, entweder gegen Lieferung neuer zurückgenommen werden, oder dass der Direction der Verlust an Zeit und Geld, welcher aus dem Abdrehen erwächst, nach bestimmten Principien vergütet werden muss.

Als Beispiel einer solchen Garantieleistung geben wir im Nachfolgenden die näheren, höchst rationellen Bestimmungen, welche in Betreff der Satzachsen für Locomotiven seitens der Belgischen Staatbahn den Submittenten auferlegt werden. Dieselben lauten in deutscher Uebersetzung:

Art. 8. Der Fabrikant garantirt die Dienstfähigkeit sämmtlicher Bestandtheile (der Locomotiven) während eines zweijährigen Zeitraumes ab Datum der erfolgten Uebernahme. Eine Ausnahme machen jedoch die Achsen und Bandagen, welche seitens der Fabrikanten auf eine zu durchlaufende Wegstrecke von 150000 Kilometer garantirt werden, inbegriffen die beim Rangirdienste etc. durchlaufenen Strecken, deren jährlicher Betrag im Comptabilitätswesen der Administration die angemessene Berücksichtigung zu finden hat.

Jede Dienstunfähigkeit (mise hors de Service) der Bandagen oder Achsen vor Ablauf von 75000 Kilometer (entsprechend 3 Betriebsjahren), sowie die Dienstunfähigkeit jedes anderen Maschinentheils vor Ablauf zweier Jahre, zieht den unbedingten kostenfreien Ersatz (remplacement pûr et simple) der bezüglichen Stücke nach sich, und zwar werden für Bandagen 6 Wochen, für Räder 8 Wochen, für Kurbelachsen 10 Wochen, für gerade Achsen 6 Wochen etc. als äusserste Ersatzfristen genehmigt. Im Falle der Nichteinhaltung dieser Ersatzfristen unterzieht sich Fabrikant einer Strafe von 2 % des Werthes pro Woche, welche Summe ihm bei Rückzahlung der Caution gekürzt wird.

Für jede Bandage, sowie für jede Achse, welche nach Durchlaufung von 75000 Kilometer dienstunfähig wird, doch ohne 150000 Kilometer erreicht zu haben, ist Fabrikant

zu einem Schadenersatze gleichfalls verpflichtet, jedoch wird dabei die Administration dem Minderwerthe (moins-value) des Stückes Rechnung tragen, und zwar genau nach Maassgabe als die erreichte Leistung sich den garantirten 150000 Kilometern nähert. Hierzu gelten folgende Grundlagen:

1. Für jede Bandage von über $1^m,50$ Durchmesser werden pro tausend Kilometer 1 Frc. 50 Cent. dem Fabrikanten debetirt, und 1 Frc. 40 Cent. für jede Bandage unter $1^m,50$ Durchmesser. Es werde z. B. eine Bandage von $1^m,70$ bei Ablauf von 125000 Kilometer dienstunfähig, so schuldet Fabrikant die Summe von:

$$1{,}90\ (150—125) = 47 \text{ Frc. } 50 \text{ Cent.}$$

Oder ferner, eine Bandage von $1^m.40$ müsse ersetzt werden nach durchlaufenen 110000 Kilometern, so schuldet Fabrikant die Summe von:

$$1{,}40\ (150—110) = 56 \text{ Frc.}$$

Per Achse werden 8 Frc. pro tausend Kilometer dem Fabrikanten debetirt. Wird z. B. eine Achse nach Durchlaufung von 125000 Kilometer ausrangirt, so schuldet Fabrikant $8 \times 25 = 200$ Frc. Bruchtheile von tausend Kilometer werden nicht berücksichtigt; wenn daher z. B. eine Achse mit 120760 Kilometer dienstunfähig ist, so werden nur 120000 angenommen, und es schuldet demnach Fabrikant die Summe von 240 Frc.

Diese Summen sind in baarem Gelde an die Administration zu entrichten.

Als »dienstunfähige« Stücke werden alle diejenigen erachtet, welche Brüche erleiden, oder sonst wie als fehlerhaft erkannt sind, so dass sie ausser Betrieb gesetzt werden müssen. Als dienstunfähig werden ferner alle diejenigen Bandagen erachtet, die nicht mehr als 30^{mm} Dicke in der Lauffläche besitzen, sowie alle diejenigen, welche nach durchlaufenen 25000 Kilometer schon eine Abnutzung von mehr als 5^{mm} in der Lauffläche zeigen.

Endlich werden alle diejenigen Achsen als dienstunfähig bezeichnet, welche Fehler erweisen, die ihre Wieder-Inbetriebsetzung als bedenklich erscheinen lassen.«

Gegenüber solcher oder ähnlicher dem leistungsfähigen Fabrikanten (denn nur solche können hier in Betracht kommen) auferlegten Garantiebestimmungen erscheinen die herkömmlichen Bandagenproben mindestens zwecklos, wenn nicht sogar schädlich für die Interessen der Bahn, weil der Entwickelung der Fabrikation hinderlich. Will man jedoch die Bandagenprobe aufrecht erhalten, so sollte dieselbe wenigstens auf rationelle Grundlage basirt werden, damit den Verhältnissen, unter denen die Bandage in der Praxis functionirt, bei der Probe wenigstens annähernd entsprochen werde.

§ 15. Von den Scheibenrädern für Locomotiven. — Das Scheibenrad tritt als Locomotivrad im Ganzen, gegenüber den Sternrädern, in sehr beschränkter Anwendung auf und muss der Grund dafür, abgesehen von der Gewichtsvermehrung, wesentlich in dem Umstande gesucht werden, dass es schwierig ist, Räder von einigermaassen beträchtlichem Durchmesser solide aus einem massiven Ganzen darzustellen.

Die Bandage ist bei diesen Rädern, je nach dem gewählten Material, entweder, wie bei den Sternrädern, für sich aufgesetzt oder durch die Fabrikation mit dem Radganzen identisch. Letzteres ist der Fall bei den Hartgussrädern und den Gussstahlscheibenrädern.

Für Locomotiven kommt als Material solcher Scheibenräder Schmiedeeisen, Gusseisen (in Form von Schalen- oder Hartguss), und Gussstahl in Anwendung. Schmiedeeiserne Scheibenräder (doch nicht über 1^m Durchmesser), in Formen sammt Gegengewichten gepresst oder geschmiedet, sind in den letzten Jahren in Belgien für die Tender-Achtkuppler der Lütticher Rampe in Anwendung gekommen. Sie besitzen separat aufgezogene Gussstahlbandagen.

Hartgussräder, als massive Scheiben gegossen, treten vielfach bei kleinen Secundärmaschinen auf, wie dieselben für den Dienst in technischen Etablissements, für Rollbahnen etc. ziemlich allgemein verwendet werden, und zwar für Räder, deren Durchmesser selten 1^m erreicht, in den meisten Fällen aber weit darunter bleibt.

Gussstählerne Scheibenräder, die solidesten dieser Categorie, sind bis jetzt nur auf deutschen Bahnen in Anwendung gekommen und lag in Betreff derselben der Hamburger Technikerversammlung die Frage vor:

»Welche neueren Erfahrungen liegen über Gusstahlscheibenräder für Locomotiven und Wagen vor«?

Aus den Fragebeantwortungen ergab sich in Betreff der Anwendung solcher Räder für Locomotiven als Resumé, dass diejenigen Bahnen, welche eine grössere Anzahl der Räder im Betriebe haben, sich günstig über dieselben aussprechen und hieraus der Schluss zu ziehen sein dürfte, dass die Erfahrungen, welche bis damals mit den Gussstahlscheibenrädern für Güterzug- und Tendermaschinen gemacht sind, ein befriedigendes Resultat ergeben haben.

Das nähere Studium der Referate lehrt, dass nur 7 Bahnen Gussstahlscheibenräder für Locomotiven im Betriebe hatten; sie sind jedoch vorwiegend nur bei Güterzug- und Tendermaschinen für die Trieb- und Kuppelräder in Anwendung, und scheinen sich als Laufräder nicht bewährt zu haben. Die grössten Räder hatte die Oldenburgische Bahn in Verwendung und zwar solche von $1^{m},500$ Durchmesser unter vierrädrigen gekuppelten Maschinen. Brüche solcher Räder, theils gänzliche, theils Einbrüche im Randflantsche werden seitens mehrerer Bahnen citirt, und zwar in Folge blasiger Beschaffenheit an der Bruchstelle. Ob Gussstahlräder häufiger zu Bruch gehen als Gussstahlbandagen, die bekanntlich ebenfalls nicht selten zerspringen, ist zeither nicht constatirt, indem die Anzahl der im Betrieb befindlichen Räder zu gering ist, um zu Schlüssen in dieser Beziehung zu berechtigen.

Nach erfolgter Abnutzung des Laufringes dieser Räder dürfte es sich empfehlen dieselben cylindrisch zu drehen und mit aufgezogenen Gussstahlbandagen zu versehen, und sind wir der Meinung, dass unter Befolgung dieses Principes einer umfassenderen Anwendung der Gussstahlräder die Bahn gebrochen werden könne.

Eine Frage gleicher Tendenz lag auch der Düsseldorfer Versammlung Deutscher Eisenbahntechniker (September 1874) zur Begutachtung vor, nämlich:

»Welche neueren Erfahrungen liegen vor über Gussstahl-Scheibenräder, welche nicht unter Bremswagen laufen?«

auf welche die Beschlussfassung lautete:

»Auch die neueren Erfahrungen über Gussstahl-Scheibenräder, welche nicht unter Bremswagen laufen, lauten im Allgemeinen günstig.«

Speciell wird (es haben sich 19 Verwaltungen an den Fragebeantwortungen betheiligt) seitens der Niederschlesisch-Märkischen Bahn angeführt, dass Gussstahl-Scheibenräder für Locomotiven nicht mehr beschafft würden, die vorhandenen cylindrisch abgedreht und mit Bandagen bezogen; (vergl. weiter oben unsere desfallsigen Ausführungen), während bei den Wagen die Erfahrungen sehr befriedigend lauten. Im Uebrigen spricht man sich nur über die Anwendung der Scheibenräder in Betreff der Wagen aus, und gehen die Urtheile in Betreff dieser ziemlich übereinstimmend dahin, dass die Gussstahlscheibenräder zu den ökonomisch vortheilhaftesten gehören und dass sie in Betreff der Leistung und Sicherheit nichts zu wünschen übrig lassen. Dass einzelne Fälle von Brüchen zumal bei Bremsrädern nicht ausbleiben können, ist wohl eben so wenig zu vermeiden, als die Bandagenbrüche überhaupt. Vor der Verwendung dieser Räder als Bremsräder wird sehr übereinstimmend abgerathen.

In Betreff der Herstellung der Gussstahl-Scheibenräder für Locomotiven sei bemerkt, dass dieselben, wie auch die Waggonräder, in Formen gegossen werden, welche der flüssige Stahl erfüllt. Die aus gebranntem, feingemahlenen feuerfesten Thon angefertigten Erdformen werden vor dem Gebrauch zum Guss in besonders

eingerichteten Oefen sehr sorgfältig getrocknet. Das Formen geschieht, wie auch bei den Wagenrädern, mittelst eiserner Schablonen. Das Einformen der Kurbelnaben an den Locomotiv- Trieb- und Kuppelrädern bietet einige Schwierigkeiten und erfordert daher besondere Sorgfalt der Arbeit.

Nach erfolgtem Guss werden die aus zwei Hälften zusammengeschraubten Formkasten erst gelöst, wenn das Rad entsprechend abgekühlt ist, um es gegen plötzlichen Temperaturwechsel zu schützen, in dessen Folge leicht Schrumpfrisse entstehen.

Die von der Formmasse befreiten Räder werden zunächst durch segmental sich bewegende Meisel oder Kreissägen von den Angüssen befreit und gelangen alsdann in Glühöfen, behufs sorgfältiger Entfernung aller Spannungen, welche sich beim Guss bildeten. Die alsdann folgende mechanische Bearbeitung (Ausbohren der Naben und Zapfenlöcher etc.) geschieht in bekannter, oben bereits eingehend beschriebener Weise.

Die Fig. 17 u. 18 auf Taf. XXXIII führen einige solcher Locomotivräder mit eingeschriebenen Hauptmaassen vor Augen.

Man hat auf den bezüglichen Fabriken, welche sich mit der Anfertigung dieser Räder beschäftigen, die Erfahrung gemacht, dass es sich nicht empfiehlt, die anzubringenden Gegengewichte gleich mit anzugiessen, indem die hierdurch bedingte ungleiche Dicke der Radscheibe an dieser Stelle leicht zu Undichtheiten und Ungleichförmigkeiten im Gusse Veranlassung giebt. Man schraubt aus dieser Rücksicht das Gegengewicht entweder gegen den äusseren Umfang der Scheibe oder zwischen zwei nabenförmige Erhöhungen um die Achsennabe.

Dass endlich die Hartgussräder, auf dem Wege des Kastengusses mit harter Laufrinde und daher nicht abdrehbar hergestellt, auch für Locomotiven ausnahmsweise für gewisse Betriebszwecke in Anwendung kommen, wurde bereits angedeutet. Hingegen verwendet man in Amerika bekanntlich das Gusseisen durchgängig für die completen Radkörper der Locomotiven, Tender und Wagen, mögen dieselben in Scheibenform oder als Speichenstern auftreten, weshalb einige Notizen über diese Räder hier am Platze sein dürften. Das Material ist graues (feinkörniges) aus Brauneisensteinen kalt erblasenes Holzkohlen-Roheisen, dem man ein halbirtes, mit Anthracit warm erblasenes Roheisen bis zu dem Verhältniss von $^1/_5$ der ganzen Masse zusetzt. Die Mischung hat die Tendenz, sich an den Erstarrungsflächen (insbesondere im Contact mit der peripherischen gusseisernen Formschale) in weisses Roheisen umzuwandeln, wodurch die harten Gussrinden erzeugt werden. Das Umschmelzen erfolgt in mit Anthracit betriebenen Cupolöfen wie gewöhnlich unter Gebläsestrom und mit einigen Zuschlägen.

Die Geschmeidigkeit und Zähigkeit der Gussmasse dieses an sich vortrefflichen und in Europa nicht erzielbaren Rohmateriales wird theils durch langsame Erkaltung (Ofenkühlung), theils dadurch erreicht, dass man das Gusseisen, unter beständigem Probenehmen, in möglichst niedriger Temperatur in die Form giesst, wodurch Spannungen im Materiale vermieden werden. Ein vorheriges Anwärmen der peripherischen Gussschalen findet nicht statt.

Die Trieb- und Kuppelräder besitzen gusseiserne Speichenkörper und Separatbandagen, die früher durchgängig gleichfalls aus Gusseisen bestanden, später jedoch durch Walzeisen (Feinkorn) ersetzt wurden. Auch diese Letzteren werden heute in Amerika gänzlich durch die ungeschweissten Bessemerbandagen verdrängt, theils einheimischer, theils englischer, belgischer und französischer, vielleicht mit Nächstem

auch deutscher Fabrikation. Die zu Paris (1867) ausgestellte Personenzugmaschine besass bereits Krupp'sche Gusstahlreifen.

Die Wagen- und Tenderräder, ingleichen auch die Laufräder der Locomotive bestehen jedoch ganz aus Schalenguss, ohne Separatbandagen, in oben angedeuteter Weise fabricirt, und gründet sich daher der Werth derselben auf den richtigen, insbesondere gleichförmigen Härtegrad, sowie auf die gleichmässige Dicke der peripherischen Kruste im Laufringe, als wesentliche Bedingungen für die Güte und Dauerhaftigkeit des Rades. Dabei verdient noch bemerkt zu werden, dass die harte (secundäre) Gussrinde um so dünner ist, je stärker die dahinter liegende Materialstärke, und umgekehrt; sie ist daher stets im Spurkranz am dünnsten und wird von da nach der Lauffläche hin dicker. Um also eine gleichmässige Dicke der Kruste zu erzielen, ist die gleichmässige Materialstärke (im Contactringe) wesentliche Bedingung, und diese Letztere kann nur erfüllt werden durch eine sorgfältige Centrirung des Modelles in der Form.

§ 16. Kurbeln. — Die Triebräder der Locomotive besitzen entweder sogenannte Kurbelnaben mit besonders eingesetzten Kurbelzapfen, oder separate Kurbeln auf der Achse vor der Radebene. Wir unterscheiden demnach Radkurbeln, Achsenkurbeln und Kurbelachsen, insofern nämlich die Triebachse als solche direct die Umtriebskraft aufnimmt, wie dies bei allen Maschinen mit inneren Cylindern der Fall ist. Ueber die Kurbelachsen (Anordnung, Construction, Material und Fabrikation) wurde bereits im § 8 dieses Capitels das Nöthige abgehandelt, weshalb nur noch einige Bemerkungen in Betreff der Rad- und Achsenkurbeln übrig bleiben.

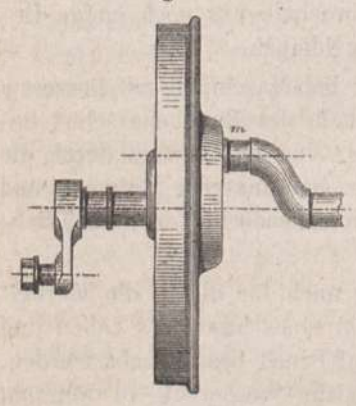
Die Separatkurbeln treten, ihrer Natur nach, nur bei Maschinen mit äusserem Rahmen auf; die Radkurbeln (welche bekanntlich, innerhalb der Radebene selbst liegend, mit den Speichen und mit der Nabe verschweisst sind und mithin durch die Fabrikation des Rades mit erzeugt werden) hingegen bei innerem Rahmen und müssen daher mit besonders eingesetzten Kurbelzapfen versehen sein, der, im Triebrade, zugleich mit als Kuppelzapfen dient.

Als Material für die Separatkurbeln sowohl, als auch für die in die Kurbelnaben einzusetzenden Kurbelzapfen empfiehlt sich die Wahl eines besonders zähen und geschmeidigen Gussstahles, weil diese Maschinentheile auf Bruch beansprucht werden, während dem gegenüber die Reibung am Umfange nicht wesentlich in Betracht kommt. Ein weicher Achsenstahl von nicht über 0,25 % Kohlenstoff dürfte in der Mehrzahl der Fälle am geeignetsten erscheinen.

Die Separatkurbeln werden in Formen (Gesenken) mit dem Zapfen aus dem Ganzen gepresst oder geschmiedet, ajustirt, und sodann (wie die Räder, Keile und Zapfen) mittelst hydraulischem Druck auf die Achsenstirnen gepresst. In gleicher Weise erfolgt die Montirung der Kurbelzapfen in die cylindrisch ajustirten Löcher der Radkurbeln, während die hindurchtretende Extremität des Zapfens auf der Rückseite der Nabe gegen das daselbst conisch ausgerandete Zapfenloch ringsum verstemmt, d. h. kalt vernietet und sodann sauber befeilt wird. Die Anwendung von Keilen bleibt bei den cylindrisch auf den genauen Durchmesser erfolgten Ajustirungen beider Theile vollständig ausgeschlossen. Für diese Zapfen, welche den mannichfachsten zerstörenden Einflüssen unterliegen, kommt, wie schon bemerkt, ein überaus gesehmeidiges Material in erster Linie in Betracht; ein Härten der Oberfläche dieser Zapfen geschah noch bis vor Kurzem auch für die Stahlzapfen, jedoch mehr aus Gewohnheit, weil die Härtung der früher allein gebräuchlichen, weichen eisernen Kurbel-

zapfen durchaus erforderlich erschien, um einigermaassen gegen zu frühe Abnutzung gesichert zu sein. Das Härten des Gussstahlzapfens ist jedoch nicht nur völlig unnöthig (denn er ist an sich schon hart genug), sondern sogar gefährlich, weil die Festigkeit gegen Bruch durch das Härten des Gussstahles erfahrungsmässig wesentlich herabgemindert wird. Das Härten der Kurbelzapfen sollte daher denjenigen Fabriken, die für diese eben so schädliche als unnütze Operation noch schwärmen, ausdrücklich in den Lieferungsbedingnissen untersagt werden; um so wichtiger bleibt daher jedoch die sorgfältige Wahl des Stahles. In Betreff der in die Kurbelnaben eingesetzten Zapfen wird behufs Erläuterung dieser im Ganzen sehr einfachen Construction auf Fig. 3, Tafel XXXIII verwiesen, woselbst der Verticalschnitt eines Triebrades dargestellt ist. Es ist *I* das Triebrad, *G* der eingesetzte Zapfen, der an seinem äusseren Ende die Umtriebskraft der Bleuelstange aufnimmt, während sein der Nabe unmittelbar benachbarter Theil die Kuppelstange aufzunehmen bestimmt ist. Die Lagerung der Achse erfolgt im vorliegenden Falle in unmittelbar hinter der Radebene befindlichen Hälsen, da innere Rahmen angewendet sind, während die ⊣-förmig gestellten Achsbüchsführungen (Näheres vergl. Cap. XII. dieses Bandes, welches die Construction der Achslager und deren Führungen besonders behandelt) mit den Doppelblechen des combinirten Trägers, welche sie zwischen sich fassen, solide verbunden sind, wie dies bei derartiger Rahmenconstruction allgemein üblich und bequem zulässig ist.

Fig. 35.



Erwähnung verdient an dieser Stelle noch die in Fig. 35 dargestellte Martin'sche Kurbelwelle, die an Locomotiven der Französischen Westbahn in Ausführung gebracht ist, bei welcher nämlich die Angriffspunkte *m* der Bleuelstangen unmittelbar an der inneren Seite der Radnabe liegen, wodurch Letztere gewissermaassen als Kurbelnabe mit eingesetztem Kurbelzapfen betrachtet werden darf und daher hierher gehört. Die Welle kann nur durch Biegung in die geeignete Form gebracht werden, weshalb die Principien ihrer Fabrikation offenbar wesentlich anderer Art sind als die gegenwärtig gebräuchliche Methode der Darstellung auf dem Wege des Aushauens parallelepipedischer aus Gussstahl erschmiedeter Brammen.

Als Beispiel für die Anordnung separater Aussenkurbeln einfachster Construction dient zunächst Fig. 4, Tafel XXXIII. Es ist daselbst *O* die auf das äusserste Ende der verlängerten Achse gepresste Kurbel, deren als Zapfen geformter Ansatz *a* (aus einem Stück mit der Kurbel erschmiedet) zur Führung der Kuppelstangen dient. Die Verkuppelung wird nämlich im vorliegenden Falle, in Folge der Anwendung innerer Triebkurbeln, eine eben so einfache als dynamisch günstige, weshalb die sämmtlichen Aussenkurbeln durchaus identisch sind; auch kommen bei dieser Anordnung die Gegengewichte in den Radebenen ganz in Wegfall, indem die Kuppelungskurbeln und Stangen die Triebkurbeln und Bleuelstangen vollständig compensiren, in Folge der bereits früher erläuterten gegenseitigen Stellung dieser Maschinentheile. Bemerkung verdient in vorstehender Anordnung noch das Lager *k* des mittleren Wellentheiles *H*, welches sich zwischen den beiden Kurbeln *O* in einem separaten, von der Rauchkammer zur Feuerbüchse in der Maschinenachse durchgehenden hochkantigem Langträger befindet, dessen Construction, in unserer Figur im Querdurchschnitt ersichtlich,

keinerlei Erläuterung bedarf. Es sind f die Federstützen des Lagers K, x die Feder mit dem Bügel w und der einen Federhängschraube v.

Fig. 5, Tafel XXXIII zeigt die Hall'sche Triebkurbel, die wie gewöhnlich zugleich als Kuppelungskurbel dient und bekanntlich die Eigenthümlichkeit besitzt, dass ihr auf die Achsenstirn gepresster Theil, als nabenartige Fortsetzung der Kurbel, zugleich als Wellenlager dient. Das Lager befindet sich demnach auch hier zwischen der Kurbel- und Radebene, wie dies schon durch die aussenliegenden Rahmen mit Nothwendigkeit bedingt wird. Die übrigen Bezeichnungen sind dieselben wie oben.

Fig. 6, Tafel XXXIII zeigt endlich eine aussenliegende Triebkurbel G, welche, da die Steuerung gleichfalls aussen liegt, mit dem zugehörigen Excenterpaare L ein einziges Schmiedestück bildet, eine Construction, welcher die Solidität und Einfachheit offenbar nicht abgesprochen werden kann. Die Lagerung findet auch hier zwischen Kurbel- und Radebene statt, da äussere Rahmen angewendet sind.

Noch andere, hieran sich schliessende, mit der Anordnung ganz aussenliegender Steuerungen im Zusammenhange stehende besondere Kurbel-, resp. Zapfenconstructionen, insbesondere die sogen. Gegenkurbeln, mit oder ohne Excenterpaare, wurden bereits bei Gelegenheit der Steuerungen und zwar im constructiven Theile jener Abhandlung (Cap. VIII. B. dieses Bandes) beschrieben und gezeichnet, weshalb hier nicht nochmals darauf eingegangen zu werden braucht.

C. Von den Kurbel- und Kuppelstangen.

§ 17. Allgemeines. — Die Kurbel- oder Bleuelstangen dienen bekanntlich zur Umsetzung der geradlinigen Kolbenbewegung in die rotirende des Kurbelkreises, während es die Aufgabe der sogenannten Kuppelstangen ist, diese letztere Bewegung auf noch andere Achsen zu übertragen und diese somit in Triebachsen umzuwandeln, für welche indessen der Name Kuppelachsen der bezeichnendere und auch gebräuchlichere ist, indem dieselben zum Unterschiede von der eigentlichen, durch die Bleuelstange direct umgetriebenen Achse, nur indirect die Kolbenkraft aufnehmen. Aus dieser Function resultirt zugleich die Art der Beanspruchung dieser Stangen, aus welcher wiederum die Form des ihnen zu ertheilenden Querschnittes mit Nothwendigkeit hervorgeht. Die in Rede stehenden Stangen werden bei jedem Doppelhube alternirend auf Zug und Druck, d. h. auf absolute und rückwirkende Festigkeit beansprucht; durch das Eigengewicht, sowie auch durch die schwingende Masse (die Trägheit) werden die Stangen jedoch auch auf relative Festigkeit in Anspruch genommen, und wenn auch bei Locomotiven, wo man den Stangen die möglichste Leichtigkeit zu ertheilen hat, das Eigengewicht derselben weniger in Betracht gezogen werden darf, so ist es hingegen, in Folge der in der Regel grossen Kolbengeschwindigkeiten, um so mehr der Einfluss der Trägheit, welcher bei der Wahl des Querschnittes wesentlich mit in Betracht zu ziehen ist.

Der auf absolute Festigkeit beanspruchte Schaft würde bekanntlich am zweckmässigsten einen prismatischen, der auf rückwirkende einen ring- oder kreuzförmigen Querschnitt erhalten; da aber ausserdem die relative Festigkeit, die einen hochkantigen Querschnitt fordert, in Frage kommt, so hat man einen Querschnitt zu wählen, welcher dieser zusammengesetzten Inanspruchnahme am besten widersteht. Da Letztere aber ihre Ursache im eigenen Gewicht und in der eigenen Masse hat, so ist ein Quer-

schnitt zu ertheilen, der mit absoluter Widerstandsfähigkeit gegen die fortpflanzenden, sowie gegen die störend einwirkenden Kräfte, welche die Stange relativ beanspruchen, die grösstmöglichste Leichtigkeit verbindet. Demnach würde sich am meisten der I-förmige Querschnitt empfehlen, und in der That ist derselbe auch vielfach (durch seitliches Aushobeln der Stangen) praktisch realisirt worden; er wird indessen für gewöhnlich durch eine vierkantige Form ersetzt, deren zwei breitere Flächen gehobelte Ebenen darstellen und deren zwei schmale Flächen nach einem Kegelmantel abgedreht sind. Dabei verdient bemerkt zu werden, dass man den Kuppelstangen, zumal wenn sie lang sind, einen in der Mitte verstärkten (erhöhten) Querschnitt zu ertheilen hat, indem bei zunehmender Länge die Rücksicht auf die Widerstandsfähigkeit gegen Schub oder Druck in den Vordergrund tritt, damit seitliche Durchbiegungen vermieden werden. Diese Rücksicht wird namentlich wichtig bei den hinter der Feuerbüchse liegenden Kuppelachsen der Personenzugmaschinen, deren Kuppelstangenlänge häufig $2^m,50$ erreicht, unter Umständen sogar noch überschreitet.

Um endlich den Einwirkungen der eigenen Masse, der Trägheit, zu widerstehen, muss die Stange in der Nähe des Punktes am stärksten, oder mit anderen Worten ihr Querschnitt am höchsten sein, welcher die grösste Geschwindigkeit besitzt. Diese Rücksicht kommt selbstverständlich nur bei den Bleuelstangen in Betracht, indem die sämmtlichen Punkte der Kuppelstangen dieselbe (kreisförmige) Bewegung machen, während erstere im Kreuzkopflager die gerade Linie, im Kurbellager die Kreisbewegung machen, die sämmtlichen Zwischenpunkte Lemniscaten beschreiben, die Geschwindigkeiten der beiderseitigen Endpunkte sich also verhalten wie die Sehne zum Bogen, resp. wie der Durchmesser zum Halbkreis. Auch aus anderen, rein constructiven Rücksichten ist bei den Bleuelstangen das Kreuzkopflager schwächer dimensionirt, als das Kurbellager. Insbesondere tritt dieser Fall bei der Anwendung von Kropfachsen ein, worauf wir weiter unten nochmals zurückkommen, und versteht es sich unter diesen Umständen von selbst, dass der Stangenquerschnitt in solchem Falle vom Kreuzkopflager zum Kurbellager stetig zunimmt, um im grösseren Kopfe mit sanftem Anlaufe zu enden, wie denn alle Querschnittsübergänge, wenn irgendwo im Maschinenbau, so hier bei den Bleuel- und Kuppelstangen der Locomotiven ganz insbesondere, möglichst wenig schroff, sondern ganz stetig und allmählich ertheilt werden müssen, weil andernfalls Stangenbrüche unvermeidlich sind.

§ 18. Von der Stangenlänge. — Die endliche Länge der Bleuelstange bedingt bekanntlich die Gleitkopfpressungen, d. h. den Druck der Kreuzköpfe gegen die Lineale, sowie gleichzeitig auch die — höchst beträchtlichen — Ungleichförmigkeiten der Einströmung vor und hinter dem Kolben. Man wird daher bestrebt sein, der Stange eine möglichst grosse Länge im Verhältniss zur mechanischen Länge der Kurbel, resp. zum Kolbenhube zu ertheilen. Andrerseits bedingen jedoch sehr lange Stangen grosse Gewichte, welche, wie oben gezeigt wurde, thunlichst vermieden werden sollen.

Erfahrungsmässig leiden jedoch Locomotiven mit kurzen Bleuelstangen an häufigen Betriebsunterbrechungen und erweisen, trotz aller Schmiervorrichtungen beständig warmgehende Lineale, erhitzte Gleitköpfe und eben solche Kurbelzapfen, die obendrein noch Gegenstand häufiger Brüche werden.

Leider ist es bei manchen Constructionen nicht möglich, der Stange die wünschenswerthe Länge zu ertheilen. Die am schlechtesten angeordneten Stangen besitzen stets diejenigen Constructionen, wo bei dreiachsigen Maschinen sämmtliche Achsen zwischen der Feuerbüchse und der Rauchkammer liegen, und die mittlere die Trieb-

achse ist. Diese Anordnung herrscht vorwiegend bei den dreiachsig gekuppelten Güterzugmaschinen des Continentes mit überhängenden Feuerbüchsen, (Russland, Italien, Deutschland, Oesterreich, Frankreich).[24])

Betrachten wir behufs Beurtheilung der neuesten Tendenzen der Praxis die Locomotiven der Wiener Weltausstellung (1873) in Hinsicht der Bleuelstangen, so ergeben sich folgende Verhältnisse. Bezeichnet man mit r die Länge der mechanischen Kurbel, die mechanische Stangenlänge mit L, so handelt es sich um das Verhältniss $\frac{r}{L}$, wobei der Kurbelradius $r = 1$ gesetzt wird. Es ist alsdann:

1) $\frac{r}{L} = \frac{1}{5,5} - \frac{1}{8}$ bei den Personenzugmaschinen;

2) $\frac{r}{L} = \frac{1}{5,26} - \frac{1}{5,75}$ und resp. $\frac{1}{8} - \frac{1}{10}$ bei den Sechskupplern;

3) $\frac{r}{L} = \frac{1}{8} - \frac{1}{8,5}$ bei den Achtkupplern.

Man sieht also zunächst, dass bei den Personenzugmaschinen die Bleuelstange die $5^1/_2$ bis 8fache Länge der Kurbel besitzt. Das Minimum ($5^1/_2$) muss schon als sehr ungünstig bezeichnet werden. Die günstigste Bleuelstange findet sich bei der Maschine von Couillet (8); nächst ihr bei der Engerth-Maschine ($7^1/_2$); zwei Typen ergeben $6^1/_2$-fache Länge (Esslingen und Tubize). Bei den übrigen Personenzugmaschinen übersteigt diese Länge noch nicht $5^1/_2$.

Bei den Sechskupplern treten zwei Gruppen auf; solche mit kurzer und solche mit langer Bleuelstange. Das erstere Verhältniss tritt ein, wenn die Mittelachse Triebachse ist; das letztere, wenn die Hinterachse (Endachse) die Umtriebskraft aufnimmt. Im letzteren Falle erreicht die Stangenlänge das Zehnfache der Kurbellänge, ein überaus günstiges Verhältniss, wodurch zugleich auch das Nicken sehr herabgedrückt wird. Einige Typen (der Haswell'sche Sechskuppler) ergeben die achtfache Stangenlänge in Folge nach hinten gelegter Triebachse.

Bei den Achtkupplern ist es stets die vorletzte Achse, welche die Umtriebskraft aufnimmt; in Folge der langen Cylinderkessel besitzt daher die Stange die 8 bis $8^1/_2$fache Kurbellänge, mithin ein höchst angemessenes Verhältniss, wobei man noch mit mässigen Gewichten auskommt.

§ 19. Construction der Stangen. — Die allgemeinen Principien der Construction (absolute Leichtigkeit, Vermeidung aller schroffen Uebergänge in der Querschnittsänderung, richtige Bemessung der Querschnittsform) wurden bereits Eingangs hervorgehoben, so dass hier nur noch auf einige Details aufmerksam gemacht werden soll, bevor zu den Beispielen der Praxis übergegangen wird. Untersucht man die Construction der Lagerköpfe an Trieb- und Kuppelstangen, so findet man in den meisten Fällen plötzliche Querschnittsänderungen und zwar zeigen sich dieselben am auffallendsten in den Keillöchern, wo sie gewiss nicht minder schädlich sind, als im Schafte selbst. In der That finden Brüche an derartigen Köpfen nicht selten statt und es haben daher einige Constructeure, im richtigen Gefühle, dass die scharfkantigen Keillöcher die Ursache der Brüche sind, dieselben abgerundet, und dadurch dem Uebel wenigstens theilweise vorgebeugt. In Betreff der Leichtigkeit, eine Hauptbedingung dieser

[24]) Belgien macht insofern eine rühmliche Ausnahme, als die hintere Kuppelachse der Normalgüterzugmaschine des Staatsbahnnetzes (welches 85 % aller belgischen Bahnen umfasst) unter der Feuerbüchse liegt. Die Bleuelstange erhält hierdurch eine befriedigende Länge. Radstand 4m. In England legt man bekanntlich gleichfalls auch bei den dreiachsig gekuppelten Güterzugmaschinen die Hinterachse ganz stereotyp hinter die Feuerbüchse und erzielt hierdurch lange Bleuelstangen, sowie Radstände, die stets zwischen 14 und 16 Fuss engl. liegen, weshalb diese Typen auf vielen Bahnen mit Vortheil vor Personenzügen Verwendung finden.

Maschinentheile, hat man, wie auch bei den Achsen, mehrfach die fehlerhafte Praxis gehandhabt durch das Princip der Massenanwendung an sich die wünschenswerthe Verstärkung herbeizuführen, wodurch indessen nichts gewonnen wurde, als eine vermehrte Häufigkeit der Stangenkatastrophen. Das entgegengesetzte Extrem der Anwendung überaus schwacher Stangen hat Borsig für gewisse Serien seiner Locomotiven durchgeführt, die in der Mitte der sechziger Jahre erbaut wurden. Es dürften einem Theile unserer Leser solche Stangen aus eigener Anschauung bekannt sein und gewiss nicht verfehlt haben, bei ihrem Uebermaass von Dünne im Schafte, dessen Extremitäten kaum die zur nothdürftigsten Kopfbildung und Aufnahme der Lagerschalen erforderliche Verstärkung besassen, sein Erstaunen zu erregen. Dass es richtig ist, die grösstmögliche Leichtigkeit dieser Theile anzustreben und praktisch zu realisiren, wurde bereits hervorgehoben; andrerseits kommt aber in Rücksicht, dass eine zu grosse Schwäche der Stange in Folge ihrer Beanspruchung auf rückwirkende Festigkeit die immer seitliche Durchbiegungen anstrebt, Inconvenienzen herbeiführen müsse und wohl auch thatsächlich herbeigeführt hat, wenn dem Umstande Rechnung getragen werden darf, dass die betreffenden Stangen nirgends Nachahmung gefunden, und dass die genannte Fabrik deren Fabrikation längst aufgegeben hat; vielmehr ist Borsig darauf zurückgekommen, seine Stangen heute wieder schwer zu erschmieden und — nach dem zwölfjährigen Vorbilde der Belpaire-Maschinen der Belgischen Staatsbahn — behufs Erleichterung seitlich auszuhobeln, wodurch ein I-förmiger Querschnitt erzeugt wird, welcher, wie Eingangs nachgewiesen wurde, ein der Beanspruchung dieser Maschinentheile durchaus angemessener ist. Eine gewisse Steifigkeit dieser Stangen ist nun einmal ebenso unerlässliche Bedingung der richtigen Construction als die genügende Grösse des Querschnittes, um der Beanspruchung auf Zug Widerstand zu leisten, für welch' letztere allerdings weit geringere Dimensionen ausreichend wären, als in der Praxis ertheilt werden dürfen, zumal ausserdem noch berücksichtigt werden muss, dass auch secundäre Störungen, von aussen hinzutretend, die Existenz der Stangen gefährden. Die Unebenheiten der Bahn, besonders die Schienenstösse reagiren zunächst gegen die Räder und hierdurch gegen die Federn, wodurch der auf den Federn ruhende Bau in Schwingungen geräth, die je nach der Starrheit der Federn grösser oder kleiner sein werden. Nimmt man als Maximum einer solchen Schwingung 30^{mm} an und setzt gleichzeitig voraus, dass ein solches Maximum gerade in dem Augenblicke eintrete, wenn die Kurbel senkrecht gegen die Bahnebene stehe, so wird in Folge dieser Verticalschwingung (des Achsenlagers) eine gewisse Verkürzung oder Verlängerung der Schubstange nothwendig. Da eine solche Veränderung der Kurbelstangenlänge aber unmöglich, und auch die Kurbel selbst keine der Verlängerung oder Verkürzung entsprechende Bewegung machen kann, so wird der Kreuzkopf, resp. der Kolben in der entsprechenden Richtung ausweichen müssen. Diese Richtung kann aber der Bewegungsrichtung des Kolbens möglicherweise gerade entgegengesetzt sein, je nachdem die Kurbel nach oben oder unten, die Schwingung nach oben oder unten gerichtet ist. Findet eine solche Schwingung plötzlich statt, (ein Fall, der besonders beim Passiren der Kreuzungen bei Schnellzügen statthat, indem diese Züge die Stationen ohne Halten durchfahren, auf vielen Bahnen mit Expressgeschwindigkeit), so wird natürlich die Verschiebung des Kolbens ebenfalls plötzlich stattfinden, und da er in dieser Kurbelstellung gerade die grösste Geschwindigkeit besitzt, so muss ein Stoss gegen die Bleuelstange und deren Zapfen erfolgen. Im gegebenen Beispiele beträgt aber die Verschiebung des Kolbens unter Annahme von 30^{mm} Schwingungshöhe $5{,}2^{mm}$ bei der gewöhnlichen, 6fachen Kurbel-

länge der Schubstange, woraus sehr beträchtliche Stosswirkungen auf die Stangen resultiren, die mit abnehmender Stangenlänge natürlich wachsen; ein Grund mehr für die Anwendung möglichst langer Stangen.

In constructiver Beziehung lassen sich bekanntlich Stangen mit sogenannten offenen und solche mit geschlossenen Köpfen unterscheiden, indem vor allen Dingen die Construction des Lagers von den Bedingungen der Montirung zunächst abhängt. So lassen sich z. B. selbstverständlich auf den Zapfen der Kurbelwellen (Kropfachsen) Stangen mit geschlossenem Lager (obwohl dieselben ihrer Natur nach die solideren, weil einfacheren sind) nicht montiren; man wird daher offene Lager anzuwenden haben und die weit vortheilhaftere Anwendung der geschlossenen Stangenlager auf Maschinen mit Aussenzapfen, resp. Aussenkurbeln beschränken müssen.

Eine zweckmässige Construction der Kurbelstangen für Maschinen mit inneren Cylindern hat bekanntlich mancherlei Schwierigkeiten, indem — wie schon erwähnt — beide Köpfe nicht wie bei den Kurbelstangen für Maschinen mit Aussencylindern geschlossen sein und mit dem Körper aus einem Stück bestehen können, sondern zum Oeffnen aus mehreren Theilen zusammengesetzt werden müssen. Dabei hat das die Kurbelachse umfassende Ende einen grossen Umfang und muss wegen der grösseren Reibung viel solider ausgeführt sein, als bei den Kurbelstangen der Maschinen mit aussenliegenden Cylindern. In Folge der allgemeinen Anwendung der Maschinen mit Innencylindern in England darf es nicht überraschen, dass die desfallsigen Stangenconstructionen daselbst besonders ausgebildet und vervollkommnet wurden. Da die Kurbelhälse der Kurbelachsen sehr stark gemacht werden müssen, so sind massige Köpfe für die Stangen gar nicht zu vermeiden, weshalb diese letzteren stets ein beträchtliches Gewicht erhalten; aber gerade deshalb erscheint es nothwendig, in den Dimensionen die Grenze aufzusuchen, die noch hinreichende Solidität bietet, um nicht Massen zu verwenden, die der Solidität nicht nützen, sondern wohl gar nachtheilig auf dieselbe einwirken. Fig. 7 und 8 auf Tafel XXXIII führen zunächst die sehr allgemein gebräuchliche Construction nach Sharp vor Augen. Die Kurbelstange hat einen offenen Kopf, der nach dem Einsetzen der Lager durch einen Bügel *a* geschlossen und mittelst Nasenkeil *f*, dem Stellkeil *e*, den Schwalbenschwänzen *b* und der Schraube *c* festgehalten wird. Wie man sieht, sind bei dieser Construction alle nöthigen Vorsichtsmaassregeln getroffen, um den Bügel zu fixiren und ihn so fest mit der Stange zu verbinden, als wenn beide Theile ein Ganzes bildeten. Die schwalbenschwanzförmigen Einsätze, die halb in den Bügel halb in den Körper der Stange scharf eingepasst sind, sind vermöge des hindurchgeführten Schraubenbolzens *c* mit der Stange unverrückbar verbunden; während die erwähnten Keile dazu dienen, die constante Entfernung der Mittelpunkte beider Lager einzuhalten, indem der Nasenkeil *f* gegen die innere Lagerhälfte anliegt und vermittelst des Stellkeiles *e* je nach Erforderniss das Lager mehr vorgetrieben werden kann, wodurch die Länge der Stange vergrössert wird. Das im Kreuzkopf befindliche (kleinere) Kopfende dieser Stangen hat die gewöhnliche Einrichtung nach Hawthorn (doch ist dieselbe von Hawthorn für das grosse Kopfende angewendet, siehe Fig. 11 und 12 auf Tafel XXXIII), wobei das Spiel der Keile *g* und *f* die Wirkung hat, den Bügel *b* zu verschieben und damit die Kurbelstange um denselben Werth zu verkürzen, als sie am anderen Ende verlängert wurde. Am grossen Ende dienen drei Druckschrauben *h* und am kleinen deren zwei zum Festhalten der Keile *e* und ausserdem dienen noch im unteren Keilende sitzende (federnde) Vorstecker, oder Splinde, als Sicherheitsvorrichtung.

Weitere Vorzüge dieser Stangen, verwandten Constructionen gegenüber, sind die, dass durch die abgerundeten Ecken und den grösseren Querschnitt der Bügel mehr Festigkeit und den hohen Querschnitt des flachen, hochkantig gestellten Stangenschaftes eine grosse Steifigkeit gewonnen wird, sowie auch die gewählte rectanguläre äussere Begrenzung der Lagerschale ein solideres Einpassen derselben und absolute Sicherheit gegen Verdrehung garantirt. Ferner ist die Länge dieser Stangen die $6^1/_2$—7fache Kurbellänge, während bei anderen Kurbelstangen dieses Verhältniss in der Regel minder günstig ($^1/_5$—$^1/_6$) ist, daher bei jenen die Gleitkopfpressungen, sowie die Ungleichheit der Einströmungen und deren Folgen minder ins Gewicht fallen. Dagegen ist das Gewicht dieser Stangen im Ganzen beträchtlich.

Eine Kurbelstange für Maschinen mit innenliegenden Cylindern, die bei grösserer Einfachheit eine ähnliche Sicherheit und Festigkeit gewährt, wie die Sharp'sche ist von Heusinger v. Waldegg (1849) construirt worden. Sie ist auf Taf. XXXIII Fig. 9 u. 10 vorgeführt. Bei derselben besteht nämlich, wie Fig. 9 zeigt, Bügel und Stange aus einem Ganzen. Die am äussersten Ende des Bügels befindliche Oeffnung wird durch das schmiedeeiserne Einsatzstück *a* geschlossen, welches mit dem Bügel gleiche Dicke hat und vermittelst der beiden Schwalbenschwänze *b b* in denselben (von der Seite her) eingeschoben wird. Der Schraubenbolzen *c* tritt durch die Mitte der Schwalbenschwänze und durch den Bügel und ist durch Mutter mit Vorstecker gesichert, so dass das Einsatzstück *a* sich durchaus nicht lösen kann und der Bügel zugleich in einfachster und solidester Weise geschlossen und zusammengehalten wird. Die innere Lagerhälfte (*d*) ist halbrund eingepasst und wird durch einen in der Mitte angegossenen runden Zapfen (*e*), der in ein in den Stangenkörper gebohrtes Loch passt, am Drehen verhindert, während die andere Lagerhälfte (d^1) rectangulär begrenzt ist und durch den Stellkeil (*f*) angezogen wird. Letzterer ist nicht nur in den Keillöchern des Bügels, sondern auch noch in Nuthen geführt, die in *a* und d^1 eingehobelt sind, und ausserdem noch durch die Pressschrauben (*g*) und den Vorstecker (*h*) gesichert. Das kleine Ende der Stange erhält die Hawthorn'sche Construction (vergl. Fig. 13, Taf. XXXIII), wodurch sich die constante Länge der Stange bei Abnutzung der Lager genau einhalten lässt, indem durch das Antreiben des Keiles *f* am grossen Ende die Stange verkürzt und am kleinen Ende um dieselbe Grösse verlängert werden kann. Das Anziehen der Lager erfolgt ganz unabhängig vom Schlusse des Bügels und eine Lösung desselben am grossen Ende beim Gange der Maschine ist gar nicht möglich. Nächstdem sind alle scharfen Ecken und plötzlichen Querschnittsänderungen vermieden, auch erscheint die Anfertigung dieser Köpfe wenig kostspielig und selbst in kleineren Werkstätten fabrikmässig ausführbar, indem der mit der Stange aus einem Stück geschmiedete Bügel mit jener auf den beiden breiten Seiten abgehobelt, auf den schmalen Kanten aber durchgängig gedreht wird. Die Oeffnung im Bügel an der halbrunden Stelle wird ausgefraist, die parallelen inneren Seiten, nebst den Oeffnungen für die Schwalbenschwänze ausgehobelt; ebenso können alle übrigen Arbeiten auf den Drehbänken, Hobel- und Bohrmaschinen fast vollständig vollendet werden, so dass nur weniges aus der Hand nachzuarbeiten ist.

Die mehrgenannte Construction von Hawthorn dürfte hinreichend bekannt sein. Sie ist in Fig. 11 bis 14, Tafel XXXIII dargestellt. Die Stange ist in der Mitte rund, nach beiden Seiten conisch zulaufend; das grosse Ende, welches die Kurbelachse umfasst, ist auf den beiden breiten Seiten abgehobelt, auf den schmalen Seiten bei *a a* (Fig. 11^a) abgedreht. Der darauf passende Bügel *b* ist gleichfalls entsprechend abgedreht, sowohl aussen als innen. Die Oeffnung zur Aufnahme der Lagerschalen

ist achteckig ausgearbeitet, entsprechend der äusseren Begrenzung derselben, während die Keile *e* und *f* gleichzeitig zur Befestigung des Bügels und zum Anziehen des Lagers dienen, indem der auf die Fläche *g* ausgeübte Druck sich auf Fläche *h*, welche Widerstand leistet, fortpflanzt und (von rückwärts her) das Lager *d* nöthigt mehr an d^1 heranzutreten. — Die beiden Keile sind zugleich zusammengeschraubt, der Nasenkeil (*e*) ist mit einem Auge versehen, durch das die Schraube des Anziehkeiles tritt, während die Mutter *i* und die Gegenmutter i^1 durch vor- oder Zurückgehen der Keile hindern. Zugleich geschieht auch mit Hülfe dieser Schrauben das Anziehen und Nachlassen der Keilvorrichtung auf eine sehr stetige und sanfte Weise; doch muss bemerkt werden, dass diese Art nicht ohne Nachtheil ist, indem die geringe zulässige Stärke der Schraube, deren Durchmesser von der Dicke der Keile abhängt, häufige Veranlassung zu Brüchen giebt, weshalb die Anwendung der Druckschraube *k* — als Sicherheitsvorrichtung — von grosser Wichtigkeit erscheint und daher nicht vernachlässigt werden darf. Stephenson, der diese Stangen bei seinen älteren Maschinen gleichfalls in Anwendung brachte, hat die Schraube an den Keil *f* und das Auge an dem Nasenkeil *e* ganz weggelassen, und nur durch eine Druckschraube *k* auf die Mitte des Anziehkeiles, sowie durch einen flachen Vorstecker, welcher am schmalen, aus dem Bügel hervortretenden Ende angebracht ist, verwahrt.

Bügel und Lager des kleinen Endes haben eine ähnliche Einrichtung, nur sind die Flächen zwischen Bügel und Stange nicht gedreht, sondern gerade gehobelt; auch dienen die Keile *l* und *m* nur zur Befestigung des Bügels und der Keil *n* zum Anziehen der Lagerschalen. Die Keile werden durch Stellschrauben (*o*) an ihrem Platze befestigt. Der Keil *n* wird indessen vielfach fortgelassen und nur die Keile *m* und *l* beibehalten, welche hier ebensowohl wie am grossen Ende zum Anziehen des Lagers dienen. Dies ist indessen wenig zu empfehlen, indem bei Abnutzung der Lager die bestimmte Entfernung der beiden Mittelpunkte derselben nicht mehr genau beibehalten wird und die Kurbelstange an beiden Enden sich verkürzt, während bei Anwendung des Keiles *n* die Verkürzung am grossen Ende durch eine Verlängerung am kleinen ausgeglichen werden kann. Die strenge Einhaltung der constanten Länge ist aber von grosser Bedeutung, damit der Kolben den richtigen Lauf einhält und die Lagerschalen nicht schlagen. Letzterer Uebelstand wird zwar durch Einlage von Futter (in Form von Blechstreifen) zwischen dem Lager d^1 und dem Körper der Stange ausgeglichen, indessen wird der Sache damit nur sehr unvollkommen abgeholfen.

Die Lager des kleinen Endes sind, wie der Durchschnitt Fig. 14 zeigt, kugelförmig ausgefraist und ist die von denselben umfasste Welle des Kreuzkopfes entsprechend kugelförmig abgedreht, um eine Bewegung nach allen Richtungen zu gestatten, indem auf diese Verbindungen Drehungen einwirken, die durch die ungleichen Neigungen, welche die unvollkommene Lage der Bahn an der Kurbelachse veranlasst, hervorgebracht werden. Aus demselben Grunde dreht man auch häufig die Lager des grossen Endes convex aus, wie in Fig. 12 punktirt angedeutet, und gestaltet die Lagerhälse der Kurbelachse entsprechend concav. — Dieses System der Kurbelstangen, deren Bügel am grossen Ende nur mit Keilen befestigt ist, hat jedoch den grossen Nachtheil, dass die Keile leicht locker werden und herausfallen, wenn die Druckschrauben, durch welche sie angezogen werden, sowie die Stellmuttern oder Vorstecker nicht gehörig angezogen und verwahrt sind, auch kommt es vor, dass die Keile in der Mitte durch die Schläge der Lager und die Einwirkungen der Druckschrauben zerbrechen. Der alsdann von der Kurbel sich lösende Bügel kann die ern-

stesten Unfälle veranlassen. Ausserdem bricht der Bügel nicht selten bei den scharfen Ecken in *c*, die durch die Ausarbeitung behufs Aufnahme der Lagerschalen entstanden sind, weshalb es sich empfiehlt, dieselben abzurunden. Endlich bietet die durchgängig runde Stange in der Mitte wenig Steifigkeit, weshalb den hochkantigen rectangulären Querschnitten der Vorzug zu geben ist.

§ 20. Fortsetzung. — Die Anwendung der im Ganzen weit solideren geschlossenen Köpfe am Kurbellager erfolgt durchgängig bei den Maschinen mit Aussencylindern. Eine der einfachsten und solidesten der hierher gehörigen Constructionen ist in der Fig. 15 u. 16, Tafel XXXIII vorgeführt, wie dieselbe beispielsweise an der zu Paris (1867) ausgestellten amerikanischen Personenzugmaschine praktisch ausgeführt war. Die Stange ist zum grösseren Theile ihrer Schaftlänge I-förmig ausgehobelt, wodurch ihr Gewicht unter gleichbleibender Festigkeit beträchtlich vermindert wird. Der am Gleitstückende befindliche Kopf ist jedoch offen und besitzt die gewöhnliche Construction.

Bei der in Fig. 22 u. 23, Tafel XXXIII gezeichneten Anordnung sind beide Köpfe geschlossen; zugleich zeichnet sich dieselbe durch grosse Einfachheit aus, indem nur ein Stellkeil angebracht ist, der mit Hülfe einer Schraube angezogen und durch ein Stellschräubchen gesichert wird. Hieran schliesst sich endlich die noch weiter vereinfachte Construction der beiderseits geschlossenen Köpfe in Fig. 24 und 25 auf Tafel XXXIII, welche zunächst bezweckt, die Keil- und Schraubenlöcher in den Stangenköpfen ganz zu beseitigen, indem diese bekanntlich das Material schwächen und ausserdem plötzliche Querschnittsänderungen fast unvermeidlich machen. Bei der in Rede stehenden Anordnung (System Krauss) ist nun der Keil (*a*), der das Nachstellen der Lager bewirkt, in den Kopfausschnitt selbst verlegt und wird daselbst mittelst der Schrauben *b* und der Beilage *c* an seiner Stelle gehalten und gegen das Lager festgeklemmt. Hat man nun das Lager anzuziehen, so wird der Keil heruntergestossen und wenn er die richtige Lage angenommen hat, durch die Schrauben an seinem Standpunkte fixirt. Um das Princip des unveränderlichen Querschnitts ganz consequent durchzuführen, sind sogar die Schmierbüchsenaufsätze an den Lagerköpfen weggelassen und dieselben dadurch entbehrlich gemacht, dass das eine der Lager ausgehöhlt wurde. Die Lager sind nämlich aus Schmiedeeisen angefertigt und mit Weissmetall an der Lauffläche ausgegossen, also hinlänglich stark, um eine Schmierkammer darin anbringen zu können. Diese Kammer wird mit Talg gefüllt und dient hauptsächlich nur als Reserve, während auf den Stationen seitlich auf die Lager direct einige Tropfen Oel gegeben werden. Dadurch, dass der Lagerkopf keinerlei Schwächung durch Verlochungen erleidet, und ein unveränderter Querschnitt eingehalten werden kann, ist es zugleich möglich, das Gewicht desselben auf das zulässige Minimum herabzuziehen, wodurch die zerstörenden Momente der schwingenden Massen bedeutend gemässigt werden. Es sollen sich bei dieser Construction die Lagerköpfe um $^1/_4$ bis $^1/_3$ leichter herstellen lassen als bei den verwandten Anordnungen und macht in der That die Form derselben den angenehmen Eindruck der vollkommenen Solidität in Verbindung mit grösster Einfachheit, wodurch sich fernerweit die Herstellungkosten billiger gestalten und die Montirungsarbeiten erleichtert werden. Es sei noch bemerkt, dass die in Rede stehende Stangenconstruction für Güterzugmaschinen von 430^{mm} Kolbendurchmesser, 685^{mm} Hub und für eine Dampfspannung von 10 Atm. ausgeführt ist. Eine sehr allgemein gebräuchliche, im Ganzen recht gute und solide, wenn auch nicht gerade zu den einfachsten gehörige Construction des Kurbelstangenlagers im Kreuzkopf ist in den Figuren 36 und 37 auf p. 689 dargestellt. Es wird daselbst die in dem geschlossenen Kopfe befindliche

Lagerhälfte b durch die Keilschraube d angezogen, welche auf den Gegenkeil f wirkt, dessen gerade Fläche mit der Aussenseite des Lagers in Contact befindlich. Da der Keil d ziemlich stark ist, so ist es möglich, auch der Schraube, die seine untere Fortsetzung bildet und vermöge der Mutter m (unter Anwendung der Zwischenplatte e) angezogen wird, die genügende Stärke zu ertheilen, während die Sicherheit gegen Losdrehung durch einen in der gewöhnlichen Weise vorgegebenen Splint (oder sogen. Federvorstecker) erzielt wird.

Eine noch andere Art der Keilversicherung in den Trieb- und Kuppelstangen ist die in beistehender Fig. 38 und 39 skizzirte, welche den Zweck hat, eine möglichst grosse Reibungsfläche bei einer Schraube zu bekommen und zugleich das Herausfallen des Keiles gänzlich zu verhüten. Fig. 38 stellt den Keil nebst einem Theile des Triebstangenkopfes, und Fig. 39 denjenigen der Kurbelstange vor. Bei der Triebstange ist der Nasenkeil a mit einer Verlängerung b versehen, durch welche die Schraube den Stellkeil sichert, während sie bei der Kuppelstange (Fig. 39) den Keil direct gegen den Stangenkopf presst. Beide Anordnungen bieten den Vortheil, dass durch die Anwendung der Sicherheitsschraube keinerlei Verschwächung bedingt wird.

Fig. 36.

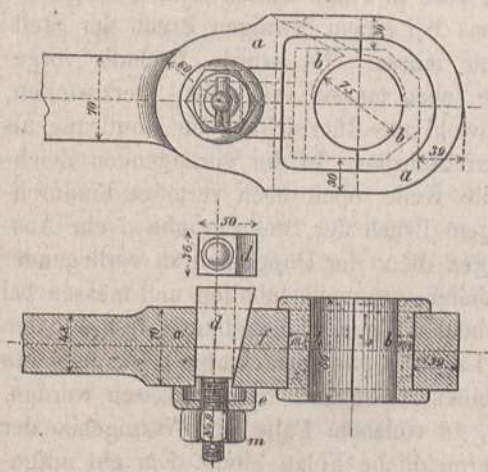


Fig. 37.

Fig. 38.

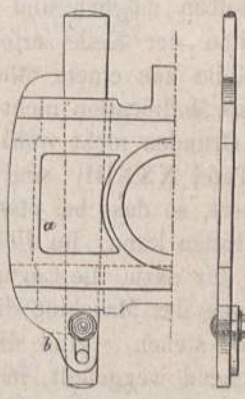
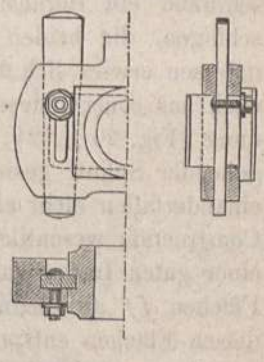


Fig. 39.



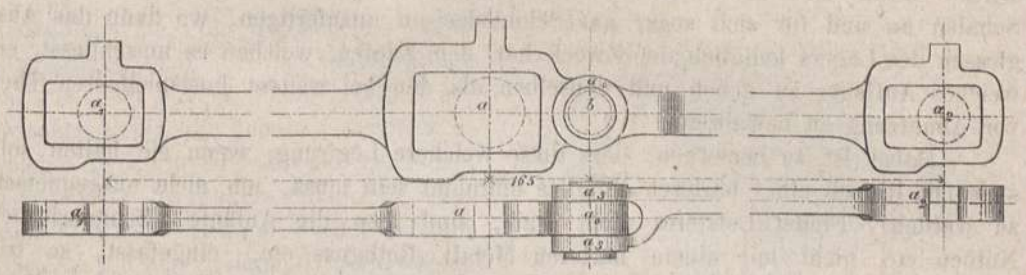
Anderweite Constructionen ähnlicher Tendenz, Vermeidung von Materialschwächungen und Querschnittsänderungen, sind von Volkmar angegeben worden. Bekanntlich ist bei den gewöhnlichen Constructionen der Stangenköpfe der zum Anziehen der Lagerschalen dienende Keil durch den Kopf geführt, und es ändert die hierdurch erforderliche Keilbahn nicht nur plötzlich den Querschnitt des Kopfes, sondern erzeugt auch in der Regel scharfe Ecken, wodurch günstiger Anlass zu Brüchen erfahrungsmässig herbeigeführt wird, die in der That bei solchen Köpfen stets durch die Ecken der Keilbahn gehen, obschon der Querschnitt hier meist sogar grösser ist, als an anderen Stellen des Kopfes. Diese Erscheinung mag mit daher kommen, dass das Keilloch ausgestanzt werden muss, wodurch die Structur des stehenbleibenden Materiales wahrscheinlich in nachtheiliger Weise Veränderungen erleidet, welche An-

lass zum späteren Bruche werden können. Man hat diese scharfen Ecken der Keilbahn dadurch zu vermeiden gesucht, dass man den Keil halbrund an den schmalen Seiten machte und dem entsprechend also auch die Keillöcher abrundete. Allein, wenn hierdurch auch in Hinsicht der Festigkeitsverhältnisse nicht unwesentlich gewonnen wurde, so hat diese Form dafür den Uebelstand, dass sich die halbrunden Keillagerflächen sehr rasch ausnutzen und dann die Lagerschalen nicht fest genug durch dieselben gehalten werden. Ueberdies verlangt die Herstellung solcher Keilnuthen und Keilbahnen mit halbrunden Flächen eine besondere Präcision der Arbeit, weil anderenfalls sich die Keile in kürzester Frist ausschlagen. Die Construction in Fig. 19—21, Tafel XXXIII sucht die angedeuteten Mängel zu vermeiden. Es sind daselbst zwei Keile (a und a^1) angewendet, welche den Stangenkopf (b) umfassen, so dass durch die Anordnung zunächst die Keillöcher vermieden werden, die Keile selbst eine grössere Auflagfläche erhalten, sowie ein Ausschlagen oder Losewerden nicht zu befürchten steht, während zugleich der ganze Stangenkopf leichter ausfällt und billig herstellbar ist. Dabei werden natürlich die runden Einlegstücke (c und c_1), als auch der mittlere Theil des Stellschraubenbolzens d etwas kürzer als die Kopfbreite gemacht, damit die laterälen Keile fest gegen das Lagergehäuse angezogen werden können. Keile und Verbindungszapfen sind aus Stahl anzufertigen.

Nicht mit Unrecht wurde an dieser Construction beanstandet, dass die Keile nicht fest genug mit einander verbunden sind, dass in Folge dessen kein ganz gleichmässiges Anziehen derselben möglich und dass bei einem etwaigen Bruch der Stellschraube ein Herausfallen der Keile erfolgen müsse. Es wurde deshalb vorgeschlagen, die beiden Keile aus einem Stücke (oben massiv verbunden) herzustellen, indessen erwies sich diese Modification nicht sowohl aus Rücksichten der Montirung als auch aus constructiven Gründen nicht wohl durchführbar. In der vorliegenden Zeichnung (Fig. 20 u. 21, Tafel XXXIII) sind die Keile oben noch vermöge hindurchgehender Splinte gesichert, so dass bei etwaigem Bruch der Stellschraube d ein Auseinanderfallen nicht eintreten kann. Im Uebrigen dient der Doppelkeil in vorliegender Construction wesentlich nur dazu, die Lagerschalen zusammenzuhalten und müssen bei einer guten Instandhaltung der Maschine die beiden Lagerschalen immer fest mit den Flächen ff an einander stehen. Sind die Lager etwas ausgelaufen, so muss an diesen Flächen entsprechend weggefeilt, in keinem Falle aber Spiel gelassen werden, um dieses mit Hülfe der Keile zu beseitigen, in welchem Falle ein Warmgehen der Lager, sogar Betriebsstörungen die kaum vermeidliche Folge sind. Ein gut aufgepasstes, mit Compositionsmetall ausgegossenes Stangenlager soll mit einer gut montirten Maschine nicht unter 5000 Kilometer zurücklegen, ehe es sich erheblich ausnutzt, so dass Nachbesserung erforderlich wird. Sind die Lager so weit ausgenutzt und zusammengefeilt, dass die Keile das Zusammenhalten nicht mehr ermöglichen, so lassen sich bei vorliegender Construction Beilagen für den Keil anbringen, welche aus Stahlblech von einer Dicke bestehen, die dem nutzbaren Keilanzuge entspricht und die direct auf die betreffende Lagerschale, die mit dem Keile in Verbindung steht, zu liegen kommen. Auch für gekröpfte Achsen oder für Zapfen mit Gegenkurbeln, für welche das Lagergehäuse bekanntlich auf der einen Seite offen sein muss, lassen sich derartige Stangenköpfe ausführen, und erfolgt in diesem Falle das Zusammenhalten des nach hinten offenen Lagergehäuses durch zwei Nasenkeile, welche durch die Lagerkeile zusammengehalten werden. Im Uebrigen bietet die angeführte Anordnung keinen weiteren wesentlichen Unterschied gegen die mit geschlossenem Kopf, so dass von deren besonderer Zeichnung und Beschreibung abgesehen werden darf.

Genau dieselben Kopfconstructionen gelten auch für die Kuppelstangen, nur wird bei diesen die Anwendung geschlossener Köpfe die allgemeine Regel sein, indem hier nur höchst ausnahmsweise Motive vorliegen, welche die Anwendung offener Köpfe nothwendig machen. Bei der zweifachen Verkuppelung, also bei den gewöhnlichen Personenzugmaschinen, sind beide Köpfe der Kuppelstange völlig identischer Construction; dasselbe wird der Fall sein bei den Endkuppelköpfen der Sechs- und Achtkuppler, mag die Stange aus einem Stücke, oder, der leichteren Montirung und Beweglichkeit halber, aus mehreren Theilen zusammengesetzt sein, indem nämlich den im Betriebe vorkommenden, aus den Unebenheiten des Schienenweges resultirenden kleinen Verticalbewegungen Rechnung getragen werden muss, wenn anders Brüche vermieden werden sollen. Man lässt daher schon bei Sechskupplern die Stange aus zwei Theilen bestehen, wie in nachstehender Fig. 40 dargestellt ist. Ist

Fig. 40.



daselbst a der Triebzapfen, a_1 und a_2 die Kuppelzapfen, so besitzt der mittlere Kopf vermöge eines kurzen Ansatzes ein Auge (a_0) und das entsprechende Stangenende eine Gabel (a_3), welche das Auge (a_0) umfasst. Der Bolzen b verbindet beide Stücke, der durch Federsplint gesichert wird. Im Uebrigen ist die Construction der Köpfe aus den früheren Beschreibungen ersichtlich.

Fig. 41.

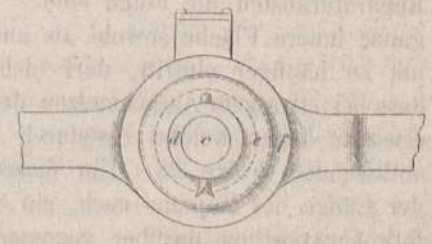
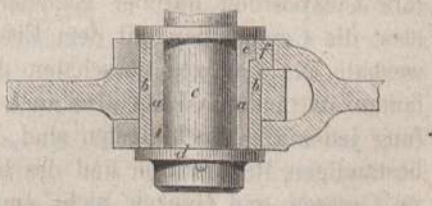


Fig. 42.



Auch von J. F. Stephenson besitzen wir ein ebenso einfaches als elegantes Mittelgelenk für dergleichen Stangen, wie es die nebenstehenden Figuren 41 und 42 vor Augen führen. Dieses Gelenkstück ist ursprünglich für die Kuppelstangen der Güterzugmaschinen der North-Eastern Railway seitens des Genannten construirt worden, indessen von da auf viele andere Bahnen übergegangen. Dasselbe besteht, wie aus den Figuren erhellt, aus einer Metallbüchse a, welche den Kurbelzapfen c der Mittelachse aufnimmt und worüber eine zweite Büchse b von Stahl gesteckt ist. Beide Büchsen zusammen gehen dann durch das einfache und doppelte Auge der Vor- und Rückwärtskuppelstange, wie aus dem Horizontalschnitt Figur 41 ohne Weiteres klar ist. Der Kurbelzapfen ist in der in England üblichen Weise mit einer geschlossenen Mutter, welche den ringförmigen Anlauf d besitzt, versehen und ausserdem durch Splint am Losdrehen gesichert, wäh-

rend er die oben erwähnten Büchsen an der Umdrehung durch die aus dem Ganzen mit ihnen geformten Nasen *e* und *f* verhindert.

Als Material der in die Stangenköpfe einzusetzenden Lagerschalen (Lagerfutter), welche den Zapfen umfassen, dienen, wie bei allen übrigen Lagern, Metallcompositionen der verschiedensten Zusammensetzung, in Betreff welcher so zu sagen jede Bahn ihre eigenen Erfahrungen macht. Es darf daher nicht Wunder nehmen, dass hier von einer absolut besten Composition, die sich überall gleichmässig bewährt hätte, nicht die Rede sein kann, dass vielmehr jede Bahn ihre besondere Composition hat und dieselbe so lange beibehält bis eine bessere gefunden ist. Krauss hat seinerzeit als beste Composition für Stangenlager eine Legirung von 80 Banca-Zinn, 10 Kupfer und 10 Antimon empfohlen, also auch hier ein Weissmetall (Zinncomposition). Vielfach werden die Lagerschalen aus Bronze oder gewöhnlichem Messing hergestellt und alsdann mit Weissmetall ausgegossen, wovon weiter unten nochmals die Rede sein wird. Wenn man das Lager mit Composition ausgiesst, so hindert Nichts, die Schalen an und für sich sogar aus Schmiedeeisen anzufertigen, wo dann das Ausgiessen des Lagers lediglich den Zweck hat, dem Zapfen, welchen es umschliesst, ein weiches Auflager zu geben und denselben als den bei weitem kostspieligeren Theil vor Abnutzung zu bewahren.

Dabei ist zu bemerken, dass diese weichere Legirung, wenn sie halten soll, stets mit Rippen eines härteren Metalles umrahmt sein muss, um nicht ausgequetscht zu werden. Findet Letzteres nicht statt, sind also die Anläufe, Schmierlöcher, Nuthen etc. nicht mit einem härteren Metall (Rothguss etc.) eingefasst, so tritt namentlich bei stark angestrengten Lastzugmaschinen ein baldiges Verquetschen dieser Theile ein, wodurch die Oelzuführung gehindert und häufiges Warmlaufen, sowie hohe Reparaturkosten die Folge sind. Dass dieses bei schmiedeeisernen Lagern, wo die ganze innere Fläche sowohl als auch die Anläufe mit Composition ausgegossen sind, um so häufiger eintritt, darf nicht überraschen, wohinzu noch der Nachtheil tritt, dass bei etwaigem Ausschmelzen der Composition der Zapfen unmittelbar auf Schmiedeeisen zu liegen kommt, wodurch ein Liegenbleiben des Zuges selbstverständlich die nothwendige Folge ist. Um diesem Uebelstande abzuhelfen, haben einige Fabriken, der Länge des Zapfens nach, ein 30—35^{mm} breites Metallstück eingenietet und ebenfalls Composition darüber gegossen, womit indessen wenig gewonnen wird. Ferner lässt die Composition mit dem Eisen keinen so innigen Contact zu wie mit Rothguss, weshalb ein häufiges Losschälen der Composition eintritt, zumal dann wenn Warmlaufen stattfindet. Wenn also auch die schmiedeeisernen Lager in der ersten Beschaffung jedenfalls die billigsten sind, so sind sie doch in der Unterhaltung in Folge der beständigen Reparaturen und des häufigen Ausgiessens sehr theuer, weshalb sie sich im Grossen und Ganzen nicht empfehlen lassen, wenigstens nicht für Locomotiven erheblicher Kraftleistungen.

Das Ausgiessen der Lager mit Weissmetall bietet den Vortheil, dass alle nachträglichen Ausgaben wie: Formen, Giessen und Ajustiren der Lager gänzlich wegfallen, indem man nach erfolgter Ausnutzung des Weissmetalles nur neues Metall einzugiessen braucht, um das Lager alsbald von neuem im Dienst verwenden zu können. Das Ausgiessen wird, nach A. Zitowitsch, Werkstätten-Ingenieur der Moskau-Nischni-Bahn, in folgender Weise bewerkstelligt. Beide Lagerhälften werden zunächst auf dem Schmiedefeuer erwärmt und im Innern gut verzinnt, welche Arbeit möglichst sorgfältig vorgenommen werden muss, da sonst das Weissmetall nicht gut an der Lagerschale haften würde. Hierauf werden die verzinnten Lagerhälften zum

Ausgiessen auf den in den Figuren 43, 44 und 45 dargestellten Apparat gebracht, der aus einer unteren gut geebneten eisernen Platte *A* besteht, welche auf der Oberfläche eine runde Vertiefung von 100^{mm} im Durchmesser hat (Fig. 44). In diese Vertiefung wird ein gusseiserner Cylinder *B* eingeführt, dessen Durchmesser gleich dem des

Fig. 43.

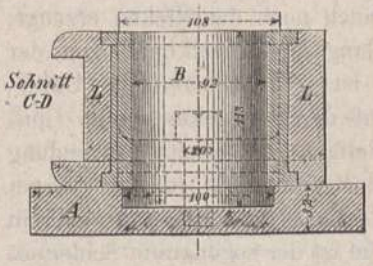


Fig. 44.

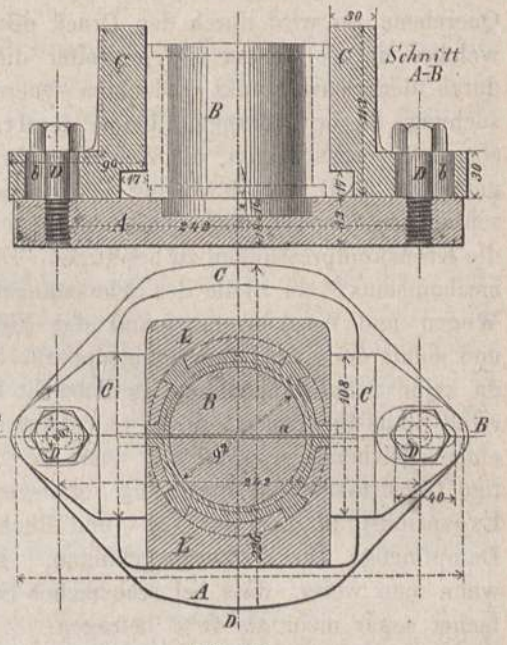


Fig. 45.

Radzapfens ist, für welchen die Lager anzufertigen sind. *B* ist seiner Länge nach in zwei gleiche Theile geschnitten, zwischen denen ein dünnes Eisenblech *a*, welches in Form und Grösse ganz dem Querschnitte des Lagers entspricht, eingesteckt wird. Alsdann werden auf der Platte *A* um den Cylinder *B* herum beide Lagerhälften *L L* gelegt (siehe Fig. 45) und durch zwei gusseiserne Ständer *C C* (Fig. 44) in die richtige Lage gebracht und befestigt, wobei die Ständer selbst mittelst der Langlöcher *b b* und Bolzen *D D* auseinander geschoben werden, um den verschiedenen Lagergrössen entsprechen zu können. Nach diesen Vorbereitungen hat man nur noch das Weissmetall in die Lager einzugiessen und die Lager selbst abzudrehen. Das Bestreben geht dahin, die beschriebene einfache Vorrichtung in der Weise abzuändern, dass es möglich ist, die verzinnten Lager gleich direct auf dem Radzapfen zu giessen, wodurch alle Nacharbeiten gänzlich erspart würden, und wird schliesslich bemerkt, dass die vom genannten Begründer dieser Ausgiessmethode gewählte Weissmetalllegirung aus 96 Theilen Zinn, 2 Theilen Kupfer und 8 Theilen Antimon besteht.

§ 21. Schleifenbewegung von Redtenbacher. — Bevor wir die Construction der Stangen verlassen, um unsere Abhandlung mit einigen Notizen über die Fabrikation dieser Maschinentheile zu beschliessen, muss noch, nicht sowohl der Vollständigkeit halber, als vielmehr ihres Autors wegen, einer Anordnung gedacht werden, welche bezweckt, die Anwendung der Schubstange und somit deren natürliche Inconvenienzen gänzlich zu beseitigen. Wir meinen die seinerzeit von Redtenbacher vorgeschlagene Construction der Locomotive mit Schleifenbewegung. Der Einfluss des Schubstangenmechanismus bei Locomotiven ist für den ruhigen Gang derselben bekanntlich da von besonderem Nachtheile, wo die Construction die Anwendung langer Kurbelstangen nicht gestattet. Unter den Nachtheilen, deren Hauptursache kurze Schubstangen sind, müssen besonders die störenden Bewegungen, das Wogen, Wanken und Nicken hervorgehoben werden. Der Druck des Kreuzkopfes gegen die Lineale,

der um so grösser, je kürzer die Stange, bewirkt zunächst eine verticale, unter dem Namen Wogen bekannte Bewegung des auf den Federn liegenden Baues. Er bewirkt weiter eine einseitige Hebung desselben in Folge der senkrechten Stellung der Kurbeln gegeneinander, so dass eine unter dem Namen Wanken bekannte Drehung des Baues um eine durch den Schwerpunkt gehende Längenachse angestrebt wird. Fällt die mittlere Stellung des Kreuzkopfes nicht in die durch den Schwerpunkt gehende Querebene, so wird durch den Druck des Kreuzkopfes auch noch das Nicken erzeugt, welches um so stärker ist, je weiter die mittlere Stellung des Kreuzkopfes von der durch den Schwerpunkt gedachten Querebene entfernt ist. Die theoretische Untersuchung dieser Störungen leitete Redtenbacher auf den Gedanken, eine Construction vorzuschlagen, die zwar dem Principe nach vielfach anderweite Anwendung gefunden (z. B. zur Bewegung der Kurbelwellen bei Speisepumpen), in dem vorgeschlagenen Sinne jedoch den speciellen Zweck hatte, die Schubstangen und damit die Kreuzkopfpressungen zu beseitigen. Diese Construction ist der sogenannte Schleifenmechanismus[25]) an Stelle des Schubstangenmechanismus, durch dessen Anwendung das Wogen und Wanken ganz und das Nicken fast ganz beseitigt wird. Die Cylinder und somit der ganze Bewegungsapparat können der Triebachse beliebig nahe liegen, da keine Schubstangenlänge in Betracht kommt. Ferner ist die Kolbenbewegung eine reine Sinus-Bewegung, d. h. es entspricht für Vor- und Rückwärtsgang des Kolbens einer gleichen Kurbelstellung auch die gleiche Kolbenstellung. Es wird somit (richtige Construction der Steuerung vorausgesetzt), vor und hinter dem Kolben für jeden Expansionsgrad und für Vor- und Rückwärtsgang der Maschine eine stets gleiche Dampfmenge zur Wirkung gelangen. Dies ist ein sehr beachtenswerther Vorzug, wenn man weiss, dass bei sechsfacher Stangenlänge diese Differenzen 8%, bei fünffacher sogar mehr als 10% betragen.

Die Schwierigkeiten einer soliden Herstellung des Schleifenmechanismus, mögen wohl den Grund zur Verwerfung dieser Idee gegeben haben, da offenbar die Abnutzung des die Kurbeln umtreibenden Rahmens eine sehr bedeutende sein muss, weshalb ein dem entsprechendes Material zu wählen ist. Diese Wahl dürfte aber bei der inzwischen so hoch entwickelten Gussstahlfabrikation heute jedenfalls mehr Aussicht auf glücklichen Erfolg haben, als im Jahre 1859. Offenbar erscheint der Mechanismus, mit dem Bleuelstangenapparate verglichen, unendlich einfach, zumal sich die Schleife, sammt ihren prismatischen Führungen, mit der Kolbenstange aus dem Ganzen erschmieden lässt, woran allerdings damals nicht gedacht werden durfte; auch würde man das in der Schleife auf und nieder gleitende Kurbelzapfenlager mit einer geeigneten Composition in den Contactflächen zu versehen haben und den Arbeitsflächen der Schleife die erforderliche Härte zu ertheilen im Stande sein, wie dies auch bei den Linealen und Köpfen des Kurbelmechanismus geschehen muss, welche — wie die Rechnung ergiebt — in nicht minderem Grade (gleiche Kolbendrücke vorausgesetzt) beansprucht werden, als die Schleife, wofern nicht aussergewöhnlich lange, also übermässig schwere Stangen verwendet sind. Wir erblicken hingegen im Schleifenmechanismus eine Bleuelstange von unendlicher Länge, aber von endlichem Ge-

[25]) Die Redtenbacher'sche Idee ist vom Maschinen-Ingenieur A. Stigler in Esslingen seinerzeit constructiv verwirklicht worden (vergl. Organ 1859, p. 267 mit den Figuren auf Taf. XVII); indessen ist unseres Wissens eine derartige Locomotive niemals zur praktischem Ausführung gelangt, woraus indessen nicht gefolgert werden darf, dass dies nicht in Zukunft noch geschehen könne, denn auch die Technik hat ihre Launen und Moden, die — obwohl an sich etwas kostspielig — doch selbst in ihren negativen Resultaten von Werth sind.

wichte und muss im Interesse des Fortschrittes aufrichtig bedauert werden, dass es bisher noch nicht zur praktischen Ausführung dieser Construction gekommen ist, die, wenn auch ursprünglich für die Cramptonmaschine erdacht, doch auch den heutigen Schnellzugmaschinen angepasst werden könnte und nicht wenig dazu beitragen würde, deren Gebrechen zu mindern. Nur lässt sich nicht vorher sagen, ob dies geschehen könne, ohne die gleichzeitige Einführung neuer, bisher nicht vorhandener Mängel befürchten zu müssen.

§ 22. Fabrikation der Kurbel- und Kuppeltstangen. — Als Material der Bleuel- und Kuppelstangen dient Eisen oder Gussstahl. Für eiserne Stangen werden die Köpfe in Gesenken für sich ausgeschmiedet, der Stangenkörper für sich gestreckt und sodann die Köpfe an letzteren angeschweisst; indessen lässt sich auch aus Eisen die Stange aus dem Ganzen strecken, mithin ohne Schweissung darstellen, wofern man entsprechend grosse Brammen in Arbeit nimmt, deren Erzeugung indessen allemal minder rentabel ist, als die Erzeugung und Verwendung der Gussstahlrohblöcke.

Mag man es nun mit dem Gussstahlrohblocke oder mit der aus Paqueten oder Luppen zurechtgeschmiedeten Bramme zu thun haben, so geht jede Bleuel- oder Kuppelstange aus einem prismatischen Rohstück hervor, indem man zunächst von dessen Mitte aus, nach beiden Seiten hin eine Streckung unter dem Hammer vornimmt, bis die gewünschte Bruttolänge der Stange erreicht ist. Zur Erläuterung dieser Streckprocesse wird auf die Zeichnungen in den Figuren 26—28 auf Tafel XXXIII verwiesen, welche die fertigen Maschinentheile in Verbindung mit den Dimensionen der rohen Vorschmiedung vor Augen führen. Denken wir uns, es sei beispielsweise die in Fig. 27 vorgeführte Bleuelstange A mit den Endköpfen B und B_1 zu erschmieden, und bezeichnet zunächst die geradlinige Begrenzung $a\,b\,c\,d$ den prismatischen Rohblock, und sei ferner die mechanische Stangenlänge (= Abstand der Zapfenmittel) $l = 1^{m},590$, so dürften die Dimensionen des prismatischen Rohblockes zu betragen haben:

$$\text{Länge} = 800^{mm},\ \text{Breite} = 250 - 200^{mm},\ \text{Höhe} = 300^{mm}.^{26})$$

Man hat nun zunächst unter einem Streckhammer entsprechenden Gewichtes die Depression $D\,D_1$ zu erzeugen behufs Einleitung des Streckprocesses, und zwar kommt bei symmetrischen Stangen, also bei den Kuppelstangen, $D\,D_1$ gerade in die Mitte des Stückes zu liegen; im gegenwärtigen Falle, wo es sich um die Erschmiedung einer Bleuelstange handelt, liegt die Depression näher an B_1, weil B_1 der kleinere Kopf ist, also entsprechend weniger Material erfordert. Man treibt alsdann das Stück, immer von $D\,D_1$ aus nach beiden Seiten hin bis die Bruttolänge der Stange erreicht ist. Es sind dazu bei langen Stangen (insbesondere bei den Kuppelstangen) mehrere Hitzen erforderlich. Die so vorgeschmiedete Stange wird sodann flach gelegt und auf Bruttodicke, zunächst gleichmässig auf die ganze Stangenlänge, unter dem Hammer mit quadratischer Bahn reducirt. Ist dies geschehen, so beginnt das Ausschmieden der Köpfe nach Schablonen, welche man sich aus dünnem Eisenblech anfertigt und die genau nach der in natürlicher Grösse ausgeführten Zeichnung ausgeschnitten sind. Das Ausschmieden jedes Kopfes erfolgt in je einer Hitze, wodurch zunächst die Umrisse $a^1\,c^1\,b^1\,d^1$ resultiren. Sodann erfolgt das Feinschmieden des Stangenschaftes, sowie der zwei Köpfe (Façonschmieden), wozu weitere drei Hitzen

[26]) Für die Kuppelstangen des »Nord Belge« wiegen die Rohblöcke beispielsweise 320 Kilogramm (Bessemerstahl) bei 14 Zoll engl. Seite im Quadrat, welche zu Brammen von 12 Zoll Höhe und 4 Zoll Dicke in einer ersten Hitze ausgeschmiedet und sodann in einer zweiten auf Bruttolänge gestreckt werden.

erforderlich sind. Schliesslich werden die zwischen Kopf und Stange erforderlichen Anläufe (nn^1 m^1, o und o^1) ausgeschmiedet, indem der Stangenkörper bekanntlich weniger breit und hoch ist, als die Endköpfe; die Uebergänge der Querschnitte müssen, gleich beim Schmieden, möglichst sorgfältig durch sanft gerundete, nach der aufgelegten Schablone hergestellte Ausbuchtungen vermittelt werden, um den Ajusteuren so viel thunlich schon vorzuarbeiten. Die Schmiedeoperationen, denen die Stange unterworfen wird, enden mit dem Feinausschmieden der beiderseitigen Oelkapseln k und k_1, die jedoch massiv bleiben, wie auch die Stangenköpfe.

Bei allen diesen Schmiedearbeiten bedient man sich, wie bereits angedeutet, einer Blechschablone, welche genau die Umrisse der fertigen Stange besitzt, und die einfach, behufs Controle, auf das Stück gelegt wird. Man schmiedet natürlich sämmtliche Theile entsprechend stärker aus, damit für die Ajustirarbeiten, die sich an die Schmiedearbeiten anschliessen, die nöthige Materialstärke zur feineren Bearbeitung (Ausstossen, Abdrehen, Ausbohren, Auskehlen, Hobeln, Poliren) verbleibt. Die Lochungen der Stangenköpfe, welche zur Aufnahme der Lagerschalen etc. bestimmt sind, werden in der Schmiede nicht hergestellt, sondern in den Ateliers unter Specialmaschinen ausgestossen, die massiven Oelkapseln ausgebohrt und ajustirt.

Das Resumé der Schmiedeoperationen einer Bleuelstange aus Bessemerstahl würde demnach sein:

Erste Hitze. Strecken des Rohblockes und Hämmern in der Breite auf rohe Kopfhöhe in der ganzen Länge des Stückes.

Zweite und dritte Hitze. Vorschmieden der Köpfe auf Bruttohöhe und Breite.

Vierte Hitze. Schmieden des Stangenkörpers.

Fünfte und sechste Hitze. Fertigschmieden der Köpfe nach der Schablone.

Siebente und achte Hitze. Erzeugung der Anläufe der Stange gegen die Köpfe nach Form der Schablonen.

Neunte und zehnte Hitze. Feinausschmieden der Ansätze für die Oelbehälter der Köpfe.

Auf eine jede dieser Hitzen wird durchschnittlich 3 % Verlust gerechnet und hiernach das Gewicht des in Arbeit zu nehmenden Rohblockes bestimmt. Auch muss bemerkt werden, dass die also vorgeschmiedeten Stangen, ehe sie den Ateliers übergeben werden, erst noch die Nachschmiede passiren, wo man im Schmiedefeuer noch mehrere kleine Hitzen giebt, um schärfere Kanten, bessere Flächen und genauere Formen zu erhalten, als es unter den Dampfhämmern der grossen Schmieden zu erzielen möglich ist.

Da die Bleuel- und Kuppelstangen keiner Abnutzung durch Reibung unterliegen, so wird man sie aus dem weichsten und geschmeidigsten Maschinenstahl zu erschmieden haben (von nicht über 0,25 % Kohlenstoff), was um so dringender nöthig erscheint, weil jeder dieser Maschinentheile abwechselnd auf rückwirkende und auf absolute Festigkeit beansprucht wird, also eine grosse Geschmeidigkeit des Materiales erfordert. Die Stangenpreise stellen sich, wofern dieselben auf Bestellung geliefert werden, auf durchschnittlich 1 Frc. pro Kilo, wofern die Selbstkosten 0,85 Frc. betragen, gleichgültig ob Eisen oder Bessemerstahl verwendet wurde, da hier nicht der Rohmaterialpreis, sondern wie bei den Kurbelachsen, nur die Arbeitskosten, der Brennstoffaufwand und die Materialverluste in Frage kommen, letztere aber beim Eisen um ein Vielfaches grösser sind, als beim Stahl.

In Betreff der nachfolgenden Ajustirarbeiten, welche die Stange bis zur Voll-

endung in einer langen Reihenfolge zu durchlaufen hat, sollen zum Schlusse die wichtigsten Momente hervorgehoben werden.

Die fertig geschmiedete, auf das sorgfältigste gerichtete Stange gelangt in die Schlosserwerkstätten, woselbst zunächst die geometrische Achse der Stange verzeichnet und beide Mittelpunkte der Lager angekörnt werden. Sodann werden, durch Auftragen der Werkzeichnung (die in natürlicher Grösse ausgeführt ist) die äussere und innere Form der Köpfe und die Keillöcher vorgezeichnet und angekörnt, Letztere mit Hülfe einer Stahlschablone, welche zugleich auch dem Hobler zur genauen Herstellung der Keile dient. Hierauf wird die Höhlung im geschlossenen Kopfe hergestellt, indem man innerhalb der vorgezeichneten Begrenzungsfläche eine Reihe von Löchern so nahe eins am andern bohrt, dass zwischen je zweien nur 2—3^{mm} Materialdicke verbleibt, welche schliesslich durchgehauen wird. Das Ausstossen mittelst Maschinen ist jedoch zweckentsprechender, setzt aber stets ein Vorbohren behufs Beginn der Arbeit voraus. Die Höhlung für die Schmiergefässe wird durch Ausbohren des geeignet vorgeschmiedeten Ansatzes hergestellt, wobei man sich eines Kernbohrers bedient, welcher das zur Schmierung dienende Centralröhrchen als isolirten Cylinder in der Mitte des Gefässes stehen lässt. Ferner wird auch die Herstellung der Keillöcher vorgenommen und alle inneren und äusseren Flächen mit Meisel und Feile, oder besser unter Specialhobel- und Fraismaschinen, auf genaues Maass bearbeitet und kann sodann zum Einpassen der Lagerschalen geschritten werden, welches genau so geschieht, wie bei den gewöhnlichen Achsenlagern.

Um das Futter auf der Drehbank vollenden zu können, muss eine ihrer Flächen genau normal zur Achse der Bohrung abgerichtet werden, was am zweckmässigsten auf der Hobelmaschine geschieht, indem man die Stange in der Weise in den Schlitten einspannt, dass sie sich in ihrer geometrischen Achse bewegt, worauf mit dem Parallelreisser die zu hobelnde Fläche vorgezeichnet und die Arbeit vollzogen werden kann. Die Lager werden sodann mit den parallel bearbeiteten Flächen vor die Planscheibe gespannt und nach der vorgekörnten Rundung gebohrt. Hauptbedingung ist, wie leicht ersichtlich, ein vollständiger Parallelismus beider einer Stange angehörenden Lagerbohrungen, deren geometrische Achse zusammenfallen muss mit der geometrischen Achse der durch die Stange zu verbindenden Zapfen; ferner und gleichzeitig muss aber auch die durch das Mittel beider Bohrungen gedachte Linie zusammenfallen, d. h. völlig identisch sein mit der geometrischen Achse der Stange. Man sieht wohl, dass es ungemein schwierig, ja fast unmöglich ist, diese Bedingungen bei einer getrennten Behandlung der Lager zu erfüllen. Man hat die gleichzeitige Ausbohrung beider Lager, d. h. die genaue Herstellung der mechanischen Stangenlänge in Belgien durch höchst sinnreiche Specialmaschinen zu erzielen gesucht (die wir schon 1867 zu Seraing in Thätigkeit sahen), welche beide Köpfe der vollständig mit Lagerschalen und Keilen armirten Stange gleichzeitig derart vollenden, dass die Montirung der Stangen sofort möglich ist. Die unter sich streng parallelen Bohrwellen des Apparates sind, für jede beliebige Stangenlänge, auf den mathematisch genauen Abstand der Kurbelzapfenmittel (= mechanische Stangenlänge) einstellbar, wodurch die oben geforderten Bedingungen gleichzeitig und sämmtlich erfüllt werden und sehr theuere Handarbeit, die bei aller Präcision doch ungenau ist, erspart bleibt.

Literatur.

a. Ueber Trieb- und Kurbelachsen.

Achsen der Locomotiven auf der Londoner Ausstellung von 1862. Organ f. Eisenbahnwesen 1864, p. 171.

Beschreibung der Kurbelzapfen für die Steuerung der Locomotiven von Wöhlert in Berlin. Heusinger von Waldegg, Organ 1855, p. 134.

Bessemer's, H., Verbesserung in der Anfertigung der Kurbelwellen. London Journal 1860, p. 15. Dingler's Journal, 156. Bd., p. 9.

Burg, Prof., Ueber die Veränderung des zu Locomotivachsen angewandten Schmiedeeisens. Polyt. Notizbl. f. Gewerbtreibende, Fabrikanten etc. Nr. 5, 1846. Hartmann's Eisenbahnzeitung 1846, p. 154. 155.

Construction der Triebachse von der Locomotive »Wien-Raab« in der Pariser Industrie-Ausstellung. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1855, p. 69.

*Fabrikation der geraden und gekröpften Locomotivachsen in Petzholdt's Fabrikation, Prüfung und Uebernahme von Eisenbahn-Material. Wiesbaden 1872, p. 192—198.

Gusseiserne Kurbelachsen für Locomotiven auf der Baltimore-Susquehanna-Eisenbahn. Eisenbahnzeitung 1845, p. 410. 411.

Lausmann's, F., Mittel, den Bruch einer Locomotivachse vorher zu erkennen und krystallinisch gewordenen Achsen die sehnige Textur wieder zu geben. Heusinger von Waldegg, Organ, 1. Bd., p. 219. 220.

Meyer, Georg, Ueber die gleichmässige Belastung der Achsen bei Locomotiven. Organ f. Eisenbahnwesen 1865, p. 61.

Notiz über die Kurbelachse von M. Conochie und Claude. Mech. Magazine 1848, Sept. p. 313. Heusinger von Waldegg, Organ 1849, p. 112. Polyt. Centralblatt 1849, p. 400.

Proben mit Achsen aus Gussstahl für Eisenbahnfahrzeuge (von Carlswerk). Eisenbahnzeitung 1847, p. 437. 438.

Rühlmann, Dr. M., Ueber die Locomotiven mit innen- und aussenliegenden Cylindern, die Fabrikation der Kurbelachsen und die Ursachen von deren Brüchen. Polyt. Centralblatt 1843, p. 438. Heusinger von Waldegg, Organ 1848, p. 141.

Tabellarische Uebersicht der Dimensionen, Gewichte, des Materials etc. von Locomotivachsen der Bahnen des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen. III. Supplementband des Organs, p. 116.

Triebachsen, gekröpfte, für Locomotiven. Monit. des Int. mater. 1859, p. 341. Wochenschr. des schles. Vereins f. Berg- und Hüttenwesen, Nr. 47. Dingler's Journal, 154. Bd., p. 394. Polyt. Centralblatt 1860, p. 468.

Ueber die zulässige Belastung der Locomotiv- und Tender-Achsen. Organ f. Eisenbahnwesen 1864, p. 79. Erbkam's Zeitschrift f. Bauwesen 1863.

Ueber die Dauer der gekröpften Locomotivachsen. Mit Holzschn. Organ f. Eisenbahnwesen 1864, p. 81. Armengaud's Génie industr. 1863, Jul. T. 26. Nr. 131.

Verstärkung der Kurbelachsen von Locomotiven nach Lausmann. Heusinger von Waldegg, Organ 1849, p. 113. Polyt. Centralblatt 1850, p. 215.

Welche Dimensionen sind für schmiedeeiserne und gussstählerne Achsen der Locomotiven und Tender zu wählen? I. Supplementbd. des Organs, p. 103.

Welkner, Ueber Achschenkel und Kurbelachsen der englischen Locomotiven. Notizblatt des Architecten- und Ingenieur-Vereins für das Königr. Hannover. II. Bd., p. 205—214. Heusinger von Waldegg, Organ 1853, p. 124 u. 127.

b. Ueber Locomotiv-Radsterne und deren Fabrikation.

Baldwin's, Math. W., Verbesserte Räder für Dampfwagen. Aus Franklin Journal im Mech. Mag. Nr. 651, p. 325. Polyt. Centralblatt 1836, p. 543.

Cail's Methode, Locomotiv- und Wagenräder zu schmieden. Monit. industr. 1852, Nr. 1665. Heusinger von Waldegg, Organ 1853. p. 151. Polyt. Centralblatt 1853, p. 201.

Clauss, Die Fabrikation schmiedeeiserner Locomotivräder mit geschweisster Nabe und Beschreibung einer Bohrvorrichtung für die Kurbelzapfenöffnungen an Trieb- und Kuppelrädern. Scheffler's Organ 1858, p. 8. Polyt. Centralblatt 1858, p. 989.

Construction der Stephenson'schen Räder mit Speichen aus T-Eisen. Heusinger von Waldegg, Organ 1848, p. 160.

Construction der Triebräder an der Locomotive »Wien-Raab« in der Pariser Industrie-Ausstellung. Heusinger von Waldegg, Organ 1855, p. 69.

Davis, Phin., Methode die Räder für Dampfwagen zu giessen. Mech. Mag., Apr., p. 60. Polyt. Centralblatt 1835, p. 606.

Die Anfertigung der schmiedeeisernen Locomotivräder in Crewe. Organ f. Eisenbahnwesen 1867, p. 89. Civilingenieur 1866, p. 351 u. 358.

Donisthorpe's, G. E., Verbesserte Locomotiventriebräder. London Journal 1860, July, p. 387 u. 388. Polyt. Centralblatt 1850, p. 1041.

Grime's, J., Verbesserungen in der Fabrikation von Dampfwagenrädern. London Journal, V. 15, p. 362—372. Polyt. Centralblatt 1840, p. 553—555.

Grigg's mit Holz gefütterte Locomotivräder. Le Technologiste, Dec. 1861, p. 163. Polyt. Centralblaltt 1862, p. 486.

Grosse Locomotivräder. Engineer vom 15. August 1862. Zeitung des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen 1862, p. 794.

Gussstahlscheibenräder bei Locomotiven der Köln-Mindener Bahn. Organ f. Eisenbahnwesen 1869, p. 234 und 1871, p. 82.

Heusinger von Waldegg, Bericht über die in der Pariser Ausstellung von 1867 ausgestellten Locomotivräder, Bandagen und Achsen. Organ f. Eisenbahnwesen 1868, p. 228.

Jones, Theod., Patenträder für Dampfwagen. Mech. Mag. Nr. 690, p. 49—51. Polyt. Centralbl. 1837, p. 193. 194.

Melville's, John aus Middlessex, Verbesserte Triebräder für Locomotiven. Civ. Eng. Journal 1844, Dec. p. 421. Polyt. Centralblatt 1845, 5. Bd., p. 206. 207.

Notiz über die Fabrikation der Locomotivräder mit hohlen runden Speichen und gusseisernen innern Felgen. Heusinger von Waldegg, Organ 1848, p. 138.

*Petzholdt, Alph., Fabrikation, Prüfung und Uebernahme von Eisenbahn-Material. Wiesbaden 1872, p. 129—152. (Fabrikation der schmiedeisernen Räder für Locomotiven, Tender etc.)

Tappe, G. A., Ueber die Anfertigung von Locomotivrädern mit geschweissten runden Speichen. Heusinger von Waldegg, Organ 1848, p. 138.

Ueber die Anfertigung von Locomotivrädern nach Sharp & Co. und Stephenson. Heusinger von Waldegg, Organ 1847, p. 129.

Welche Erfahrungen liegen über die Räder, Achsen und Reifen aus Gussstahl, sowie über Räder aus Hartguss bei den Locomotiven, Tendern und Wagen vor? 1. Supplementbd. des Organs, p. 188.

Welche neuere Erfahrungen liegen über Gussstahlscheibenräder für Locomotiven und Wagen vor? Organ f. Eisenbahnwesen 1871, p. 102 u. 195.

Whiteside's, Rob., Verbesserung an Dampfwagenrädern (mit elastischen Speichen). Rep. of pat. Inv. 1836, Jan., p. 10. Polyt. Centralblatt 1836, p. 320.

c. Ueber Locomotiv-Radbandagen.

Banks, Verstählte Tyres. Artizan 1848, p. 122.

Bender, W., Ueber das Härten der Spurkranzhohlkehlen bei den Radreifen der Locomotiven. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1866, p. 130. (Zeitschr. des österr. Ingenieur- und Archit.-Vereins 1865, p. 253.)

Befestigung der Triebradbandagen mit Holzkeilen. Organ f. Eisenbahnwesen 1867, p. 31. Mech. Magazine, May 25. 1866, p. 326.

Beobachtung über die Abnutzung der Tyres von Locomotivrädern. Heusinger von Waldegg, Organ 1848, p. 140.

Clauss, Gussstahlreifen für Locomotiven und Wagen. Scheffler's Organ 1862, p. 135.

Courtheoux, G., Die Fabrikation der Locomotivradbandagen mit doppelter Textur. Heusinger von Waldegg, Organ 1851, p. 62 nach Bulletin du Musée de l'industrie de la Belgique, 1851, p. 65. Polyt. Centralblatt 1851, p. 784. Dingler's polyt. Journal, 126. Bd., p. 330.

Daelen, R., Bemerkungen über das Bandagiren von Locomotivrädern mit Puddelstahlbandagen. Heusinger von Waldegg, Organ 1852, p. 40.

Die Leistungen von Locomotiv- und Tenderbandagen von der Köln-Mindener Bahn. Organ f. Eisenbahnwesen 1866, p. 241; 1867, p. 257; 1870, p. 251 u. 1871, p. 242 nach den Jahresberichten der Direction.

Fabrikation von verstählten Radbandagen nach Saunders Patent. Heusinger von Waldegg, Organ 1866, p. 127.

Jackson, Anwendung des Gussstahls zu den Radreifen der Locomotiv- und Wagenräder. Brev. d'invent., T. 65, p. 299.

Sammann, A., Ueber die Anwendung der Radreifen von Gussstahl für Locomotiven und Eisenbahnfahrzeuge. Zeitschr. des Hannov. Ingen.-Vereins 1859, p. 399. Polyt. Centralblatt 1860, p. 374.

Sanderson, Verbesserung in der Verbindung von Stahl und Eisen zu Schienen für Radkränze etc. Repert. of pat. inv. E. J. V. 7., p. 349. Dingler's polyt. Journal, 101. Bd., p. 337.

Ueber die verstählten Bandagen von Locomotivrädern. Heusinger von Waldegg, Organ 1847, p. 43 und Polyt. Centralblatt 1847, p. 741.

Ueber geschweisste und ungeschweisste Radreifen für Locomotiven. Organ f. Eisenbahnwesen 1869, p. 37.

Verfertigung verstählter Locomotivradreifen nach J. L. Brown. Heusinger von Waldegg, Organ 1846, p. 200. Repert. of patent. invent. 1865, Juli, p. 30. Polyt. Centralblatt 1846, p. 479.

Welkner, G., Notizen über die Fabrikation der Radreifen in England. Heusinger von Waldegg, Organ 1853, p. 269 nach Notizbl. des Archit.- und Ingenieur-Vereins f. das Königr. Hannover, II. Bd., p. 400.

d. Ueber Gegengewichte an den Triebrädern.

Antoschin, N., Sectorförmiges Contregewicht. Mit Holzschn. Organ f. Eisenbahnwesen 1874, p. 118.

Büte, Th., Praktische Methode zur Bestimmung der Lastvertheilung und der Gegengewichte bei Locomotiven. Organ für Eisenbahnwesen 1867, p. 78.

Couche, Von den Gegengewichten an den Triebrädern der Locomotiven. Heusinger von Waldegg, Organ 1854, p. 39 nach Annales des mines 1853. 5. J. T. 3, p. 427. Notizbl. des Hannov. Archit.- u. Ingenieur-Vereins, III. Bd., p. 47.

Frank, A., Ueber die Abnutzung der Triebradreifen an Locomotiven. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1867, p. 187.

Gottlob, Sigm., Ueber die Veränderlichkeit des Schwerpunktes bei Locomotiven. Organ f. Eisenbahnwesen 1869, p. 216 u. 1870, p. 200.

Heaton's, George, Locomotive mit äquilibrirendem Gegengewicht. Rep. of pat. invent. 1848, Juli, p. 34. 35. Polyt. Centralblatt 1848, p. 1151.

Heaton's, George, Gegengewichte der Locomotiven. London Journal 1840, March., p. 97 Pol. Centralblatt 1850, p. 599.

Hughes, J., Ausgleichung der Abnutzung bei Maschinen mit geradliniger Bewegung. Pract. Mech. Journal, März 1856, p. 279. Dingler's Journal, 141. Bd., p. 175.

Le Chatellier, Ueber die Stabilität der Locomotiven durch Gegengewichte. Eisenbahnzeitung 1849, Nr. 22. Polyt. Centralblatt 1849, p. 840—845.

Le Chatellier, Ueber die Wirkung der Gegengewichte an Maschinen mit beweglichem Vordergestelle. Zeitschr. des österr. Ingenieur-Vereins 1850, p. 129. 130.

Nollau, H., Ueber das Anbringen von Gegengewichten an den Triebrädern der Locomotiven. Eisenbahnzeitung 1849, p. 323. 324.

Nollau, H., Ueber Gegengewichte an Locomotiv-Triebrädern. Eisenbahnzeitung 1849, p. 18. 19. 36. 77. 78. 230.

Polonçeau's Versuche über die Gegengewichte der Locomotiven. Eisenbahnzeitung 1849, p. 67.

Redtenbacher's Formeln zur Berechnung der Balancirungsmassen an den Triebrädern der Locomotiven. Heusinger von Waldegg, Organ 1853, p. 13.

Scheffler, Dr. G., Bestimmungen des Gegengewichtes in den Triebrädern der Locomotiven. Scheffler's Organ 1856, p. 77. Polyt. Centralblatt 1857, p. 550.

Ueber das Schwanken der Locomotiven. Zeitschr. des österr. Ingen.-Vereins 1862, April. Zeitg. des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen 1862, p. 569.

Welche Erfahrungen sind über die Einwirkungen der aus den schwingenden Massen resultirenden Kräfte auf schnellere und ungleichförmigere Abnutzung der Radreifen bei Locomotiven gemacht? Organ f. Eisenbahnwesen 1871, p. 108 u. 196.

e. Ueber Kurbel- und Kuppelstangen.

Büte, Th., Ueber Kurbel- und Kuppelstangen von Locomotiven auf der Pariser Ausstellung. Organ f. Eisenbahnwesen 1868, p. 104.

Die Verfertigung der Kurbelstangen zu den Locomotiven nach Sharp & Co. Heusinger v. Waldegg, Organ 1849, p. 107. Polyt. Centralblatt 1849, p. 385.

Fritz, H., Keilversicherung der Trieb- und Kuppelstangen an französ. Locomotiven. Heusinger von Waldegg, Organ 1856, p. 12.

Hawthorn's Kurbelstangen. Heusinger von Waldegg, Organ 1849, p. 102.

Heusinger von Waldegg's Kurbelstange. Mit Abbild. in dessen Organ f. Eisenbahnwesen 1849, p. 106.

Humphrey's, J. Dr., Kurbelstangenkopf für Locomotiven. The Pract. Mech. Journal 1851, Dec. p. 212. Polyt. Centralblatt 1852, p. 220. 221.

Krauss, Ueber Construction der Trieb- und Kuppelstangen bei Locomotiven und andern Dampfmaschinen. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1865, p. 140.

Kuppelstangenköpfe ohne Keile. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1870, p. 132.

Kuppelstangenverbindung bei einer Locomotive auf der Wiener Ausstellung von 1873. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1873, p. 212.

Kurbelstange der Passagierlocomotive von der Caledonianbahn. Heusinger von Waldegg, Organ 1851, p. 161.

Kurbelstangen von Sharp & Co. Heusinger von Waldegg, Organ 1849, p. 103.

Kurbelstange der Sharp'schen Tendermaschine. Heusinger von Waldegg, Organ 1850, p. 86.

Kurbelstange von R. Stephenson. Heusinger von Waldegg, Organ 1849, p. 105.

Kurbelstange der Locomotiven der Oldenburgischen Staatsbahn. Organ f. Eisenbahnwesen 1868, p. 22.

Mittelauge für Locomotivkuppelstangen. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1873, p. 37.

Neue Kuppelstange für Locomotiven nach amerikanischer Art. Heusinger von Waldegg, Organ 1850, p. 66. Polyt. Centralblatt 1850, p. 1482.

Neue Construction einer Flügelstange aus der Kessler'schen Maschinenfabrik zu Carlsruhe. Heusinger von Waldegg, Organ, 1. Bd., p. 128.

Stählerne Kurbelstangen mit kreuzförmigem Querschnitt. Organ f. Eisenbahnwesen 1867, p. 31. Practic. Mech. Journal 1866, p. 68.

Stigler, A., Locomotive mit Schleifenbewegung. Scheffler's Organ 1859, p. 267—276.

Topf, E., Ueber die Verwendung schmiedeeiserner Leit- und Kuppelstangenlager bei Locomotiven. Organ f. Eisenbahnwesen 1874, p. 110.

Ueber Kurbelstangen für Maschinen mit innenliegenden Cylindern. Mit Abbild. Heusinger v. Waldegg, Organ 1848, p. 101. Polyt. Centralblatt 1850, p. 469.

Volkmar, W., Schub- und Kuppelstangenkopf für Locomotiven. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1865, p. 10.

Zitowitsch, Alex., Ausgiessen der Zug- und Kuppelstangenlager mit Weissmetall. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1871, p. 231.

XII. Capitel.

Construction der Tragfedern, Balanciers, Achsbüchsen (System Hall), Achsgabeln und Stellvorrichtungen.

Bearbeitet von

J. Klövekorn,

Maschinenmeister der Königl. Preuss. Ostbahn in Schneidemühl.

(Hierzu Tafel XXXIV bis XXXVI.)

---

§ 1. Einleitung. Die in diesem Capitel behandelten Theile bilden diejenigen Organe der Locomotive, vermittelst deren die Achsen das Gestell mit dem Kessel und der Maschine tragen. Zunächst dient dazu die Achsbüchse, ein im Allgemeinen hufeisenförmiges Stück, das mit seiner Höhlung auf dem Lagerhalse oder Schenkel der Achse liegt, die sich in derselben dreht. Die offene Form des Lagers ist dadurch bedingt, dass die Locomotivachsen grösstentheils, im Gegensatze zu den Tender- und Wagen-Achsen, keine freistehenden Schenkel haben, das Aufbringen eines geschlossenen Stückes also unmöglich sein würde. Da ein grosser Theil des Widerstandes, den die Locomotive der Bewegung entgegensetzt, in der Achsenreibung besteht, so ist eine gute Construction und sorgfältige Oelung der Achslager von grosser Wichtigkeit. Auf den Achsbüchsen ruht der Rahmen und mit diesem der Kessel und die Maschine. Da nun eine directe Auflagerung wegen der bei der Fahrt entstehenden Stösse unzulässig ist, so sind zwischen die Rahmen und die Achsbüchsen Federn nebst verschiedenem Zubehör (Federstützen, Gehänge und Balanciers) gelegt, welche die gegen die Achsen wirkenden Stösse auffangen. In Folge dieser Federung ist die Lage der Maschine gegen die Achsen in verticalem Sinne stets veränderlich, weshalb die Verbindung der Achsbüchsen mit dem Rahmen derart sein muss, dass sie diese verticale Aenderung gestattet, ohne dass dabei die feste Lage in horizontalem Sinne beeinträchtigt wird. Es sind daher an den Locomotivrahmen durch die Achsgabeln Schlitze gebildet, in denen die Achsbüchsen sich vertical verschieben können. Zur Regulirung der Weite dieser Schlitze sind Stellvorrichtungen construirt.

§ 2. Construction der Achsbüchsen. — Die allgemeine Form der Achsbüchsen zeigen die Figuren 1—3, p. 703. *A* ist der Hauptkörper der Achsbüchse, welcher früher fast ausschliesslich von Gusseisen angefertigt wurde. An den beiden Seiten befinden sich die mit Schmiernuthen versehenen Vertiefungen *b b* in denen die Achs-

gabeln liegen, so dass sowohl in der Längenrichtung der Locomotive als auch normal zu dieser keine Verschiebung der Achsbüchse gegen die Maschine möglich ist, sondern nur eine verticale Bewegung stattfinden kann. Zur Aufnahme des Achsschenkels dient das eigentliche Lager *B*, welches, analog den Lagern bei stehenden

Fig. 1.

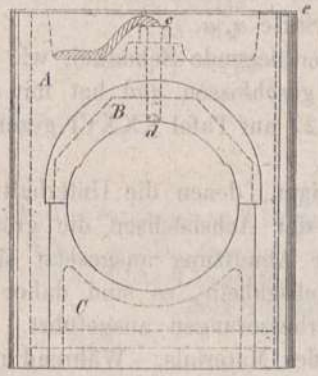


Fig. 2.

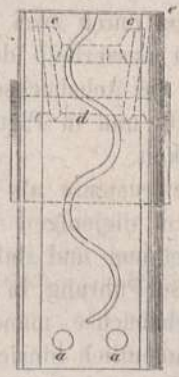
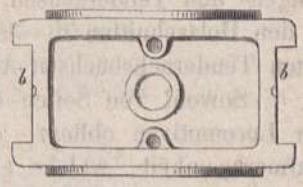


Fig. 3.



Maschinen, aus einem besonders zu diesem Zwecke geeigneten Materiale besteht. Dieses Lager muss so in die Achsbüchse eingesetzt sein, dass es sich in derselben nicht drehen und auch nicht seitlich verschieben kann. Zu diesem Zwecke hat dasselbe meistens die Form eines halben Achtecks und an beiden Seiten Ränder, welche über den Hauptkörper übergreifen. Da das genaue Einpassen dieses Achtecks verhältnissmässig viel Arbeit verursacht, so hat man mehrfach die runde Form gewählt, welche die Bearbeitung auf der Drehbank, bekanntlich den billigsten Arbeitsprocess, ermöglicht. Es muss dann eine besondere Vorkehrung getroffen sein, die das Drehen des Lagers verhindert. Von verschiedenen derartigen Vorkehrungen scheint die einfachste und billigste die in Fig. 4 und 5 skizzirte zu sein, welche Verfasser dieses Capitels an der London und North Western Bahn ausgeführt sah. Das Lager hatte die Form eines halben Cylinders, welcher genau nach der ausgedrehten Höhlung der Achsbüchse abgedreht war. Nach dem Einsetzen des Lagers waren quer durch die Achsbüchse zwei Löcher so gebohrt, dass die in diese eingesetzten Stifte zur Hälfte in der Pfanne lagen.

Fig. 4.

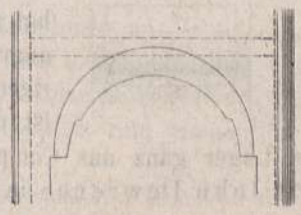
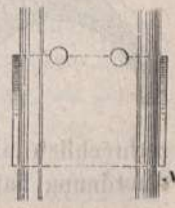


Fig. 5.



Ist die Länge des Achsschenkels nicht grösser als die Breite der Achsbüchse, so können die Ränder des Lagers, welche die seitliche Verschiebung verhindern, nicht übergreifen, sondern dieselben müssen eingelassen sein, oder man giebt dem Lager in der Mitte zwei Lappen, die in Vertiefungen der Achsbüchse liegen, wie Figuren 4 und 5, Tafel XXXIV zeigen.

Die Auflage der Achsbüchse auf dem Schenkel muss derart sein, dass nicht die ganze Fläche des Lagers, sondern nur der obere Theil den Schenkel berührt, da sonst ein Warmlaufen stattfindet.

Der obere Theil der Büchse ist ausgehöhlt und dient als Schmierbehälter, von dem vermittelst zweier Dochte *c*, *c* die schmierende Flüssigkeit nach der in der Lager-

fläche angebrachten Schmiernuthe *d* geführt und so den sich reibenden Flächen mitgetheilt wird. Als Schmiermaterial dient in der Regel Oel. Der Schmierbehälter wird gewöhnlich durch ein Blechstück *e* geschlossen.

Um den auf der Bahn entstehenden Staub von dem Achsschenkel abzuhalten, ist der unter der Achse freibleibende Theil der Oeffnung durch die Unterlippe *C* ausgefüllt, welche früher von Holz, jetzt jedoch ebenfalls von Gusseisen genommen wird. Gehalten wird dieselbe in der Regel durch zwei runde Stifte *a*, *a*.

Haben die Maschinenachsen ausserhalb der Räder liegende Schenkel, wie die Wagen- und Tenderachsen, so ist die Achsbüchse vorn geschlossen und hat mit den in den Holzschnitten 36—38 (p. 726) und in Figur 20—22 auf Tafel XXXVI gezeichneten Tenderachsbüchsen Aehnlichkeit.

Sowohl von Seiten der Constructeure als derjenigen, denen die Unterhaltung der Locomotiven obliegt, erfordern diejenigen Theile der Achsbüchsen die grösste Aufmerksamkeit, welche einer Reibung und daher der Abnutzung ausgesetzt sind, also das eigentliche Lager und die Führung in den Achsgabeln, es sind daher an der in Figur 1—3 skizzirten Achsbüchse manche Verbesserungen ausgeführt. In Bezug auf das Lager gilt dies namentlich hinsichtlich des Materials. Während man früher allgemein Bronce nahm, haben sich in neuerer Zeit verschiedene Compositionen des s. g. Weissmetalls, einer Mischung von Zinn, Kupfer und Antimon, bei der Zinn den Hauptbestandtheil bildet, Eingang verschafft. Dieses Material hat vor der Bronce den Vorzug, dass es sich direct in die Achsbüchse giessen lässt, während das Broncelager erst in eine besondere Form gegossen werden und dann mittelst Meissel, Feile oder Drehstahl in die Achsbüchse eingepasst werden muss; auch greift das Zinnlager den Achsschenkel weniger leicht an als das härtere Broncelager. Als einer der ersten, welche das Weissmetall bei Locomotiven versucht haben, ist Kessler zu nennen, der es schon in der Mitte der Vierziger Jahre anwandte.[1])

Bei einigen Bahnen hat auch eine Vereinigung der Zinncomposition mit der Bronce in der Weise stattgefunden, dass das ausgehöhlte Broncelager mit Composition ausgefüllt ist, wie die Skizze in Fig. 6 und 7 zeigt. Gegen das reine Broncelager hat man hier nur den Vortheil eines weniger angreifenden Materials, während die schwierigere Bearbeitung beibehalten ist, dagegen ist das so hergestellte Lager nicht so leicht zerbrechlich als das Lager ganz aus Composition. Die in Fig. 6 u. 7 dargestellte Anordnung hat zuerst John Dewrence in Liverpool in Vorschlag gebracht.[2])

Fig. 6.

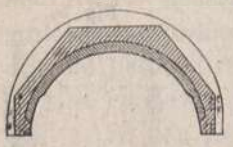
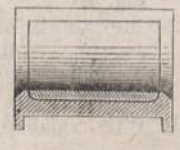


Fig. 7.



Folgende kleine Tabelle giebt die gebräuchlichsten Compositionen von dem Lagermetall der Locomotiven:

Bronce		Weissmetall
82 Theile Kupfer,	französ. Nordbahn,	22,2 Theile Kupfer,
10 - Zinn,	Organ 1853,	33,2 - Zinn,
8 - Zink,	p. 52.	44,4 - Antimon,

[1]) Organ für die Fortschr. des Eisenbahnwesens 1847, p. 132.

[2]) Organ 1847, p. 132.

Bronce	Weissmetall
83 Kupfer, 17 Zinn,	2 Kupfer, 80 Zinn, 18 Antimon.
80 Kupfer, 16 Zinn, 1,25 Blei, 2,75 Antimon,	5,5 Kupfer, 83,3 Zinn, 11,1 Antimon.
	13,3 Kupfer, 73,3 Zinn, 13,3 Antimon.
Mecklenburgische und Braunschweigische Bahn. Diese Theile werden zusammengeschmolzen und dann in 15mm starke Platten gegossen, darauf noch 100 Theile Zinn zugesetzt.	11,1 Kupfer, 66,6 Zinn, 22,2 Antimon.
Hinterpommersche Bahn	43¾ Zinn, 43¾ Blei, 12½ Antimon.

Auch soll eine Verbindung von 90 Theilen Kupfer und 10 Theilen Aluminium eine Bronce geben, die sich zu Lagern eignet.[3])

Die sehr billige Composition aus Blei und Antimon ist für die Belastungen, wie sie in der Regel die Locomotiv- und Tenderachsen zu tragen haben, zu weich.

Die Oelung geschieht auch jetzt noch meistens in der oben beschriebenen Weise. Einige Bahnen haben jedoch, ähnlich wie bei den Wagenachsbüchsen, eine Schmierung von unten angewandt. Dass dies nicht häufiger stattgefunden hat, liegt wohl an der schwierigen Anbringung des Apparates, namentlich des Eingusses, wegen des beschränkten Raumes vorzüglich bei den Triebachsbüchsen. Es empfiehlt sich, die Anbringung von Schmierkissen in dem Untertheile der Achsbüchse auch bei der Oelzuführung von oben.

Als Beispiele solcher Achsbüchsconstructionen mit Schmierung von unten mögen die in Fig. 1—5 auf Tafel XXXIV in ¼ der natürlichen Grösse gezeichneten Achsbüchsen der Badischen Staatsbahn[4]) und der Hinterpommerschen Bahn dienen, bei denen sich der Apparat als sehr zweckmässig bewährt und namentlich eine grosse Oelersparung hervorgebracht hat.

Der Hauptkörper der Achsbüchse unterscheidet sich von dem einer Achsbüchse mit oberer Schmierung eigentlich nicht, die Verschiedenheit liegt nur in der Construction der Unterlippe, welche den Schmierapparat zur Oelung von unten enthält. Bei beiden Bahnen ist diese Unterlippe mittelst Schrauben, deren Köpfe versenkt sind, an dem Haupttheil der Achsbüchse befestigt. Dies ist in so fern ein Nachtheil, als bei einem Versagen des Schmierapparates, welches die Herausnahme der Unterlippe nöthig macht, die Maschine soweit angehoben, resp. die Achse soweit heruntergelassen werden muss, dass die Schraubenköpfe aus den Achsgabeln heraustreten. Das Oel befindet sich bei beiden Achsbüchsen in dem mittleren Theile *B* des Unterkastens, in welchen es durch den Einguss *E* gegeben wird. Dieser liegt bei den badischen Maschinen (Fig. 1—3), welche ausserhalb der Räder liegende Rahmen

[3]) Organ für Eisenbahnwesen 1865, p. 234.

[4]) Organ 1865, p. 61.

haben, zwischen diesen letzteren und den dicht vor den Achsbüchsen aufgekeilten Kurbeln; der Raum für den Einguss wurde dadurch gewonnen, dass man die Länge des Lagers bedeutend grösser nahm als die Breite der Achsgabelführungsstücke. Das (aus Rothguss bestehende) Lager tritt 14^{mm} vor die Achsbüchse vor; dies giebt mit den 22^{mm} starken Führungsleisten der letzteren einen Raum von 36^{mm}. Die Maschinen der Hinterpommerschen Bahn (Fig. 4 u. 5) haben innen liegende Rahmen. Der Einguss konnte daher wegen der unmittelbar vor dem Lager befindlichen Radnabe L nur innerhalb hinter dem Rahmen angebracht werden. Die Schmiervorrichtung besteht bei den badischen Achsbüchsen aus einem unten offenen Blechkästchen H, das in dem angegossenen Rahmen G geführt wird, und über welches ein plüschartiger Docht gespannt ist, dessen Enden durch Schlitze gezogen sind und bis auf den Boden der Unterlippe herabhängen. Zwei kleine Spiralfedern drücken diesen Docht leicht gegen den Achsschenkel. Den Schmierapparat bildet bei der Pommerschen Bahn ein Kissen K, das aus einem Brettchen mit einem Quersteg in der Mitte besteht, welches mit Werg überpolstert und mit altem Tuch überzogen ist. Das Kissen wird ebenfalls durch zwei Spiralfedern gegen den Schenkel gedrückt und durch herabhängende Dochte mit Oel getränkt.

Die badische Achsbüchse hat, um nöthigenfalls noch von oben schmieren zu können, auch den alten Schmierbehälter oberhalb des Lagers.

Um das Eindringen von Staub und das Verschleudern von Oel zu verhindern, sind an den pommerschen Achsbüchsen noch die Lederstulpen F und G angebracht, deren ersterer in einer Nuth der Unterlippe steckt, während letzterer mit einem Eisenblech und fünf Schrauben an der Achsbüchse befestigt ist.

Vereinzelt findet sich die Oelung von unten schon im Jahre 1846 bei Locomotiven der Paris-Orleans Bahn.[5] Die Achsbüchs-Unterlippe (Fig. 8 und 9), die

Fig. 8.

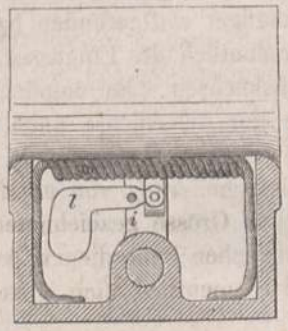
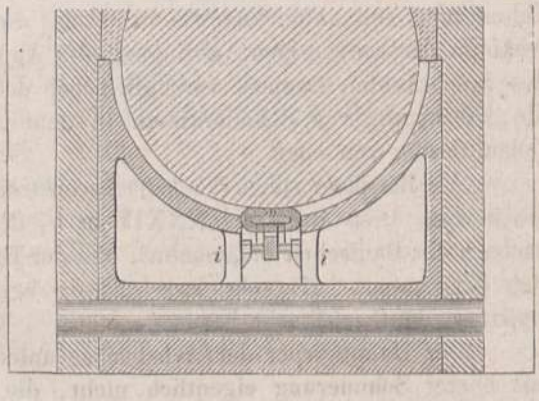


Fig. 9.

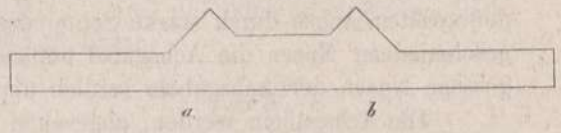


durch einen runden Stift getragen wird, dient als Schmierbehälter. Unter dem Schenkel liegt eine mit einem Dochte umwickelte Blechplatte m; die Enden des Dochtes hängen in das Oel hinab, saugen also dasselbe auf und theilen es dem Schenkel mit, indem die Blechplatte gegen letzteren gedrückt wird. Dies geschieht durch den doppelarmigen Hebel l, dessen kurzer Arm die Blechplatte trägt und durch das Uebergewicht des längeren Armes gehoben wird. Die Achse des Hebels liegt in Knaggen, welche an die Rippen i angegossen sind. Ueber einen Einguss enthält die Quelle Nichts.

[5] Civil-Ingenieur VII., p. 333.

Da an den gusseisernen Achsbüchsen häufig Brüche vorkommen, namentlich die nach unten gerichteten Arme abbrechen, so verwendet man gegenwärtig, zumal bei Triebachsbüchsen, wo dieser Unfall in Folge des Ausnutzens in den Achsgabeln und des dadurch entstehenden Schlagens vorzüglich vorkommt, statt des Gusseisens fast nur Schmiedeeisen. Die Anfertigung dieser Achsbüchsen geschah bis auf die neueste Zeit meist in der Weise, dass man zunächst ein Stück von der Form der Fig. 10 schmiedete, dieses an den Stellen *a* und *b* im rechten Winkel bog und das so erhaltene rohe Schmiedestück auf der Hobelmaschine und Drehbank resp. mit Meissel und Feile vollendete.

Fig. 10.



Die Kessler'sche Fabrik zu Carlsruhe[6]) stellte schon zu Anfang der Funfziger Jahre schmiedeeiserne Achsbüchsen her, jedoch nicht in der vorhin beschriebenen Weise, sondern indem sie einen vollen Block schmiedete, und aus diesem dann durch Ausbohren und Ausstossen die Höhlung ausarbeitete. Diese Art der Herstellung ist nicht so gut als die andere.

Die schmiedeeisernen Achsbüchsen sind bedeutend theurer als die gusseisernen, da sowohl die Herstellung des rohen Stückes durch Schmieden um vieles mühsamer ist wie durch Guss, als auch die nachherige Bearbeitung mehr Zeit erfordert, weil die Form des Gussstückes der vollendeten Achsbüchse mehr angepasst werden kann, als dies beim Schmiedestück möglich ist. Erst vor einigen Jahren ist es gelungen, durch die von Haswell erfundenen Schmiedepressen auch aus Schmiedeeisen Achsbüchsen, sowie andere Maschinentheile herzustellen, welche, ähnlich den Gussstücken, die Form des fertigen Stückes bis auf geringe Nacharbeiten haben.

Neben dem Schmiedeeisen bildet Gussstahl ein schätzenswerthes Material zu Achsbüchsen.

In Amerika wird die Achsbüchse meistens ganz von Bronce[7]) gegossen, so dass kein besonderes Lager eingesetzt wird. In den Fig. 11—16 auf Tafel XXXVI sind Achsbüchsen amerikanischer Locomotiven angegeben. Im Allgemeinen unterscheidet sich die Form derselben von der der europäischen nicht; bei der in Fig. 11 u. 12 auf Tafel XXXVI skizzirten der Philadelphia und Reading-Bahn reicht der Oelbehälter in Form von zwei Eingüssen zwischen die Rahmen hinauf.

§ 3. Achsgabeln. — Zur verticalen Führung der Achsbüchse dienen, wie vorhin erwähnt, die Achsgabeln, d. h. Arme, welche von dem Rahmen der Locomotive abwärts gehen. Dieselben bilden entweder mit dem Rahmen ein Stück, oder sie sind besonders an denselben, meist durch Nietung, befestigt, und sind in letzterem Falle in der Regel doppelt, indem zwei 10 bis 15^{mm} starke Bleche an die beiden Seiten des etwa 25^{mm} starken Rahmens genietet sind. Selten ist der ganze Rahmen doppelt, mit 70 bis 100^{mm} Zwischenraum, wobei Achsgabeln und Rahmen ein Stück bilden und aus einer 10 bis 15^{mm} starken Blechplatte ausgestossen oder ausgebohrt sind. Der Zwischenraum dieser Doppelrahmen wurde früher mit Holz ausgefüllt, jetzt werden dazu meistens gusseiserne Zwischenstücke genommen.

Gusseiserne Achsgabeln sind an Locomotiven nur im Anfange des Eisenbahnwesens verwendet. Eine Ausnahme hiervon machen die Achsgabeln an den drehbaren Vordergestellen der amerikanischen Locomotiven, welche auch jetzt noch aus Guss-

[6]) Organ 1853, p. 119.

[7]) Erbkam, Zeitschr. f. Bauwesen 1852. p. 83.

eisen angefertigt werden. Fig. 13 und 14 auf Tafel XXXVI zeigen eine solche Achsgabel der Güterzuglocomotiven der Baltimore-Ohio-Bahn. Die Achsgabel besteht aus zwei Theilen, welche mit je zwei Schrauben unter die 50^{mm} hohen, 100^{mm} breiten schmiedeeisernen Rahmstücke *a* geschraubt sind, die sie ausserdem noch mittelst angegossener Nasen umfassen. Beide Theile sind unter sich, sowie mit der Achsgabel der zweiten Achse durch starke Schmiedestücke *b* verbunden, welche vermittelst angeschmiedeter Nasen die Achsgabel umfassen, während sie selbst wieder durch angegossene Nasen der Achsgabeln seitlich umfasst werden.

Die Achsgabeln werden, abgesehen von den soeben erwähnten amerikanischen, jetzt fast nie mehr direct zur Führung der Achsbüchsen benutzt, sondern dieselben haben noch besondere Führungsstücke, die s. g. Achsgabelbacken. Diese bestehen aus Gusseisen oder Schmiedeeisen, neuerdings auch aus Gussstahl, und sind entweder durch Schrauben oder Niete mit den Achsgabeln verbunden. Die Schraubenverbindung gewährt den Vortheil, dass später eine Adjustirung leichter ist.

Die Holzschnitte Fig. 11—17 stellen die verschiedenen Achsgabelconstructionen dar.

Fig. 11.

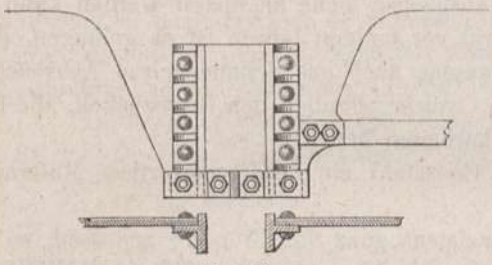
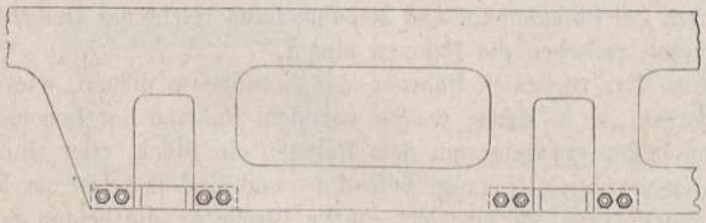


Fig. 12.

Diejenige Construction, bei der Rahmen und Achsgabeln aus einem Stück bestehen, ist die theuerste. Früher wählte man alsdann die in Fig. 11 u. 12 dargestellte Form, und verband die einzelnen Achsgabeln durch zwischengeschraubte Verbindungsstangen, wobei man den Rahmen aus mehreren Stücken zusammenschweisste, da ein Ausbohren oder Ausstossen aus einer vollen Blechplatte hier nicht gut anwendbar war, weil die dazu erforderliche Platte bei der Stärke des Rahmens von ca. 25^{mm} ein sehr grosses Gewicht erhalten musste. Seitdem aber die Anfertigung solch' schwerer Platten keine Schwierigkeit mehr bietet, giebt man dem Rahmen die in Fig. 13 skizzirte Form. Die Backen von T-förmigem Querschnitt sind seitlich angenietet oder angeschraubt, und haben, wenn sie von Gusseisen sind, zweckmässig Horizontalrippen (vergl. Fig. 11 und 12).

Fig. 13.



Am billigsten und namentlich früher sehr häufig angewandt, ist die in Fig. 14 u. 15 (p. 709) gezeichnete Construction. Der eigentliche Rahmen ist hier ein ziemlich einfaches Stück, welches bei manchen Locomotiven überall dieselbe Breite hat, so dass es fertig gewalzt werden kann, die Achsgabeln lassen sich bei einer Stärke von 10 bis 15^{mm} leicht aus Blechplatten ausbohren, und ihre Befestigung durch Niete ist mit keinen Schwierigkeiten verknüpft. Die T-förmigen Backen liegen mit dem einen Schenkel zwischen den beiden Stücken der Achsgabel.

Die Anwendung einfacher an den Rahmen genieteter Achsgabeln statt doppelter kommt selten vor.

Die Construction der Fig. 16 und 17 ist hauptsächlich nur in England bei ausserhalb der Räder liegenden Rahmen angewendet.

Die Achsgabeln eines Rahmens sind sowohl unter sich, als mit denen des gegenüberliegenden Rahmens durch Stangen (Fig. 11 und 18) oder durch Kreuze verbunden, da sie sonst nicht die nöthige Steifigkeit haben.

Fig. 14.

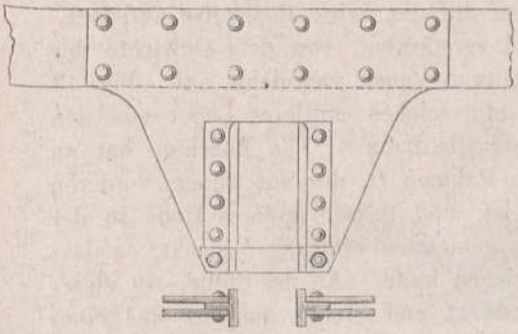


Fig. 15.

Fig. 16.

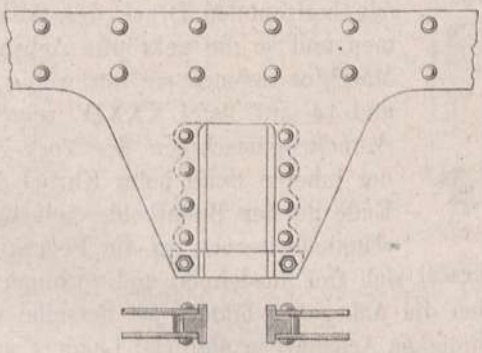
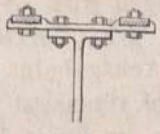


Fig. 17.

Fig. 18.



Bei allen drei vorhin beschriebenen Constructionen war die verticale Dimension des Rahmenquerschnitts bedeutend grösser als die horizontale. Bei der in Fig. 15—17 auf Tafel XXXVI dargestellten fast nur in Amerika vorkommenden Construction ist die verticale Dimension des Rahmenquerschnitts wenig grösser oder kleiner als die horizontale, die Achsgabeln sind angeschweisst. Die amerikanischen Locomotiven mit diesen Rahmen haben noch die Eigenthümlichkeit, dass die Achsgabelbacken nicht an die Achsgabeln genietet oder geschraubt sind, sondern nur lose eingesteckt werden. Sie umfassen die Achsgabeln von beiden Seiten, und werden ihrerseits wieder von den Achsbüchsen umfasst.

Fig. 19.

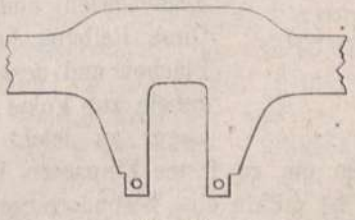


Fig. 20.

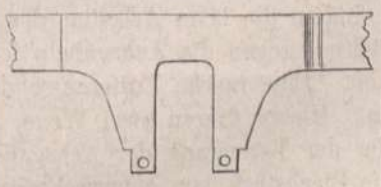
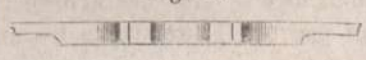


Fig. 21.



Bei grossen Triebrädern liegt die Oberkante der Achsgabelöffnung so hoch, dass der Rahmen nicht die nöthige Stärke behalten würde, wenn man denselben nicht in der in Fig. 19 skizzirten Weise überhöhte. Die Fabrik von Beyer, Peacock & Co. in Manchester hat den Rahmen über den Achsbüchsen grosser Triebachsen durch Vergrösserung der Dicke (Fig. 20 u. 21) verstärkt, wenn der Raum die übliche Verstärkung durch Ueberhöhung nicht gestattete. Die Oberschlesische Bahn hat den Rahmen an mehreren ihrer Maschinen über den Achsbüchsen durch einen angenieteten Blechkasten verstärkt.

Eine sehr gute Verstärkung des Rahmens sowohl als der Achsgabel bildet die in Fig. 22 u. 23 (p. 710) skizzirte Construction, indem man nämlich beide Achsgabelbacken durch ein horizontales Stück verbindet.

Bei Crampton'schen Maschinen, deren mit grossen Rädern versehene Trieb-

achse bekanntlich hinter der Feuerbüchse liegt, hat man wohl die Achsgabeln von dem niedrig gelegenen Rahmen nach oben, statt nach unten gehen lassen.

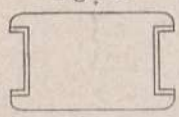
Bei Locomotiven mit innen liegenden Cylindern giebt man der Kurbelachse in der Regel noch einen oder zwei Stützpunkte zwischen den Kurbeln. Die betreffenden Lager haben eine den andern Achslagern ähnliche Form und sind ebenfalls in Achsgabeln vertical verschiebbar. Ihr Hauptzweck ist, den horizontalen Druck des Dampfes auf die Achse theilweise aufzunehmen und so die gekröpfte Achse zu verstärken, von dem Gewichte der Maschine nehmen sie nur wenig, mitunter auch gar nichts auf. Fig. 13 und 14 auf Tafel XXXIV zeigen ein solches mittleres Lager von den Schnellzugmaschinen der York-Newcastle Bahn.[8]) Die Maschine hat an der inneren Seite jeder Kurbel den Rahmen O, der mit seinem vorderen Ende an der Bufferbohle befestigt ist, und dessen anderes Ende in der schmiedeeisernen an die Feuerkiste genieteten Führung b steckt, so dass der Kessel sich frei ausdehnen und zusammenziehen kann. An der Stelle, wo dieser Rahmen die Achsgabel bildet, ist derselbe verstärkt und nimmt daselbst das einer gewöhnlichen Achsbüchse ähnliche Lager f auf, das durch die Feder h belastet wird. Ein derartiges Lager von Locomotiven der Great-Western Bahn zeigen Fig. 15 und 16 auf Tafel XXXIV, auf welches im folgenden Paragraphen noch ausführlicher eingegangen wird.

Fig. 22.

Fig. 23.

§ 4. Vorrichtungen, welche durch die Ausnutzung der Achsbüchsen in den Achsgabeln erforderlich werden (Stellvorrichtungen). — Das Spiel der Federn veranlasst ein beständiges Auf- und Abgleiten der Achsbüchsen in den Achsgabeln, es findet daher zwischen diesen beiden Theilen stets eine Reibung statt, weshalb für eine gute Oelung der sich reibenden Flächen vermittelst der in die Achsbüchsen eingehauenen Schmiernuthen zu sorgen ist, und weshalb man auch zu den sich reibenden Theilen nur solches Material nehmen darf, das eine geringe Reibung verursacht. Man füttert deshalb die Nuthen der Achsbüchsen häufig mit Bronce aus (Fig. 24), was namentlich in der neueren Zeit nothwendig geworden ist, wo man Achsbüchsen und Achsgabelbacken aus Schmiedeeisen herstellt. Diese Reibung hat eine baldige Abnutzung der sich reibenden Flächen und deshalb ein Schlottern der Achsbüchsen in den Achsgabeln zur Folge, das namentlich dann rasch eintritt, wenn die Lager zu leicht in die Achsgabeln eingepasst sind, während wiederum ein zu festes Einpassen leicht ein Festsetzen der Achsbüchsen zur Folge hat; es ist mithin eine besondere Sorgfalt auf dieses Einpassen zu verwenden. Dieser Uebelstand des Schlotterns kann namentlich bei den Triebachsen sehr üble Folgen haben, indem die beim Arbeiten der Maschine dadurch hervorgebrachten Schläge der Achsbüchsen gegen die Achsgabeln leicht einen Bruch des einen oder andern Theils bewirken. Eine rasche Entfernung des entstandenen Spielraumes ist daher durchaus geboten. Hierzu führen zwei Wege, entweder der der Verstärkung der Achsbüchsen oder der der Verengung der Achsgabelöffnung. Der erstere Weg besteht darin, dass man ein Blechstück von entsprechender Stärke in den Führungsnuthen der Achsbüchse auf letztere nietet. Ist die Achsbüchse in der Fig. 24 skizzirten Weise ausgefüttert, so nimmt man die Futterstücke los und legt zwischen dieselben und den Hauptkörper der Achsbüchse entsprechende Blechstreifen. Zur Entfernung des entstandenen Spiel-

Fig. 24.



[8]) Heusinger's Locomotivmaschine, p. 58.

raumes auf die zweite Weise sind verschiedene Constructionen ausgeführt. Am einfachsten und sehr häufig angewandt ist die Construction, bei der man zwischen die Achsbüchse und die eine Achsgabelbacke einen Keil gebracht hat, der sich gegen den Achsgabelsteg stützt und dessen Höherbringung die Oeffnung der Achsgabel verengt (Fig. 6—8 auf Tafel XXXIV). Die verticale Seite des Keiles *a* dient der Achsbüchse zur Führung und liegt daher in deren Nuthe, während die schräge Keilfläche wieder mit einer Nuth versehen ist, in der die Achsgabelbacke liegt. Der (aus Schmiedeeisen gefertigte) Keil enthält einen Schlitz *b*, in welchen der Kopf einer Schraube greift, die durch den Achsgabelsteg tritt und mittelst der beiden Muttern *c c* festgestellt wird. Auch geschieht die Verbindung des Keiles mit der Schraube in der vorstehend skizzirten Weise (Fig. 25 und 26).

Fig. 25.

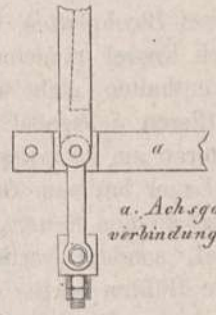
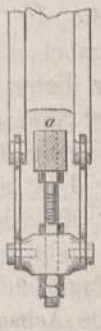


Fig. 26.



Bei den amerikanischen Locomotiven, welche, wie schon vorhin erwähnt, oft lose Achsgabelbacken haben, wird in diesem Falle gleich die eine Achsgabelbacke keilförmig gemacht und verstellt.

Während man in Europa bei Maschinen mit mehr als einer Triebachse diese Keilstellung auch den gekuppelten Achsen giebt, beschränken sich die Amerikaner damit auf die eigentliche Triebachse. Es verdient unsere Anordnung den Vorzug, da bei einem Nachziehen aller Achsbüchskeile, die selbstverständlich an derselben Seite liegen müssen, die Achsenentfernung dieselbe bleibt, also eine Aenderung in den Längen der Kuppelstangen nicht nöthig ist, während bei der amerikanischen Anordnung die Achsenentfernung sich ändert, daher die Längen der Kuppelstangen nach jeder Keilstellung berichtigt werden müssen, wenn man den Kuppelstangen nicht viel todten Gang geben will.

Das Nachziehen der Keile muss häufig und in geringem Maasse stattfinden, da sich sonst ein Ansatz bildet, der dann vor dem Nachziehen erst beseitigt werden muss.

Eine ältere Construction zur Verengung der Achsgabelöffnung, welche von der Maschinenfabrik Carlsruhe im Jahre 1847 [9]) angewendet ist, zeigen Fig. 9 und 10 auf Tafel XXXIV. Die schmiedeeisernen Backen *a*, welche zwischen den auf beiden Seiten des Rahmens *b* angenieteten Achsgabelblechen *d* durch die Schrauben *c* befestigt sind, haben für diese Schrauben längliche Löcher, so dass sie nach Lösung derselben durch Anziehen der Stellschrauben *e*, deren Muttern ebenfalls zwischen den Blechplatten *d* festgeschraubt sind und deren Lösung durch Contremuttern verhindert wird, einander genähert werden können. Diese Construction hat wegen der vielen losen Theile wohl keine Nachahmung gefunden.

Eine Verbesserung zeigt schon die von derselben Fabrik im Jahre 1849 an Maschinen der Main-Weser Bahn ausgeführte, in Fig. 11 und 12 auf Tafel XXXIV dargestellte Anordnung.[10]) Die Verengung der Achsgabelöffnung geschieht hier, wie bei der obenstehend angegebenen Construction, durch einen Keil, jedoch nicht direct, sondern indem durch Anziehen des Keiles *a* die eine Backe *b* zwischen den Achsgabelblechen verschoben wird. Diese Backe hat auch hier längliche Löcher, um die Ver-

[9]) Organ 1848, p. 6.

[10]) Heusinger's Locomotivmaschine.

schiebung ungeachtet ihrer Befestigungsschrauben möglich zu machen. Die zweite Achsgabelbacke ist fest.

Fig. 15 u. 16 auf Tafel XXXIV zeigen die Keilstellung, welche Gooch für die innere Achsbüchse an Tendermaschinen mit innenliegenden Cylindern angewendet hat. Um eine Durchbiegung der gekröpften Achse in Folge des Dampfdruckes zu verhindern [11]), wird dieselbe in der Mitte ihrer Länge noch einmal gehalten. Es ist zu dem Zwecke die aus zwei Blechplatten bestehende mit gusseisernen Backen versehene Achsgabel *a* an den Kessel genietet. Da die Rahmen, welche die beiden andern Lager dieser Achse enthalten, nicht wie gewöhnlich vorn an der Rauchkiste, sondern in der Nähe der mittleren Achsgabel mit dem Kessel fest verbunden sind, so ist die Anbringung der letzteren am Langkessel zulässig.

Das mittlere Lager hat vom Gewichte der Maschine nichts zu tragen, es wird daher die Abnutzung an den Seiten, und nicht oben stattfinden; demgemäss ist es auch nicht horizontal, sondern vertical getheilt, so dass durch ein Nachfeilen der Stossfuge leicht beide Hälften wieder soweit zusammengebracht werden können, dass sie die Achse festhalten. Der sowohl durch dieses Nachfeilen, als auch durch die Abnutzung in den Führungen entstehende Spielraum wird durch Nachziehen der Keile *d* wieder beseitigt, deren hier zwei, einer auf jeder Seite des Lagers, angebracht sind, um letzteres leicht in eine gerade Linie mit den andern Achsbüchsen bringen zu können. Das Lager enthält, wie die punktirten Linien andeuten, eine mit einem Blechdeckel *e* verschlossene Aushöhlung zur Aufnahme des Oeles.

§ 5. Aussergewöhnliche Constructionen von Achsbüchsen und Achsgabeln. — Im Obigen sind die Achsbüchsen mit ihren Führungen, wie sie als Norm gelten können, beschrieben. Es soll nun noch einiger aussergewöhnlicher Constructionen Erwähnung geschehen.

Damit bei der Hebung des einen Rades einer Achse nicht ein einseitiges Aufliegen der Achsbüchse auf dem Schenkel oder ein Klemmen der Achsbüchse in den Führungen eintritt, haben die Amerikaner Norris und Tull die in Fig. 17 u. 18 auf Tafel XXXIV dargestellte Achsbüchse construirt. [12]) Die eigentliche Achsbüchse *A* wird nicht direct zwischen den Achsgabeln auf- und abgeführt, sondern dieselbe ist mit zwei Zapfen *a a* versehen, deren Mittellinie diejenige der Locomotivachse rechtwinklig schneidet. Auf diese Zapfen sind die Stücke *b b* gesteckt, welche die Verticalführung in den Achsgabeln bilden. Zwischen diese beiden Stücke *b b* ist das Stück *c* mittelst der Schrauben *d d* befestigt, das die Belastung der Achse aufnimmt. Die untere concave Begrenzung dieses Stückes bildet einen Theil eines Cylindermantels, dem entsprechend die Oberfläche der Achsbüchse *A* convex gekrümmt ist, so dass eine Drehung letzterer unter dem Stücke *c* möglich ist. Diese Construction ist theoretisch richtig, die Erfahrung hat aber nicht gezeigt, dass sie nöthig ist, sie ist wegen der vielen Theile sogar nachtheilig.

Eine von der gebräuchlichen ganz abweichende Construction zeigen die Achsbüchsenführungen einiger von Haswell erbauten achträdrigen Locomotiven der Wien-Raaber Eisenbahn. (Fig. 19—21 auf Tafel XXXIV). [13]) Es haben nämlich bei diesen Maschinen die Achsbüchsen selbst nicht die gewöhnliche seitliche Führung, sondern diese ist für die beiden Lager einer Achse gemeinschaftlich, nach der Mitte der Maschine verlegt. Zu dem Zwecke sind die Rahmen der Maschine zu beiden Seiten

[11]) Heusinger's Locomotivmaschine, p. 147.
[12]) Organ 1848, p. 71.
[13]) Organ 1855, p. 71.

der Achse durch die verticalen Bleche *a a* mit einander verbunden. Diese tragen in der Mitte die gusseisernen Führungsstücke *g g*. Die Achsbüchsen *b b* sind ebenfalls durch zwei Blechwände *c c* mit einander verbunden, in deren Mitte die Zapfen *f* befestigt sind. Auf Letztere sind die Stücke *d* gesteckt, die in den Führungen *g* auf- und abspielen können. Auf diese Weise haben die Achsbüchsen eine sehr gute seitliche Führung, wobei ein einseitiges Heben der Achse stattfinden kann, ohne dass ein Klemmen in den Achsgabeln eintritt. Der den Erfindern der vorhergehenden Construction vorschwebende Zweck ist hier jedenfalls in besserer Weise erreicht, und würde diese letztere Construction daher vorzuziehen sein, wenn man die übliche Achsbüchse als nicht genügend annehmen wollte.[14])

Die Schmierung geschieht von unten mit Oel mittelst Baumwollabfällen. Bemerkenswerth ist noch die aussergewöhnliche Länge der Achsschenkel von 367^{mm}.

Die bisher betrachteten Achsbüchsführungen verhindern eine Verschiebung der Achse in ihrer Längenrichtung. Bei Locomotiven mit drei und vier festen Achsen ist diese in starken Curven aber wünschenswerth, oft sogar nothwendig und sind deshalb verschiedene Constructionen für diesen Zweck ausgeführt.

Bei den vorhin erwähnten achträdrigen Locomotiven der Wien-Raaber Bahn ist den Lagern der Endachse ein seitliches Spiel von 40^{mm} gestattet.

Diese Anordnung, bei einer Achse eine seitliche Verschiebung zu ermöglichen, indem man die Achsgabelbacken schmaler als die zugehörige Nuth der Achsbüchse macht, ist von mehreren Constructeuren angewendet.

In Frankreich ist dies durch Caillot geschehen[15]), welcher bei mehrfach gekuppelten Maschinen den Achslagern der Mittelachse in den Achsgabeln einen Spielraum giebt, gleichzeitig aber durch zwei Blattfedern, welche sich gegen den Rahmen stützen, die Achse bei der Fahrt auf dem graden Gleise in der Mitte hält. Der in den Curven eintretende Druck gegen den Spurkranz der Räder überwindet die Spannkraft der Federn und veranlasst daher die Verschiebung der Achse, die aber stets das Bestreben hat, in die mittlere Stellung zurückzutreten.

Schon früher hatte Fairbairn für die End- (Lauf-) Achsen nach demselben Principe eine Achsbüchse construirt[16]), die in Fig. 27—29 (p. 714) dargestellt ist. Die Achsbüchse *A* wird nicht direct von den Achsgabelbacken *B* geführt, sondern es dienen dazu die Stücke *D*, welche durch drei Gummischeiben *C* von 21^{mm} Dicke, die um 5^{mm} comprimirt sind, gegen das Achslager gepresst werden. Die Stücke *D* sind doppelt keilförmig, und um 13^{mm} schmaler als die Nuth der Achsbüchse. Wird nun in Curven die Achsbüchse durch den Druck der Schienen gegen die Räder verschoben, so sucht die Spannung des Kautschuks, der durch die Verschiebung noch mehr comprimirt wird, die Achsbüchse in die mittlere Stellung zurückzubringen. Die Neigung der Keilflächen ist so gewählt, dass bei einer seitlichen Verschiebung der Achsbüchse von 6^{mm} eine Comprimirung des Gummi's von 3^{mm} stattfindet.

Hier sind auch noch die cylindrischen Achsbüchsen des Amerikaners Baldwin zu erwähnen. Dieser hat nämlich bei Maschinen mit acht gekuppelten Rädern die Einrichtung getroffen, dass die beiden Vorderachsen eine seitliche Verschiebung zulassen, Fig. 30.[17]) Zu dem Zwecke liegen die Achslager dieser beiden Achsen auf

[14]) Eine neuere und solidere Construction dieser Haswell'schen Achsbüchsen war auf der Wiener Ausstellung (1873) bei den Locomotiven »Stainz« und »Orient« vorgeführt, vergl. das folgende Capitel und Organ 1873, p. 173. Anmerk. der Redact.

[15]) Organ 1868, p. 104. [16]) Dingler's polyt. Journal 1859, p. 412.

[17]) Erbkam, Zeitschr. f. Bauwesen 1862, p. 102.

jeder Seite der Maschine in einem Balancier *a*, der sich um eine verticale Achse dreht. Diese Balanciers haben an ihren Enden Achsgabeln und in der Mitte einen verticalen Zapfen *b*, auf welchem der Hauptrahmen der Maschine ruht. Die Achsbüchsen sind aussen cylindrisch, die Achsgabelbacken dem entsprechend ausgedreht. Die Kupplung der Achsen ist so eingerichtet, dass dieselbe die Verschiebung der Achsen gestattet.

Fig. 27.

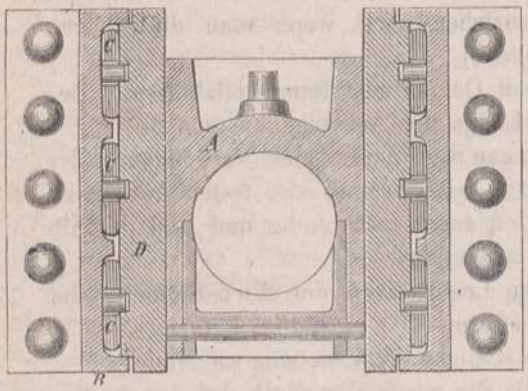


Fig. 28.

Fig. 30.

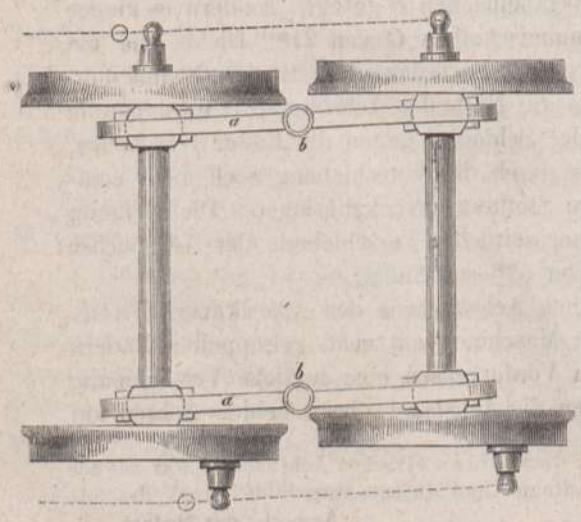
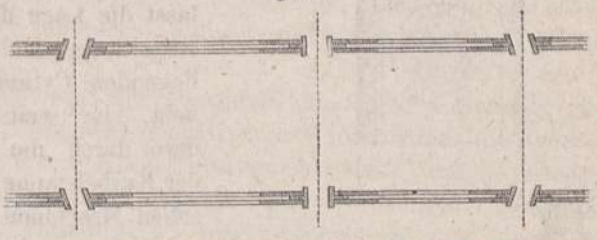


Fig. 29.

Noch wirksamer als eine blosse Verschiebung der Achsen in ihrer Längenrichtung ist die Einstellung derselben in den Radius der Bahncurve. Gewöhnlich wird diese Einstellung erreicht durch ein zwei- oder einachsiges (in einzelnen Fällen auch dreiachsiges) Drehgestell, doch lässt sie sich auch durch eine geeignete Construction der Achsbüchsen herstellen, wie sie der Eisenbahndirector Wöhler für die End- (Lauf-) Achsen einer 6-rädrigen zum Rangirdienst und zum Dienst auf der alten Berliner-Verbindungsbahn bestimmten Locomotive der Niederschlesisch-Märkischen Eisenbahn und später Adams in England ausgeführt hat, welch' letztere Achsbüchse im Cap. XIII. dieses Bandes behandelt ist. Die durch Holzschnitt Fig. 31 (p. 715) und in den Figuren 22 bis 26 auf Tafel XXXV dargestellte Construction der Niederschlesisch-Märkischen Bahn möchte der Adams'schen vorzuziehen sein, einmal, weil die gradlinigen Führungen der ersteren, ohne der leichten Verschiebbarkeit Abbruch zu thun, leichter herzustellen sind, hauptsächlich aber, weil bei einer Verschiebung der Achsen diese in den rechtwinkligen Stand zurückgedrängt werden, während bei der Adams'schen Construction dieser wesentliche Factor zur guten Manipulation der Einrichtung, den auch Fairbairn und Caillot nicht ausser Acht gelassen haben, fehlt. Während Caillot und Fair-

bairn zu diesem Zwecke besondere Federn angewendet haben, hat Wöhler dies in sehr sinnreicher Weise durch die Art der Belastung erreicht. Die Federstütze endigt in die Platte *a* mit dem Zahne *b*, welche sich so auf das Zwischenstück *c* stützt, dass der Zahn *b* in die Vertiefung desselben tritt. Das Stück *c* kann auf der Achsbüchse hin und her schwingen. Bei normaler Stellung der Achsen liegt die Platte zu beiden Seiten des Zahnes auf (Fig. 25 auf Tafel XXXV). Wird aber die Achsbüchse verschoben, so stellt sich das Stück *c* schräg, die Platte *a* hebt sich an der einen Seite des Zahnes von dem Stücke *c* ab, und der Berührungspunkt rückt so weit zur Seite (Fig. 26 auf Tafel XXXV), dass in Folge der Richtung des Druckes die Achsbüchse in ihre normale Lage zurückgedrängt wird. Die trigonometrische Tangente des Winkels, den die Achsgabelbacke mit der Mittellinie der Achse bildet, ist $= \frac{\text{Spurweite}}{\text{Radstand}}$.

Fig. 31.



Die mit den Adams'schen Achsbüchsen versehenen Maschinen, welche innenliegende Cylinder und doppelte Rahmen (ausserhalb und innerhalb der Räder) haben, deren äusserer die Achsbüchsen sämmtlicher Achsen aufnimmt, während der innere ausserdem noch Lager für die gekröpfte Achse enthält, haben die wohl einzig dastehende Eigenthümlichkeit, dass der über die hintere (Lauf-) Achse fortlaufende innere Rahmen über dieser als Nothachsgabel geformt ist.

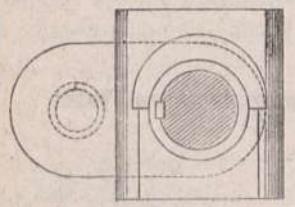
In letzterer Zeit hat auch die Berlin-Stettiner Bahn bei Tendermaschinen für die hinter der Feuerkiste liegende Laufachse Adams'sche Achsbüchsen angewendet.

§ 6. System Hall. — Bei den Locomotiven unterscheidet man bekanntlich in Bezug auf den Rahmen zwei Gattungen, solche mit innerhalb der Räder liegendem Rahmen und solche, bei denen der Rahmen ausserhalb der Räder liegt. Die letztere Gattung hat vor der anderen manche Vorzüge. Die Feuerbüchse kann breiter gemacht werden, die Vorderachse kann (abgesehen von Maschinen mit innen liegenden Cylindern) weiter vorgebracht und dadurch entlastet werden, was in manchen Fällen wünschenswerth ist, die Achsbüchsen sind zugänglicher und werden, wenn sie in der Nähe der Feuerkiste liegen, nicht so warm, bei innenliegenden Rahmen ist, wenn der Kessel- und Triebrad-Durchmesser gross ist, der Raum für die Federn beschränkt, was bei aussenliegenden Rahmen nicht der Fall. Dagegen hat (bei aussenliegenden Cylindern) der aussenliegende Rahmen den Nachtheil gegenüber dem innenliegenden, dass wegen der vor den Achsbüchsen aufzusteckenden Kurbeln die Cylinder weiter auseinander zu liegen kommen, welches auch der Grund ist, dass der äussere Rahmen früher hauptsächlich nur bei Maschinen mit innenliegenden Cylindern angewendet wurde.

Die vielen Vorzüge des äusseren Rahmens haben Hall veranlasst, auf ein Mittel zu sinnen, ebenerwähnten Nachtheil dieser Construction zu verringern. Er hat dies dadurch erreicht, dass er die Kurbeln unmittelbar vor die Radnabe setzt und dieselben mit einem so langen Halse versieht, dass dieser in der Achsbüchse läuft (Fig. 32 und 33, p. 716), wodurch das unter dem Namen Hall's System bekannte Locomotivsystem entstanden ist. Um den Durchmesser der Laufschenkel und die Achs-

büchsen, die immerhin grösser als sonst ausfallen, möglichst zu verkleinern, macht man Achsen und Kurbeln aus Gussstahl.

Fig. 32.



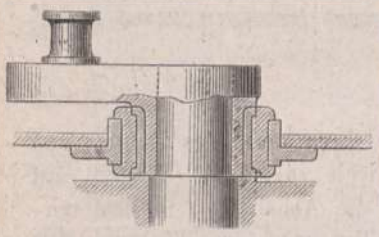


Fig. 33.

Da die Cylinder bei diesem System näher dem Rahmen liegen, so ist deren solide Befestigung leichter herzustellen. Ferner veranlasst die Lage der Cylinder und Federn zu den Rädern, gegenüber den Maschinen mit aussenliegenden Cylindern und innenliegenden Rahmen, eine weit geringere Entlastung der Federn durch die verticale Componente der in der Kurbelstange wirkenden Kraft. Die Hall'schen Maschinen haben daher einen weit ruhigeren Gang als die Maschinen mit aussenliegenden Cylindern und innerem Rahmen, auch findet, sowohl wegen der hierdurch stattfindenden Verkleinerung des Federspieles, sowie der in Folge der Lage der Cylinder und Rahmen geringeren Wirkung des Dampfdruckes auf die Achsbüchsen eine geringere Abnutzung der Achsbüchsen und der Achsgabelbacken statt. Ein weiterer Vortheil des Hall'schen Systems ist, dass, da die horizontale Entfernung der Buffer mit der Entfernung der Rahmen annähernd übereinstimmt, die Stösse gegen die Buffer direct auf die Rahmen übertragen werden.

§ 7. Tragfedern. — Während die Form der Achsbüchsen und Achsgabeln im Allgemeinen wenig von einer gewissen Normalform abweicht, zeigt die Anordnung der Federn eine viel grössere Verschiedenheit. In den meisten Fällen liegen die Federn über dem Rahmen, der alsdann an dieselben aufgehängt ist. Mitunter jedoch gebietet der Mangel an Raum, mit denselben unter die Achsbüchsen zu gehen und den Rahmen auf dieselben zu stützen. Während früher für jede Achsbüchse eine besondere Feder angeordnet wurde, werden jetzt vielfach die Federn beider Achsbüchsen einer Achse, oder der auf derselben Seite der Maschine liegenden Achsbüchsen zweier benachbarter Achsen vereinigt.

In Betreff des Materials und der Form der Federn unterscheidet man Federn aus Roh- und Cementstahl, solche aus Gussstahl und solche aus Gummi, welche beiden ersteren Materialien in Form von Blattfedern, d. h. Federn aus mehreren auf einander gelegten Stücken von flachem, gehärteten und angelassenen Stahl, und in Form von Schraubenfedern vorkommen, welch' letztere aus einem (oder mehreren in einander liegenden) schraubenförmig gewundenen, gehärteten und angelassenen Stahlstücke von flachem, quadratischen oder runden Querschnitt bestehen. Die Anwendung der Blattfedern ist als allgemein zu bezeichnen, da die andern hier erwähnten Gattungen nur ausnahmsweise vorkommen. Seitdem die Fabrikation des Gussstahls eine solche Höhe erreicht hat, sind die Federn aus Cement- und Rohstahl durch die aus Gussstahl ganz verdrängt.

Die Gummifedern kommen nur in Form von Scheiben und Cylindern vor, und zwar in sehr beschränkter Zahl.

§ 8. Blattfedern. — Die Formen der Blattfedern zeigen Fig. 1—4 und Fig. 5—7 auf Tafel XXXV, von denen die erstere die gebräuchlichste ist. Die einzelnen Lagen, welche man in England wohl durch Zwischenstücke in der Mitte von

einander getrennt hat, werden zusammengehalten durch den warm aufgezogenen Bundring *a*, der noch durch den Stift *b* von ca. 7^{mm} Stärke gehalten wird. Die Bohrung für diesen Stift schwächt die Feder in der Mitte bedeutend, so dass hier die meisten Brüche erfolgen, zumal wenn der Ring nicht sehr fest aufgezogen ist. Es hat deshalb Correns[18]) die in Fig. 9 und 10 auf Tafel XXXV skizzirte Befestigung ausgeführt. Bei dieser sind die Federlagen nicht durchbohrt, sondern an einer Seite um etwa 1^{mm} eingefeilt; der Ring liegt in der hierdurch entstandenen Einkerbung und wird darin durch den Keil *c* gehalten.

Um eine seitliche Verschiebung der einzelnen Lagen gegen einander zu verhindern, wozu der schmale Bundring nicht genügt, versah man früher die Federn aus dem schwachen Cementstahl mit einem Körner und einem Schlitz, welch' ersterer immer in den Schlitz der folgenden Lage hineingriff. Bei den starken Gussstahllagen ist diese Methode nicht so gut anzuwenden; sehr zweckmässig wird hier die Verschiebung dadurch verhindert, dass man den Stahl der Länge nach mit einer Rippe und einer Nuth versieht (Fig. 8 auf Tafel XXXV).

Die Federn bestanden früher, vor der Anwendung des Gussstahls, je nach ihrer Länge und der Last, die dieselben zu tragen hatten, aus 10 bis 20 Lagen Stahl von 7 bis 10^{mm} Stärke und 75 bis 90^{mm} Breite. Die jetzt gebräuchlichen Gussstahlfedern haben stets Lagen von 13^{mm} Stärke und 90^{mm}, selten 75^{mm} Breite, deren Anzahl entsprechend verringert ist. Eine grössere Breite als 90^{mm} zu nehmen, ist nicht rathsam, da breitere Federn leichter beim Härten beschädigt werden und bei ihnen eher der Fall eintritt, dass die einzelnen Lagen nicht in der ganzen Breite aufliegen, wodurch dieselben windschief werden und in Folge dessen leicht brechen. Bei einer geringeren Breite tritt eine verhältnissmässig grössere Schwächung durch das in der Mitte jeder Lage befindliche Loch ein.

Es haben nur einige Lagen die ganze Länge der Feder, während die übrigen allmählich kürzer werden, wie dies die richtige Form der Feder als Körper von gleichem Widerstande bedingt. Die einzelnen Blätter sind entweder normal zur Länge abgeschnitten, haben also durchweg dieselbe Breite, während die Enden in der Dicke zugespitzt sind (Fig. 5 und 6 auf Tafel XXXV), oder sie haben dieselbe Dicke behalten, während die Enden spitz abgeschnitten sind (Fig. 1 und 2 auf Tafel XXXV). Bei Gussstahlfedern findet fast nur die zweite Construction statt.

Nach den Erfahrungen der meisten Eisenbahnverwaltungen verdienen die Federn mit Blättern von durchaus gleicher Dicke und an den Enden in der Breite zugespitzt oder trapezförmig zugeschärft wegen ihrer leichteren Herstellung und Unterhaltung vor den Federn mit gegen die Enden schwächer werdenden Blättern den Vorzug.

Die im V. Capitel des 2. Bandes dieses Werkes enthaltene Theorie der Federn, sowie die dort über deren Anfertigung gegebenen Notizen gelten auch für die Locomotivfedern, es kann daher von einer ausführlichen Besprechung hier Abstand genommen werden, es ist vielmehr nur nöthig, die für Locomotivfedern geltenden Constanten zu bestimmen, nämlich die grösste zulässige Faserspannung und die zweckmässige Grösse der Durchbiegung. Erstere beträgt etwa 50 Kilogramm pro □^{mm}. Es ist zweckmässig, die Federn der Vorderachse etwas stärker zu machen, so dass man bei diesen bis zu 48 Kilogramm pro □^{mm} heruntergeht, während man bei den anderen Federn bis zu 55 Kilogramm nehmen darf. Auch sind die Federn, deren

[18]) Zeitung des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen 1861, p. 604.

Durchbiegung nicht hinreichend gross ist, also verhältnissmässig kurze Federn, relativ stärker zu machen. Die Durchbiegung ist zweckmässig zu 40 bis 50^{mm} zu nehmen.

Die Länge der Federn beträgt meistens etwa 1^{m}, selten geht dieselbe hierüber hinaus, da die Federn alsdann bei der meist grossen Belastung eine unpraktische Stärke erhalten müssten. Als geringste Länge muss man 60^{cm} annehmen, weil noch kürzere Federn zu wenig spielen. Als Beispiel ausnahmsweise kurzer Federn mögen die in Fig. 12 u. 13 auf Tafel XXXV gezeichneten Federn der Hinterachse an den von Sharp und von Egestorff gebauten Maschinen der Hannover'schen Eisenbahn angeführt werden, welche Federconstruction durch das Vortreten der Feuerbüchse hervorgerufen ist. Um doch ein hinreichendes Federspiel zu haben, sind vier Federn übereinander gelegt. Die Uebertragung der Last auf diese Federn geschieht durch die beiden an den Rahmen geschraubten Blechplatten *a*, deren Schlitz gleichzeitig als Führung für die Federringe *b* dient, und welche an ihrem oberen Ende die mit zwei Zapfen versehene Mutter *c* aufnehmen, durch deren Schraube *d* die Spannung der Federn zu verändern ist. Die Uebertragung der Last auf die Achsbüchse geschieht durch den Stift *e*.

Die allgemein gebräuchliche Uebertragung der Last auf die Federn geschieht durch die Hängeeisen *d* und *f* und von den Federn auf die Achsbüchsen durch die Stützen *e* (Fig. 1 bis 4 und Fig. 5 bis 7 auf Tafel XXXV).

Die Hängeeisen endigen meistens in eine Gabel, die den Rahmen der Maschine umfasst und durch einen Bolzen mit demselben scharnierartig verbunden wird, welch' letzteres wegen der beim Spiel der Federn in deren Länge eintretenden Veränderungen nöthig ist. Die Verbindung der Hängeeisen mit den Federn geschieht auf verschiedene Art. Bei der Federconstruction der Fig. 5—7 auf Tafel XXXV besteht das obere Ende des Hängeeisens ebenfalls aus einer Gabel, die mit der obersten Federlage durch einen Bolzen verbunden ist. Beide Gabeln enthalten ein rechtes, resp. linkes Muttergewinde, in welches die rechts- und linksgängige Schraube *f* greift, so dass bei deren Umdrehung eine Verkürzung oder Verlängerung des ganzen Hängeeisens und so eine grössere oder geringere Spannung der Feder hervorgebracht wird. Eine Contremutter verhindert die freiwillige Lösung. Ungleich schlechter ist es, statt dieser Schraubenconstruction einfache Hängeeisen zu nehmen.

Die Hängeeisen der Feder Fig. 1—4 auf Tafel XXXV endigen oben in eine Schraube, die durch ein Loch der Feder tritt und hier mit zwei Muttern versehen ist, die sich auf die Platte *g* legen. Die untere Fläche dieser Platte ist gewölbt, weil der Winkel, den die Federschraube mit der Feder bildet, beim Spiel der Federn variirt. Eine Drehung der Platte wird durch die übergreifenden Ränder verhindert. In neuerer Zeit giebt man dieser Platte vielfach die in Fig. 11 auf Tafel XXXV skizzirte Gestalt, wobei man die oberste Federlage umbiegt.

Es hat sich im Betriebe herausgestellt, dass diese Hängeeisen leicht beim Anfange des Gewindes abreissen. Es ist daher zweckmässig, feines und rundes Gewinde zu nehmen, sowie die Gehänge bis auf den Kern des Gewindes abzudrehen.

Der Bruch eines Federgehänges oder einer Feder ist dadurch gefahrvoll, dass derselbe eine Entlastung des betreffenden Rades zur Folge hat und daher eine Entgleisung befürchten lässt, namentlich wenn der Bruch bei der Vorderachse stattfindet. Man schützt sich gegen diese einseitige Belastung durch Anbringung von Federbalanciers, worüber später noch ausführlich gesprochen wird, sowie durch einen möglichst kleinen Spielraum zwischen Achsbüchse und Rahmen. Besondere Vorkehrungen für den Fall von Feder- oder Federgehängbrüchen werden äusserst selten angewendet, es

hat sich auch kein Bedürfniss hierfür gezeigt. Die Preussische Ostbahn hat den Ausschlag der Balanciers durch Nothstützen begrenzt. Liegen die Federn auf dem Führerstande, so werden zum Schutze des Personals bei etwaigen Brüchen entweder vollständige Blechkasten über den Federn angebracht, oder es ist über das Ende der Feder und des Federgehänges ein besonderer Bügel gelegt, durch welchen im Falle eines Gewindebruches das Federende sogleich gehalten wird.

Die Locomotivführer sind mit Klötzen versehen, um im Falle eines Feder- oder Federgehängbruches diese zwischen Achsbüchse und Rahmen zu schieben.

Die Federstützen bilden in der Regel Gabeln, die den Rahmen umschliessen und in den Kloben *h* geführt werden. Dieselben treten in Vertiefungen des Federringes und stützen sich auf den Boden des Oelbehälters der Achsbüchse.

Mitunter ist man nicht im Stande, den Rahmen mitten über die Achsbüchsen zu legen. Federstützen sowohl als Federgehänge liegen alsdann an der einen Seite desselben.

§ 9. Schraubenfedern. — Die zweite Art der Stahlfedern, die Schraubenfedern, welche man als Stoss- und Zugfedern so vielfach anwendet, werden als Tragfedern nur selten benutzt. Die Blattfedern sind im Allgemeinen auch zweckmässiger, da sie leichter herzustellen und leichter zu repariren sind, ihre Anbringung ausserdem in den meisten Fällen leichter ist, zumal die Belastung der Achsen so gross, dass mehrere Spiralfedern für eine Achsbüchse nöthig werden, indem eine einzige Feder von hinreichender Stärke zu unpraktische Dimensionen erhalten würde.

Eine von Sharp früher für die unter dem Führerstande liegende Hinterachse angewandte Construction ist in Fig. 14 und 15 auf Tafel XXXV dargestellt. Da diese Achse keine grosse Belastung hat, und Blattfedern auf dem Führerstande lästig sind, so ist hier die Anwendung von Schraubenfedern zu einer Zeit, in der Querfedern, welche in diesem Falle am passendsten gewesen wären, noch nicht in Gebrauch waren, auch motivirt. Für jede Achsbüchse sind zwei in einanderliegende Schraubenfedern vorhanden, von denen die äussere aus Quadratstahl von 22^{mm}, die innere aus solchem von 16^{mm} besteht. Die Federn liegen in einer Blechbüchse und stehen auf einem gusseisernen Ringe *a*, der von der gabelförmigen Federstütze *b* getragen wird. Auf den Federn liegt die gusseiserne Kapsel *c*, welche über die Blechbüchse greift. Durch diese Kapsel tritt die runde Stange *d*, welche an ihrem oberen Ende mit Gewinde und zwei Schraubenmuttern versehen ist, mit ihrem unteren flachen Theile aber an den Rahmen genietet und ausserdem noch zu einem Haken umgebogen ist, der in einer Aussparung des Rahmens unter die Rahmenkante greift und so die Last auf die Federn überträgt.

In neuerer Zeit hat Haswell mehrfach Schraubenfedern, und zwar Baillie'sche Schneckenfedern als Tragfedern bei Locomotiven angewendet. Fig. 16 u. 17 und Fig. 18 u. 19 auf Tafel XXXV zeigen die Federn einer Maschine mit vier gekuppelten Rädern [19]) aus dem Jahre 1854, und zwar erstere die Federconstruction der Mittel- (Trieb-)achse, letztere die der Vorder- (Lauf-)achse.

Für die Triebachsbüchsen sind auf jeder Seite der Achsgabel vier Schneckenfedern, je zwei übereinander, angebracht. Dieselben stehen auf der gusseisernen Platte *a*, welche mit dem Hängeeisen *b* an den aus zwei Blechplatten gefertigten Balancier *c* gehängt ist, der in der Mitte mit einer Pfanne auf der Stütze *d* ruht. Der Rahmen der Maschine liegt unmittelbar auf den oberen Federn. Die Schrauben-

[19]) Organ 1854, p. 100.

federn werden durch die an den Rahmen geschraubten Zapfen *e* und die Stifte *f*, welche in den Achshalterverbindungsstangen eine Führung haben, gehalten.

Für jede Laufachsbüchse sind vier Schraubenfedern genommen. Dieselben stehen nebeneinander auf der gusseisernen Platte *g*, welche auf der gabelförmigen Stütze *h* ruht. Das Gewicht der Maschine wird vermittelst des gusseisernen Querstückes *i* und der Schrauben *k* auf die Federn übertragen. Die Federconstruction für die hinter der Feuerbüchse liegende nur gering belastete gekuppelte Achse ist der letzteren ganz analog, es sind jedoch statt vier nur zwei Spiralfedern angewendet. Sämmtliche Federn sind 230^{mm} hoch und haben einen grössten Durchmesser von 100^{mm}.

Bei den von demselben Ingenieur später für die Wien-Raaber Bahn gebauten Maschinen mit acht gekuppelten Rädern ist die in Fig. 19—21 auf Tafel XXXIV gezeichnete Construction gewählt.[20]) An die Achsbüchsen sind an jeder Seite die Knaggen *h* gegossen, welche den Bügel *i* tragen. Auf der Fläche dieses Bügels stehen vier Baillie'sche Schneckenfedern von der vorhin erwähnten Grösse. An die Rahmenverbindungsbleche sind die Schrauben *k* befestigt, durch welche die Maschine an die Querstücke *l* gehängt ist, die auf den Federn liegen und so die Last auf die Achsbüchsen übertragen.

§ 10. Gummifedern. — Die Anwendung von Kautschuk zu Locomotivtragfedern kommt nur selten, und zwar wohl ausschliesslich in England und Amerika vor. Es ist bei demselben schwer dieselbe Elasticität wie bei Stahlfedern zu erreichen, auch ist seine Dauer nicht so gross, wie man anfänglich wohl erwartete.

Als Beispiele solcher Federn mögen die in Fig. 20 und 21, Tafel XXXV skizzirten dienen, welche auf einer Eisenbahn in Süd-Wales angewendet sind.[21])

Die Erstere besteht aus einem Gummicylinder *a* von 230^{mm} Durchmesser und 230^{mm} Länge mit einem 45^{mm} weiten Loche, der sich zwischen zwei Platten *b* mit vorstehenden Rändern befindet, von denen die untere auf einem Bunde des Federstiftes *c* steht, während die obere durch das Querstück *d* belastet wird, an das der Rahmen der Maschine mit den beiden Schrauben *e* gehängt ist. Zwei Ringe schützen den Gummi vor zu starker Seitenausdehnung, während eine Spiralfeder aus Eisendraht ein Anlegen des Gummis an den Federstift verhindert. Zur Verhinderung eines starken Zurückprallens ist zwischen der unteren Platte *b* und dem Rahmen der Maschine ein kleiner Gummicylinder *f* angebracht. Bei Tenderfedern hat der Gummicylinder *a* 170^{mm} Durchmesser und 180^{mm} Höhe.

Die Fig. 21 auf Tafel XXXV stellt die sogenannte hydropneumatische Tragfeder dar. Der Gummicylinder *a* hat nur dünne Wände, sein luftdicht abgeschlossener innerer Raum ist theilweise mit Wasser *b* gefüllt, die eingeschlossene Luft wird beim Zusammendrücken des Gummi's comprimirt (sie tritt schliesslich in die Höhlung *c* der Deckplatte) und vergrössert dadurch die Elasticität der Feder.

Die Brauchbarkeit dieser Constructionen möchte anzuzweifeln sein.

§ 11. Vereinigung der Federn von mehreren Achsbüchsen (Federbalanciers und Querfedern). — In der ersten Zeit des Eisenbahnwesens hatte jede Locomotiv- und Tenderachsbüchse ihre besondere Feder. Wenn man nun auch der Belastung der einzelnen Achslager durch angemessene Spannung der Federn eine zweckmässige Grösse geben konnte, so wurde doch durch die Unebenheiten der Bahn eine Achse

[20]) Organ 1855, p. 72.
[21]) Organ 1853, p. 258.

temporär mehr oder weniger entlastet, wie auch ein verschiedenes Setzen der einzelnen Federn stets eine Aenderung in der Lastvertheilung hervorbrachte. Schon seit einer Reihe von Jahren hat man daher die Anordnung der Federn dahin abgeändert, dass die Unebenheiten der Bahn, sowie Aenderungen im Zustande der Federn keinen Einfluss auf die Belastung der einzelnen Achslager haben können. Am vollkommensten erreicht man diese Unabhängigkeit durch Auflagerung der Maschine in drei Punkten, indem man die Federn von zwei benachbarten Achsen auf jeder Seite der Maschine durch einen Balancier verbindet, der dritten Achse aber eine Querfeder giebt oder die Federn dieser Achse durch einen Querbalancier verbindet.

Eine bei Locomotiven mit einer Triebachse, welche Mittelachse ist, sehr verbreitete Construction ist die in Fig. 27 und 28, auf Tafel XXXV dargestellte, die man auch vielfach bei älteren Locomotiven, welche ursprünglich sechs unabhängige Federn hatten, angebracht findet, da dies ohne grosse Kosten geschehen konnte. Die Gabeln der Federschrauben *a* sind bis unter den Rahmen verlängert und greifen an die Enden eines Balanciers, den man meistens ungleicharmig genommen, um der Triebachse eine grössere Belastung als der Vorderachse zu geben. Seltener ist die Anbringung des Balanciers oberhalb des Rahmens. In der Regel ist dort nicht genug Höhe vorhanden, auch ist die untere Lage des Balanciers richtiger. Die Federstützen müssen lose in den Vertiefungen des Federringes stecken, damit eine kleine Schwingung der Feder auf den Stützen möglich ist.

Bei grossen Rädern und grossem Kesseldurchmesser hat über der Triebachse keine Feder Platz, es ist dann der Balancier über die Triebachsbüchse gelegt, während die Feder die Stelle des Balanciers unter dem Rahmen zwischen beiden Achsen einnimmt, wenn man nicht die Triebachsfedern unter die Achsbüchsen gelegt hat, welche Construction im Allgemeinen der mit oben liegenden Federn nachsteht.

In Folge der Anbringung dieser Balanciers an den Seiten der Maschine ist die Belastung der Achsen nun nicht mehr zu verändern, sondern dieselbe hängt allein von der Lage des Schwerpunktes der Maschine zum Drehpunkte des Balanciers und zur dritten Achse ab. Um nun auch zu verhindern, dass die Räder einer Achse ungleich belastet werden, wird die dritte Achse vermittelst einer Querfeder, die mit ihren Enden auf den Achsbüchsen liegt und in der Mitte die Maschine trägt, belastet, oder man verbindet die Federn jeder Seite durch einen Querbalancier, wie die Zeichnungen in Fig. 24 bis 27 auf Tafel XXXVI, und Fig. 29 und 30 auf Tafel XXXV zeigen.

Bei beiden Constructionen sind die Rahmen der Maschine durch zwei Blechwände *a*, *a* mit einander verbunden, an welche noch in der Mitte die Stücke *c c* genietet sind. Bei der Querfederconstruction stützen sich diese Stücke auf die Zapfen *d*, *d* der Hülse *e*, welche eine runde Mutter mit sechskantigem Rande aufnimmt, auf welch' letzterem die Hülse liegt. Die Mutter nimmt die am Federringe befindliche Spindel auf und wird durch eine Stellschraube am Losdrehen verhindert. Die Federstützen bilden einen mit seitlichen Führungen versehenen Kasten *f*, der einen Haken enthält, in den sich die Feder mit ihren umgebogenen Enden legt.

Bei der zweiten Construction nehmen die Stücke *c c* den Drehbolzen eines Balanciers auf, dessen Enden mit den Stücken *b*, *b*, welche zwischen den Achsgabelblechen geführt werden, verbunden sind. Das obere Ende dieser Stücke ist mit dem unteren Ende der einen Federgabel *d* durch einen Bolzen verbunden, der noch zwei viereckige Führungssteine trägt, die beim Spiele des Balanciers in Schlitzen der Achsgabelbleche auf- und niedergleiten.

Die in § 5 erwähnten, von der Wöhlert'schen Maschinenfabrik gebauten Tendermaschinen der Berlin-Stettiner Eisenbahn haben für die mit Adams'schen Achsbüchsen versehene Hinterachse nachstehend in Fig. 34 und 35 skizzirte Federcon-

Fig. 34.

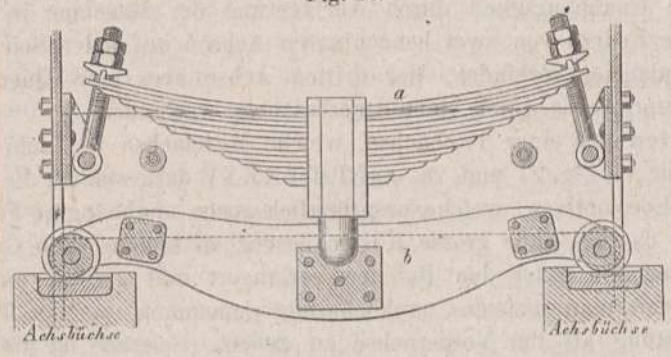
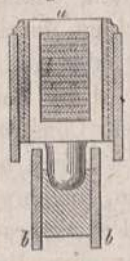


Fig. 35.



struction. Die Querfeder *a* nimmt die Last an ihren Enden auf und überträgt dieselbe in der Mitte zunächst auf den Balancier *b*, welcher an seinen Enden mittelst Rollen auf den Achsbüchsen liegt und um den unter dem Federringe befindlichen Kugelzapfen nach allen Richtungen hin schwingen kann, so dass er sowohl dem verticalen Spiel der Achsbüchsen als deren Einstellungen in den Radius der Bahncurven folgen kann.

Es ist am zweckmässigsten, die Querfeder an der am wenigsten belasteten Endachse anzubringen, da in diesem Falle die Stabilität der Maschine am grössten ist.

Es sei hier noch bemerkt, dass man, namentlich bei Maschinen, deren Schwerpunkt hoch liegt, darauf zu achten hat, dass derselbe mit der Mitte der Maschine in einer Verticalebene liegt, da sonst eine ungleiche Belastung der Räder einer Achse stattfindet; durch die Federschrauben lässt sich vermittelst einer Waage eine gleiche Belastung leicht erreichen.

Nächst der oben erwähnten Placirung eines Balanciers zwischen Vorder- (Lauf-) und Mittel- (Trieb-) Achse findet man die häufigste Anwendung desselben zwischen zwei gekuppelten Achsen. Bei gekuppelten Achsen, deren Räder bekanntlich den genau gleichen Durchmesser haben müssen, ist die gleiche Belastung aller vier Räder (es sei zunächst von Maschinen mit zwei gekuppelten Achsen die Rede) um so wichtiger, als davon die gleichmässige Abnutzung der Reifen abhängt; man hat daher in der neueren Zeit fast immer diese Belastung durch gleicharmige Balanciers übereinstimmend gemacht.

Da die Triebachse noch direct durch die Excenter, Excenterstangen und Bleuelstangen belastet wird, so findet bei gleicharmigen Balanciers allerdings noch ein etwas grösserer Druck zwischen den Schienen und den Triebrädern, als zwischen Schienen und Kuppelrädern statt. Diese Differenz ist aber so gering, dass sie in der Regel vernachlässigt wird, nur wenige Bahnen haben aus Rücksicht hierauf die Arme des Balanciers etwas ungleich gemacht.

Um bei Locomotiven mit gekröpfter Triebachse, welche in vier Achsbüchsen gelagert ist, dieser eine gleiche Belastung mit der gekuppelten Achse zu geben, ist eine etwas complicirtere Balancierconstruction nöthig. Fig. 1—3 auf Tafel XXXVI zeigen eine solche, bei Maschinen mit innerem und äusserem Rahmen, auf der Nieder-

schlesisch-Märkischen Eisenbahn ausgeführte Construction. Der zur Belastung der Kurbelachsse dienende Arm *a* des gleicharmigen Balanciers ist doppelt und überträgt den grösseren der Last auf die innerhalb der Räder liegende Achsbüchse, indem für diese eine stärkere Feder angebracht ist, als für das äussere Lager.

Bei der in Fig. 4—6 auf Tafel XXXVI dargestellten Construction, welche Verfasser dieses Capitels in Leeds bei Kitson ausgeführt sah, wird durch den gleicharmigen Balancier ebenfalls auf beide Achsen eine gleiche Last gebracht. Der Balancier liegt schräg und endigt an dem einen Ende in einen runden Zapfen, auf dem das Querstück *b* steckt. Dieses ist mit dem Hängeeisen der Feder verbunden und in zwei ungleiche Theile getheilt, so dass auf die beiden Achsbüchsen der gekröpften Achse eine verschiedene Last kommt, und zwar die grösste auf das innerhalb der Räder gelegene Lager.

Häufig liegt die Hinterachse (Kuppelachse) dicht vor der Feuerkiste; die vorspringende Feuerbüchse erlaubt dann nicht, dieser Achse eine Feder oberhalb des Rahmens zu geben, es sind daher sehr oft die beiden Federstützen durch einen Balancier über dem Rahmen verbunden, und ist eine beiden Achsbüchsen gemeinschaftliche Feder unter den Rahmen gelegt. Die Figuren 31 und 32 auf Tafel XXXV, sowie Figur 7—10 auf Tafel XXXVI, stellen diese Construction mit gemeinschaftlicher Feder in zwei verschiedenen Ausführungen dar, von denen die erstere von Cockerill, die zweite sehr viel von Borsig angewendet ist.

Cockerill hat den Rahmen der Maschine direct auf die Enden der Feder gelegt, welche sich in der Mitte mit ihrem Ringe auf die Schraube *a* stützt, deren Muttergewinde in dem unteren Ende des Bügels *b* sich befindet, welcher in der Mitte des mit seinen Enden auf den Federstützen *c c* ruhenden Balanciers aufgehängt ist. Die Schraube wird in der Achsgabelverbindungsstange geführt. Ausserdem ist dem Bügel *b* noch am Rahmen eine Führung durch die vier Winkel *d* gegeben.

Borsig stützt den Rahmen auf die Mitte der Feder, während die Enden derselben an den Balancier, der auf den Federstützen ruht, gehängt sind. Dieser besteht aus zwei Blechplatten *a*, welche das an den Rahmen geschraubte Stück *b* zwischen sich aufnehmen, das einen Schlitz enthält, in dem sich ein Führungsstein, welcher durch den Bolzen *c* mit dem Balancier verbunden ist, auf und ab bewegt. In dieser Weise ist es möglich gemacht, dass der Balancier allen Bewegungen der Achsen folgen kann. Zwischen die oberen Enden der Federstützen *d* ist die Schraube *e* befestigt. Die Enden des Balanciers umfassen das mit zwei Zapfen und einem runden glatten Loche versehene Stück *f*, durch welches die Schraube *e* tritt, die mittelst der Muttern *g* in höherer oder tieferer Lage in diesem Stücke befestigt werden kann, wodurch die Maschine höher oder tiefer gestellt wird.

Bei der Cockerill'schen Construction wird das Spiel der Feder durch die directe Auflagerung des Rahmens beeinträchtigt, auch der Balancier mehr in Anspruch genommen, weshalb der Borsig'schen Anordnung der Vorzug zu geben sein möchte.

Am einfachsten ist es, die Feder direct auf die Federstützen der beiden Achsen zu legen und den Rahmen an dieselbe in der Mitte aufzuhängen. Diese Construction lässt sich jedoch kaum anders als bei kleinen, möglichst nahe zusammenliegenden Rädern ausführen, da sonst die Federn wegen der bedeutenden Länge sehr stark werden müssen. Als Beispiel einer solchen Feder möge die in Fig. 11 und 12 auf Tafel XXXVI gezeichnete Construction dienen, welche an Güterzugmaschinen der Philadelphia und Reading-Bahn ausgeführt ist.[22]) Diese Maschinen haben vier

[22]) Erbkam 1862, p. 92.

gekuppelte feste Achsen, welche je zwei und zwei durch diese Feder belastet sind, und bieten ausserdem noch manche Eigenthümlichkeiten dar. Die Feder, welche die aussergewöhnliche Breite von 153^{mm} hat, legt sich mit ihren Enden in die Schuhe *a a*, welche auf den Federstützen *b b* stecken, deren Abstand (Achsenentfernung) 1^{m},143 beträgt.

Tritt der Feuerkasten nicht viel vor, so lässt sich die Anbringung einer Feder über der nahe vor demselben liegenden Achsbüchse durch Schrägstellung der Feder ermöglichen. Die von Kessler ausgeführten gekröpften Federn (s. Fig. 23 auf Tafel XXXVI) sind nicht zu empfehlen, da bei diesen eine Verwindung der Federlagen stattfindet, in Folge welcher dieselben leicht brechen.

Der gleichen Abnutzung der Reifen wegen würde es sehr zweckmässig sein, wenn man bei Maschinen mit drei gekuppelten Achsen auch die Federn der dritten Achse durch Balanciers mit den Federn der andern beiden Achsen verbände. Diese Construction ist jedoch nur ausführbar, wenn noch eine oder mehrere andere Achsen vorhanden sind, deren Belastung mit der dieser drei gekuppelten Achsen nicht in Verbindung gebracht ist, da sich die Maschine sonst schief stellen kann. Als Beispiel einer solchen Construction seien die Güterzugmaschinen der Baltimore-Ohio Bahn[23]) erwähnt (Fig. 15—17 auf Tafel XXXVI), welche von den in Europa gebräuchlichen Maschinen ganz verschieden sind. Dieselben haben drei vor der Feuerbüchse liegende gekuppelte Achsen, während der vordere Theil der Maschine durch das in Amerika übliche vierrädrige Drehgestell getragen wird. Die Belastung der gekuppelten Achsen geschieht auf jeder Seite der Maschine durch zwei Federn, welche die Last nicht in ihrer Mitte, sondern auf ein Drittel ihrer Länge tragen, so dass jede Feder von der an dieselbe gehängten Last zwei Drittel auf die äussere Achse und ein Drittel auf die mittlere (Trieb-) Achse überträgt, diese letztere also im Ganzen dieselbe Belastung erhält, wie die vordere und hintere Kuppelachse. Die Federstützen der letzteren beiden Achsen tragen zu dem Zwecke einen Schuh, während die mittlere Federstütze einen kurzen Balancier trägt, der an jedem Ende mit einem gleichen Schuh versehen ist, in welchen sich die Federn mit ihren Enden legen. Die Federringe sind scharnierartig mit Bügeln verbunden, in welchen der Rahmen mit Hülfe eines halbrunden Zwischenstücks liegt. Diese Bügel werden von den Kesselstützen umfasst, so dass das Gewicht des Kessels fast direct auf die Feder übertragen wird.

Die Federconstruction des drehbaren Vorderwagens dieser Maschinen zeigen Fig. 13 und 14 auf Tafel XXXVI. Meistens jedoch hat an den Drehgestellen der amerikanischen Maschinen nicht jede Achsbüchse eine besondere Feder, sondern beide Achsbüchsen einer Seite werden durch eine gemeinschaftliche Feder belastet.

Bei den in Amerika sehr zahlreichen Maschinen mit zwei gekuppelten Triebachsen, von denen die eine vor, die andere hinter der Feuerkiste liegt, sind die beiden Federn jeder Seite durch einen neben dem Feuerkasten liegenden Balancier mit einander verbunden.

§ 12. Elastische Hängeeisen. — Um die Wirkung der Tragfedern zu vergrössern, haben einige Bahnen die Hängeeisen elastisch gemacht, indem sie unter die Schraubenmuttern derselben kleine Gummifedern oder Schneckenfedern legten. Diese Construction erscheint gerechtfertigt, wenn man zur Anwendung verhältnissmässig kurzer, wenig elastischer Federn gezwungen ist, oder die zunächst gegen die Räder treffenden Stösse nicht direct auf die Tragfedern, sondern nur indirect vermittelst

---

[23]) Erbkam 1862, p. 101.

Balanciers auf dieselben übertragen werden (Fig. 19 auf Tafel XXXVI). Die Anwendung solcher Federn aus Gummi sah Verfasser zuerst an Maschinen der Great-Western Bahn in England (Fig. 18 auf Tafel XXXVI).

Fig. 19 auf Tafel XXXVI zeigt die Federconstruction für die gekuppelten Achsen der Güterzugmaschinen der Mecklenburgischen Eisenbahn. Wegen der Grösse des Kesseldurchmessers konnte über die Achsbüchsen keine Feder gelegt werden, es ist daher eine beiden Achsbüchsen gemeinschaftliche Feder zwischen denselben unter dem Rahmen angebracht, von der die Last vermittelst der Balanciers *a* auf die Achsen übertragen wird. Wenn auch der Mittelpunkt dieser Balanciers durch die Verbindung des einen Balancierendes mit der Tragfeder nachgiebig gemacht ist, so werden doch das andere Ende des Balanciers ziemlich heftige Stösse treffen, weshalb die Anbringung von Federn an den betreffenden Hängeeisen wünschenswerth erscheinen musste. Dieselben bestehen aus je zwei Bailliе'schen Schneckenfedern von 135^{mm} Durchmesser und 220^{mm} Höhe, welche durch die Belastung (2800 Kilogramm für jedes Hängeeisen) um 50^{mm} zusammengedrückt werden. Die nach oben gekehrte Basis der Federn steht in einer Vertiefung der schmiedeeisernen Platte *b*, die unter die Mutter gelegte Scheibe *c* hat eine Pfanne, welche auf der Schneide der Platte *d* liegt. Um ein Verschieben der Platte *b* zu verhindern, ist der Rahmen etwas in dieselbe eingelassen, der Achsgabelsteg *e* ist soweit verlängert, dass er als Führung für das Hängeeisen dient.

§ 13. Achsgabeln, Achsbüchsen und Federn der Tender. — Da bei den Tenderachsen, im Gegensatze zu den Locomotivachsen, fast durchweg die Schenkel ausserhalb der Räder liegen, so haben die Tenderachsbüchsen eine von den meisten Locomotivachsbüchsen abweichende, den Wagenachsbüchsen ähnliche Form. Sie unterscheiden sich von den letzteren hauptsächlich durch eine bessere Ausführung, namentlich durch eine bessere Führung in den Achsgabeln. Das Material der Achsbüchse ist Gusseisen, das des Lagers ist dasselbe, wie bei den Locomotivachslagern und den Lagern der schwer beladenen Wagen, die Schmierung geschieht mit Oel, welches in einem durch Aussparung im oberen Theile der Achsbüchse angebrachten Behälter enthalten ist und von hier aus der reibenden Fläche durch Heberdochte zugeführt wird. In neuerer Zeit ist jedoch vielfach eine Schmierung von unten angewendet, deren Construction derjenigen bei den Wagenachsbüchsen ähnlich ist. Die Holzschnitte Fig. 36—38 (s. p. 726) und Fig. 20—22 auf Tafel XXXVI zeigen verschiedene Constructionen von Tenderbüchsen.

Die Tenderfedern sind Blattfedern von 75—90^{mm} Breite und 700—1000^{mm} Länge, welche früher aus Lagen von 7 bis 10^{mm} starkem Cementstahl, jetzt jedoch allgemein aus 13^{mm} starkem Gussstahl angefertigt werden. Sie sind meistens an den Enden gerollt, und die Federgehänge, durch welche die Last auf dieselben übertragen wird, sind nicht immer mit einer Stellvorrichtung versehen, so dass alsdann die Regulirung durch eine Verkürzung der Federstifte oder durch Unterlegung entsprechend starker Eisenstücke unter deren Fuss, mit dem sie in einer Vertiefung der Achsbüchse stehen, geschehen muss.

Bei den früher allgemein gebräuchlichen hölzernen Tendergestellen waren die Achsgabeln in der Regel aus Gusseisen angefertigt und unter den Langträger geschraubt. Die Figuren 36 bis 38 zeigen den allgemeinen Typus dieser gusseisernen Achsgabeln. Die Führung der Achsbüchse ist abweichend von der sonst üblichen Form derart construirt, dass die Achsgabel die Achsbüchse umfasst, während sonst das Umgekehrte stattfindet. Die Federstütze ist ein einfaches rundes Stück, welches

in der gusseisernen Achsgabel, so wie ineiner, in den hölzernen Langträger eingelassenen gusseisernen Hülse geführt wird. In den Figuren 36—38 ist auch die Anbringung der Tragfedern bei den hölzernen Tendergestellen ersichtlich. Von den vier

Fig. 36.

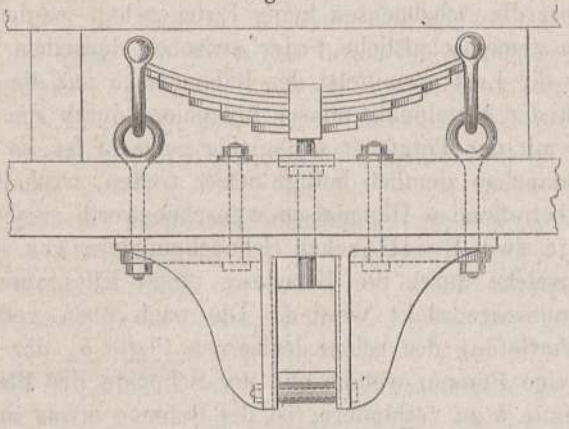


Fig. 37.

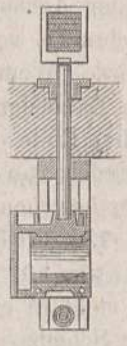
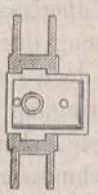


Fig. 38.

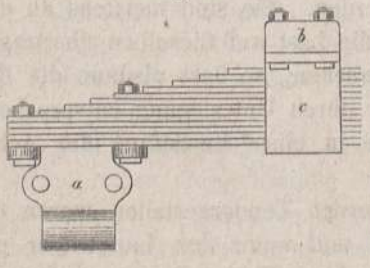


Schrauben, welche zur Befestigung der Achsgabeln dienen, haben die beiden äusseren als Kopf eine Oese, durch welche das einen Bügel bildende Federgehänge gesteckt ist.

Die eisernen Gestelle bestehen meistens aus zwei in etwa 90^{mm} Entfernung angebrachten, 8 bis 10^{mm} starken Blechplatten, aus welchen die Oeffnungen für die Achsbüchsen, sowie für die Federn ausgearbeitet sind. Zwischen diese Bleche sind gusseiserne Backen zur Führung der Achsbüchsen genietet, welche von den letzteren umfasst werden. Figur 20 bis 22 auf Tafel XXXVI zeigen die Construction der Achsbüchsen, Achsgabeln und Federn dieser Tender, wie sie vielfach von Borsig ausgeführt sind.

Um bei den, früher fast durchweg sechsrädrigen, Tendern eine gute Vertheilung der Belastung auf die einzelnen Achsen zu erreichen und eine Variation dieser Belastung durch Unebenheiten des Schienengleises und verschiedenes Setzen der Federn zu verhindern, wurden später die Federn zweier benachbarter Achsen durch Balanciers mit einander verbunden. Ein Beispiel einer solchen Balancierconstruction zeigt die Fig. 20 auf Tafel XXXVI.

Fig. 39.

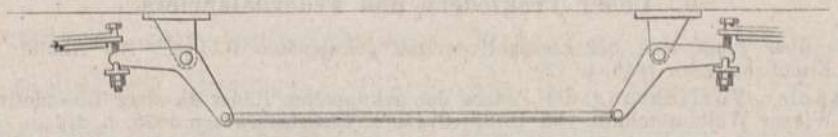


Eine höchst einfache Anordnung zeigt Fig. 39, welche an Tendern der Philadelphia und Reading-Bahn ausgeführt ist. Die Tender der amerikanischen Locomotiven sind sämmtlich achträdrig und haben zwei vierrädrige Drehgestelle. Bei der erwähnten Construction bildet die, den beiden Rädern an der einen Seite des Drehgestelles gemeinschaftliche Feder, den Langträger des Gestelles, indem dieselbe in der Mitte mit der Querschwellen b vermittelst des Bügels c verbunden ist und mit ihren Enden auf den Achsbüchsen a liegt, welche unter die Federenden durch Schrauben befestigt sind. Die Achsbüchsen sind den in Amerika auch vielfach bei Wagen üblichen Büchsen mit Baumwollstopfung (s. § 14 des IV. Capitels des 2. Bandes dieses Werkes) gleich.

Seit einiger Zeit werden die Tender vielfach vierrädrig gebaut. Die Achsbüchsen, Achsgabeln und Federn derselben unterscheiden sich von den gleichnamigen Theilen der neueren sechsrädrigen Tender im Allgemeinen nur durch stärkere Dimensionen, da die Achsen der vierrädrigen Tender entsprechend mehr zu tragen haben.

Bei diesen Tendern der Hannover'schen Staatsbahn sind die beiden Federn der einen Seite, um eine Entlastung des einen der vier Achsschenkel zu verhindern, mit

Fig. 40.



einander verbunden (Fig. 40). Da bei dem Radstande von $3^{m},353$ ein Balancier der gewöhnlichen Construction sehr lang und stark geworden wäre, so ist hier eine andere Vorrichtung gewählt. Die nach der Mitte des Tenders zu gelegenen Federböcke tragen, statt direct mit dem Federgehänge verbunden zu sein, Winkelhebel, deren abwärts gehende Arme durch eine Stange mit einander verbunden sind, während die Federgehänge an deren horizontale Arme greifen.

Literatur.

a. Ueber Achsbüchsen und Achsbacken-Stellvorrichtungen.

Achsbüchsen der Locomotiven der Paris-Orléans Bahn. Civil-Ingenieur, VII. Bd., p. 333.

Die schwingende Achsbüchse von Norris und Tull in Philadelphia. Mit Abbild. Civil-Eng. and Archit. Journ. 1847, p. 316. Organ f. Eisenbahnwesen 1848, p. 71.

Achsenhalter mit verstellbarem Backen an den neuen Kessler'schen Locomotiven. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1848, p. 6.

Aluminium-Bronce zu Locomotiv-Achslager. Organ f. Eisenbahnwesen 1865, p. 234.

Büte, Th., Lagerkasten und Rahmen der Locomotiven auf der Wiener Ausstellung von 1873. Organ f. Eisenbahnwesen 1873, p. 151.

Caillet's Achsbüchse mit seitlicher Verschiebung. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1868, p. 104.

Correns, Joh., Stellvorrichtungen an den Triebachsenlagern. Mit Abbild. Zeitung des Vereins deutscher Eisenbahnverwaltungen 1861, p. 604.

Curant, B, verbesserte Befestigungsweise der Lageruntertheile an den Locomotivlagergehäusen. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1872, p. 188.

Fairbairn's Achsbüchsen. Mit Abbild. Dingler's polyt. Journal 1849, p. 412.

Haswell's Achslagerfedern und Führungen der Locomotive »Wien-Raab«. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1855, p. 71.

Neue Achslagerconstruction (System Haswell) bei den auf der Wiener Weltausstellung ausgestellten Locomotiven »Stainz« und »Orient«. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1873, p. 173.

Henz, Aufsätze, betreffend das Eisenbahnwesen in Nordamerika. Nach Reisenotizen herausgegeben von A. Bendel. Mit Atlas. Berlin 1862.

Hodge's neue sich selbst schmierende Achsbüchse für Locomotiven. Organ f. Eisenbahnwesen 1853, p. 159.

Verfahren, wie in der Kessler'schen Maschinenfabrik in Karlsruhe die Zapfenlager an Locomotiven mit einer leichtflüssigen Metallcomposition ausgegossen werden. Organ f. Eisenbahnwesen 1847, p. 132.

Lagerkasten und Rahmen von den neuern Locomotiven und Tendern der Köln-Mindener Bahn. Organ f. Eisenbahnwesen 1870, p. 249.

Ueber selbstthätige Schmierapparate bei den Locomotiv-Achsbüchsen. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1865, p. 61.

Schmiedeeiserne Schmierbüchsen für die Triebachsen bei Maschinen mit innern Rahmen Organ f. Eisenbahnwesen 1853, p. 119.

Webb's Achsbüchse für Locomotiven. Mit Abbild. Engineering, Dec. 1872, p. 421. Organ f. Eisenbahnwesen 1873, p. 162.

b. Ueber Tragfedern und Federbalanciers.

Andreä, über Tragfedern bei Locomotiven mit gekuppelten Rädern. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1848, p. 120.

Ausbalancier-Vorrichtung der Federn der gekuppelten Räder an einer Locomotive auf der Wiener Weltausstellung von 1873. Organ f. Eisenbahnwesen 1873, p. 212.

Construction der Locomotiv-Tragfedern und Methode solche zu probiren zu Creve. Organ f. Eisenbahnwesen 1867, p. 85.

Correns, Jos., verbesserte Construction der Tragfedern an Locomotiven. Zeitung des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen 1861, p. 604.

Haswell's Locomotive mit Baillie'schen Schneckenfedern zu den Tragfedern auf der Münchener Ausstellung. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1855, p. 100.

Ueber verbesserte Kautschukfedern für Locomotiven und Eisenbahnwagen, von W. C. Craig zu Newport. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1853, p. 258.

Verbesserte Federstützen an Tragfedern von Locomotiven aus der Cockerill'schen Fabrik in Seraing. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1848, p. 70.

Welche Vorkehrungen sind für den Fall von Feder- oder Federgehängbrüchen getroffen, um Entgleisungen in Folge der durch den Bruch herbeigeführten plötzlichen Entlastungen der betreffenden Räder zu vermeiden? Organ f. Eisenbahnwesen 1871, p. 115 u. 196.

Welche Erfahrungen liegen über die Dauerhaftigkeit der Locomotivtragfedern vor? Sind die Federn mit Federblättern von durchaus gleichartiger Stärke oder mit gegen die Enden schwächer werdenden Blättern vorzuziehen? Organ f. Eisenbahnwesen 1871, p. 115 u. 196.

Welkner, Federn von englischen Locomotiven. Organ f. Eisenbahnwesen 1863, p. 124.

XIII. Capitel.

Construction der beweglichen Radgestelle zum Durchlaufen scharfer Curven. (Systeme von Norris, Bissel, Vaessen, Nowotny etc.) Verschiebbare Achsen.

Bearbeitet von

Alphons Petzholdt,

Civilingenieur in Hannover.

(Hierzu Tafel XXXVII bis XXXIX.)

§ 1. Vorbemerkungen. — Wir haben im X. Capitel die Zug- und Stossvorrichtungen (die Kupplungen) als diejenigen mechanischen Hülfsmittel kennen gelernt, welche theils zur Verbindung der Fahrzeuge unter sich, also zur Formirung des Wagenzuges, theils zur elastischen Absteifung der einzelnen den Zug bildenden Fahrzeuge bestimmt sind. Die Combination beider Vorrichtungen lässt uns demnach den auf der Schienenstrasse dahinrollenden Wagenzug als eine Kette aus lauter elastischen Gliedern erscheinen, worin die Entfernung der einzelnen Glieder unter sich innerhalb gewisser Grenzen, d. h. dem Federspiele entsprechend, variabel sich gestaltet. Dabei sichert die Elasticität dieser Vermittlungsvorrichtungen den einzelnen Fahrzeugen eine gewisse Biegsamkeit und Unabhängigkeit in der Bewegung in Bezug auf die benachbarten Glieder, trotz des Bestehens der soliden Verbindung des Ganzen. Dass es gerade dieser Umstand ist, der für jede Curvenbefahrung von grösster Bedeutung wird und namentlich bei den Uebergängen aus den Curven in die Gerade und umgekehrt, ja dass dieser Umstand allein die thatsächliche Befahrung der Curven mit »Zügen« überhaupt ermöglicht, bedarf keines Beweises, da bei Fahrzeugen mit steifen Achsen, die wir, als die gebräuchlichsten, hier zunächst im Auge haben, der Eintritt in die Curven sowohl als der Austritt aus denselben nur durch die Selbstständigkeit der einzelnen Glieder des Zuges bedingt wird, die ihnen trotz der Verkupplung und Verbufferung gewahrt blieb; denn soll die Curve befahren werden, so muss sich jedes Fahrzeug unabhängig in dieselbe einstellen können.

Das was hier vom ganzen Zuge entwickelt wurde, kann nun bekanntlich durch eine weitergehende Gliederung der einzelnen Fahrzeuge in noch vollkommenerer Weise fortgeführt werden, und in der That finden wir in der Anwendung der mobilen Radgestelle, der sogenannten Wendeschemel, das Princip der Biegsamkeit weiter ausgedehnt, wodurch zugleich der Unabhängigkeit des Betriebsmittels von den Unvollkommenheiten des Schienenweges ein Vorschub von weitgehender Bedeutung geleistet wird.

Es liegt indessen in der Natur der Sache, dass das System der Biegsamkeit, welches durch die Anordnung beweglicher Laufwerke für die gewöhnlichen Eisenbahnfahrzeuge mit Vortheil im Grossen durchgeführt werden konnte, in seiner Anwendung auf Locomotiven die Quelle einer Reihe von Inconvenienzen wurde und jedenfalls zunächst auf diejenigen Räder und Radgruppen beschränkt bleiben musste, welche nicht die Kraft der Maschine aufnehmen und mithin nur todte Last auf die Schiene zu übertragen bestimmt waren. Die Anwendung des Systemes auf Maschinen mit voller Adhäsion, denen mithin todte Laufräder gänzlich fehlen, erschien demnach gleich von vorn herein ausgeschlossen, wofern es nicht gelang, den ganzen Bewegungsmechanismus in das mobile Gestell zu verlegen und dessen Räder somit zu Triebrädern zu erheben. Das letzt angedeutete Problem ist bekanntlich durch die Systeme Fairlie und Meyer, auf die später zurückgekommen wird, in befriedigender Weise gelöst worden, und wenn die Ausführung in ihrer bisherigen Form auch noch Manches zu wünschen übrig lässt, so ist die Construction doch verbesserungsfähig und eben darin liegt die Lebensfähigkeit des Principes begründet, nicht darin, dass a priori etwas Vollkommenes geschaffen wird.

Dass endlich die Güterzugmaschinen mit ihrem gekuppelten Systeme steifer Parallelachsen sich, in der angedeuteten Richtung, noch mehr der Behandlung entziehen, und dass man bei allen derartigen Constructionen, bei thunlichster Reduction der Radbasis, die Curvenbefahrung durch Verschiebbarkeit der Endachsen — die sich wiederum auf die durch die Conicität der Bandagen bedingte Biegsamkeit gründet — zu ermöglichen gesucht hat, sei hier nur vorläufig angedeutet, indem wir später auf diesen Gegenstand eingehender zurückkommen.

§ 2. Totale und partielle Radbasis. — Bei allen Maschinen mit separaten beweglichen Laufwerken ist demnach ein fester und ein totaler Radstand zu unterscheiden; ersterer kann dabei ein sehr kleiner, letzterer — im Interesse des Stabilitätsprincips — ein sehr grosser sein. Ueberhaupt ist die Zweckmässigkeit, ja Nothwendigkeit des grösstmöglichen Totalradstandes der Locomotive auf dem Continente erst in den neueren Zeiten allgemeiner anerkannt worden. Während man, ganz allgemein, den dreiachsigen Personenwagen, die durch dieselben Curven mit derselben Geschwindigkeit mussten, feste Radstände von 21 Fuss engl. (6m,40), ohne das mindeste Bedenken ertheilte, glaubte man bei der Locomotive, wo es am meisten darauf angekommen wäre, der Stabilität Vorschub zu leisten, um die Millimeter geizen und den totalen Radstand auf das denkbar kleinste Maass zurückführen zu sollen. Dieses Princip führte zunächst zur consequenten Beibehaltung sämmtlicher Achsen zwischen Feuerbüchse und Rauchkammer, wobei natürlich die Entwickelung langer Roste ausgeschlossen bleiben musste, dafür aber die Rohrlänge um so grösser ausfiel, in der man damals und leider vielfach auch heute noch — wie es scheint — vorwiegend das Heil der Heizfläche suchte; während ausserdem der schleudernde Gang des Fahrzeuges die Betriebssicherheit gefährdete und auf rapide Zerstörung der Bandagen und des ganzen Oberbaues systematisch hinarbeitete. Wie bemerkt, hat man erst in den letzten Jahren allgemein damit angefangen[1]), alle jene »Vortheile« aufzugeben und

[1]) Die »Technischen Vereinbarungen Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen« enthalten in Betreff dieses Gegenstandes Folgendes:

§ 104. Bei Locomotiven ist ein nach den Bahnverhältnissen möglichst langer Radstand zu empfehlen. Für Bahnen, welche in freier Bahn vielfach Curven enthalten, wird jedoch empfohlen:

sich — trotz der Curvengespenster — wohl oder übel zu grösseren Radständen entschlossen, wenigstens für Personenzugmaschinen, die für raschen Gang bestimmt sind. Wir fürchten nicht, dass man auf halbem Wege stehen bleiben werde.

Abstrahirt man von persönlichen Vorurtheilen, sowie von dem Resultat einer rein theoretischen Betrachtung des Gegenstandes, so ergiebt sich, dass die Praxis für jede Betriebsstrecke einen bestimmten festen Achsenstand als den geeigneten herausstellt; darüber hinaus sowohl, als darunter werden sofort die Verhältnisse ungünstig, und zwar um so ungünstiger, je grösser die Abweichung ist, die man sich erlaubte. So hat z. B. die Semmeringstrecke erwiesen, deren Krümmungsradien 100 Wiener Klafter (= 189m,64) betragen, dass 9 Wiener Fuss (= 2m844) der günstigste Radstand der Locomotiven sei, und dass ein kleinerer Radstand mindestens ebenso nachtheilig auf die richtige Einstellung des Fahrzeuges und die Conservirung von Bandagen und Oberbau einwirkt, als ein über dieses Maass erhöhter.

Aehnliches gilt für jede Betriebsstrecke. Nicht nur die Krümmungsverhältnisse allein bestimmen jedoch den zweckmässigsten Radstand des Fahrzeugs, sondern auch die Construction des Oberbaues; die Gleiserweiterung; die Ueberhöhung; die Neigung des Schienenprofiles gegen die Bahnachse und die damit zusammenhängende Conicität der Bandagen, welche den auf einer Achse festsitzenden Rädern — innerhalb bestimmter Grenzen — das Durchlaufen verschiedener Wege bei einer Umdrehung gestattet. Man glaubte deshalb die Conicität bei den Curvenmaschinen vermehren zu sollen, und hat dieselbe auf gewissen Bahnen bis auf $^1/_{10}$ gebracht, während die Neigung der Schienen mit $^1/_{16}$ beibehalten wurde. Ja man fand sich in Oesterreich, auf der Steyerdorfer Linie, sogar veranlasst, die Conicität bis auf $^1/_7$ zu steigern, um das partielle Gleiten der Räder in den Curven von 114m Radius soviel als thunlich herabzumindern. In Frankreich hat Forquenot, Ingenieur der Orléans-Bahn, die Conicität der Maschinenräder bis auf $^1/_{12}$ gebracht, um den Curven von 300m Rechnung zu tragen, welche auf einigen Strecken der genannten Bahn in ziemlicher Frequenz auftreten, wobei indessen die Schienenneigung nur $^1/_{20}$ beträgt. Die Erfahrung hat jedoch, im Widerspruch mit theoretischen Befürchtungen, gelehrt, dass eine übermässige Abnutzung weder an Schiene noch Bandage zu constatiren war, sie berechtigte, im Gegentheil, vielmehr zu der Vermuthung, dass es vortheilhaft sei, das Schienenprofil schwächer zu neigen als dem Bandagenconus entspricht; indessen gehört dieser Gegenstand nicht weiter in den Bereich unserer gegenwärtigen Betrachtung.

Wenn die consequente Anordnung steifer Parallelachsen für die gerade Bahn die allein richtige und sachgemässe ist, so erscheint deren Beibehaltung in den Curven, welche das Fahrzeug zu passiren hat, dagegen um so verkehrter und unsach-

---

bis 250m	Radius	3m,300	bis 450m	Radius	4m,600
- 300m	-	3m,400	- 500m	-	5m,500
- 350m	-	3m,800	- 550m	-	5m,800
- 400m	-	4m,200	- 600m	-	6m,000

als Maximum des festen Standes der Achsen nicht zu überschreiten.

§ 105. Wo in freier Bahn Curven unter 250m Radius vorkommen, ist die Anwendung von beweglichen Radgestellen oder verschiebbaren Achsen zu empfehlen.

Diese neuesten Bestimmungen (Hamburg 1871) bezeichnen, den Tendenzen des alten Schlendrians gegenüber, einen grossartigen Fortschritt in der Entwickelung des rationellen Locomotivbaues, notabene wenn sie befolgt werden. Sie sind natürlich nicht obligatorisch und in der Praxis bis jetzt überhaupt noch wenig realisirt; daher wir im Allgemeinen weit kleineren Radständen begegnen, als den obigen Maximalgrössen entspricht.

gemässer, denn es muss — rein theoretisch gesprochen — in der Curve jede Achse, mit Ausnahme der Mittelachse eines dreiachsigen Fahrzeuges, sich in den Radius der Curve einstellen können. Je vollkommener dies möglich ist, um so höher steigt der Werth des Vehikels als Curvenfahrzeug. Damit aber die richtige Einstellung des Fahrzeuges erfolgen könne, ist eine Verschiebbarkeit der Achsen erforderlich, und zwar erstens eine solche in der Richtung der Achse selbst und zweitens eine Drehung um die Mitte der Achse, d. h. eine Horizontalelongation um die durch die Achsenmitte gedachte Verticale. Nur wenn beide Bewegungen gleichzeitig möglich sind, wird der Zweck in dem gewünschten Umfange erreicht; indessen muss schon hier bemerkt werden, dass bei den in der Praxis herrschenden Verhältnissen in vielen Fällen die erstere der genannten zwei Biegsamkeitsrichtungen, d. h. zunächst diejenige, welche den Parallelismus der Achsen aufrecht erhält — die Verschiebbarkeit der Achsen in ihrer Längenrichtung — innerhalb gewisser Grenzen genügt und daher allein in Anwendung gebracht wird.

In vielen anderen Fällen der Praxis hat man dagegen der Anwendung mobiler, um verticale Zapfen drehbarer Separatgestelle, oft noch in Verbindung mit besonderer Seitenverschiebung den Vorzug gegeben, und zwar zunächst da, wo der Motor nicht mit voller Adhäsion zu arbeiten bestimmt war, und man demnach nicht sämmtliche Achsen durch die Kuppelstange zu einem Systeme zu verbinden sich gezwungen sah.

Ganz abgesehen von der besonderen Construction der beweglichen Laufwerke, lassen sich dieselben in ein- und zweiachsige gruppiren; je nachdem sie ferner entweder nur um den Verticalzapfen in horizontaler Drehung oscilliren, oder gleichzeitig auch eine Seitenverschiebung gestatten, liessen sich Laufwerke mit partieller, und solche mit vollständiger Biegsamkeit unterscheiden. Die Combination beider Gruppen ergiebt endlich eine dritte Art der Anordnung, bestehend in einem zweiachsigen Laufwerke mit Verticaldrehung und gleichzeitiger Seitenverschiebung um einen vorwärts oder rückwärts gelegten Drehpunkt, mit welchem der Verticalzapfen des Gestelles, vermöge eines Lenkarmes in Verbindung gebracht ist, Einrichtungen, auf die wir im Laufe dieses Capitels ausführlicher zurückkommen.

Stets sind bei den Maschinen mit Wendeschemeln die festen Radstände auf das kleinste, die totalen auf das grösste Maass gebracht, und darin eben liegt ein grosser Betriebsvortheil. Finden wir z. B. bei den normalspurigen Locomotiven mit festen Achsen die Radbasis immer innerhalb der Grenzen von 3—5 Meter liegen, so herrschen bei den Maschinen mit Mobilgestellen wesentlich andere Verhältnisse. Der totale Radstand, d. h. die Entfernung der Endachsen wird bei diesen Letzteren allemal ein überaus vortheilhafter, d. h. sehr grosser sein; es müssen sich dergleichen Constructionen daher insbesondere für diejenigen Betriebszwecke eignen, wo Alles auf die grösstmögliche Stabilität und Ruhe des Ganges ankommt, wo man indessen gleichzeitig einen Theil des Maschinengewichtes der Adhäsion entziehen darf, um denselben den Vortheilen des Wendeschemels zu opfern.

In Betreff der eben angedeuteten Differenzen zwischen festen und absoluten Radständen wird es genügen, als Beispiele diejenigen Motoren aufzuführen, welche, als mit mehrachsigen Wendeschemeln versehen, in der Ausstellung zu Wien (1873) figurirten. So erweist die Personenzugmaschine der Oesterreichischen Südbahn (Eilzugtype) nur $2^m,400$ festen Radstand (Abstand der Kuppelachsen); dagegen — in Folge des Wendeschemels — $5^m,360$ äussersten Radstand (Abstand der Endachsen). Ferner erweisen die Motorschemel der Evrard'schen Locomotive $2^m,660$ festen Radstand, der Abstand der Endachsen beider Gestelle beträgt dagegen $8^m,718$ etc.

Da nur der feste Radstand in Betracht kommt, so ist ersichtlich, dass obige Motoren einen leichten Curvendurchgang gestatten, während sie gleichzeitig, in Folge der grossen Unterstützungsbasis, einen ruhigen Gang und grosse Stabilität zeigen.

§ 3. Belastungsverhältnisse der beweglichen Gestelle. — Bei den gewöhnlichen Anordnungen derselben als todte Laufwerke verhalten sich die Wendeschemel in Hinsicht der Lastabsorption wesentlich verschieden, je nachdem sie ein-, zwei- oder dreiachsig gruppirt sind und je nach ihrer Lage im Rahmenbau.

Im einachsigen mobilen Laufwerke gelten in Hinsicht der Belastung offenbar die gleichen Principien, wie bei den gewöhnlichen Laufachsen[2]), bei denen wir in der Praxis finden, dass sie, wenn vorne angeordnet, in der Regel etwas mehr als ein Drittel des dienstfähigen Maschinengewichts tragen.

Aehnliche Belastungsverhältnisse (ein Drittel) finden wir in der That bei der zu Wien (1873) ausgestellten Locomotive der Bergisch-Märkischen Bahn (Vulcan Nr. 500), indem 12 Tonnen auf dem vorderen einachsigen Bissel-Laufwerke und 23 Tonnen auf dem gekuppelten Achsenpaare liegen; die Vorderachse trägt demnach gleichfalls etwas mehr als ein Drittel des Maschinengewichtes; es macht demnach in Hinsicht der Belastung keinen Unterschied, ob die vordere Laufachse fest oder beweglich angeordnet ist. Ist die (mobile oder feste) Laufachse hinten, die Verkupplung vorne angeordnet, so findet sich in der Praxis erstere mit etwas über ein Viertel des Maschinengewichtes belastet; das Adhäsionsverhältniss der gekuppelten Achsen wird demnach günstiger, weshalb die bezüglichen Typen sich vortrefflich für gemischten Dienst eignen dürften und in der That vielfach dazu Verwendung finden (Oberschlesische Bahn, Berlin-Hamburger Bahn).

Mehr Maschinengewicht entziehen indessen der Adhäsion die zweiachsigen Separatgestelle. So trägt dasselbe bei der Personenzugmaschine der Oesterreichischen Südbahn (Wien 1873) 14500 Kilo, was bei 37500 Kilo Dienstgewicht nahe 40 % ausmacht, so dass nur 23 Tonnen auf den Kuppelachsen liegen. Etwas günstiger sind diese Verhältnisse bei der Personenzugmaschine der Oesterreichischen Nordwestbahn (Wien 1873), woselbst der Wendeschemel 13 Tonnen trägt, was bei 36 Tonnen Totalgewicht des dienstfähigen Motors mithin nur 35 % ausmacht. Dieser Gewinn geht jedoch, beiläufig bemerkt, auf Kosten der Stabilität, denn man hat sämmtliche Achsen zwischen Feuerbüchse und Rauchkammer angeordnet, um den festen Radstand der Triebachsen auf das Minimum von $1^m,660$ bringen zu können, was natürlich nicht zulässig gewesen wäre, wenn man die Kuppelachse hinter die Feuerbüchse gelegt hätte. Uebrigens ist die Personenzugmaschine der genannten Bahn die einzige ihrer Categorie, die zu Wien (1873) noch sämmtliche Achsen zwischen Feuerbüchse und Rauchkammer aufwies, und soll später gezeigt werden, dass bei der gewählten Anordnung selbst der Wendeschemel von problematischem Werthe ist.

---

[2]) In Betreff der Gewichtsvertheilung lauten die allgemeinen Vorschriften in den »Technischen Vereinbarungen des Vereins Deutscher Eisenbahn-Verwaltungen«:

§ 106. Bei dem auf eine Achse kommenden Gewicht wird empfohlen 280 Zollcentner (incl. Achse und Räder) als Maximum nicht zu überschreiten (14 Tonnen).

§ 107. Bei der Gewichtsvertheilung ist vorzugsweise eine angemessene Belastung der Vorderachse nothwendig (bei dreiachsigen Personenzugmaschinen mindestens ein Viertel des Maschinengewichtes). Ist die Hinterachse der dreiachsigen Maschine Laufachse, so ist dieser nicht unter ein Fünftel des Maschinengewichtes zuzutheilen. Eine gleiche Vertheilung der Last auf die gekuppelten Achsen wird empfohlen.

Die ungünstigsten Adhäsionsverhältnisse besitzt die Engerth-Maschine, wenn wir dieselbe als zweiachsige Locomotive mit hintenliegendem beweglichen Laufgestell (welches bekanntlich den Tender vorstellt) auffassen und demnach als hierher gehörig betrachten. Die gekuppelten Räder der zweiachsigen Locomotive (Wien 1873, Haswell, Nr. 1244) übertragen 24050 Kilogramm Adhäsionsgewicht; alles Uebrige ist todte Last. Betrachtet man das Fahrzeug als Tendermaschine, so haben wir eine zweiachsig gekuppelte Locomotive mit drei todten Achsen und höchst ungleicher Achsenbelastung vor uns; anderen Falles erhält man eine dreiachsige Locomotive mit einer unter der Feuerbüchse angeordneten, also hinten liegenden Laufachse. Die Mittelachse (Triebachse) trägt 13150 Kilo, die mit ihr nach vorne gekuppelte Achse jedoch nur 10900 Kilo.

Diese Differenz der Belastungen zweier in Verbindung befindlichen Achsen erscheint kaum günstig, da die Tendenz zum Gleiten sich ganz verschieden stellt, wodurch die Dauer der Stangen und Zapfen gefährdet werden muss. Die Laufachse (Tendervorderachse) ist mit nur 9 Tonnen belastet, und die anderen beiden Tenderachsen tragen 8800 und resp. 8750 Kilo. Da das Dienstgewicht des ganzen Complexes sich demgemäss auf 50600 Kilo stellt, wovon nur 24050 Kilo auf Adhäsion kommen, so haben wir in dem vielgerühmten Engerth-Systeme das ungünstigste Adhäsionsverhältniss und die verschiedenste Achsenbelastung vor Augen, die überhaupt bei Locomotiven denkbar ist. Bei keiner zu Wien (1873) ausgestellten Maschine finden sich auch nur entfernt ähnliche Verhältnisse wieder. Auch die Rostfläche ist ungenügend ($1\square^m$,750); die Rohrlänge jedoch dafür um so grösser (4^m,241); die Rohrzahl eine sehr mässige (179), so dass auch diese Factoren als nur wenig günstig bezeichnet werden müssen und, abgesehen von der Kupplung, die bereits im X. Capitel § 11 abgehandelt wurde, schliesslich nur ein Vorzug geltend gemacht werden kann, nämlich die in Folge jener eigenthümlichen Kupplung und der inneren Anordnung der Cylinder bedingte Ruhe und Stabilität des Laufes, worauf wir bereits früher hinwiesen, ein Vorzug, der indessen keineswegs dem Systeme angehörend ist.

§ 4. Von den zweiachsigen Wendeschemeln. — Der englisch-amerikanische Wendeschemel (System Norris). Da in Amerika wegen des ausserordentlich hohen Werthes der Menschenkraft keine grosse Sorgfalt auf die Instandhaltung und Ueberwachung des Oberbaues verwendet werden kann, so musste man schon frühe darauf bedacht sein, diesem Mangel und den eventuell hieraus entspringenden Betriebsnachtheilen durch eine möglichst vollkommene Construction der Betriebsmittel zu begegnen, und zwar geschah dies zunächst durch die ganz allgemein durchgeführte Anwendung separater, um verticale Zapfen drehbarer Gestelle, die sogenannten Wendeschemel oder mobilen Laufwerke, welche dem Fahrzeug einerseits das sichere Durchlaufen der Curven erleichtern, andrerseits sich den secundären Unregelmässigkeiten der Gestänge vortheilhaft anzuschmiegen im Stande sind. Gleichzeitig wurden durch dieses Hülfsmittel grosse Totalradstände, mithin günstige Stabilitätsverhältnisse erzielt. Bei den Personenzugmaschinen finden wir den Wendeschemel ganz stereotyp unter dem Mittel der Rauchkammer symmetrisch angeordnet und zwar mit bedeutendem Radstand (nicht wohl unter 1^m,750). Dieser Vortheil bedingt, in Verbindung mit dem Umstande, dass man der Construction dieses in Europa vernachlässigten Maschinentheils beständige Verbesserungen im Laufe der Jahre zuwendete, dass der Wendeschemel auch heute noch ein ebenso nützliches, als nothwendiges und daher charakteristisches Integral der amerikanischen Locomotive geblieben ist. Die amerikanische Personenzugmaschine trägt die Kuppelachse (nicht minder stereotyp)

hinter der Feuerbüchse, wodurch, in Verbindung mit dem weit nach vorne gestellten Laufwerke, ein beträchtlicher Totalradstand, daher grosse Stabilität und ein sicherer Lauf selbst auf einem nach europäischen Begriffen schlechten Fahrgestänge erzielt wird.

Historisches. Der Wendeschemel ist weder amerikanischen Ursprungs, wie ziemlich allgemein angenommen, noch ist Norris der Erfinder desselben, wie nicht minder allgemein gefabelt wird. Er ist vielmehr englischen Ursprungs und der Erfinder ist Robert Stephenson[3]), welcher im Jahre 1834 die erste sechsrädrige Locomotive mit beweglichem Radgestell nach Amerika lieferte. Seit jener Zeit ist dieses System, um dessen weitere Ausbildung und Vervollkommnung sich besonders William Norris in Philadelphia grosse Verdienste erworben hat (er führte dasselbe später auch in Europa, und zwar zunächst in Oesterreich ein), dort und auch in England zur allgemeinen Geltung gekommen, weil es sich zum Befahren scharfer Curven eignete. Die bezüglichen Maschinen hatten anfänglich ein Gewicht von 8—12 Tonnen; die Triebachse mit vierfüssigen Rädern lag bei den Personenzugmaschinen hinter, bei den Güterzugmaschinen vor dem Feuerkasten, und trug im ersteren Falle etwa die Hälfte, im zweiten etwa drei Fünftel des ganzen Gewichts. Die Cylinder hatten 9—11 Zoll engl. (230—255^{mm}) Durchmesser, 18—20 Zoll engl. (457—508^{mm}) Hub und waren ausserhalb des Rauchkastens in geneigter Lage angebracht. Maschinen dieser Categorie waren — beiläufig bemerkt — noch in der Mitte der Fünfziger Jahre auf österreichischen Linien (z. B. Prag-Bodenbach) vor den Personenzügen im Betrieb, bis sie durch die Engerth-Maschine ersetzt wurden (1855—1860). Die zweiachsig gekuppelte amerikanische Maschine, in ihrer heutigen Gestalt, ist die Erfindung Harrison's, wenn man hier überhaupt von einer besonderen Erfindung sprechen darf, und entstand diese Modification unter dem Einflusse der zwingenden Nothwendigkeit das Adhäsionsgewicht der Maschinen auf eine grössere Anzahl von Rädern zu vertheilen, damit es möglich wurde, leichteren Oberbau anzuwenden. Die amerikanische Locomotive erscheint demnach in ihrer achträdrigen Form mit zweierlei Radgruppen ausgerüstet, nämlich das gekuppelte Achsenpaar, symmetrisch vor und hinter der Feuerbüchse angeordnet, und das vordere, im Wendeschemel vereinigte Laufräderpaar, gleichfalls symmetrisch, und zwar unter dem Mittel der Rauchkammer angeordnet. Diese Anordnung, die allein richtige, bietet ganz unstreitige Betriebsvortheile, deren Werth zu allen Zeiten sich geltend machen wird, was auch erfunden werden möge.

Vom theoretischen Standpunkte betrachtet, erscheint der Wendeschemel auf den geraden Linien einer Eisenbahn allerdings nicht gerade als eine besonders glückliche Beigabe in der Construction des Betriebsmittels. Man hat geltend gemacht, dass die Geschwindigkeiten hier durchschnittlich gross sind und in Folge der Bewegung des Schlingerns, die besonders bei äusserer Anordnung der bewegten Theile etwas störend hervortritt, ein unruhiger Gang, ein beiderseitiger, beständig alternirender Anprall der Spurkränze gegen die Schienen nothwendig resultiren müsse, und dass namentlich beim Abwärtsfahren auf geneigten Strecken die Maschine die Tendenz zeige, vom Drehbolzen aus über das Untergestell sich vorzuschieben, oder dass auch unter ge-

[3]) Bekanntlich lieferte Stephenson bereits 1835 auch für den Bau der London-Birmingham-Bahn eine Maschine mit beweglichem Vordergestell und Aussencylindern, nach demselben Systeme wie die ein Jahr zuvor nach Amerika gelieferten Maschinen. Alle mit dem Wendeschemel sonst noch in Verbindung gebrachten Namen, wie Norris, Baldwin, Harrison, Bissel, Hartmann, Vaessen sind nicht Erfinder, sondern nur Modificirer (in einigen Fällen Verbesserer) des Stephenson'schen Apparates, der in seiner ursprünglichsten Form auch heute noch auf europäischen Bahnen uns hier und da begegnet, worauf wir später zurückkommen.

wöhnlichen Verhältnissen ein Aufsteigen der mehr oder minder ungenügend belasteten Vordergestellräder und somit Entgleisung eintreten könne. Wie in so manchen anderen Dingen, so hat indessen auch hier die Erfahrung mehrerer Decennien die praktische Nichtigkeit dieser theoretischen Bedenken nicht nur zur Genüge erwiesen, sondern vielmehr die hohe Vortrefflichkeit und Unersetzlichkeit des in Rede stehenden Apparates für gewisse Betriebsverhältnisse im vollsten Maasse klargestellt, selbstverständlich vorausgesetzt, dass seine Anordnung und Construction den Verhältnissen angemessen und nach richtigen Principien gewählt war, die wir im Nachfolgenden anzudeuten Gelegenheit finden werden.

Anordnung und Construction des englisch-amerikanischen Wendeschemels. Die gewöhnliche, bereits oben angedeutete Anordnung des mobilen Laufwerkes ist bei den Personenzug- wie bei den Güterzugmaschinen eine derart symmetrische, dass die Verticalachse des Drehzapfens in die Verticalachse der Rauchkammer, resp. des Schornsteins fällt, wobei noch ausserdem die Cylinder so gelegt werden, dass die mittleren Stellungen der Kolben in die durch jene Verticalachse gelegte Ebene, die normal zur Kesselachse steht, hineinfallen, wodurch eine gleichmässige Gewichtsvertheilung bezweckt wird. Fig. 1 auf Tafel XXXVII giebt zunächst die Totalansicht des Vordertheiles einer Locomotive mit Holzfeuerung, wie sie in den letzten zwei Decennien als Normalconstruction für Personenzüge auf den nordamerikanischen Bahnen ganz allgemeine Aufnahme gefunden hat. Wir erkennen zunächst die höchst charakteristische symmetrische Anordnung des Truck- oder Bogie-Gestelles, senkrecht unter dem Mittel der Rauchkammer placirt, welches die nöthige Biegsamkeit für die Befahrung der theilweise reich mit scharfen Curven bedachten amerikanischen Bahnen darbieten soll. Gegen das Funkensprühen sind innerhalb des Schornsteines Deflectoren oder geneigte Platten angebracht. Die Kuppelräder bestehen aus Gusseisen mit hohlen Speichen, sind jedoch mit separat aufgezogenen Stahlbandagen armirt. Die im Wendeschemel vereinigten Laufräderpaare sind indessen ganz aus Gusseisen, deren Fabrikation in dem XI. Capitel näher beschrieben wurde.

In England haben die separaten Laufwerke zu allen Zeiten, und wiederholt in der allerneuesten Zeit, eine Anwendung und weitere Ausbildung gefunden, die in hohem Grade Beachtung verdient, namentlich im Personen- und Schnellzugmaschinenbau. Der englische Wendeschemel, von dem hier die Rede ist, unterscheidet sich in seiner Anordnung nicht von der in Amerika stereotyp gewordenen, in seiner Construction jedoch durch grössere Solidität und noch weitere Achsenstellung, wodurch der Zweck entschieden vollkommner erreicht wird, als es bei sehr kleinem Radstande der Fall ist. Wir kommen auf diesen Gegenstand weiter unten nochmals zurück, und verweisen hier auf Fig. 8 und 9 auf Tafel XXXIX, wo der englische Wendeschemel in seiner neueren Gestalt an einer Personenzugmaschine der Great-Northern-Railway-Comp. (Doncaster 1870) vor Augen geführt ist. Die Locomotive dient zum Betrieb schwerer Personenzüge von 15 bis 26 Wagen, welche sie auf Steigungen von 1 : 200 mit der in England üblichen Fahrgeschwindigkeit führt. Die Cylinder befinden sich, hier ausnahmsweise aussenliegend, zwischen den Rädern des beweglichen Vordergestelles, dessen Drehzapfen in Fig. 9 auf Tafel XXXIX durchschnitten sich darstellt. Die den Rahmen und das Vordergestell betreffenden Abmessungen dieses interessanten Objectes sind im Folgenden zusammengestellt.

I. Rahmengestell.

Stärke der Langträger (Walzeisen)	$0^m,030$,
Weite im Lichten	$1^m,226$,

Länge, totale, excl. Buffer	$8^m,665$,
Höhe über Schiene, vorn	$1^m,322$,
Höhe über Schiene, hinten	$1^m,270$.

II. Bewegliches Vordergestell.

Rahmenlänge	$2^m,885$,
Durchmesser des Gestellzapfens	$0^m,102$,
Entfernung der Gestellachsen (Radstand)	$1^m,982$,
Vorderräder bis Mitte Gestellbolzen	$1^m,067$,
Gestellmittel bis Triebachsenmittel	$3^m,355$.

III. Lastvertheilung, dienstfähig.

Vordergestell	Vorderachse	7000 Kilogr.
	Hinterachse	8000 -
Triebachse (nicht gekuppelt)		15000 -
Hintere Laufachse		8050 -
	Total	38050 Kilogr.

Wir sehen hier zunächst, dass die Gewichtsvertheilung nach von der Regel ziemlich abweichenden Principien erfolgt ist, und zwar bedingt durch die Existenz einer freien Triebachse, welche man, im Hinblick auf die erforderliche Adhäsion, da alles Uebrige ja todte Last ist, mit dem Maximalgewichte von 15 Tonnen belastete, hingegen gleichzeitig bestrebt war, die Laufachsen möglichst zu entlasten. Diese in Folge der allgemein durchgeführten Verkupplung heute ziemlich veralteten, und keineswegs als rationell zu empfehlenden Principien der Lastvertheilung, waren früher die allein herrschenden, und sind auf denjenigen Bahnen, die ihre Personenzüge noch immer mit freien Triebachsen fahren, selbstverständlich die noch heute gültigen, und hervorgegangen aus der zwingenden Nothwendigkeit, die erforderliche Adhäsion zu schaffen, mochte dies immerhin auf Kosten der Bandagen und des Oberbaues geschehen, ganz abgesehen von denjenigen Bedenken, welche sich in Hinsicht der Betriebssicherheit gegen jene Principien erheben lassen, deren nähere Entwickelung übrigens nicht hierher gehört.

Bemerkung verdient, dass im vorliegenden Falle die beiden Achsen des Separatgestelles eine ungleiche Belastung und zwar im Verhältniss von 7 : 8 erweisen, was darin seine Erklärung findet, dass der Centralbolzen nicht genau in der Mitte der Achsenentfernung sich befindet, sondern um eine entsprechende Grösse nach vorwärts verlegt ist, wodurch das gewünschte (ungleiche) Belastungsverhältniss der im gemeinsamen Drehgestell vereinigten Achsen erzielt wurde. Lobende Erwähnung verdient ferner der verhältnissmässig grosse Durchmesser, welcher den Rädern des englischen Vordergestelles ertheilt wurde ($1^m,20$), während derselbe bei den in Amerika gebräuchlichen Vordergestellen gewöhnlich nur 2′ 4″ engl. (720^{mm}) beträgt und im günstigsten Falle bis auf 2′ 11″ (890^{mm}) steigt. Auch der beträchtliche, beinahe 2^m erreichende Radstand des englischen Wendeschemels muss als höchst zweckmässig bezeichnet werden. Bei den amerikanischen Gestellen beträgt derselbe gewöhnlich 5′ 8″ engl. ($1^m,725$), bleibt mithin etwas unter jener Grösse.

In Betreff der Detailsanordnung und Construction eines amerikanischen Wendeschemels der allgemein gebräuchlichen Form, wird auf die Figuren 1 bis 4 auf Tafel XXXVII verwiesen, welche das zweiachsige Vordergestell einer Güterzugmaschine der Baltimore-Ohio-Bahn mit 6 gekuppelten Rädern vor Augen führen. Sie

ist von Baldwin in Philadelphia gebaut. Die kräftigen, aus geschmiedeten Eisen bestehenden durchgehenden Rahmen *A* haben einen Querschnitt von $3 \times 4^1/_2''$ engl. (76×115^{mm}) und nehmen, vermöge des die Rauchkammer tragenden Verbindungsquerstückes *N* den drehbaren Vorderwagen zwischen sich auf. Die Räder dieses Letzteren haben 28″ (710^{mm}) Durchmesser und ihre Achsen eine Entfernung von 68″ (1^{m},726). Der kräftig construirte, aber leicht gebaute Gestellrahmen *D* ist durch die gusseisernen Achshalter und durch angeschraubte Strehen *a a b* etc. gehörig versteift (vergl. Fig. 2 und 4); er trägt in seinem Centrum die gusseiserne Scheibe *S* (vergl. Fig. 3), welche den hohlen, gleichfalls gusseisernen Zapfen *E* aufnimmt, der an dem Gusskörper unter dem Rauchkasten befestigt ist, also am sogenannten Sattel, der als kastenartiges Querstück zwischen den Rahmen die gleichzeitige Verbindung dieser Letzteren mit den Cylindern und der Rauchkammer bewirkt. Die Federn der Gestellräder stehen unter sich nicht in Verbindung; die der Vorderachse gestatten Variationen der Spannung, wodurch die Belastung des Wagens innerhalb gewisser Grenzen regulirbar wird.

Dass der amerikanische zweiachsige Wendeschemel auch als Hintergestell hier und da angeordnet wurde, sei hier nur der Vollständigkeit wegen erwähnt. Es versteht sich wohl von selbst, dass diese Art seiner Anwendung durch das Vorhandensein der tief hinabreichenden Feuerbüchse wesentlich erschwert wird. In jedem Falle kann eine derartige Anordnung nur durch eine angemessene Verlängerung des Maschinenrahmens jenseits der Feuerbüchse erzielt werden, was nothwendig ist, um den Wendeschemel möglichst weit vom Maschinenschwerpunkte zu entfernen, damit die Adhäsion der Triebräder nicht zu ungünstig wird. Hieraus folgt zugleich, dass man den mobilen Laufschemel als Hintergestell nur in denjenigen Fällen mit Vortheil in Anwendung zu bringen haben wird, wo die oben angedeutete rückwärtige Verlängerung der Hauptrahmen aus constructiven Rücksichten an und für sich nothwendig ist, d. h. bei Tendermaschinen. Die in England ausgeführten Constructionen der in Rede stehenden Art erweisen zwei nach vorne verkuppelte Achsen, welche den Langkessel tragen und zwei Hinterachsen im amerikanischen Wendeschemel vereinigt. Bei dieser Anordnung sowohl, als auch bei vorderer Lage des Wendeschemels lässt sich, beiläufig bemerkt, die so überaus wünschenswerthe Auflagerung des Kessels auf drei Punkten bequem durchführen, sobald die Federn des gekuppelten Achsenpaares auf jeder Seite durch Balanciers verbunden werden, indem der Kessel alsdann einerseits auf dem Centrum des Drehgestelles, andrerseits auf den zwei Drehpunkten der seitlichen Balanciers ruht.

Anordnung des zweiachsigen Wendeschemels auf dem Continente. Die auf dem Continente beliebte Anordnung des mehrachsigen Drehgestelles ist im Ganzen eine so wenig glückliche, dass das an sich beschränkte Auftreten dieser Construction als ein erfreulicher Umstand begrüsst werden muss. Halten wir uns, um die neuesten Tendenzen zu charakterisiren, an das Resultat der Wiener Ausstellung (1873), so finden wir zunächst nur zwei Maschinen hierher gehöriger Categorie, nämlich die Personenzugmaschine der Oesterreichischen Nordwestbahn und die Schnellzugmaschine der Oesterreichischen Südbahn.

Bei Ersterer liegt der Laufschemel vorne unter dem Langkessel, zwischen Triebachse und Cylinder, und besitzt bei 1^{m},050 Radstand 0^{m},950 Durchmesser und 0^{m},525 Abstand des Zapfenmittels an der Rauchkammerrückwand. Nachfolgende Fig. 1 (p. 739) erläutert die gewählte Anordnung, die indessen eine nichts weniger als empfehlenswerthe ist. Der Schemel ist mit 245 Zollcentnern belastet; die Triebachse mit 240 und die Kuppelachse mit 235 Zollcentner. Die zwei gekuppelten Achsen

besitzen $1^m,580$ Raddurchmesser und nur $1^m,660$ festen Radstand. Sämmtliche Achsen liegen zwischen Feuerbüchse und Rauchkammer zusammengepresst, so dass der überhängende Theil (Kuppelachsenmittel bis hintere Rahmenstirn) $2^m,460$ misst. Die Vortheile der durch das System Hall bedingten tiefen Kessellage müssen natürlich bei im Uebrigen so überaus ungünstigen Stabilitätsverhältnissen illusorisch werden.

Fig. 1.

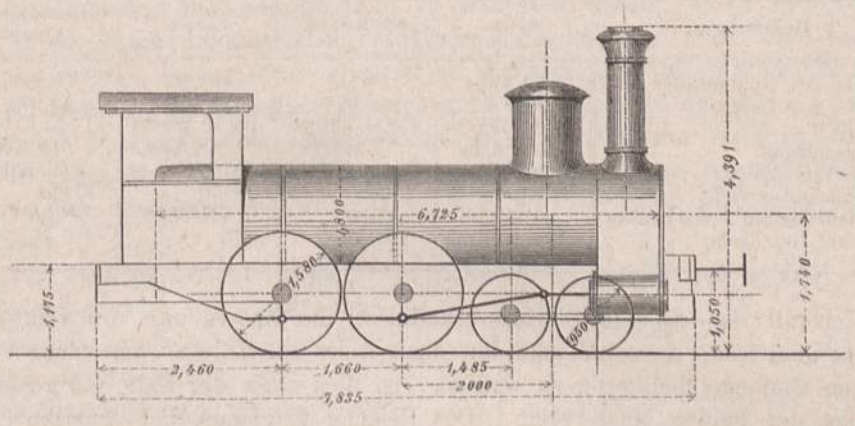
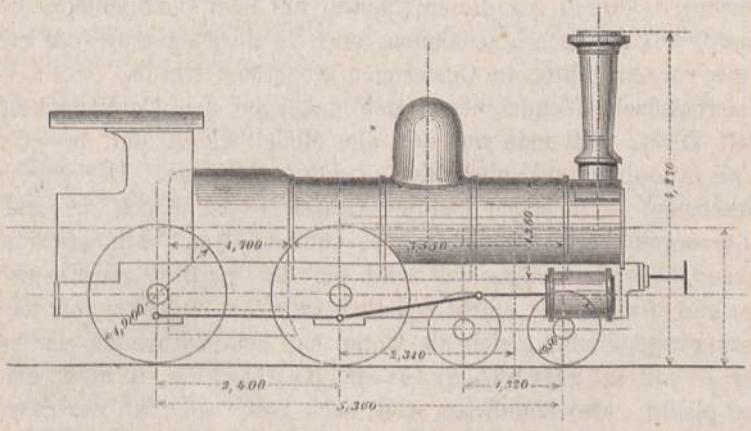


Fig. 2.



Etwas besser ist der Laufschemel der Oesterreichischen Südbahnmaschine (Sigl, Nr. 1657), angeordnet, wo wir $1^m,320$ Radstand und $0^m,950$ Raddurchmesser finden, wodurch den Curven von 190^m Radius in freier Bahn Rechnung getragen werden soll. Die Anordnung der Triebachsen dieser Maschinen zeigt zugleich (vergl. Fig. 2), dass man auch in Oesterreich anfängt, die Vortheile einer Kuppelachse hinter der Feuerbüchse zu erkennen, wenigstens für grössere Fahrgeschwindigkeiten, eine Erkenntniss, zu welcher man allerdings sehr lange Zeit gebraucht und zu der sehr bittere Lehrgelder verholfen haben. Es überträgt das Truckgestell 15 Tonnen, die Triebachse 12 und die Kuppelachse 11 Tonnen, total 38 Tonnen auf die Schienen.

Nach ganz ähnlichen Principien gebaute Typen werden für den Personenverkehr der Badischen, Württembergischen und Sächsischen Staatsbahnen verwendet und dienten dieselben der Construction der Oesterreichischen Südbahnmaschine als Vorbild.

Die Radstände aller dieser Wendeschemel sind indess weit zu gering, um eine richtige Einstellung des Fahrzeuges in die Curven zu motiviren, der ganze Apparat noch zu unvollkommener Construction und noch ungünstiger angeordnet, wie die obigen zwei Wiener Muster zur Genüge belehren. Die Hauptdimensionen der oben angedeuteten, mit zweiachsigem Vordergestell versehenen Personenzugmaschinen sind im Nachfolgenden zusammengestellt:

Gegenstand.	Baden.	Württemberg.	Sachsen.	Oesterreichische Südbahn.
Höhe der Kuppelräder . .	1^m,830	1^m,830	1^m,863	1^m,900
Höhe der Laufräder . . .	0^m,950	0^m,924	1^m,030	0^m,950
Kolben	405×558^{mm}	432×609^{mm}	406×560^{mm}	411×632^{mm}
Kesseldruck	8 Atm.	8 Atm.	8 Atm.	10 Atm.
Zugkraft (Kilogr.) . . .	3150 Kilogr.	3900 Kilogr.	3100 Kilogr.	3950 Kilogr.
Adhäsionsgewicht . . .	16900 -	18900 -	19500 -	23000 -
Heizfläche der Feuerbüchse	6,21 $\square^m$	7,00 $\square^m$	7,49 $\square^m$	7,90 $\square^m$
Totale Heizfläche . . .	100 -	115,60 -	105 -	107,70 -

Ueberall da, wo die Betriebsverhältnisse die Anwendung des Laufschemels überhaupt motiviren, da sollte man ihn auch freier entwickeln, um seiner Vortheile im ganzen Umfange theilhaftig zu werden. Ist dies nicht der Fall, so gehört er in das Gebiet der halben Maassregeln. Das Beispiel Englands und Amerika's könnte und sollte uns hier als Vorbild dienen. In der That war man daselbst mit Erfolg seit einer langen Reihe von Jahren bemüht, den mehrachsigen Wendeschemel fort und fort zu verbessern, während wir diesen Apparat auf dem Continente, wofern er überhaupt vorkommt, mit wenigen Ausnahmen, noch in derjenigen Gestalt erblicken, wie er von Norris vor 30 Jahren in Oesterreich eingeführt wurde.

Der amerikanische Wendeschemel steht daher auf dem Continente in schlechtem Rufe, und mit Recht, weil man nur das alte Modell kennt und dasselbe sowohl in Construction als Anordnung beizubehalten zu müssen glaubte. Der englisch-amerikanische Wendeschemel — in seiner heutigen Gestalt — ist jedoch, wie aus obigen Erläuterungen hervorgeht, etwas ganz Anderes und auf dem Continente durchaus unbeachtet geblieben. Das Secundärgestell wird bei der englisch-amerikanischen Anordnung, von der hier die Rede ist, nicht ängstlich zwischen Rauchkammer und Triebachse versteckt zusammengepfercht, gleich als wolle man sein Vorhandensein bemänteln; es wird vielmehr — mit möglichst grossem Radstande — unter dem Mittel der Rauchkammer placirt, also thunlichst weit nach vorne gerückt, so dass die Achsen symmetrisch vor- und zurückgreifen und die Verbindungslinie der mittleren Kolbenstellungen die Drehzapfenachse schneidet.

Der Radstand oder die »Greifweite« dieser Gestelle liegt dabei immer zwischen 1^m,700 bis 2^m,000, ist also stets grösser als die Spurweite. Der Zweck von Radgestellen kleinerer Radbasis als die Spurweite, ist überhaupt an sich unverständlich, da das richtige Einstellen ja in diesem Falle — wie eine höchst elementare descriptive Betrachtung lehrt — Sache des Zufalles, mit Nichten jedoch Nothwendigkeit ist. Jemehr man mit dem Radstande unter der Spurweite bleibt, desto unbeständiger wird das Kranken des Schemels, um so illusorischer die Erreichung des Zweckes werden müssen. Ein Drehschemel mit sehr kurzem Radstande, wie ihn z. B. die Maschinen der Oesterreichischen Nordwestbahn zeigen, ist so gut als zwecklos und wäre besser durch eine feste Achse ersetzt worden, was ausserdem den Vortheil gehabt hätte, die Adhäsion des gekuppelten Achsenpaares steigern zu können; der ge-

wählte kurze Radstand von nur $1^m,050$ dieser Gestelle, bietet nicht die mindeste Garantie für das richtige Einstellen des Laufwerkes; damit dies geschieht, ist entschieden ein grösserer Radstand erforderlich. Je grösser derselbe, um so sicherer muss das richtige Einstellen erfolgen, um so besser erfüllt mithin das mobile Laufwerk seinen Zweck als Leitapparat des Motors, während dies bei zu kurzem Radstand gewöhnlich verkehrt, und nur zufällig richtig geschieht, so dass der Schemel mit Nichten die Betriebssicherheit erhöht, dieselbe vielmehr durch sein unbeständiges Hin- und Herkranken in jedem Momente die Fahrt zu gefährden scheint. Wenn auch hierdurch bei den in der Praxis herrschenden Verhältnissen in der Regel noch lange keine Entgleisungen bewirkt werden (denn dazu ist ein Aufsteigen der Spurkränze erforderlich, was durch angemessene Belastung des Schemels zu verhindern ist, während der seitliche Anprall der Spurkränze nichts weniger als eine Tendenz zur Entgleisung bedingt), so muss sich doch der beregte Uebelstand durch eine unverhältnissmässige Abnutzung der Bandagen und vorzeitigen Ruin des Oberbaues über kurz oder lang manifestiren.

§ 5. Von den einachsigen Wendeschemeln. — Der mehrachsige amerikanische Wendeschemel mit fixem Drehpunkte ist mit Erfolg durch einachsige Laufwerke ersetzt worden, deren verschiedene Constructionen wir im Nachfolgenden betrachten werden.

Behufs Entwickelung der Bedingungen, unter denen das mehrachsige Laufwerk durch ein einachsiges ersetzt werden kann, dienen die nebenstehenden Figuren 3 und 4.

Fig. 3.

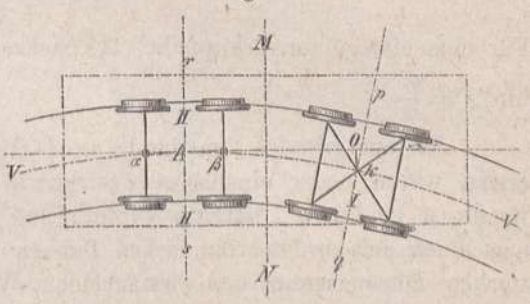
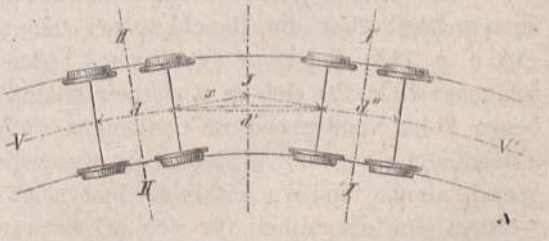


Fig. 4.



Bezeichnet I das mobile Achsenpaar, um O drehbar, und II das System der steifen Kuppelachsen, so werden die Achsen des Vordergestelles I, genauer gesagt ihre Mittellinie $p\,q$, sich normal in die Curve $V\,V^1$ einstellen; das System der steifen Kuppelachsen, mit ihrer Mittellinie $r\,s$ kann zwar gleichfalls annähernd die Radialstellung annehmen, jedoch nur unter der Voraussetzung, dass die Entfernung der Achsen eine gewisse Grenze nicht überschreitet. Wenn indessen immerhin auch ein Radstand gewählt werden möge, welcher den Kuppelachsen die Einstellung in die Curve ohne nachtheilige Pressungen ermöglicht, so bleibt immer noch die Radialstellung der Querachse des Maschinenrahmens eine unerfüllbare Bedingung. Während der mit zwei symmetrischen Wendeschemeln ausgerüstete Waggon sich ohne Weiteres bequem in die Curven einstellt, so wird hingegen bei der Maschine die Mittellinie $r\,s$ des festen Achsenpaares, als in Radialstellung befindlich, betrachtet, die Längsachse des Rahmens mit der Tangente in A zusammenfallen oder, genauer ausgedrückt, die Secante $\alpha\,\beta$ bilden (Fig. 3). Die Seiten-Elongation des Drehzapfens des Vordergestelles wird, in Beziehung zum Tangentenpunkte A, durch die Linie $O\,k$ repräsentirt $O\,p$ wächst aber, wie leicht ersichtlich, mit $A\,k$, d. h. mit der Entfernung des Dreh-

zapfens vom Mittelpunkte des Systemes der Kuppelachsen. Hiernach wird sich also zunächst der Werth des dem Vordergestelle zu ertheilenden Lateralspieles, und zwar auf rein descriptivem Wege, direct ermitteln lassen. Durch die richtige Stellung des Drehzapfens kann demnach offenbar die Befahrung der Curven wesentlich erleichtert werden; zugleich ergeben sich aus obiger Betrachtung die Bedingungen, unter welchen die beiden Radgruppen sich mit gleicher Leichtigkeit einstellen. Sind d, d' und d'' die Achsenentfernung und wird zugleich vorausgesetzt, dass die Achsenmitten sich in der Bahnachse befinden, was jedoch freilich nur in gerader Strecke streng wahr ist, so lautet die Bedingungsgleichung für die Stellung des Drehzapfens, Fig. 4[4]):

$$(d + x)\, x = (d'' + d' - x),$$

woraus:

$$x = \frac{d\,(d' + d'')}{d + 2\,d' + d''}.$$

Damit der Wendeschemel mit einer einzigen Achse construirt werden dürfe, ist

$$d'' = o$$

zu setzen, woraus dann folgt:

$$x = \frac{(d')^2}{d + 2\,d'}.$$

Für eine einzige (unverkuppelte) Triebachse wäre, beiläufig erwähnt, $d = o$ und mithin $x = \frac{d'}{2}$.

Hierauf gründet sich das Bissel-Gestell, mag dasselbe zweiachsig, wie es die ersten waren, oder einachsig construirt werden. Die einachsige Combination, von Hudson modificirt, hat als Vordergestell für die dreiachsig gekuppelten Güterzugmaschinen der nordamerikanischen Bahnen eine grosse Verbreitung erlangt, trotz der starken Mitconcurrenz des zweiachsigen Wendeschemels. Die Anordnung des einachsigen Wendeschemels ist dabei eine überaus mannigfache, nicht minder seine Construction.

Der einachsige Drehschemel findet sich am häufigsten im vordersten Theile des entsprechend über die Rauchkammer hinaus verlängerten Hauptrahmens R, vergl. Fig. 5, p. 743, und zwar soweit nach vorne gestellt, dass er nur äusserst wenig Maschinengewicht für sich in Anspruch nimmt, wie er denn überhaupt in der beschriebenen Form vorwiegend in denjenigen Fällen auftritt, wo ein mehrfach gekuppeltes Triebrädersystem die Adhäsion als wesentlichste Betriebsbedingung für sich in Anspruch nimmt, und wo mithin der mehrachsige Laufschemel einen mehr als wünschenswerthen Gewichtsantheil für sich in Anspruch nehmen würde, der natürlich für die Zugkraft verloren wäre. Der zweirädrige Wendeschemel figurirt unter den angedeuteten Bedingungen recht eigentlich als ein blosser Leitapparat des Motors, in ähnlicher Weise functionirend, wie die vorderen Lenkgestelle der Wagenfuhrwerke, die man bekanntlich so wenig als möglich belastet und deren Zweck überhaupt weniger das Tragen, als das Leiten der Last ist. Die Erfahrung lehrt in der That, dass jene die Länge der Unterstützungsbasis vermehrende Beigabe den Lauf der Maschine in schlechten Curven wesentlich verbessert, unter gleichzeitiger Schonung der Bandagen der festen Kuppelachsen, indem er die richtige Einstellung dieser Letzteren gewissermaassen vorbereitet, während dieselben, ohne sein Vorhandensein, unmittelbar von

[4]) M. Ch. Couche, Voie, Matériel roulant et exploitation téchnique des Chemins de fer. II., p. 498.

den Inconvenienzen des Curvendurchganges betroffen würden. Die Firma Booth & Comp. in San Francisco hat kürzlich für den Dienst auf der Linie Carson-City bis Virginia-City, welche Curven von 38 Meter (!) darbieten soll, eine Serie beachtenswerther Maschinen construirt, mit zwei gekuppelten Achsen und vorne liegendem einachsigen Bissel-Gestell. Die Hauptabmessungen dieser Curvenmotoren sind folgende:

Heizfläche { Röhren 83,0 □m / Feuerbüchse 7,9 - } 90,9 □m,

Kolben 400mm × 610mm,

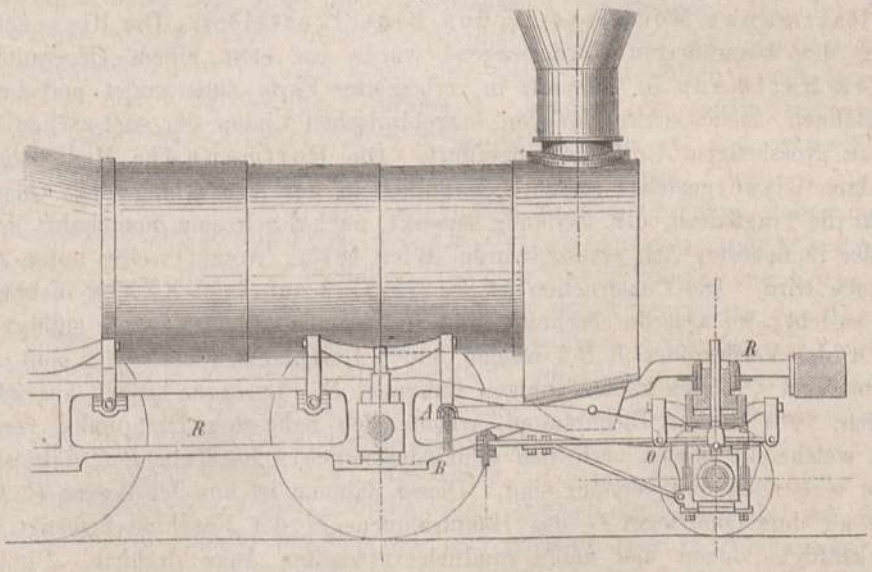
Raddurchmesser { Kuppelräder . . . 1m,22, / Bisselräder . . . 0m,65,

Entfernung der Kuppelachsen . . . 2m,92,

Totalbasis . . . . . 4m,88.

Die dienstfähige Maschine wiegt 30 Tonnen und sei beiläufig bemerkt, dass man den Bandagen der Mittelräder keine Spurkränze ertheilt hat, wozu man durch die Engheit der Curven gezwungen war, indem es unmöglich erschien, deren Einflüsse durch ein den Achsen ertheiltes Longitudinalspiel in befriedigender Weise zu compensiren.

Fig. 5.



Unsere oben, in Fig. 5, vor Augen geführte Hudson'sche Anordnung besteht im Wesentlichen darin, dass die Lastvertheilung durch den in der Längsachse des Rahmens angebrachten Balancier AO bewirkt wird. Derselbe stützt sich zu diesem Behufe einerseits, vermöge geneigter Platten, auf den mittleren Theil der Schemelachse (wir kommen auf diese Einrichtung weiter unten näher zurück) und andrerseits bei A auf die Mitte eines Querbalanciers, welcher die Federn der nächstliegenden festen Achse zwischen dem Maschinenrahmen verbindet. Das Vordertheil des Kessels ruht, vermöge der Rauchkammer, auf dem mittleren Theile der Balancierlänge. Derselbe Constructeur hat das Princip der Belastung vermittelst Balanciers auch auf Tendermaschinen angewendet, welche vier gekuppelte Räder und ein einachsiges Drehgestell an jedem Ende aufweisen. Die die letztere belastenden Balanciers sind gleicharmig, stützen sich auf das Mittel der Querachse des Gestelles und hängen mit dem entgegengesetzten

Ende wiederum an den Federn der Kuppelräder. Dabei verdient indessen bemerkt zu werden, dass nur die vordere Anordnung der oben näher beschriebenen entspricht; die hintere ist insofern modificirt, als der in der Längsachse liegende Balancier hier durch zwei Seiten-Balanciers ersetzt wurde, indem die zwischenliegende Feuerbüchse die Anordnung eines einfachen centralen Balanciers ausschloss. Die Belastung der Truckgestelle vorstehend beschriebener Anordnung, unter Annahme gleicharmiger Balanciers, ist demnach offenbar $\frac{P}{2}$, wenn P die Totalbelastung derjenigen Kuppelachse bezeichnet, mit welcher der Balancier in Verbindung steht.

Uebrigens ist der einachsige Wendeschemel auch bei Achtkupplern amerikanischer Bahnen von Baldwin in Philadelphia vielfach in Anwendung gebracht worden und zwar unter Anderem für die Linie Lehigh-Susquehanna, welche Rampen von 18 pro 1000 aufweist. Als historische Notiz sei schliesslich erwähnt, dass das Bisselgestell zuerst im Jahre 1857 bei Sechskupplern der New-Jerseybahn auftrat, welche Dreiviertel ihres Eigengewichtes auf Adhäsion verwertheten und trotz der durch den Wendeschemel bedingten beträchtlichen Radbasis von $6^{m},70$, anstandslos Curven von 300^{m} durchliefen; und dass die Erie-Bahn (mit $1^{m},83$ Spurweite) seit 1862 Sechskuppler mit vorne liegendem einachsigem Bisselgestell im Dienst hat, dessen Lenkarm $2^{m},43$ Länge besitzt. Die Maschinen sind von Danforth & Cooke erbaut.

Hartmann's Modification des Bisselgestelles. Die Bissel'che Anordnung des zweirädrigen Vorderwagens wurde vor etwa einem Decennium von Richard Hartmann in Chemnitz in verbesserter Form angewendet und auf deutschen Bahnen, insbesondere auf den erzgebirgischen Linien der sächsischen Staatsbahn, in grossartigem Umfange eingeführt. Die Hartmann'sche Modification des einachsigen Bisselgestelles besteht bekanntlich in der Anwendung eines Querbalanciers für die Tragfedern, der, beiläufig bemerkt, auch durch eine (umgekehrt liegende) Querfeder in neuester Zeit ersetzt wurde (Wien 1873), worauf weiter unten zurückgekommen wird. Die Construction ist in Fig. 1—3 auf Tafel XXXIX in einer vorderen Ansicht, im Querdurchschnitte und im Grundrisse vor Augen geführt. Die Achse A der Vorderräder $B\,B$, welche 806^{mm} Durchmesser besitzen, läuft in den Achsenbüchsen $C\,C$ des kastenförmigen Rahmens D. Letzterer besteht aus zwei horizontalen, 10^{mm} starken Blechplatten, welche sich nahe dem Drehpunkte vereinigen und an welche die beiden verticalen schmiedeeisernen Achsgabeln $E\,E$ mittelst Winkeleisen verbunden und versteift sind. Dieser Rahmen ist um den Bolzen F, welcher vertical an dem Querriegel G des Hauptrahmens H der Maschine befestigt ist, in einem kräftigen, oben und unten rundlich versenkten Auge drehbar. Die beiden schmiedeeisernen Gleitbacken $J\,J$ sind an einem zweiten Querriegel K des Hauptrahmens H angenietet und in den kreisförmigen Pfannen $L\,L$, von Stahl oder gehärtetem Schmiedeeisen, verschiebbar. Die Pfannen befinden sich genau über der Mitte jedes Achslagers auf der Deckplatte des Rahmens D und sind an den zwei Querverbindungen der Achsgabeln befestigt; sie besitzen eine nach der Mitte zu geneigte Bahn und sind seitlich durch vorspringende, 22^{mm} hohe Ränder begrenzt, wodurch zugleich das Spiel in den Curven beschränkt ist. Durch diese Construction wird bedingt, dass die Gleitbacken J und die Pfannen L eine Kreisbogenlinie als Umfassung haben, welche aus dem Mittelpunkte von F gezogen ist. Durch die am Hauptrahmen H selbst befestigte Querverbindung K geht ein starker Bolzen N, der durch einen kreisförmigen, der seitlichen Ausweichung des Gestelles entsprechenden Schlitz geführt ist und gleichzeitig das Vordergestell durch eine unterhalb angebrachte Scheibe und

Schliesse insofern mit verbindet, als es dadurch von oben nach unten gehalten wird. Hierdurch wird das Ausheben der Gleitbacken *J* aus ihren Pfannen *L* verhindert, sowie auch beim Aufwinden der Maschine, bei Entgleisungen etc. das Vordergestell stets mit der Maschine verbunden gehalten.

Die Achsgabeln *E* sind unterhalb durch doppelte Nietreihen mit den abgehobelten schmiedeeisernen Führungsleisten *O* von T-förmigem Querschnitt verbunden und noch ausserdem einestheils durch die runde Verbindungsstange *M* und durch Kreuzstreben *Z* versteift.

Da der Punkt, um welchen sich die Locomotive in den Curven bewegt, als die Mitte des eigentlichen festen Radstandes angesehen werden muss, d. h. die Mitte der Entfernung der festen Achsen, im vorliegenden Falle $1^m,550$, so wird, wenn der Drehpunkt der Vorderachse in der Mitte zwischen diesem erstgenannten Drehpunkte der ganzen Maschine und der Mitte der Vorderachse angenommen wird, sich auch die Vorderachse, da sie auf dieser Linie stets normal steht, in jeder Curve radial stellen müssen, weil dann die Mittellinie des Vordergestelles zugleich die Tangente zur Curve bildet. Der Spielraum zur Bewegung des Vordergestelles beträgt auf jeder Seite 28^{mm} und ist für Curven von 160^m Halbmesser berechnet. Die Last wird von dem Rahmen *D* mittelst der Tragfedern *P* durch den kugelförmigen Ansatz unterhalb des Federbundringes *u* auf die Mitte der Achsbüchsen *C* übertragen. Die Tragfedern *P* sind an dem hinteren Ende mit den Federbolzen *R* direct am Rahmen *D* gelenkartig aufgehängt, am vorderen Ende aber mittelst der Bolzen *S* mit kugelförmigem Kopf mit dem Querbalancier *T* verbunden. Letzterer hat seinen Drehpunkt in der Mitte des Querriegels *Y* am vorderen Ende des Rahmens *D*, und es wird demgemäss die Last nur an drei Punkten des Rahmens aufgenommen, sowie den beiden Vorderrädern in den Unebenheiten der Bahn eine möglichst gleiche Belastung gewährt. Die bezüglichen Locomotiven besitzen Crampton kessel mit 148 eisernen Siederöhren von 45^{mm} Weite im Lichten, $77 \square^m,82$ Totalheizfläche und Kolben von 380×560^{mm}. Die Cylinder liegen horizontal hinter den Vorderrädern des Bissel-gestelles, ausserhalb des Hauptrahmens an der erbreiterten Stelle bei *W*, wodurch die Radbasis wesentlich vergrössert und hierdurch ein ruhiger Gang erzielt wurde. Die gewählte Anordnung ist demnach ganz ähnlich der in Amerika bei Anwendung des einachsigen Bissel gestelles allgemein gebräuchlichen.

Bei den bezüglichen sächsischen Maschinen mit dem obigen Vordergestell und 4 gekuppelten Rädern von $1^m,382$ Durchmesser, beträgt die Entfernung der festen Achsen (beide vor der Feuerbüchse liegend), wie erwähnt, nur $1^m,550$ und die Entfernung der beweglichen Vorderachse von der nächsten festen Achse, d. h. der Mittelachse, $2^m,025$. Es ist ersichtlich, dass die angedeuteten Constructionsverhältnisse sich nicht wohl für gerade Bahnen und schnelle Fahrt eignen. Dagegen geht die Befahrung von Curven mit 100^m Radius in Steigungen von 1 : 40 ganz vortrefflich von Statten, weshalb die betreffenden Maschinen für Gebirgsbahnen besonders geeignet erscheinen.

Widerstandsversuche, welche in einer Curve von 200^m Radius und in einem Gefälle von 1 : 100, die in die Horizontale ausmündet, angestellt wurden, sowie dieselben Versuche in gerader Strecke, haben durch Freilaufenlassen der Locomotive (nach Abnahme sämmtlicher Stangen) die grossen Vortheile erwiesen, welche sich durch die Verschiebbarkeit der Vorderachse und deren hierdurch bedingte Einstellung in den Radius für die Leichtigkeit des Ganges, und insbesondere für die Erhaltung der Schienen und Bandagen erzielen lassen. Es wurde bei Gelegenheit dieser Ver-

suche unter Anderem ermittelt, dass die Reibung der in Rede stehenden Curvenmaschinen gegen solche mit steifen Achsen von $3^{m},300$ festem Radstand um 18,6 % geringer sei. Bemerkung verdient noch, dass das Bisselgestell zu Wien 1873 an einer, von der Stettiner Maschinenbau-Actien-Gesellschaft »Vulcan« ausgestellten Personenzugmaschine der Bergisch-Märkischen Eisenbahn in ganz vorzüglicher Ausführung vertreten war. Die bezügliche Betriebsstrecke, für welche die Locomotive bestimmt ist, besitzt Radien von 300^{m}. Das Drehgestell hat dabei einen seitlichen Spielraum von 50^{mm}, und die Führungen, welche seine Bewegungen begrenzen, sind in einem derartigen Verhältnisse, dass der Stoss oder Druck, welcher erforderlich ist, um das Gestell aus der Normallage zu rücken, nicht die Grösse von 20 Centnern überschreitet. Aus dem auf Tafel XXXVIII in Fig. 1—3 gegebenem Längenschnitt, Grundriss und Querdurchschnitt ist die Detailconstruction dieses Vordergestelles genügend ersichtlich. Die Lager, an welchen die oberen Führungen sitzen, sind durch ein Paar Querträger *c c* gehalten, welche Letztere an den Langträgern des Maschinenrahmens befestigt sind, mithin ohne Anwendung eines eigentlichen Drehbolzens, wie bei anderen Maschinen dieser Categorie. Der hintere Drehpunkt des Lenkarmes ist durch einem cylindrischen Zapfen vertreten, welcher in Querträgern *a* gelagert ist, die unmittelbar vor der Triebachse im Maschinenrahmen befestigt, die beiderseitigen Langträger des Hauptrahmens *d* verbinden. Die Räder des Vordergestelles besitzen keine selbstständigen Federn, sondern sind durch eine gemeinsame Querfeder unter sich verbunden, auf deren Mitte das Vordertheil des Kessels ruht.

§ 6. Nowotny's Vordergestell. — Der einachsige Wendeschemel nach Nowotny's Construction zeichnet sich vor allen verwandten Apparaten durch das Princip der grösstmöglichen Einfachheit aus; auch haben die Betriebsresultate auf den Gebirgslinien der sächsischen Staatsbahn, wo das Nowotny'sche Vordergestell bei einer grossen Anzahl von Locomotiven angebracht ist, die Thatsache der kleinsten und dabei gleichmässigsten Abnutzung der Bandagen der Vorderräder erwiesen, und muss daher wenigstens vom Standpunkte der Oekonomie des Betriebes das Nowotny'sche Vordergestell als die derzeitig beste Lösung des Problems der mobilen Vorderachsen betrachtet werden.

Nowotny's Gestell ist das Resultat von Erfahrungen, welche auf den sächsischen Staatsbahnen mit dem amerikanischen, sowie auch mit dem Bisselgestell im Laufe der Jahre gemacht wurden; die Praxis ergab nämlich; dass durch Ersteres zu viel Adhäsion entzogen und dass das Letztere in Folge seiner zu grossen Beweglichkeit grössere Fahrgeschwindigkeiten ausschloss. Diese Umstände wurden Anlass zur Construction von Locomotiven mit nur einer drehbaren Vorderachse, deren Drehung um einen genau über der Mitte der Achse befestigten verticalen Zapfen erfolgt, wobei also gleichsam die beiden Schemelachsen des amerikanischen Vordergestelles bis auf einen Radstand gleich Null zusammengerückt sind. In Betreff der speciellen Einrichtung der nach diesem Princip construirten Gestelle wird auf Fig. 7 bis 9 auf Tafel XXXVIII verwiesen. Zunächst ist ersichtlich, dass auch hier die Laufachse in einem besonderen Gestelle *a a*, an welchem sich auch die Tragfedern befinden, gelagert ist. An jeder Seite dieses Gestelles ist ein Auflagerungsstück *b b* befestigt, auf welches sich die an den Hauptrahmen befestigten Truckständer *d d* auflegen. Die Auflageflächen sind schiefe Ebenen von 1:5,5 Neigung, wie aus Fig. 13, 13a und 14 auf Tafel XXXVIII ersichtlich, wodurch die Achse das Bestreben erhält, sich normal zur Kesselachse einzustellen, während hingegen in den Curven, in Folge der Tangentialpressungen, die radiale Einstellung der Achse bedingt wird. Um die Verstellung

der Achse angemessen zu begrenzen, d. h. auf den dem kleinsten Curven-Radius der betreffenden Bahn entsprechenden Elongationswinkel zu beschreiben, ist die Auflage *b b* (wie bei Hartmann) mit Ansatzrändern *e e* versehen, welche eine weitere Drehung verhindern. An dem Hauptrahmen der Locomotive sind Querträger *f f* befestigt, an welchen der Drehzapfen *g* und die Truckständer *d* mit angeordnet sind und die zugleich unter Umständen mit als Kesselträger benutzt werden können. Das Lager des Drehzapfens *h* kann entweder als Kugellager (Fig. 7—9) eingerichtet sein, in welchem Falle es um den festen Zapfen *g* frei drehbar und zugleich in der Höhe verschiebbar ist, oder, wie Fig. 10—12 auf Tafel XXXVIII zeigen, als Lager mit zwei Zapfen eingerichtet sein, welches die Tendenz der Bewegung des Gestelles in der Richtung der Raddrehung durch die Zapfen verhindert, obgleich allein schon die grossen Auflageflächen der Truckständer jedes Kippen des Gestelles unmöglich machen.

Die Einstellung in den Curvenradius, d. h. die Verschiebung der Achse aus ihrer Normalrichtung zur Kesselachse, die sie in der Geraden behauptet, wird bekanntlich durch die auf die Spurkränze einwirkenden Tangentialkräfte bedingt, wobei in Folge der oben erwähnten Neigung der seitlichen Auflageflächen, die Tendenz zur Rückkehr in die Normalstellung aufrecht erhalten wird, da bei jeder Achsendrehung — in Folge jener geneigten Flächen — eine Hebung des Vordertheiles der Maschine erfolgen muss, proportional der Grösse des Elongationswinkels der Achse.

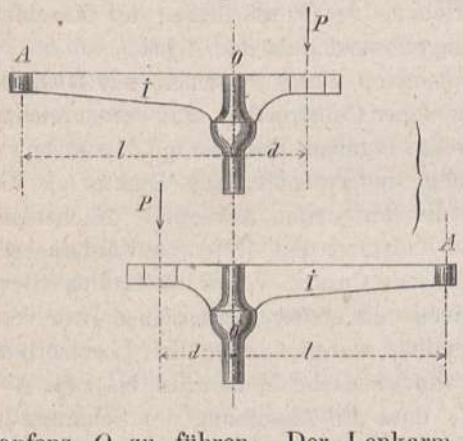
Vergleichende Versuche, welche mit Locomotiven dieses Systemes, mit Bisselmaschinen, sowie mit steifachsigen Maschinen gleicher Construction, auf curvenreichen Linien der sächsischen Staatsbahn angestellt wurden, ergaben, dass die mit Nowotny's Gestell versehenen Maschinen am leichtesten liefen, und zwar um 15 % leichter als die mit Bisselachsen, und um 36 % leichter als die mit steifen Achsen.[5]) Nächstdem wurde festgestellt, dass Locomotiven mit 4m,230 Radstand und drehbarer Vorderachse, nach System Nowotny, auf einer Bahnstrecke mit Curven von 226m Radius (Herlasgrün-Eger), auf welcher dieselben Locomotiven mit steifer Vorderachse (wie vorhergehende Versuche lehrten) gar nicht verwendbar waren, gegenüber Locomotiven mit nur 3m,212 Radstand und steifen Achsen, die vierfache Meilenzahl bis zum Abdrehen durchliefen, wobei nicht zu bezweifeln, dass die Abnutzung der Schienen in gleichem Verhältnisse mit der der Räder stehen muss. Nach den neuesten, bis zum März 1874 reichenden Beobachtungsresultaten über die mit Nowotny'schen Gestellen versehenen Locomotiven der sächsischen Staatsbahn, haben die Bandagen der Vorderräder dieser Maschinen mit 4m,230 Radstand, auf der oben angedeuteten Bahnstrecke von einer Abdrehungsperiode zur anderen im Durchschnitt 7298 Meilen = 54735 Kilometer durchlaufen, was als ein überaus günstiges Resultat zu gelten hat, wobei sich im Mittel der Materialverlust beim Abdrehen pro Satzachse auf 39,5 Kilo stellte. Die sämmtlichen Locomotiven besassen Krupp'sche Gussstahlbandagen. Schliesslich sei noch erwähnt, dass auf der mit Curven von 170m Radius bedachten Strecke Chemnitz-Annaberg der sächsischen Staatsbahn (deren 52,63 % in Curven liegen) 5500 Meilen bis zum Abdrehen der Vorderachse, und 8824 Meilen bis zum Abdrehen der Kuppelachsen durchlaufen werden, während die auf derselben Strecke laufenden Maschinen gleicher Construction, doch mit verschiebbarer statt drehbarer Vorderachse, nur 4000 Meilen bis zum Nachdrehen der Laufachse und 4788 Meilen bis zum Nachdrehen des gekuppelten Achsenpaares zurücklegen.

---

[5]) In Betreff der Details der beregten Versuche vergl. Organ, XI. Band, 1874, p. 214: »Ueber Nowotny's sechsrädrige Locomotive mit verstellbarer Vorderachse«, vom Herausgeber.

§ 7. Von den Wendeschemeln mit combinirter Bewegung. — Nicht in allen Fällen gestatten die Constructionsverhältnisse der Locomotive dem Drehzapfen des beweglichen Gestelles die oben entwickelte theoretisch richtige Stellung zu ertheilen. Dieser Umstand hört sofort auf, eine nothwendige Bedingung der richtigen Curveneinstellung zu werden, sobald man das Bisselsystem mit dem amerikanischen Laufwerke combinirt, d. h. Drehung und Seitenverschiebung gleichzeitig in ein und demselben Apparate vereinigt. Es wird dies in der Weise erreicht, dass der Lenkarm, wie bisher an einem rückwärts oder vorwärts gelegten, in der Maschinenachse gelagerten Drehpunkt oscillirend, mit seinem anderen Ende den Mittelpunkt des Vordergestelles in einem Zapfen führt, um welchen dieses Letztere wiederum für sich in horizontaler Richtung drehbar ist. Der Fixirungspunkt des Lenkarmes kann ebensowohl vor, als hinter der mobilen Achsengruppe liegen; es ist indessen angemessen, dessen Länge so gross als möglich zu wählen. Selbstverständlich wird, bei möglichst weit nach vorne gestelltem Laufwerke der Oscillationspunkt rückwärts liegen, und nur ausnahmsweise wird die Construction der Locomotive dessen vordere Lage gestatten. In Hinsicht des praktischen Werthes beider Anordnungen lässt sich nur bemerken, dass im ersteren Falle, bei der gewöhnlichen rückwärtigen Anordnung, das Laufwerk in die Curven hineingeschoben, im letzteren Falle, bei voran liegendem Lenkarme, jedoch gezogen wird. Der Lenkarm wird daher im ersteren Falle auf rückwirkende, im zweiten auf absolute Festigkeit beansprucht. Das Princip der in Rede stehenden Combination ist durch nebenstehende Fig. 6 veranschaulicht. Der Kessel stützt sich, vermöge sorgfältig ajustirter Platten auf den Lenkarm *II*, welcher die Bestimmung hat, die Belastung auf das Truckgestell zu übertragen und dieses gleichzeitig vermöge des Kugelzapfens *O* zu führen. Der Lenkarm kann die Belastung *P* entweder direct auf den Zapfen *O* des Drehgestelles oder in einer bestimmten Entfernung von demselben, auf der dem Zapfen *A* entgegengesetzten Seite, aufnehmen und mithin indirect den Zapfen *O* belasten, in welchem letzteren Falle die Grösse des Seitenspieles des Lenkarmes auf den Gleitplatten jedoch vermehrt wird. Ist die Belastung durch *P* bezeichnet, so wird dieselbe sich auf den Zapfen *A* nach Maassgabe des Verhältnisses $P\frac{d}{l}$ repartiren, während auf dem Drehzapfen *O* des Wendeschemels $P\left(\frac{l+d}{l}\right)$ lastet.

Fig. 6.



Maschinen mit den in Rede stehenden Vordergestellen wurden zuerst von Vaessen, Director der Lütticher Locomotivfabrik für die Lüttich-Limburger, sowie für die Alar-Santanderbahn (Spanien) erbaut. Das bewegliche Vordergestell ist (siehe nachfolgende Fig. 7, p. 749) nicht nur drehbar um den mittleren Zapfen *d*, sondern es besitzt ausserdem noch die Füglichkeit einer Seitenverschiebung in Bezug auf die Bahnachse, welche die Tangentialstellung der Längsachse des Gestelles an die zu durchlaufende Curve erlaubt. Zu diesem Behufe ist der Rotationszapfen *d* mit dem Bisselarme *m* in Verbindung gebracht worden, auf welchem das Vordertheil der Ma-

schine vermöge doppelter geneigter Platten aufruht (*S S* in Fig. 7 auf Tafel XXXIX). Die Neigung dieser Flächen bezweckt die Erhaltung des Zapfens in der Längsachse der Maschine, unter gleichzeitiger Gestattung der entsprechenden Seitenverschiebung beim Eintritt in Curven. Ausserdem besitzt noch die eine der drei Kuppelachsen der

Fig. 7.

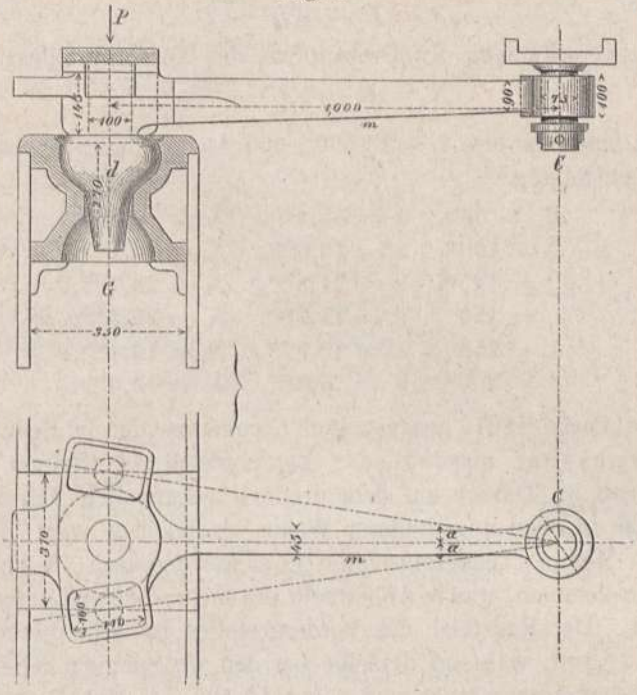
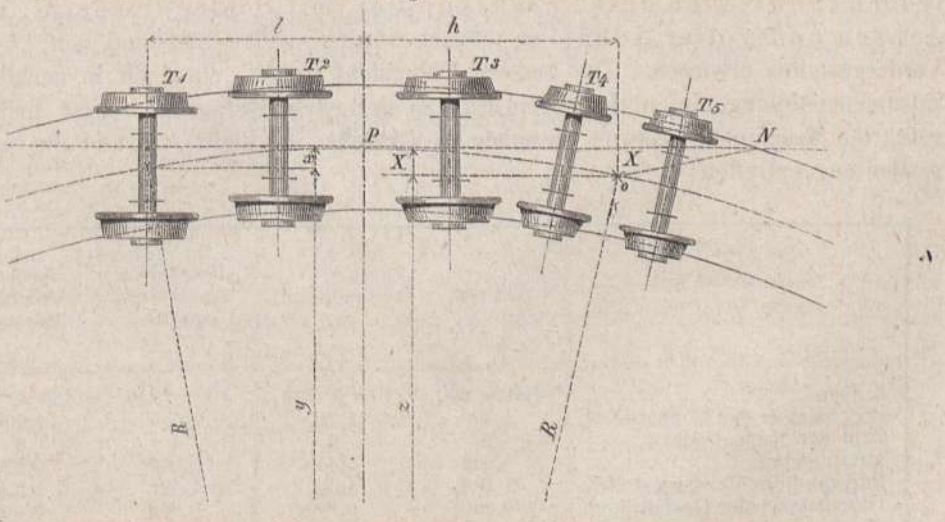


Fig. 8.



Maschine eine angemessene Seitenverschiebung, bedingt durch Spiel der Achsenbüchsen, welches wiederum durch geneigte Planflächen vermittelt wird. Wir kommen auf diese und ähnliche Systeme weiter unten, bei Besprechung der verschiebbaren Achsen, ausführlicher zurück und bemerken an dieser Stelle nur noch, dass die Vaessen'sche Construction auf Grund der nachfolgenden Betrachtung entstanden ist.

Bezeichnet in Fig. 8 R den Radius einer Curve, welche die Locomotive zu durchlaufen im Begriff steht, so werden die beiden Räderpaare T_2 und T_3, als an festen Achsen sitzend, die Richtung der Maschine bedingen, deren Centralachse als Tangente zur Curve im Punkte P zu betrachten ist. Man findet alsdann für den Werth der Verschiebung x des verschiebbaren Radsatzes T_1:

$$x = R - \sqrt{R^2 - l^2}$$

und für die Seitenverschiebung des Drehzapfens des Vordergestelles:

$$X = R - \sqrt{R^2 - h^2}.$$

Setzt man beispielsweise $l = 2^m,300$, und $h = 2^m,550$, so ergiebt sich nachfolgende Zusammenstellung:

$$\begin{aligned} R = 80^m, \quad & x = 33,2^{mm}, \quad X = 40,6^{mm}, \\ = 100^m, \quad & x = 26,6^{mm}, \quad X = 33,1^{mm}, \\ = 125^m, \quad & x = 21,8^{mm}, \quad X = 26,1^{mm}, \\ = 150^m, \quad & x = 17,7^{mm}, \quad X = 16,3^{mm}, \\ = 250^m, \quad & x = 10,5^{mm}, \quad X = 13,1^{mm}, \\ = 300^m, \quad & x = 8,8^{mm}, \quad X = 10,9^{mm}. \end{aligned}$$

Bei der zu Paris (1867) ausgestellten Locomotive der in Rede stehenden Categorie (System Vaessen) absorbirt das Vordergestell 11 Tonnen des Maschinengewichtes, während 37 Tonnen auf dem dreifach gekuppelten Achsensysteme liegen, dessen Hinterachse in oben angedeuteter Weise verschiebbar war. Das Totalgewicht des dienstfähigen Motors (Tendermaschine) erreichte demnach 48 Tonnen, von denen 75% auf Adhäsion kommen, was in Anbetracht des mehrachsigen Laufwerkes als günstig zu bezeichnen ist. Der Radstand des Vordergestelles ist sehr klein ertheilt worden und beträgt nur $1^m,100$, während derselbe bei den für Spanien gelieferten Maschinen $1^m,250$ bei den Güterzugmaschinen und sogar $1^m,400$ bei den Personenzugmaschinen beträgt, während die oben beregten Maschinen der Lüttich-Limburger Bahn, die jedoch inzwischen durch Sechskuppler (mit Schlepptendern), steifen Achsen und voller Adhäsion ersetzt wurden, einen Radstand von $1^m,300$ des Vordergestelles erwiesen. Der bessern Uebersicht wegen geben wir in nachfolgender Zusammenstellung einige Hauptabmessungen der nach System Vaessen bisher ausgeführten Maschinen, insoweit dieselben die Gestelle, die Radstände und die Gewichtsvertheilung betreffen:

Tendermaschine nach System Vaessen.	Paris 1867.	Lüttich-Limburg.	Spanische Personenzug-Maschine.	Spanische Güterzug-Maschine.
Kolben	460 × 600	460 × 610	460 × 610	460 × 610
Durchmesser der Kuppelräder	1,300	1,315	1,685	1,200
Zahl der Kuppelräder . . .	6	6	4	6
Totalradstand	5,950	5,450	5,600	5,625
Radstand des Vordergestelles	1,100	1,300	1,400	1,250
Durchmesser der Gestellräder	0,800	0,900	0,900	0,800
Leergewicht	Tonnen 36	36	35	36,5
Dienstgewicht	- 48	46,5	44,5	46
Belastung der Kuppelachsen	- 37	37	26,5	27
Belastung des Vordergestelles	- 11	9,5	18	9
Dampfspannung	Atm. 9	8	8	8
Theoretische Zugkraft . .	Kilo 8010	7105	5540	7783

Wir haben im Vorstehenden die drei möglichen Hauptverschiedenheiten des Bisselgestelles zum Gegenstande unserer näheren Betrachtung gemacht, nämlich die einachsige, die zweiachsige und die zweiachsige mit Centralarticulation, oder mit anderen Worten, die Combination des amerikanischen Drehschemels mit dem System Bissel, und es fragt sich nun schliesslich, da offenbar eine jede dieser Anordnungen ihre Existenzberechtigung für sich in Anspruch nimmt, unter welchen Umständen die eine oder die andere mit besonderem Vortheil in Anwendung zu bringen sein dürfte, und möchten wir im Hinblick auf diese Frage noch die nachfolgenden Bemerkungen einschalten.

Wenn in Anbetracht der zu tragenden Last ein einziges Räderpaar genügt, und wenn ausserdem die Construction der Locomotive die Ertheilung der oben entwickelten theoretisch richtigen Stellung des Drehzapfens nicht hindert, so ist offenbar die einachsige Anordnung vorzuziehen, indem sie die einfachste ist. Noch einfacher ist es aber, in solchen Fällen auch den Bisselarm fallen zu lassen und die Nowotny'sche Vereinfachung zu adoptiren, welche sich, wie oben nachgewiesen wurde, in der Praxis unter angemessenen Verhältnissen in hohem Grade bewährt hat. Sie bietet jedenfalls die einfachste aller möglichen Lösungen des Problems frei beweglicher Locomotivachsen.

Wenn die zu tragende Last zwei Achsen bedingt, so ist die Centralarticulation indessen an und für sich noch nicht hinreichend motivirt, sobald der äussere Zapfen im theoretischen Punkte angebracht werden kann. Die centrale Articulation ist in diesem Falle nicht genügend begründet, da sie in den Curven unnöthig, in den Geraden aber schädlich ist, weil der Schemel alsdann einen unstäten Gang annimmt, dessen Folgen wiederum die Drehkosten der Bandagen vermehren und sogar störend auf den Oberbau einwirken müssen.

Wenn hingegen aber der Zapfen, in Folge der gewählten Anordnung der übrigen Maschinentheile, seine richtige Stellung nicht erhalten kann und wenn gleichzeitig die Ertheilung einer genügenden Länge des Bisselarmes nicht erzielbar, so ist die separate Gliederung (Drehung) des Vordergestelles um einen, in seinem Centrum befindlichen Zapfen angezeigt und jedenfalls hinreichend motivirt. Sie wird beispielsweise unentbehrlich, sobald der Zapfen des Bisselarmes vorne liegen muss (System Vaessen).

§ 8. Von den verschiebbaren Locomotivachsen. — Allgemeine Bemerkungen. Es wurden im Laufe der bisherigen Betrachtungen bereits mehrfache Constructionen besprochen, durch welche es möglich wird, bei verhältnissmässig grosser Radbasis eine sichere Befahrung der Bahncurven zu erzielen, und lernten wir, als hierzu geeignete Mittel, die ein- oder mehrachsigen Wendeschemel nach amerikanischem Muster etc., sowie auch die Systeme Bissel und Vaessen schätzen. Alle diese Hülfsmittel sind jedoch nur anwendbar unter gleichzeitiger Aufopferung eines bestimmten, mehr oder minder beträchtlichen Antheils des Adhäsionsgewichtes der Maschine, indem alle bisher betrachteten Hülfsapparate zum Behufe der Curvenbefahrung immer nur als todte Laufwerke figuriren, und daher einen Theil des Maschinengewichtes für sich in Anspruch nehmen, welcher mithin der Adhäsion entzogen wird. Die obigen Laufwerke können daher ihre volle Bedeutung nur in denjenigen Fällen erhalten, wo man nicht das ganze Gewicht des dienstfähigen Motors auf Adhäsion zu verwerthen gezwungen ist. In der That sind es die für den Personenzugdienst bestimmten Locomotiven, bei denen die beweglichen Vordergestelle der oben besprochenen Categorien Gegenstand umfassender, praktischer Bedeutung und demgemäss constructiver Entwickelung geworden sind. Ganz anders gestalten sich jedoch

die Verhältnisse da, wo von allen jenen Hülfsmitteln abstrahirt werden muss, indem man das ganze Gewicht der Maschine auf Adhäsion zu benutzen sich veranlasst sieht und daher sämmtliche Achsen der Locomotive durch die Kuppelstange in mechanische Verbindung bringt.

Das hierdurch bedingte System steifer, von einander abhängigen Parallelachsen ist, in Folge der Tangentialkräfte, bei jeder Curvenbefahrung den nachtheiligsten Einflüssen unterworfen, nicht minder der Oberbau selbst, und es musste daher auf Mittel gedacht werden, eine Seitenverschiebung der Endachsen, trotz der stattfindenden Verkupplung, zu ermöglichen. Hieraus folgt, dass Maschinen mit verschiebbaren Achsen vorwiegend beim Güterzugbetriebe, sowie auch beim Betriebe der Bergbahnen auftreten müssen, und dass man in der Regel gezwungen sein wird, insbesondere den steifen Achtkupplern eine Verschiebbarkeit der Endachsen zu ertheilen, um die Curvenbefahrung zu erleichtern. Bemerken möchten wir an dieser Stelle schon, dass es allerdings unter gewissen Bedingungen möglich geworden ist, ein vollkommenes Curvenfahrzeug zu schaffen, dessen Beweglichkeit und Schmiegsamkeit nichts zu wünschen übrig lässt und dabei dennoch mit voller Adhäsion arbeitet, die noch obendrein durch die Construction als Tendermaschine unterstützt wird. Wir meinen die Maschinen mit den zwei- oder dreiachsigen Motorschemeln nach den Systemen Fairlie und Meyer, welche zwei Achsensysteme identischer Construction besitzen, deren jedes in einem selbstständigen Rahmen gelagert ist, der zugleich den ganzen Bewegungsmechanismus trägt, mithin als Motor wirkt, im Gegensatz zu den bisher betrachteten, als todte Last figurirenden Laufschemeln. Obwohl mit beweglichen Gestellen versehen, gehören jene Maschinen ihrer Natur nach doch so specifisch zu den Berglocomotiven, dass wir es vorziehen müssen, sie unter diesen erst zum Gegenstande unserer näheren Besprechung zu machen, weshalb hier auf das den Berglocomotiven speciell gewidmete Capitel XVIII verwiesen wird.

Verschiedene Methoden der Achsenverschiebung. In einfachster Form ist das Problem verschiebbarer Kuppelachsen — wir meinen hier selbstverständlich immer nur eine Verschiebbarkeit in der Richtung der Achse selbst, also normal zur Maschinenachse — dadurch gelöst worden, dass die Achsen im Lagerhalse länger sind, als es die Lagerbüchse erfordert, und dass dem entsprechend gleichzeitig der Kuppelzapfen, resp. dessen cylindrische Ajustirlänge, länger ist, als es die Breite des Lagers der Kuppelstange erfordert. Es ist ersichtlich, dass dieses denkbar einfachste Mittel eine seitliche Verschiebung (in der Achsenrichtung) zulässt, deren linearer Werth der möglichen Maximaldifferenz der Peripheriewege je zweier durch die Achse verbundener Räder in der Curve entsprechen muss.

Die Differenz der Peripheriewege je zweier durch eine Achse consolidirten Räder wird aber bekanntlich durch eine angemessene Conicität der Bandagen bedingt, welche dem Contactringe innerhalb gewisser Grenzen veränderliche Durchmesser gestattet. Damit in Verbindung steht folgerichtig die laterale Achsenverschiebung, welche (theoretisch) nicht grösser zu sein braucht, als die Differenz der möglichen Raddurchmesser, d. h. = dem Sinus des Conicitätswinkels der Bandage.

Bei den meisten Maschinen, welche Achsenverschiebung besitzen, ist nur die Hinterachse verschiebbar, bei einigen beide Endachsen, bei noch anderen sind ganze Radgruppen durch Anwendung von Balanciers verschiebbar (System Beugniot), worauf unten näher zurückgekommen wird.

In anderen Fällen geschieht die Achsenverschiebung unter Vermittlung geneigter Planflächen, indem die Oberseiten des Lagers sowohl, als die mit ihnen in Contact

tretenden Flächen der Federhalter nach aussen und innen (doppelseitig) geneigte Planflächen besitzen, worauf bei jeder Achsenverschiebung eine Tendenz zur Hebung der Last eintritt, mithin zugleich das Bestreben des Zurücktretens der Achse in die Normalposition.

Der gleiche Zweck kann erreicht werden durch die Verschiebung des Lagers in den Achsbüchsführungen (System Caillet, Adams etc.), wobei die Führungen entweder parallel oder schräg zur Achsenrichtung angeordnet sein können. So bilden bei Adams die verticalen Lagerbacken gekrümmte Ajustirflächen und gestatten das Vor- und Zurückgleiten der in gleicher Weise bearbeiteten Seitenflächen der Lagerbüchsen. Es fand sich diese Einrichtung neuerdings (Wien 1873) an der Tendermaschine von Schwartzkopf (Nr. 476) der Berlin-Hamburger Bahn, bei welcher die hintere Laufachse verschiebbar ist. Bei dergleichen Constructionen sind natürlich die Achsenhälse ohne jedes Spiel in den Schmierbüchsen gelagert und kann der gleichmässige Contact zwischen Achsbüchse und Tragfeder durch geneigte Planflächen, ja sogar durch Anwendung von Zwischenrollen aufrecht erhalten werden. In neuerer Zeit hat auch Haswell eine sehr complicirte Anordnung der Achsenverschiebung angewendet, die an den zwei zu Wien (1873) ausgestellten Locomotiven »Stainz« und »Orient« der Oesterreichischen Staatsbahn studirt werden konnte, welche durch eine Drehung des mittleren Achsentheiles zugleich die Möglichkeit darbietet, dass sich die Räder, gewissermaassen unabhängig von einander, vermöge einseitiger Hebung oder Senkung den Unvollkommenheiten des Schienenweges anzuschmiegen vermögen. Die Achse übernimmt sonach selbst die Rolle eines Balanciers, welcher die ungleichen Lasten seiner Enden durch die Schwingung um den Mittelpunkt äquilibrirt. Wir kommen auf diese Einrichtung weiter unten zurück.

Es handelt sich indessen nicht nur um die absolute Verschiebbarkeit der oder jener Maschinenachse, sondern es ist offenbar zugleich auch erforderlich, die Grösse dieser Verschiebbarkeit zu reguliren und auf bestimmte Grenzen zu beschränken, und unterscheiden sich die verschiedenen Methoden der Achsenverschiebung überhaupt im Grunde nur durch die verschiedenen Principien der Begrenzung des Achsenspieles. Wir gehen nach diesen vorbereitenden Betrachtungen nun im Nachfolgenden etwas näher auf die wichtigsten Constructionen ein, die uns auf dem Gebiete der verschiebbaren Locomotivachsen im Grossen der Praxis entgegentreten.

System Caillet. Das Princip der Verschiebung wird dabei durch Spiel der Achsenbüchsen in den Führungen bedingt, während die Regulirung der Verschiebung durch die Compression von Blattfedern erzielt wird, welche zwischen je zwei zu ein und derselben Achse gehörigen Büchsen eingeschaltet sind. In Betreff der Detailconstruction wird auf Fig. 10 der Tafel XXXIX verwiesen. Der Apparat ist nur für Maschinen mit innerem Rahmen geeignet und besteht aus den zwei Blattfedern $r\,r'$, welche auf den Traversen E montirt sind, welche in Löcher der Hängestangen t der eigentlichen Tragfedern $S\,S$ frei eintreten. Auf diese Verlängerungen der Querverbindung E sind ferner die gabelförmigen Muffe $C\,C'$ geschraubt, die einerseits mit den Extremitäten der Zwischenfedern, andrerseits mit den oben erwähnten Stangen der Tragfedern $S\,S$ in Contact stehen. Vermöge der Mutter e kann nun die Spannung der horizontalen Blattfedern in der Weise regulirt werden, dass im Zustande der Ruhe die Enden der Muffe keinen Druck auf die Federstangen ausüben. Letztere ruhen, wie gewöhnlich, auf den Oberseiten der Achsbüchsen, doch nicht direct, sondern unter Vermittlung einer ajustirten, gut in Oel gehaltenen Zwischenplatte. Das Achsenspiel an sich wird, wie oben bereits angedeutet, durch den Spielraum zwi-

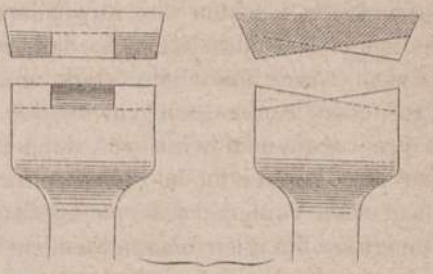
schen Lager und Achsgabeln $g\,g$ ermöglicht, indem Ersteres länger ist, als es die Ajustirbreite der Letzteren erfordert. Sobald also die Achse, in Folge einer genügenden gegen den Spurkranz ausgeübten Tangentialpressung, ihr Spiel in der Längenrichtung beginnt, so muss eine entsprechende Zusammendrückung des horizontalen, zwischen den Achsbüchsen befindlichen Federsystemes stattfinden, doch erfolgt jene Verschiebung erst unter einer stärkeren Pressung, als diejenige ist, welche die Mutter e auf den Gabelmuff C ausübt; während endlich beim Austritt aus der Curve die Pressungen auf die horizontalen Federn r und r' von selbst aufhören, wodurch natürlich gleichzeitig auch die Achse in ihre Normalstellung zurückgeführt wird. Wichtig ist, den horizontalen Blattfedern keine allzugrosse Starrheit oder übermässige Spannung zu ertheilen, weil alsdann die Spurkränze der Bandagen nur erst unter starkem Tangentialdrucke das Achsenspiel einleiten können, was ihre rapide Abnutzung zur nothwendigen Folge haben müsste, ohne doch den Gang der Maschine zu verbessern. Je grösser der absolute Werth der Achsenverschiebung, desto stärker muss die Spurkranzpressung sein, man hat daher mit Rücksicht auf die geraden Strecken, in denen ein störendes Schlingern zu befürchten wäre, den Achsen nur das absolut nothwendige Maass der Verschiebung zu ertheilen.

In der Regel giebt man den Achsbüchsen in ihren Führungen beiderseitig 10^{mm} Spiel in Beziehung zur Mittellage, als angemessenste Grösse der zulässigen Verschiebung, und den Federn eine solche Weichheit, dass ihre Durchbiegung 10^{mm} pro Tonne beträgt bei einer ursprünglich ertheilten Spannung von 1,000—1,200 Kilogr. Bei einem Ueberdruck von 500 Kilogramm wird demnach die Durchbiegung jeder Feder 50^{mm} betragen, und ihre Totalbelastung 1,700 Kilogramm. Dieser Werth drückt natürlich zugleich die Reaction aus, welche die Aussenschiene auf den Spurkranz der Bandage ausüben muss, wenn die Verschiebung möglich werden soll, wozu indessen noch die Reibung zwischen Achsbüchse und Federhalter tritt, die auf $^1/_{30}$ der Last abgeschätzt werden darf. Im Ganzen ist der beschriebene Apparat in Folge seiner Complicirtheit wenig in Anwendung gekommen, indem man den einfacheren Verschiebungssystemen, insbesondere denen mit doppelseitig geneigten Planflächen, den Vorzug gab; am häufigsten ist die bezügliche Vorrichtung in England Gegenstand der praktischen Ausführung geworden und daselbst unter dem Namen System Slaughter bekannt. Dieselbe ist in England für Tendermaschinen mit 4 Kuppelachsen der Avonside Compagny auf der Vale of Neath Eisenbahn construirt und jede einzelne Achse damit versehen worden. Als günstigstes Verhältniss für die Ursprungsspannung der horizontalen Blattfedern wurde $^1/_7$ der betreffenden Achsenbelastung festgestellt und nur sehr kleine Abnutzungen der Bandagen constatirt bei im Ganzen jedoch nur mässigen Curven, deren Radius indessen in der Gegend von Swansea bis auf 152^m herabsinkt, die aber von den Maschinen, trotz ihrer $4^m,65$ betragenden totalen Radbasis, Dank der Achsenverschiebung, mit grosser Leichtigkeit überwunden werden, wobei noch bemerkenswerth, dass das erste und zweite, sowie auch das dritte und vierte Räderpaar, unter sich durch in die Rahmenebene gelegte Balanciers verbunden sind.

§ 9. Achsenverschiebung vermittelst geneigter Planflächen. — Die Einrichtung besteht im Wesentlichen darin, dass den Büchsen der verschiebbaren Achse auf der Oberseite doppelseitig geneigte Ajustirflächen ertheilt werden, gegen welche sich die in gleichem Sinne bearbeiteten Federhalter stützen, wie nachfolgende Skizze (Fig. 9, p. 755) erläutert. Die Achsenverschiebung vermittelst geneigter Planflächen ist namentlich in Frankreich sehr verbreitet und beispielsweise bei der Orléansbahn an den Maschinen aller Betriebsgattungen für die Vorderachse in Anwendung ge-

bracht. Hierher gehört auch der von Schneider & Comp. in Creuzot zu Wien (1873) ausgestellte Achtkuppler, erbaut für die Midibahn, dessen Vorder- und Hinterachse verschiebbar. Die Basis dieser Gebirgsmaschine konnte nämlich bei $1^m,200$ Raddurchmesser auf nur $3^m,900$ Länge (als Minimalradstand) gebracht werden, was für die betreffenden Bahncurven noch zu viel war. Man hat nun die Verschiebbarkeit der beiden Endachsen des gekuppelten Rädersystemes in der Weise bewirkt, dass die Büchsen der beiden äusseren Achsen in den Rahmen eine totale Seitenverschiebung von 20^{mm} gestatten, und es stehen zu diesem Behufe die Federstützen auf den Achsbüchsen vermöge doppelt geneigter Ebenen, wie nebenstehend skizzirt ist. Bemerkung verdient noch, dass die vier Federn der beiden Vorderachsen innerhalb der Rahmen, unter der Platform, mit ihren Stützen direct auf den Achsbüchsen liegen, und dass die zwei auf einer Seite befindlichen Federn, behufs Ausgleichung ihrer Spannungen, durch kleine Balanciers verbunden sind. Die Federn sind von Mitte zu Mitte Halter 880^{mm} lang, 90^{mm} breit und besitzen 13 Blätter à 12^{mm} Dicke. Die vier Federn der beiden Hinterachsen liegen jedoch ausserhalb der Rahmen, über der Platform und sind zu je zwei über jeder Achse durch eine Quertraverse verbunden, die sich unter dem Kesselkörper durchbiegt und mit gelenkig angeschlossenen Stützen auf die Achsbüchse stellt. Der Kessel ist demnach auf vier Punkten gelagert, d. h. auf den vier Drehpunkten der die Federn verbindenden Balanciers.

Fig. 9.



In Betreff der Wirkungsweise der geneigten Planflächen gilt als wesentlich, dass die Last gleichmässig auf beide Flächen vertheilt ist, sobald die Achse sich in der Normalstellung befindet. Sobald indessen diese Stellung verlassen wird, so hört auch die gleichmässige Lastvertheilung auf, die Belastung der Planflächen wird eine einseitige und die Büchse ist daher bestrebt, ihre mittlere Stellung wieder einzunehmen. Bezeichnet P die auf der Achsbüchse ruhende Last, α den Neigungswinkel der Planflächen, δ den absoluten Werth der Achsenverschiebung und $2x$ die zur Erzeugung dieser Letzteren erforderliche Kraft, so muss die Arbeit $2\delta x$ offenbar gleich sein der Summe der Arbeiten sämmtlicher Widerstände t der zwischen Planfläche und Federstütze obwaltenden Reibung f, also:

$$2\delta x = 2\left(P\delta \operatorname{tang}\alpha + f \cdot \cos\alpha \frac{\delta}{\cos\alpha}\right),$$

oder:

$$x = 2P \operatorname{tang}\alpha + f,$$

δ verschwindet aus der Formel, weil P als constant vorausgesetzt wurde; in Wahrheit ist jedoch P eine Function von δ und wächst mit diesem. Die Kraft $2x$ ist demnach variabel und zunächst abhängig von der Starrheit, resp. Biegsamkeit der Tragfedern. Je steifer diese letzteren, desto mehr Kraft ist erforderlich zur Einleitung und Aufrechterhaltung der Verschiebung. Wenn die Neigung der Planflächen beispielsweise $^1/_{10}$, und die Achsenverschiebung von 10^{mm} eine Erhebung des Federmittels (resp. Zusammendrückung) um 1^{mm} entspricht, während die Biegsamkeit der Locomotivfeder $6-8^{mm}$ per Tonne betragen möge, so ist die zur Verschiebung der Büchse erforderliche Kraft $1000 \times {}^1/_7 = 140$ Kilogr., mithin 280 Kilogr. für jedes Räderpaar.

System Baldwin. Das Princip der Längenverschiebung paralleler Maschinen-

achsen ist auch bei amerikanischen Maschinen in Anwendung gebracht worden, wenn auch auf anderem, beiläufig bemerkt, weit complicirterem und dabei sogar constructiv falschem Wege. Veranlassung zur Ertheilung einer Longitudinalverschiebung der Achsen gab auch dort zunächst die Einführung der Achtkuppler. Dergleichen Maschinen haben, in der Regel mit vor die Rauchkammer gestelltem einachsigem Bisselgestelle versehen, oder auch ohne ein solches und daher mit voller Adhäsion arbeitend, in Amerika nur sehr langsam Eingang gefunden, wie dieselben auch in England fast gar nicht vorkommen. Die daselbst, wie überall anderwärts, steigenden Verkehrsanforderungen machten ihre Anwendung jedoch auch dort zu einem nothwendigen Uebel. Es zeigte sich aber sogleich, dass die steifen Maschinen mit acht gekuppelten Rädern in den Curven das Gleise stark angriffen, indem sie die Schienen nach aussen drängen, was bei der geringen Sorgfalt, welche in Amerika der Unterhaltung des Oberbaues zugewendet wird, von doppelt unangenehmen Folgen nothwendig begleitet sein musste. Baldwin in Philadelphia hat nun dort Achtkuppler eingeführt, bei denen die beiden Vorderachsen eine seitliche Verschiebung zulassen, ohne dass die Kupplung (innerhalb der hier maassgebenden Grenzen) gestört wird. Die Lösung der Aufgabe erfolgt indessen, wie schon angedeutet, auf ganz andere Weise als in Europa, und zwar durch Anwendung von Kugelzapfen und Zwischenstangen, theils durch Lagerung in separatem, in horizontaler Ebene beweglichem Rahmen unter cylindrischer Führung der Achshalter, so dass die partiellen Träger mit sammt den Achsen einen um die Gestellzapfen schwingenden Rahmen bilden. Vermittelst Anwendung von Balanciers wird ausserdem der Druck auf die Achslager compensirt. Man ist durch diese und ähnliche Hülfsmittel, auf deren detaillirte Darstellung hier nicht eingegangen werden kann[6]), in Amerika angeblich dahin gelangt, mit Achtkupplern voller Adhäsion Curven von 300 Fuss engl. (= 91m,5) Radius in Rampen von 1 : 45 anstandslos zu befahren. Die ersten, nach oben angedeutetem Princip gebauten Maschinen waren für die Gebirgstrecken der pennsylvanischen Centralbahn bestimmt.

§ 10. System Beugniot. — Das Beugniot'sche Princip der Achsenbewegung besteht bekanntlich darin, dass den Achsen in ihren Lagern oder Lagerführungen ein entsprechender Spielraum ertheilt ist und je zwei benachbarte Achsen durch einen einfachen Balancier verbunden werden, dessen Drehpunkt im Hauptrahmen liegt und dessen Extremitäten gabelförmig die Achsen umschliessen. Die in Rede stehende Construction wurde zuerst bei Achtkupplern für die Apenninen-Bahnen Mittel-Italiens in Anwendung gebracht, bei denen die erste und zweite Achse einerseits, und die dritte und vierte andrerseits, in der oben angedeuteten Weise durch Balanciers mit einander in Verbindung standen. Später wurde der Beugniot'sche Apparat auch bei den zwölfrädrigen Maschinen mit vier Cylindern der französischen Nordbahn (System Petiet) eingeführt, und zwar in der auf Tafel XXXIX in Figur 4 bis 6 vorgeführten Anordnung. Die Blechbalanciers *b b* sind dabei unterhalb der Achsen placirt und ruhen in festen sphärischen Zapfen *P*, welche auf der Traverse *t* festsitzen. Der Balancier trägt an jedem Ende eine Gabel *f*, welche den Wellenhals umfasst, der seinerseits auf der glatten Achse durch die aufgesetzten Doppelmuffe *m m*, vergl. Fig. 5, gebildet wird. Der Balancier der Vordergruppe befindet sich in der Mitte zwischen beiden Langträgern, der der Hintergruppe ist im vorliegenden Falle seitlich gelegt (Fig. 6), was jedoch im Wesen der Sache keinerlei Unterschied macht.

[6]) In Betreff der constructiven Details der Baldwin'schen Modification vergl. Cap. XII. p. 713, Bd. III. dieses Handbuches, wo dieselbe durch Zeichnung erläutert wurde.

Die Mittelachse jeder Gruppe ist Triebachse und besitzt keinerlei Spiel in den Lagern, hingegen verschwächte Spurkränze, wodurch einiges Spiel zwischen den Schienen erzielt wird. Die Kurbelzapfen der Triebachsen sind daher, wie gewöhnlich, cylindrisch, die Kuppelzapfen der übrigen vier Achsen jedoch sämmtlich sphärisch, und besitzen demgemäss die Lager der Kuppelstangen die entsprechende Form und Anordnung.

Die Balancierverbindung der Achsen in der oben beschriebenen Form ist mehrfach Gegenstand der Kritik geworden, was in der That kaum Wunder nehmen darf, wenn man die Complicirtheit des Apparates in Rücksicht zieht und dabei erwägt, dass derselbe Zweck durch weit einfachere Vorrichtungen erreicht werden kann. Wenn z. B. als Thatsache feststeht, dass durch die Längenverschiebung einer oder mehrerer Achsen, regulirt durch die Anwendung geneigter Planflächen, welche mit den gewöhnlichen Tragfedern in Verbindung stehen — also in höchst einfacher Weise — die Befahrung der Curven von 250^{m} Radius mit den schwersten Achtkupplern anstandslos von Statten geht, und solche der Curven von 200^{m} mit Sechskupplern, so erscheint es in der That absurd, zu obigen Complicirtheiten seine Zuflucht nehmen zu wollen, wenn es sich um neue Beschaffungen handelt.

§ 11. System Riener. — Schon Eingangs wurde angedeutet, dass durch eine radiale Stellung der Achsenbüchsen und gleichzeitig angeordnete Längenverschiebung gewisse Neigungen der Achse gegen den Rahmen erzielbar sind, wodurch den theoretischen Bedingungen der freien Einstellung in die Curven mehr oder minder glücklich Rechnung getragen werden kann.

Das Princip der radialen Achsenbüchsen, in Oesterreich als System Riener, in England unter dem Namen System Adams bekannt, ist indessen leider nur unter gleichzeitiger Aufopferung eines entsprechenden Antheils von Adhäsion verwendbar. Es kann mithin nur da in Betracht kommen, wo man nicht das ganze Maschinengewicht auf Adhäsion zu verwerthen braucht. Maschinen mit Adams'schen Achsbüchsen sind englischerseits für die St. Helena-Bahn ausgeführt, und zwar für achträdrige Maschinen, deren zwei Kuppelachsen 2^{m},745 Entfernung besitzen, während die vordere sowohl als auch die hintere Laufachse die in Rede stehende Verschiebbarkeit besitzen. Die Büchsen sind im vorliegenden Falle nach dem Umfange eines Kreises abgerundet, dessen Mittelpunkt in dem Centrum der nächsten festen Achse (Kuppelachse, resp. Triebachse) liegt, und beträgt der Radius dieses Kreises hier 7 Fuss engl. Dieser Form entsprechend sind natürlich auch die Führungsstücke für die Achsenbüchsen gekrümmt, so dass diesen letzteren der immense Spielraum von beiläufig 4½ Zoll engl. (= 115^{mm}) in der Längenrichtung der Achse gestattet ist. Der Federhalter ruht nicht direct, sondern vermöge einer drehbaren Rolle oder Walze, auf der Oberseite des Lagers, um die Reibung bei Verschiebung desselben entsprechend zu mindern.

Nächstdem sind Maschinen mit radialen Achsbüchsen auch auf Bahnen in England in Anwendung, so z. B. für Tendermaschinen der Great-Northern Eisenbahn für den Localdienst gewisser Sectionen der Metropolitan Bahn, für die Hinterachsen der Coursmaschinen der London-Chatam und Dover Eisenbahn in Curvenstrecken von 91^{m},50 Radius und Rampen von 28 auf 1000. Die letzteren Maschinen haben innere Cylinder von 420 × 560^{mm}, doppelte Rahmen mit äusserer und innerer Lagerung der Triebachse. Die Kuppelräder besitzen 1^{m},67 Höhe, die Räder der in Radialbüchsen gelagerten, hinter der Feuerbüchse angebrachten Laufachse, haben 1^{m},22 Durchmesser. Die Maschinen (gleichfalls als Tendermaschinen construirt) erweisen 4^{m},88 Totalradstand.

Der Krümmungsmittelpunkt der Radialbüchsen der Hinterachse liegt im Mittel des Abstandes des gekuppelten (festen) Achsenpaares, woraus ein Radius von $0^m,87$ resultirt. Die Maschinen sind für 64 Kilometer Fahrgeschwindigkeit bestimmt, laufen gleich gut vor- und rückwärts, und besitzen eine gleichmässige Belastung aller drei Achsen bei einem Dienstgewichte von 39 Tonnen, welches, auf nur drei Achsen vertheilt, als sehr beträchtlich bezeichnet werden muss (13 Tonnen pro Achse).

In Betreff der constructiven Details der Radialbüchsen wird auf Capitel XII. § 5 dieses Bandes verwiesen, worin dieselben näher beschrieben und gezeichnet sind.

§ 12. System Haswell. — Wir beschliessen unsere Abhandlung über die beweglichen Locomotivachsen mit einem Hinweis auf die neueste und complicirteste, hierher gehörige Vorrichtung, welche in Wien (1873) an Haswell'schen Locomotiven der Oesterreichischen Staatsbahn ausgeführt war. Das Princip der Construction wurde bereits im Eingange entwickelt, daher wir hier nur noch auf einige Details zurückkommen und dabei auf die Figuren 4 bis 6 der Tafel XXXVIII verweisen. Die Achslager *a a* sind durch die horizontalen Blechträger *b b* unter sich, d. h. in der Achsenrichtung verbunden, und in diesen Blechen befindet sich, genau im Mittelpunkte der Achsenlänge, je ein horizontaler Drehzapfen *c c*.

Die Drehzapfen gleiten in Backen, die in Verticalführungen oscilliren, die an den Traversen *d* der Langträger befestigt sind. Die Achse ist demnach genau im Mittelpunkte ihrer Länge drehbar, mithin vollkommen in einen Balancier umgewandelt, und es können sich daher die beiden, durch die Achse verbundenen Räder heben und senken, mithin den Unvollkommenheiten des Fahrgestänges bequem anschmiegen. Durch diese Anordnung muss offenbar der Druck der Achsbüchsen gegen die Rahmen, der unter den gewöhnlichen Verhältnissen ein sehr beträchtlicher ist, vollständig aufgehoben werden; man kann daher die Rahmen unbedenklich schwächer machen und das ersparte Gewicht dem Kessel zuwenden behufs Erzielung grösserer Leistungsfähigkeiten. In den Achslagern selbst ist nämlich keinerlei Begrenzung gegen seitlichen Verschub angebracht; es kann daher auch keine Klemmung — eine bei den gewöhnlichen verschiebbaren Lagern nicht seltene Erscheinung — statthaben und steht ausserdem noch zu erwarten, dass in Folge des beständigen gleichmässigen Aufliegens der Lagerschalen die Abnutzung eine geringere und das Warmlaufen seltener werde. Fig. 5 zeigt die Lage einer Haswell'schen Achse in den Curvendurchgängen, resp. bei ungleicher Höhenlage der Fahrstränge. Eine Verschiebung der Achse im Sinne ihrer Längenrichtung kann jedoch — wegen des mittleren Zapfens — nicht erfolgen, wenn auch immerhin die Achsbüchsen keine Flantschen besitzen, weshalb die Haswell'sche Vorrichtung nicht eigentlich hierher gehört. Sie ist offenbar nur ein Präservativ gegen die Folgen der Ungleichheiten beider ein Gleis bildenden Stränge, und kann höchstens indirect die Curvenbefahrungen erleichtern, wie denn in Hinsicht ihres Werthes erst von der Praxis die Entscheidung erwartet werden muss.

Literatur.

a. Ueber bewegliche Gestelle.

Amerikanische Locomotive von Zehra Colburn. Organ f. Eisenbahnwesen, IV. Bd. (1867), p. 82.

Locomotive der Bergisch-Märkischen Bahn mit einachsigen Bisselgestell. Organ f. Eisenbahnwesen, XI. Bd. (1874), p. 29.

Ueber eine Locomotive mit gegliedertem Untergestelle und zwölf gekuppelten Rädern von L. Rarchaert. Organ f. Eisenbahnwesen, I. Bd. (1864), p. 128 und 1865, p. 28.

Ueber Nowotny's sechsrädrige Locomotive mit radial verstellbarer Vorderachse. Heusinger v. Waldegg, Organ f. Eisenbahnwesen, XI. Bd. (1874), p. 214.

Vaessen's Locomotivsystem mit beweglichem Vordergestell für starke Neigungen und Curven mit kleinen Rädern. Organ f. Eisenbahnwesen, IV. Bd., (1847), p. 31.

Vordergestell, bewegliches, an Richard Hartmann'schen Locomotiven vom Maschineningenieur Henkel in Hannover. Organ f. Eisenbahnwesen, III. Bd. (1866), p. 152.

b. Ueber verschiebbare Achsen.

Adams' radiale Achsenbüchsen an Locomotiven für scharfe Curven und starke Neigungen der St. Helena-Bahn. Organ f. Eisenbahnwesen, I. Bd. (1864), p. 208.

Caillet, Einrichtung zur Verschiebung der Achslager bei einer Locomotive auf der Pariser Ausstellung von 1867. Auszug aus dem Reiseberichte des Maschinenmeisters Büte in Hannover. Organ f. Eisenbahnwesen, V. Bd. (1868), p. 106.

Couche, M. Ch., Voie materiel roulant et exploitation technique, des chemins de fer. Paris 1873. Tome II., p. 471 – 508.

Haswell's Construction der beweglichen Radgestelle der Locomotive »Wien-Raab« auf der Pariser Ausstellung (1855). Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1855, p. 71.

System Haswell bei einer Tenderlocomotive der Wiener Ausstellung von 1873. Organ f. Eisenbahnwesen, X. Bd. (1873), p. 213.

System Haswell (neue Achslagerconstruction) bei den auf der Wiener Ausstellung ausgestellten Locomotiven »Stainz« und »Orient«. Nach Mittheilungen des Herrn Directors John Haswell. Organ f. Eisenbahnwesen, X. Bd. (1873), p. 174.

XIV. Capitel.

Ueber die Bremsapparate an Locomotiven.

Bearbeitet von

M. Lochner,

Obermaschinenmeister der Thüringischen Eisenbahn in Erfurt.

(Hierzu Tafel XL bis XLII.)

§ 1. Einleitung. — Die Zunahme des Verkehrs auf sämmtlichen grösseren Eisenbahnen hat die Anforderungen an die Zug- und Transportmittel in dem letzten Decennium im hohen Grade gesteigert. Die Geschwindigkeit der Personenzüge war eine grössere geworden wie früher, für die Gütertransporte wurden Wagen mit grösserem Ladungsgewichte hergestellt und man hat stärkere Locomotiven construirt, um grössere und schwerere Züge befördern zu können. Schneller laufende und schwerer belastete Züge erfordern für die Sicherheit des Verkehrs wiederum wirksamere Hemmvorrichtungen, Bremsen, um den Lauf der Züge entsprechend regeln zu können, und aus diesem Bedürfniss ist das Bestreben entstanden, die vorhandenen Bremsmittel zu verbessern und neue Bremsenconstructionen zu schaffen. Im zweiten Bande des vorliegenden Werkes wurden bereits die ausgeführten zahlreichen Bremsen an den Eisenbahnwagen erläutert und beschrieben, ausser diesen sind aber auch noch Bremsapparate der verschiedensten Art an den Locomotiven ausgeführt worden. Der Construction dieser Bremsen lag die Absicht zu Grunde, dem Locomotivführer, der die Zugsgeschwindigkeit zu regeln hat, der eine herannahende Gefahr für den Zug in den meisten Fällen zuerst erkennt, auch ein kräftiges schnellwirkendes Bremsmittel in die Hand zu geben und dabei das grosse Gewicht der Locomotive nicht allein für die Fortbewegung des Zuges, sondern auch für die Hemmung desselben nutzbringend zu machen.

Diese verschiedenen Bremsvorrichtungen an den Locomotiven sollen im Nachstehenden beschrieben, erläutert und eingehend in ihrer Wirkung betrachtet werden.

§ 2. Eintheilung der Bremsen. — Die Locomotivbremsen zerfallen, nach der Art und Weise wie die Hemmung hervorgebracht wird, in zwei Categorien. Die erste derselben umfasst alle die Bremsen, welche, ähnlich wie die Wagenbremsen, durch mechanische Einrichtungen Reibung erzeugen, hierdurch das Bewegungsmoment der Locomotive absorbiren und dasselbe theils in Erwärmung der sich reibenden Körper, theils in mechanische Arbeit umsetzen, durch welche die Zerstörung der reibenden Theile bedingt wird.

Die Bremsen dieser Art können allgemein als Reibungsbremsen bezeichnet werden, und es zerfallen dieselben nach der Art und Weise ihrer Construction und Wirkung in folgende Categorien.

I. Radbremsen, die hemmend auf die Umdrehungsgeschwindigkeit der Locomotivräder wirken.

Hierzu gehören:

a) die Handbremsen, bei denen die menschliche Kraft als Bremsdruck wirkt;
b) die Dampfbremsen, bei denen der Dampfdruck als Bremskraft wirkt;
c) die continuirlichen Schnellbremsen, bei denen die Bremskraft von der Locomotive auf den Tender, resp. auf die Wagen des Zuges übertragen wird.

II. Schlittenbremsen, welche durch die auf den Fahrschienen erzeugte Reibung die Geschwindigkeit absorbiren.

Bei den Bremsen der zweiten Categorie wird die lebendige Kraft der Locomotive in Compression von Gasen umgesetzt, welche auf die Dampfkolben in entgegengesetzter Richtung wie der zur Fortbewegung der Locomotive benutzte Dampf einwirken. Diese Bremsen, welche allgemein als Compressionsbremsen bezeichnet werden können, sind von einander, sowohl nach Art des zur Compression benutzten Gases, als auch nach der Wirkungsweise auf die Dampfkolben, verschieden und es lassen sich unter den zur Ausführung gelangten Constructionen vier verschiedene Arten unterscheiden.

Wird als zu comprimirendes Gas Wasserdampf verwendet, so kann die Einwirkung desselben

1) durch die gewöhnlichen Vertheilungsschieber bei rückwärts ausgelegter Steuerung und offenem Ausgangsrohr,
2) durch einen besonderen Schieber und Abschluss des Ausgangsrohres,
3) durch die normal gestellte Steuerung mit theilweise geschlossenem Ausgangsrohr

erfolgen. Die so wirkenden Bremsen sind bekannt als:

1. Contredampfbremse,
2. Repressionsbremse,
3. Gegendruckbremse (Zeh'sche Klappe).

Lässt man statt des Dampfes atmosphärische Luft den Kolben entgegenwirken, und wird dieselbe in besonderen Behältern comprimirt, so entspricht diese Anordnung dem Principe der von Bergue construirten Luftdruckbremse.

Dieser Eintheilung entsprechend sollen die Locomotivbremsem in nachstehender Folge behandelt werden:

I. Radbremsen.
   a. Handbremsen,
   b. Dampfbremsen,
   c. Schnellbremsen.
II. Schlittenbremsen.
III. Compressionsbremsen.
   a. Contredampfbremsen,
   b. Repressionsbremsen,
   c. Gegendruckbremsen,
   d. Luftdruckbremsen.

§ 3. Wirkung der Locomotivbremsen im Allgemeinen. — Soll eine Locomotive eine horizontale Fortbewegung annehmen, so ist eine äussere, hierzu ausreichende Kraft erforderlich. Diese Kraft besteht in dem horizontalen Widerstande der Bahngleise, und der Gesammtbetrag dieses Widerstandes auf horizontaler Bahn für die Räder einer Locomotive ist genau gleich der Zugkraft der Locomotive; dieselbe verdankt daher ihre Fortbewegung nicht dem Dampfdrucke als innerer Kraft unmittelbar, sondern dem Widerstande der Schienen. Dieser horizontale Widerstand, der bei beschleunigter Bewegung als vorwärts treibende Kraft anzusehen ist, wirkt bei verzögerter Bewegung, also beim Bremsen, als rückwärts treibende Kraft und giebt das Maass für die Bremswirkung. Durch jede Bremse wird eine Verzögerung des Rollens der Locomotivräder hervorgerufen und es kann die verzögernde Kraft anwachsen, bis sie die Grösse des Schienenwiderstandes, also die Grösse der Reibung der Ruhe zwischen Schiene und Rad erreicht. Wird die verzögernde Kraft grösser, so hört das vollkommene Rollen der Räder auf und es tritt entweder das Schleifen der feststehenden Räder oder das Gleiten der unter Gegendampf in entgegengesetzter Richtung rotirenden Räder auf der Schiene ein. In diesem Falle ist der Schienenwiderstand und demnach auch die verzögernde Kraft gleich der Reibung der Bewegung zwischen Rad und Schiene. Da die Reibung der Ruhe grösser ist als die Reibung der Bewegung, so wird auch die Bremswirkung grösser sein, wenn die Räder der Locomotive vollkommen rollen, als wenn ein Gleiten derselben eintritt. Der Gegendampf einer Locomotive, selbst wenn er die Triebräder in der der Bewegung entgegengesetzten Richtung umdrehte, würde keine stärkere Verzögerung hervorbringen, als ein mässiges Bremsen, bei dem das vollkommene Rollen der Räder erhalten bleibt. Da mit diesem vollkommenen Rollen zugleich die grösste Schonung der Räder verbunden ist, so erscheint es für die Praxis wichtig, die Bremsen so zu construiren, dass bei Anwendung derselben das vollkommene Rollen der Räder bestehen bleibt. Um dies zu erreichen, darf die am Umfang der Räder wirkende verzögernde Kraft, die einfach als Bremsdruck bezeichnet werden kann, ein Maximum nicht übersteigen und es fragt sich, welches die Grenze des Bremsdruckes sei, bei der das vollkommene Rollen der Räder aufhört und das Gleiten beginnt. Bezeichnet:

G die Belastung des Rades einer Locomotive,
Vo die Anfangsgeschwindigkeit derselben,
V die Geschwindigkeit nach der Zeit t,
F den Schienenwiderstand auf ein Rad, welches der Bewegung entgegenwirkt,
s den Weg, welchen die Locomotive in der Zeit t zurücklegt,

so ist nach dem Princip der lebendigen Kraft:

$$\frac{G}{g} \cdot \frac{Vo^2 - V^2}{2} = \int_0^s F \, . \, d\, s.$$

Da die Oberfläche der Schienen eine fast ganz gleichmässige ist, so kann der Widerstand F als constant angenommen werden, es ist daher:

$$\int F \, . \, d\, s = F \, . \, s = F \frac{Vo + V}{2} t$$

und hieraus ergiebt sich die Geschwindigkeit der Locomotive nach der Zeit t

$$V = Vo - \frac{g}{G} F \, . \, t \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 1).$$

Bezeichnet ferner:

Wo die Umfangsgeschwindigkeit des Locomotivrades im Anfange der Bewegung,

W die Umfangsgeschwindigkeit nach der Zeit t,

r den Halbmesser des Rades,

J das Trägheitsmoment des Rades,

γ das Gewicht der Volumeneinheit des Rades,

U den auf den Umfang tangential wirkenden Bremswiderstand,

R die auf den Radumfang reducirte Zapfenreibung, einschliesslich des Druckes einer Kurbel- oder Kuppelstange,

so ist $F - R - U$ die auf den Radumfang reducirte gesammte bewegende Kraft und

$$M = \frac{J\gamma}{g \cdot r^2}$$

diejenige Masse, welche am Radumfange wirkend für die Masse der Triebräder substituirt werden kann.

Nach dem Principe der lebendigen Kraft ist:

$$M \frac{Wo^2 - W^2}{2} = \int_o^s [F - (R + U)]\, d\,s.$$

Da F, R und U als constant angenommen werden können, so ist:

$$\int_o^s [F - (R + U)]\, ds = [F - (R + U)] \frac{Wo + W}{2} t$$

und es ergiebt sich hieraus die Umfangsgeschwindigkeit des Rades:

$$W = Wo - \left(\frac{R + U - F}{M}\right) t \quad \ldots \quad 2).$$

Soll vollkommenes Rollen stattfinden, so muss die Fortbewegungsgeschwindigkeit der Locomotive gleich der Umfangsgeschwindigkeit des Rades sein, also:

$$Vo = Wo, \quad V = W$$

und dann wird aus den Gleichungen 1) und 2)

$$\frac{g}{G} F \cdot t = \left(\frac{R + U - F}{M}\right) t$$

oder auf F reducirt und den Werth für M wieder eingesetzt

$$F = \frac{r^2 G}{J\gamma} (R + U - F).$$

Bezeichnet F_1 das der Reibung der Ruhe und F_2 das der gleitenden Reibung entsprechende Maximum des Schienenwiderstandes, so wird vollkommenes Rollen der Räder stattfinden, so lange der Bremswiderstand

$$U \leq F_1 \left(\frac{J\gamma + G r^2}{r^2 G}\right) - R \quad \ldots \quad 3)$$

ist und die Fortschrittsgeschwindigkeit des Fahrzeuges wird mit der Rotationsgeschwindigkeit der Räder gleichzeitig erlöschen.

Wird dagegen der Bremswiderstand grösser als obiger Betrag, so tritt das Gleiten der Räder ein, indem der Schienenwiderstand von dem Maximum F_1, welches der Reibung der Ruhe entspricht, plötzlich auf das kleinere Maximum F_2, welches der gleitenden Reibung entspricht, herabsinkt und diesen constanten Werth beibehält.

Für den stärkeren Bremswiderstand, der das Gleiten der Räder bewirkt, verzögert sich die Bewegung des Fahrzeuges nach der Formel 1)

$$V = Vo - \frac{g}{G} F_2 \, t,$$

welche vom Bremswiderstande ganz unabhängig ist. Eine weitere Erhöhung des letzteren bleibt in diesem Falle auf die Verringerung der Geschwindigkeit des Fahrzeuges ohne allen Einfluss.

Die Bremseinrichtungen sind daher, um die grösste Bremswirkung zu erreichen, so zu treffen, dass eine Steigerung des Bremswiderstandes bis zu dem Werthe

$$U = F_1 \left(\frac{J \gamma + G r^2}{r^2 G} \right) - R$$

möglich ist, aber keine Ueberschreitung desselben stattfinden kann.

Die entwickelten allgemein gültigen Formeln bezüglich der Bremswirkungen geben einen Maassstab für den Nutzeffect der im Nachstehenden beschriebenen Bremsapparate.

§ 4. Radbremsen. — Die Radbremsen sind zuerst für die Tenderlocomotiven construirt worden, da ein Ersatz für die sonst keiner Locomotive fehlende Tenderbremse geschaffen werden musste. Durch dieselben kann der höchste Bremseffect erreicht werden, der sich durch die Locomotive überhaupt hervorbringen lässt, da bei richtiger Construction der Bremse das gesammte Adhäsionsgewicht der Locomotive verwerthet werden kann.

Bei den Radbremsen werden entweder hölzerne oder eiserne Klötze, oder eiserne Bänder gegen die Laufflächen der Räder gepresst und die dadurch am Radumfange erzeugte Reibung verzögert die Fortbewegung. Wie im vorigen Paragraphen nachgewiesen, darf der Bremsdruck am Radumfange nicht grösser werden als der Schienenwiderstand, welcher der Reibung der Ruhe zwischen Rad und Schiene entspricht, um die grösste Bremswirkung zu erzielen.

Bezeichnet man daher den für diese Maximalwirkung der Bremse nöthigen Druck, mit dem ein Bremsklotz gegen das Rad gepresst werden muss, mit P und den Reibungscoëfficienten zwischen Bremsklotz und Rad mit φ, so ist nach Formel 3)

$$P = \frac{U}{\varphi} = \frac{1}{\varphi} \frac{F_1 \, (J \gamma + G r^2)}{r^2 \, G} - R \quad \ldots \quad 4)$$

und es lässt sich hiernach der grösste zulässige Druck auf die Bremsklötze leicht berechnen.

§ 5. Handbremsen. — Für Tenderlocomotiven, die zur Beförderung von Zügen auf kurzen Bahnstrecken verwendet werden, hat Borsig im Jahre 1866 die in Fig. 1 auf Tafel XL abgebildete Bremse construirt. Diese Bremse, welche vom Heizer bedient wird, wirkt auf die Räder beider Triebachsen und kann daher den dem Adhäsionsgewichte der Locomotive entsprechenden Effect erreichen. Durch Anziehen der Schraubenmutter auf der Spindel a wird die durch Gelenkstücke b mit derselben verbundene Welle c gedreht, an der auf jeder Seite der Maschine die Hebel e und f befestigt sind. Bei der Drehung der Bremswelle c wird durch die Druckstange g der Bremsklotz h an das hintere Rad und durch die Druckstange i der Bremsklotz k an das Mittelrad gepresst. Gleichzeitig wird aber auch durch den zweiten Arm f auf der Bremswelle c die Stange l angezogen, welche durch die Winkelhebel m und n die beiden andern Bremsklötze o und p an die betreffenden Räder anpresst. Diese Bremse wirkt sehr günstig und sind die Hebelverhältnisse richtig

berechnet, so kann man durch dieselbe den grössten Bremseffect erzielen, der überhaupt durch die Locomotive erreicht werden kann.

Eine andere Construction der Handbremse wurde zuerst vom verstorbenen Eisenbahndirector Exter der Bayerischen Staatsbahnen angegeben und hat mehrfach Anwendung bei Locomotiven gefunden.

Fig. 2 auf Tafel XL zeigt die Ausführung der Exter'schen Bremse für eine von Wöhlert in Berlin erbaute zweiachsige Tendermaschine. Durch einfaches Umlegen des mit einem Gegengewichte versehenen Kniehebels $a\,a_1$ wird die Zugstange b gehoben und durch den mit letzterer verbundenen Hebel c die Bremswelle d gedreht. Die auf der Bremswelle zu jeder Seite der Maschine befestigten kleinen Hebel e wirken durch die Druckstangen f direct auf die Bremsklötze g und pressen dieselben an die Räder der Maschine. Die Bremsklötze sind von Eisen und umfassen, um das Abdrücken zu vermeiden, die Flantschen der Räder. h ist eine Stellvorrichtung, um die Bremsklötze auch nach der Abnutzung immer in gleicher Stellung gegen die Räder zu erhalten. Auf die richtige Stellung ist besondere Rücksicht zu nehmen, da der Weg, den die Bremsstange macht, nur ein verhältnissmässig geringer ist. Die durch den Mechanismus erreichte Uebersetzung der am oberen Ende des Hebels angreifenden Kraft p in den Bremsdruck P ist bei vorliegender Construction:

$$P = p \cdot \frac{a}{a_1} \cdot \frac{c}{e} = p \cdot \frac{650}{50} \cdot \frac{720}{90} = 104 \cdot p.$$

An einer von Schwartzkopff in Berlin erbauten Tenderlocomotive ist die Exter'sche Bremse in der auf Tafel XL, Fig. 3, 4 und 5 abgebildeten Construction ausgeführt. Der im Punkte a auf dem Bremsgestelle gelagerte Kniehebel b ist im Punkte c mit der Zugstange d verbunden und setzt, wie bei der vorher beschriebenen Bremse beim Abwärtsbewegen in der Richtung des Pfeiles die Bremswelle e in Drehung. Die letztere geht unter der Maschine durch und auf ihr sind an jeder Seite der Maschine die kleinen Hebel f und g befestigt. Die von diesen Hebeln ausgehenden Zug- und Druckstangen h und i pressen die Bremsklötze, wenn sich die Bremswelle in der Richtung des Pfeiles dreht, von beiden Seiten an die Hinterräder der Maschine an. Zur besseren Handhabung ist der Hebel a noch mit einem zweiten Hebel k versehen, der ein Gegengewicht trägt. Die Regulirung der Stellung der Bremsklötze erfolgt durch Drehung des Handrades l, welches fest auf der Zugstange d sitzt. Die Zugstange hat an ihrem unteren Ende ein Schraubengewinde, das in die im Hebel m gelagerte Mutter n eingeschraubt ist. Wird daher das Handrad mit der Zugstange gedreht, so kann dem Hebel m und mithin auch den Bremsklötzen eine beliebige andere Stellung gegeben werden. An der unter dem Handrade befindlichen Hülse, welche den eingedrehten Hals der Zugstange umfasst, sitzen zwei Zapfen, die in den Kniehebel eingreifen und die verticale Bewegung der Zugstange bewirken.

Die Exter'schen Bremsen haben sich, wenn stets genügende Sorgfalt auf die Regulirung derselben verwendet wurde, sehr gut bewährt. Sie wirken beim einfachen Umlegen des Kniehebels fast momentan und es lässt sich durch schwächeres oder stärkeres Drücken auf den Hebel der Bremsdruck beliebig vermindern oder erhöhen.

§ 6. Dampfbremsen. — Eine einfache Radbremse an Rangirlocomotiven der Sächsischen Staatsbahnen, bei der nur die Räder einer Achse gebremst werden, ist in Fig. 6 und 7 auf Tafel XL abgebildet. Unter dem Langkessel der Locomotive ist ein kleiner Dampfcylinder a horizontal angebracht und durch die Träger b und c fest mit dem Rahmen der Locomotive verbunden. Der Kolben des Dampfcylinders ist

durch die Kolbenstange mit dem Bremshebel *e* verbunden, der fest auf der Bremswelle *g* sitzt. Der Führer kann durch Oeffnen eines Dampfhahnes den Dampf aus dem Locomotivkessel in den Bremscylinder und zwar zwischen den Deckel desselben und den Dampfkolben, eintreten lassen. Dadurch wird der Kolben nach dem Boden des Cylinders zu fortbewegt und dreht durch den Hebel *e* die Bremswelle *g*. An den beiden Enden der letzteren sind kleine Hebel *f* aufgesetzt, welche bei der Drehung die an dem Rahmen der Locomotive in Scharnieren *h* aufgehängten Bremsklötze an die Räder pressen. Soll die Bremse ausser Thätigkeit gesetzt werden, so schliesst der Führer den Dampfhahn, öffnet einen zweiten Hahn, durch den der Dampf aus dem Bremscylinder entweicht, und ein an der Bremswelle *g* befestigtes Gegengewicht hebt die Bremsklötze wieder von den Rädern ab.

Dieser einfache Bremsapparat wirkt genügend für die geringeren Geschwindigkeiten, die beim Rangiren auf Bahnhöfen vorkommen, würde sich aber nicht für grössere Zugsgeschwindigkeiten eignen.

Eine sehr brauchbare Bremse für Locomotiven construirte Hartmann in Chemnitz im Jahre 1868 und es ist dieselbe in Fig. 8 und 9 auf Tafel XL abgebildet. Unter dem Langkessel der Locomotive ist der Dampfcylinder *a* vertical befestigt, dessen Kolben durch die Gegengewichte *b* für gewöhnlich in der gezeichneten tiefsten Stellung gehalten wird. Diese Gegengewichte *b* sind auf die doppelarmigen Hebel *c c* aufgesteckt, die in den Stützpunkten *d* am Rahmen der Locomotive drehbar gelagert sind. Das eine Ende dieser Hebel *c* ist durch Scharniere mit der Kolbenstange des Bremscylinders verbunden, das andere Ende ist durch einen Bolzen drehbar an den Zugstangen *e* befestigt. Strömt in den Dampfcylinder der Dampf unterhalb des Kolbens ein, so wird letzterer gehoben und die Zugstangen *e* werden durch die Hebel *c* nach abwärts gezogen. Das obere Ende jeder solchen Zugstange ist mit einem Balancier *l* verbunden, der in einem am Locomotivrahmen befestigten Support *m* verschiebbar und drehbar gelagert ist und an seinen Enden, die bis über die benachbarten Triebräder reichen, die Bremsklötze *o* trägt. Durch die Zugstangen *e* werden die Balanciers *l* nach abwärts gezogen und dadurch die Bremsklötze gegen die Räder gedrückt. In das nach dem Bremscylinder führende und dort dicht am Cylinderdeckel einmündende Dampfzuleitungsrohr ist unterhalb des Führerstandes ein Dreiweghahn eingeschaltet, der vom Führer bewegt werden kann. In der einen Stellung verbindet dieser Hahn den Raum im Bremscylinder mit dem Dampfraume des Kessels, in der andern Stellung den Dampfraum im Bremscylinder mit der äusseren Luft, so dass der gebrauchte Dampf beim Abstellen der Bremse aus dem Cylinder entweichen kann. Eine Feder *p* hält den Balancier *l*, wenn die Bremse nicht in Thätigkeit ist, gerade und die Bremsklötze in gleichen Abständen von den Rädern.

Die Radbremsen dieser Construction haben sich bei fünfjährigem Gebrauche sehr gut bewährt, sie können momentan durch eine Handbewegung angestellt werden und wirken sehr energisch. Es findet bei der Anwendung derselben wohl eine Entlastung der Tragfedern der Locomotive, um den Werth des Bremsdruckes, aber keine Entlastung der Räder statt, so dass immer das volle Adhäsionsgewicht der Locomotive zur Geltung kommt. Besondere Aufmerksamkeit ist bei Construction dieser Bremsen auf die Abmessungen des Bremscylinders und der Hebel zu verwenden, damit der Bremsdruck die zulässige Grenze nicht überschreiten kann.

Eine Variation dieser Bremse zeigt Fig. 10 Taf. XL. Anstatt der Bremsklötze sind eiserne oder stählerne Bremsbänder über die Triebräder gelegt, an einem Ende fest an den Rahmen gelagert und am andern Ende mit den Zugstangen *e e* verbunden.

Bei häufiger und andauernder Benutzung dieser Bremse ist es vorgekommen, dass in Folge der eintretenden Erwärmung, die Radreifen von den Bremsbändern stark angegriffen worden sind. Es dürften daher für diese Bremsconstruction überhaupt die hölzernen Bremsklötze vorzuziehen sein.

§ 7. Schnellbremsen. — In neuerer Zeit hat die vom Bezirksmaschinenmeister Heberlein der Generaldirection der Königl. Bayerischen Verkehrsanstalten im Jahre 1872 ausgeführte automatische Schnellbremse auch Verwendung für Locomotiven gefunden. Bei dieser Bremse wird das Bewegungsmoment des Fahrzeuges selbst zur Hervorbringung der Bremskraft benutzt und die Einrichtung ist so getroffen, dass die Bremse, nachdem sie ausgelöst ist, automatisch wirkt. Die Figuren 2, 2^a und 3 auf Tafel XLI zeigen die Ausführung dieser Bremse an einer Locomotive und Tenderlocomotive der Bayerischen Staatsbahnen.

Auf der Vorderachse der Locomotive ist eine gusseiserne mit Hirnholz ausgefütterte Scheibe a fest aufgeschraubt. Vor dieser Scheibe liegt eine Frictionsrolle d, die in einem mit der Welle c fest verbundenen Gestelle b so gelagert ist, dass durch Drehung der Welle c die Frictionsrolle d an die Scheibe a angepresst oder in umgekehrter Richtung von derselben entfernt werden kann. Zu beiden Seiten der Rolle sind an der Achse derselben Scheerketten $e\,e$ festgemacht, welche durch die Zugstangen $f\,f$ mit den Bremsstangen $h\,h_1$ verbunden sind. Die Bremsstange h führt nach den Bremswellen i und k der Locomotive, während die Bremszugstange h_1 durch den Hebel l direct auf die Tenderbremse wirkt. Soll der Bremsapparat in Thätigkeit gesetzt werden, so ist die Knagge m, welche die Stange n in ihrer Lage erhält, zurückzudrücken, es fällt die dann nicht mehr zurückgehaltene Frictionsscheibe d nach der Scheibe a und wird durch letztere in Drehung versetzt. Es wickeln sich nunmehr die Ketten $e\,e$ auf die Achse der Frictionsrolle, ziehen die Bremsstangen h und h_1 an und setzen so die Locomotiv- und Tenderbremse in Thätigkeit. Wird die Knagge m mit der Zugleine in Verbindung gebracht, wie in der Zeichnung bei z angegeben, so kann während der Beförderung eines Zuges jeder Bremser im Falle der Gefahr die Bremse selbstständig in Thätigkeit setzen. Zerreisst ein Zug, so wird in demselben Moment Locomotive und Tender gebremst, so dass eine grössere gefährliche Entfernung zwischen den Zugtheilen gar nicht entstehen kann.

Um den Druck auf die Bremsklötze so reguliren zu können, dass ein Feststellen und Schleifen der Räder nicht vorkommt, ist an der Welle c, welche die Gehänge der Frictionsscheibe trägt, noch ein Hebel mit einem verschiebbaren Gegengewichte x angebracht, um die Pressung der Frictionsscheibe gegen die feste Scheibe zu begrenzen. Zur Erreichung desselben Zweckes hat man auch eine continuirliche Schmierung der Scheiben angewandt, durch welche bei einem bestimmten Zuge in den Ketten ein Gleiten beider Scheiben aufeinander eintritt und ein weiteres Anziehen der Bremsklötze aufhört.

Die Bremse des Tenders kann ausserdem auch wie gewöhnlich durch den Heizer bedient und durch Drehung der Schraubenspindel y angezogen werden.

Eine Skizze der Anordnung der Heberlein'schen Bremse für eine Tenderlocomotive zeigt ferner Fig. 3 auf Tafel XLI. Die feste Scheibe a befindet sich auf der Mittelachse der dreigekuppelten Tenderlocomotive. Die Frictionsscheibe d ist, wie bei der vorher beschriebenen Locomotive, in einen beweglichen Rahmen gelagert, der an den festen Rahmen der Locomotive aufgehängt ist. Wird die Frictionsrolle an die feste Scheibe angedrückt und in Drehung versetzt, so wickeln sich auf deren Achse die Ketten f auf, ziehen den Bremshebel h in die Höhe und es erfolgt dadurch das

Anpressen der Bremsklötze an die Mittel- und Hinterräder. Die Ingangsetzung der Bremse geschieht vom Führerstande aus durch die Stange k. Der Hebel b ist im Punkte p aufgehängt und kann durch die Schraube s so viel tiefer gestellt werden, wie die Abnutzung der Frictionsscheibe dies verlangt. Das Gegengewicht o dient wie bei der vorherbeschriebenen Construction zur Regulirung des Bremsdruckes.

Die Anwendung der Heberlein'schen Schnellbremse auf die Locomotive bietet wesentliche Vortheile. Diese Bremse wirkt mit grosser, der Geschwindigkeit der Locomotive entsprechender Energie und kann fast momentan durch einen einzigen Handgriff in Thätigkeit gesetzt werden. Befindet sich die mit dieser Bremsvorrichtung versehene Locomotive vor dem Zuge und ist der Auslösungsapparat der Bremse mit der Zugleine in Verbindung gebracht, so tritt bei Unfällen, Entgleisungen und Trennungen des Zuges die Bremswirkung sofort automatisch ein, wodurch leicht grösserer Schaden vermieden, eine Zugtrennung auf der Strecke aber gänzlich verhindert werden kann. Den bisherigen, allerdings noch keineswegs abgeschlossenen Versuchen und Erfahrungen zu Folge, verdient die Heberlein'sche Schnellbremse in ihrem Principe die grösste Beachtung als Locomotivbremse.

Eine pneumatische Schnellbremse hat der Amerikaner Westinghouse construirt, die auf amerikanischen und auch englischen Bahnen mehrfach in Verwendung ist. Fig. 1 bis 1^e auf Tafel XLI zeigen die Anbringung der Bremsapparate an Locomotive, Tender und Waggon, Fig. 1^b, 1^c auf Tafel XLI die Detailconstructionen.

An der Locomotive befindet sich eine kleine Dampfmaschine A, die eine Luftcompressionspumpe B in Thätigkeit setzt, und es wird die comprimirte Luft in ein unter dem Führerstande liegendes Reservoir E gepumpt, das ca. 12 Cubikfuss Inhalt hat. Letzteres communicirt durch das Rohr f mit den beiden Luftröhren H und H_1, die unter Tender und Wagen den Zug entlang gehen.

Zwischen diesen Röhren und dem Reservoir befindet sich ein Dreiweghahn G, durch den die Luftröhren mit der Atmosphäre oder mit dem Reservoir E verbunden werden können. Zwischen den einzelnen Fahrzeugen sind die an jedem Ende mit einem elastischen Schlauche versehenen Leitungsröhren durch eine Metallkupplung, Fig. 1^b auf Tafel XLI, mit einander verbunden. Diese Kuppelung besteht aus zwei Theilen KK_1, die genau in einander passen und durch federnde Klinken ll_1, welche beim Drehen der beiden Kuppelungsstücke nach Art eines Bayonettverschlusses in Ausschnitte einfallen, fest zusammengehalten werden. In jeder Kuppelungshälfte befindet sich ein Ventil, und die Führungsspindeln dieser beiden Ventile stossen bei geschlossener Kuppelung in Folge ihrer Länge zusammen und halten beide Ventile geöffnet. Ist die Kuppelung getrennt, oder reisst der Zug bei Anwendung der Bremse, so schliessen sich sofort die Ventile und die comprimirte Luft kann nicht entweichen. Aus den Luftröhren gelangt die comprimirte Luft durch Zweigröhren unter jedem Fahrzeuge in den Ventilkörper M und von da in den eigentlichen Bremskörper P. In dem Ventilkörper M, Fig. 1^e, befindet sich ein nach beiden Richtungen hin schliessendes Doppelventil. Für gewöhnlich sind die Einmündungen der Luftröhren beide geöffnet und das Ventil bleibt in der mittleren Lage, wird jedoch die Spannung der Luft in der einen Röhre aus irgend welchem Grunde geringer als in der anderen, so schliesst das Ventil die Mündung der betreffenden Röhre und es wird dann nur die Luft aus einem Rohre in den Bremscylinder treten. Im Bremscylinder P befindet sich ein Kolben mit Lederdichtung und das vordere Ende der Kolbenstange greift direct an dem Bremsschafte an, so dass, wenn die comprimirte Luft den Kolben vorwärts treibt, die Bremse sofort in Thätigkeit tritt. Es lässt sich jede vorhandene Bremse als

Luftbremse einrichten unter Beibehaltung der Füglichkeit, dieselbe auch mit der Hand nach wie vor bedienen zu können, und es befindet sich zu diesem Zwecke an der Kolbenstange ein Führungscylinder P', in dem die eigentliche Bremsstange gleitet, wenn der Kolben ganz zurückgestellt ist. Die Bedienung der pneumatischen Bremse ist ganz in die Hand des Führers gelegt. Derselbe hat vor sich einen Manometer, der ihm die Spannung im Luftreservoire E anzeigt und nach dem er den Gang der Pumpmaschine regulirt. Die Pressung in dem Reservoir wird gewöhnlich auf 60 bis 70 Pfd. pro Quadratzoll gehalten, in den Bremscylindern genügt eine Pressung von 15 Pfd. pro Quadratzoll allen Anforderungen. Interessant ist noch die ebenfalls von Westinghouse angegebene Construction der Pumpmaschine, die auf Tafel XLI Fig. 1^c und 1^d dargestellt ist. In dem Dampfcylinder A befinden sich die doppelten drehbaren Hahnventile an der Stange a, die durch eine Stopfbüchse im Cylinderdeckel nach aussen geht. Ein kleiner Dampfcylinder C liegt horizontal auf dem Deckel des grossen Cylinders und die Kolbenstange des ersteren greift an eine Kurbel, die auf der Stange a festsitzt. Der kleine Cylinder steht mit einem conischen Hahnventil c in Verbindung, das durch die Stange d gedreht werden kann. Letztere reicht in die ausgebohrte Kolbenstange des grossen Cylinders hinein und hat oben und unten eine Verstärkung so, dass der grosse Kolben, wenn er sich dem Ende seines Laufes nähert, die Stange auf- oder abwärts stösst und dadurch das Hahnventil dreht. Der Dampfeintritt in den kleinen Cylinder wird hierdurch regulirt und durch die Bewegung des Kolbens in demselben wird wiederum die Steuerstange a desselben bewegt und dadurch die Dampfein- und Ausströmung auch im grossen Cylinder regulirt. An der Kolbenstange D des Dampfcylinders sitzt gleichzeitig der Kolben der Luftpumpen B.

Diese ist doppelt wirkend und hat an jeder Seite des Cylinders ein Saugventil b und ein Druckventil $b1$. Die Luftpumpe kann ohne Gefahr 100 Doppelspiele pro Minute machen, den Erfahrungen nach genügen jedoch 30 Doppelspiele pro Minute vollständig, um die nöthige Compression zu erzeugen.

Ueber die mit der pneumatischen Bremse auf der Caledonian Eisenbahn im März 1872 angestellten Versuche berichtet der Engineering vom 24. Mai 1872 Folgendes. Die Versuche wurden auf der Strecke zwischen Glasgow und Wemyss Bai ausgeführt mit einem Zuge, der aus 12 Personenwagen und 2 Gepäckwagen bestand. Der Tender der Locomotive und sämmtliche Wagen waren mit der Bremse versehen, so dass die gebremsten Räder ca. $^4/_5$ der Last des gesammten Zuges repräsentirten. Die Schienen waren trocken und glatt.

Ort des Versuches.	Gradiente.	Geschwindigkeit in englischen Meilen pro Stunde.	Zeit bis zum Stillstand. Secunden.	Durchlaufene Strecke nach Anstellung der Bremse.
Houstan Station .	horizontal	50	19	264 Yards.
Bishopton . . . ,	1:400 Steigung	40	17	188 -
Langbank	1:200 Fall	58	23	276 -
Ravenscraig . . .	1:130 -	50	20	268 -
Inverkip Station .	1:68 -	60	23	308 -

Eine Verwendung der Westinghousebremse auf deutschen Bahnen ist bisher nicht bekannt geworden. Ein ähnlicher Bremsapparat ist vor ca. 20 Jahren von A. Raux construirt worden. Unter der Locomotive, dem Tender und den Wagen eines Zuges waren kleine Cylinder mit doppelten Kolben angebracht, die direct mit

den gegen die Räder wirkenden Bremsklötzen in Verbindung standen. Nach diesen Cylindern führte vom Locomotivkessel aus eine flexibele Röhre und wenn durch dieselbe der Kesseldampf in die Cylinder und zwar zwischen die Kolben trat, so gingen letztere auseinander und bewirkten das Anpressen der Bremsklötze gegen die Räder.

Ein anderer Bremsapparat, bei dem Wasser zur Druckübertragung verwendet wird, ist von Barker im Jahre 1871 auf der Great-Easternbahn ausgeführt worden und seit dieser Zeit in fortgesetzter Anwendung gewesen. An der Locomotive ist ein Accumulator angebracht, welcher voll Wasser gepumpt wird und von dem aus jeden Moment die hydraulischen Pressen in Thätigkeit gesetzt werden können, welche die Bremsen des Zuges anziehen (Vergl. auch 2. Bd. VII. Capit. § 26). Auch die hydraulische Bremse hat bis jetzt keine Anwendung auf deutschen Bahnen gefunden.

§ 8. II. Die Schlittenbremse. — Die in den Figuren 11, 12 und 13 auf Taf. XL dargestellte Schlittenbremse ist dagegen auf deutschen Bahnen zur Anwendung gekommen. Sie ist der Schlittenbremse für Wagen nach Laignel's System nachgebildet und wurde bereits im Jahre 1851 von Maughan an Locomotiven der Eisenbahn von Mons nach Manage angebracht. Wie bei der weiter oben beschriebenen Radbremse von Hartmann in Chemnitz befindet sich auch bei diesem Bremsapparate unter dem Langkessel der Locomotive ein vertical gestellter Dampfcylinder a, dessen Kolben durch die Kolbenstange mit den am Rahmen drehbar gelagerten Hebeln c, c in Verbindung steht. Wird der Kolben durch den in den Cylinder geführten Dampf gehoben, so zieht er die hinteren Enden der Hebel c, c in die Höhe und die vorderen Enden derselben pressen die Bremsschuhe f auf die Schienen. Eine solide Befestigung und Führung der Bremsschuhe wird durch die Führungsstangen k, die am Locomotivrahmen drehbar aufgehängt sind, und durch die Querverbindungsstange i, i zwischen beiden Bremsschuhen erzielt. Das Rohr b führt den Dampf vom Kessel nach dem Bremscylinder und durch den Dreiweghahn d kann der gebrauchte Dampf aus dem Bremscylinder abgelassen werden. Sobald letzteres geschieht, werden die Bremsschuhe durch die Gegengewichte K von den Schienen ab und in die Höhe gehoben.

Offenbar ist die Wirkung der Schlittenbremsen eine viel geringere als die der Radbremsen, denn bei letzteren wird die gesammte Belastung der gebremsten Räder ausgenutzt, während auf die Schlitten nur ein Theil der Radbelastung übertragen werden darf, um nicht durch zu grosse Entlastung die sichere Führung der Räder im Gleise zu gefährden. Ein fernerer Nachtheil der Schlittenbremsen besteht darin, dass bei nicht ganz vorsichtigem Gebrauche derselben die Schlitten leicht bei Wegübergängen, in Weichen und Kreuzungsstücken hängen bleiben und Entgleisungen verursachen können. Aus diesen Gründen ist die Verwendung der Schlittenbremsen in neuerer Zeit nur noch eine sehr beschränkte und es werden dieselben an neuen Locomotiven wohl kaum noch ausgeführt.

§ 9. III. Compressionsbremsen. — a. Contredampfbremsen. Das Bestreben, die lebendige Kraft des Eisenbahnzuges beim Bremsen wieder nutzbar zu machen und dieselbe nicht, wie es bei den Reibungsbremsen geschieht, zur Zerstörung des Bremsmaterials zu verwenden, war stets vorhanden und es ist die Anwendung des Contredampfes oder das Reversiren die einfachste und nächstliegende Ausführung dieses Princips. Nur den schädlichen Einflüssen, welche bei directer Anwendung des Contredampfes auf die Maschine einwirken, ist es zuzuschreiben, dass man diese Manipulation nur auf Fälle wirklicher Gefahr beschränkte und die allgemeine Anwendung dieses Bremsmittels für den regelmässigen Betrieb keinen Eingang gefunden hatte.

Lässt man den Dampf auf den Treibapparat der Locomotive im entgegen-

gesetzten Sinne zur Fortbewegung derselben arbeiten, indem man die Schiebersteuerung so fixirt, dass die Dampfvertheilung nach den Cylindern eine der vorhandenen Bewegung entgegengesetzte wird, so treten die heissen Verbrennungsgase aus der Rauchkammer und der Esse der Locomotive in die Dampfcylinder und werden in den Kessel hinein gepresst. Dadurch erhöht sich die Temperatur in den Cylindern derart, dass nach kurzer Zeit die Dichtungen unbrauchbar werden und es steigt ausserdem die Spannung im Kessel in so rapider Weise, dass der normale Druck nicht erhalten werden kann. Die in Schieberkasten und Cylinder eintretenden Verbrennungsgase führen stets Kohlen und Schlackentheilchen mit und auch dadurch erleiden Cylinder, Kolben und Schieber beträchtliche Beschädigungen.

Um all diese Uebelstände zu beseitigen, liess Le Chatelier, Director der Eisenbahn du Nord de l'Espagne, zuerst 1865 Versuche anstellen, beim Reversiren einen Dampfstrahl in die Dampfausgangsrohre einzuführen, um dadurch den Eintritt der Verbrennungsgase in Cylinder und Kessel zu verhindern. Die Temperaturerhöhung in den Cylindern war indess auch bei diesem Verfahren immer noch zu gross und Le Chatelier versuchte diesen Uebelstand nunmehr dadurch zu beseitigen, dass er die bedeutende Wärmeabsorption, welche beim Uebergang des Wassers in gasförmigen Zustand eintritt (latente Wärme) zu Hülfe nahm. Zu dem Zwecke wurde statt des Dampfstrahles ein Gemisch von Dampf und Wasser aus dem Kessel in die Ausströmungscanäle der Cylinder geführt. Die höchste Temperatur, die bei diesen Versuchen sich in den Cylindern herausstellte, übte selbst bei längerem Reversiren keinen nachtheiligen Einfluss mehr aus und auch die Zunahme der Spannung im Kessel war dabei nur unerheblich. Der von Le Chatelier construirte Apparat ist auf Tafel XLII Fig. 3^a—3^c skizzirt. In einem Körper von Gusseisen befinden sich zwei Schieberventile *a* und *b*. Der Raum vor dem Ventile *a* steht durch das Rohr *h* mit dem Dampfraume und der Raum vor dem Ventile *b* durch das Rohr *i* mit dem Wasserraum des Locomotivkessels in Verbindung. Werden diese Schieber geöffnet, so strömt der Dampf resp. das Wasser in den gemeinschaftlichen Raum *c*, *d*, der seine Fortsetzung in dem Rohre *k* findet, das unter oder neben dem Kessel bis vor nach den Cylindern führt. Dort theilt sich das Rohr gabelförmig in zwei Rohre mit geringeren Querschnitten, von denen das eine in den rechten, das andere in den linken Schieberkasten und zwar im tiefsten Punkte des Ausströmungscanals mündet. An den Schraubenspindeln befinden sich Zeiger, die an einer kleinen Scala genau angeben, wie viel jeder Schieber geöffnet ist, so dass sowohl der Dampf wie der Wasserzufluss genau regulirt werden kann. Soll eine Maschine durch Gegendampf gebremst werden, so legt man die Steuerung der vorhandenen Bewegung entgegen, öffnet den Regulator, dann sofort das Dampfventil *a* und zuletzt das Wasserventil *b*. Die Zuströmung von Dampf und Wasser ist so zu reguliren, dass sich über der Locomotivesse ein ganz leichter weisser Dampfnebel zeigt. An Stelle des soeben beschriebenen etwas complicirten Apparates wird auf den meisten Bahnen jetzt ein einfacher Hahn, Fig. 4^a—4^c Tafel XLII verwendet. Der Hahnconus hat zwei Bohrungen, ebenso das Hahngehäuse, und zwar correspondirt die eine Bohrung des letzteren mit dem Dampf — die andere mit dem Wasserraume des Locomotivkessels. Sind die Querschnitte für Dampf und Wasserzufluss richtig bemessen, so ist beim Reversiren nur ein einziger Handgriff nöthig, um den Apparat in Thätigkeit zu setzen.

Die im Jahre 1868 von Le Chatelier fortgesetzten Versuche ergaben, dass schon die Zuführung nur eines Wasserstrahles in die Dampfausgangsrohre genügte, um die Ansaugung von Feuergasen in die Cylinder zu verhüten, jedoch ist bisher

nicht genügend constatirt, ob dies bei allen vorkommenden Dampfspannungen der Fall sein wird.

Zur Ermittelung des Bremseffectes, der durch das Contredampfgeben zu erzielen ist, dient nachstehende Erläuterung:

Bewegt sich der Kolben einer nach vorwärts in Bewegung begriffenen Locomotive von A nach B und ist die Steuerung auf den höchsten Füllungsgrad für die entgegengesetzte Bewegungsrichtung eingelegt, so finden nach dem in nachstehender Fig. 1 gezeichneten Zeuner'schen Schieberdiagramm während des Kolbenlaufes folgende Vorgänge im Cylinder statt.

1) Vor dem Kolben.

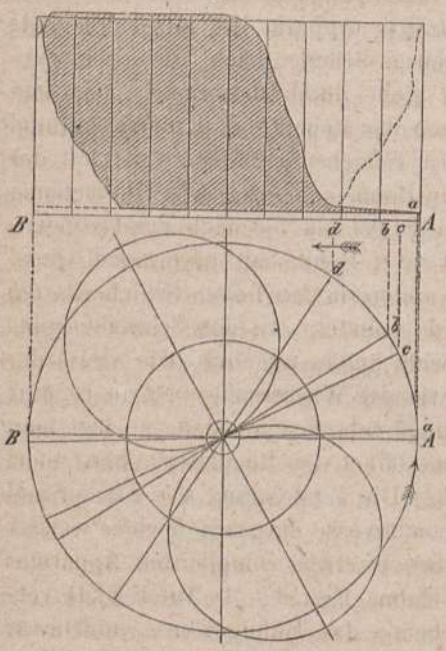
Weg $A\ c$ Ausströmung des im Cylinder vorhandenen Dampfes.
Weg $c\ d$ Compression desselben.
Weg $d\ B$ Eintritt des Gegendampfes.

2) Hinter dem Kolben.

Weg $A\ a$ Dampfeintritt.
Weg $a\ b$ Expansion des hinter dem Kolben befindlichen Dampfes.
Weg $b\ B$ Ansaugen der Verbrennungsgase resp. des in das Ausströmungsrohr geleiteten Gemisches von Dampf und Wasser.

Wie aus der Zeichnung des Diagramms hervorgeht, ist bei vollständig nach rückwärts ausgelegter Steuerung der Weg $A\ a$, innerhalb welcher der eintretende Hinterdampf nicht hemmend, sondern treibend wirkt, verhältnissmässig klein und im Punkte a tritt Absperrung des Einströmungscanales und somit Expansion des eingeschlossenen Dampfes ein. Der während der Expansion dieses Dampfes vom Kolben durchlaufene Weg ist gegen den während der Dampfeinströmung zurückgelegten Weg so gross, dass der Dampfdruck während der Expansionsperiode unter oder doch bis nahe zur atmosphärischen Pressung herabsinkt. Es kann daher, sobald im Punkte b der Austrittscanal geöffnet wird, der im Cylinder vorhandene Dampf nicht ausströmen, sondern es wird sofort ein Theil der in der Rauchkammer vorhandenen Verbrennungsgase oder bei Anwendung des Apparates von Le Chatelier das in die Dampfausgangsrohre gebrachte Gemisch von Dampf und Wasser in den Cylinder eintreten. Ist dagegen der Druck im Moment der Oeffnung des Ausströmungscanales noch etwas grösser als die Atmosphäre, so strömt soviel Dampf durch das Ausgangsrohr aus, bis der zurückbleibende eine Atmosphäre Pressung hat.

Fig. 1.



Reversirt mit Gegendampf.

Bei dem nun folgenden Kolbenwege $b\ B$ würden, falls der Le Chatelier'sche Apparat geschlossen ist, fortwährend die heissen Verbrennungsgase angesaugt werden, so dass der Cylinder am Ende des Hubes mit heisser Luft von einer Atmosphäre Pressung gefüllt ist. Führt man dagegen in dieser Periode ein Gemisch von Wasser und Dampf in den Ausströmungscanal des Cylinders, so wird das Wasser verdampfen und

der Cylinder am Ende des Hubes mit Dampf von nahezu einer Atmosphäre Pressung gefüllt sein. Bei dieser Verdampfung wird die durch Reduction des höher gespannten Kesseldampfes erzeugte Wärme als latente Wärme gebunden und dadurch die schädliche Erhitzung des Cylinders vermieden. Um sicher zu sein, dass das erforderliche Quantum von Wasser und Dampf in das Ausgangsrohr eingeführt und somit ein Ansaugen von Verbrennungsgasen vermieden wird, empfiehlt es sich, den Le Chatelierhahn so weit zu öffnen, dass ein geringer Theil des in das Ausgangsrohr geführten Dampfes zum Schornstein entweicht, was vom Führerstande leicht an dem über der Esse sich bildenden weissen Dampfnebel erkennbar ist. Die Pressung, welche hierbei der im Cylinder enthaltene Dampf während des ganzen Weges $b\ B$ annimmt, wird ganz unerheblich grösser als die Atmosphäre sein.

Die Curve, deren Ordinaten die auf der hinteren Seite des Kolbens vorhandenen Pressungen in den sämmtlichen Kolbenpositionen angeben, ist in Fig. 1 punktirt eingezeichnet und repräsentirt die Fläche, welche durch diese Curve, die beiden Endordinaten und durch die den atmosphärischen Druck bezeichnende Linie eingeschlossen wird, die während des Kolbenhubes vorhandene treibende Arbeit, die in der Richtung der Fahrt wirkt.

Auf die vordere Seite des Kolbens strömt während des Weges $A\ c$ ein Theil des im Cylinder enthaltenen, bei dem vorhergehenden Kolbenhube aufgenommenen Dampfes von nahezu einer Atmosphäre Pressung zunächst durch das Ausgangsrohr ab. Im Punkte c schliesst sich der Ausströmungscanal und tritt nunmehr Compression des im Cylinder noch vorhandenen Dampfes bis zu Punkt d ein. In dieser Stellung öffnet sich der Zuströmungscanal und es wirkt nun bei geöffnetem Regulator Gegendampf bis zum Ende des Hubes auf den Kolben.

Dabei muss die gesammte im Cylinder auf der vorderen Seite vorhandene Füllung in den Kessel zurückgedrückt und der Kesseldruck nebst den Reibungswiderständen überwunden werden.

Die während des Kolbenhubes in den verschiedenen Positionen auftretenden Pressungen sind die Ordinaten der in Fig. 1 (p. 772) angegebenen ausgezogenen Curven, und stellt die an dieser Curve der beiden Endordinaten und der den Atmosphärendruck bezeichneten Linie eingeschlossene Fläche die der Vorwärtsbewegung widerstehende Kraft dar, welche während eines Kolbenhubes verrichtet wird. Subtrahirt man von dieser Fläche die während des Kolbenhubes treibend auftretende oben angegebene Arbeit, so stellt die erhaltene Fläche, welche in Fig. 1 (p. 772) durch Schraffirung hervorgehoben ist, die während eines Kolbenhubes verrichtete Bremsarbeit dar. Bei dem Contredampfgeben wirkt somit die Locomotive nicht mehr als Kraftmaschine, sondern als Pumpe, welche durch die lebendige Kraft des Zuges bewegt wird.

Um die durch das Contredampfgeben in der Praxis zu erzielende Bremswirkung zu ermitteln, wurden auf der Sächsischen Staatsbahn im Jahre 1870 mehrfache Versuche angestellt, bei welchen die Temperatur in den Dampfcylindern durch directe Messung und die Bremsarbeit durch Indicatordiagramme und Zugdynamometer festgestellt worden ist. Die zweiachsige Personenzugslocomotive »August der Starke«, welche

407^{mm} Cylinderdurchmesser,
560^{mm} Hub,
1535^{mm} Triebraddurchmesser,
2600^{mm} Radstand,

273 Ctr. Belastung auf der Vorderachse,
253 Ctr. Belastung auf der Hinterachse,
8,78 Kilogramm pro Quadratcentimeter

zulässige Dampfspannung im Kessel (Ueberdruck) hat, wurde während des Contredampfgebens von einer zweiten Maschine gezogen und in die Kuppelung zwischen den beiden Locomotiven das Zugdynamometer eingeschaltet. Bei dem ersten Versuch wurde nur Dampf in das Ausströmungsrohr geführt, der Regulator ganz geöffnet und die Steuerung ganz zurückgelegt, und die gebremste Locomotive mit 30 Kilometer Geschwindigkeit pro Stunde auf gerader horizontaler Strecke fortgezogen.

Das in den Cylinder eingebrachte Thermometer zeigte im Anfang eine Temperatur von 140° Celsius und stieg in ungleichmässigen Absätzen bis auf 252°. Bei dieser Temperatur musste der Versuch wegen Brennens der Stopfbüchsen abgebrochen werden, nachdem die Maschine eine Strecke von 7,5 Kilometer durchlaufen hatte.

Das während dieser Fahrt bei einer Temperatur von 185—190° Celsius aufgenommene Indicatordiagramm ist in Fig. 1 (p. 772) mitgetheilt.

Die mittlere Pressung vor dem Kolben, welche sich aus diesem Diagramm nach der Simpson'schen Regel berechnet, beträgt 6,1 Kilogramm pro Quadratcentimeter und die mittlere Spannung hinter dem Kolben 1,14 Kilogramm pro Quadratcentimeter. Der mittlere wirksame Bremsdruck beträgt sonach

$$6{,}1 - 1{,}14 = 4{,}96 \text{ Kilogramm pro Quadratcentimeter}$$

oder circa 57 % des Arbeitsdruckes im Kessel.

Das Zugdynamometer zwischen beiden Maschinen zeigte im Mittel einen Widerstand der gebremsten Maschine von 55 Ctr. und fand ein Umhauen der Räder nur gegen Ende des Versuchs bei nassem Zustande der Schienen statt, wobei der Widerstand der gezogenen Locomotive, am Dynamometer gemessen, von 55 auf circa 30 Ctr. herabging. Der Regulator wurde hierauf geschlossen und nachdem die Räder wieder rollten, langsam geöffnet, wobei der ursprüngliche vorher gemessene Reibungs- und Bremswiderstand der Maschine von 55 Ctr. durch das Zugdynamometer wiederum angezeigt wurde.

Der zweite Versuch wurde ganz wie oben vorgenommen, nur mit dem Unterschiede, dass man in den Austrittscanal des Dampfcylinders Wasser und Dampf mittelst des Le Chatelierhahnes einspritzte.

Die Anfangstemperatur in den Cylindern betrug 140° Celsius und stieg langsam bis auf 205° Celsius, nachdem 7,5 Kilometer zurückgelegt waren. Die neugeliederten Stopfbüchsen bliesen etwas ab, brannten jedoch nicht.

Das nachstehend in Fig. 2 (p. 775) gezeichnete Indicatordiagramm wurde während dieses Versuches bei einer Temperatur von circa 190° Celsius aufgenommen und ergab sich aus demselben der mittlere Bremsdruck zu

$$5{,}97 - 0{,}76 = 5{,}21 \text{ Kilogramm pro Quadratcentimeter}$$

oder circa 62 % der Dampfspannung im Kessel.

Der durch das Zugdynamometer angezeigte Bremswiderstand incl. Reibungswiderstand der Maschine betrug, wie bei dem ersten Versuche, im Mittel 55 Ctr. und fand ein Umhauen der Räder nicht statt.

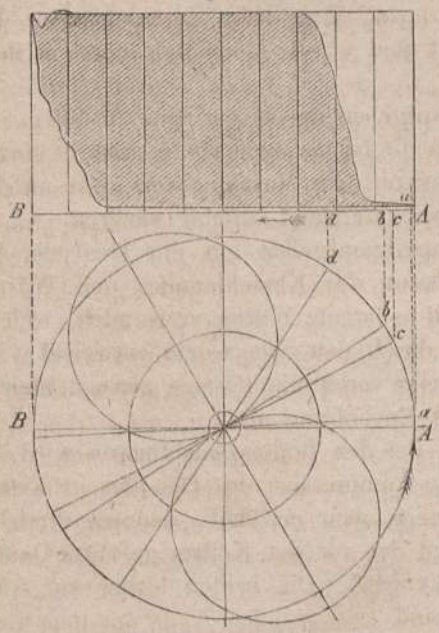
Der dritte Versuch wurde wie ad 2 angestellt, nur war der Regulator geschlossen. Die höchste gemessene Temperatur in den Cylindern betrug 180° Celsius und es ergab das in Fig. 3 (p. 775) dargestellte Indicatordiagramm die mittlere Pressung

vor dem Kolben . . 4,95 Kilogramm pro Quadratcentimeter,
hinter dem Kolben . 0,73 - - - ,
4,22 Kilogramm.

Der mittlere Bremsdruck ergiebt sich demnach zu 4,22 Kilogramm pro Quadratcentimeter des Kolbenquerschnitts und beträgt $\frac{4,22}{8,8} = 48\,\%$ des wirklichen Druckes im Kessel.

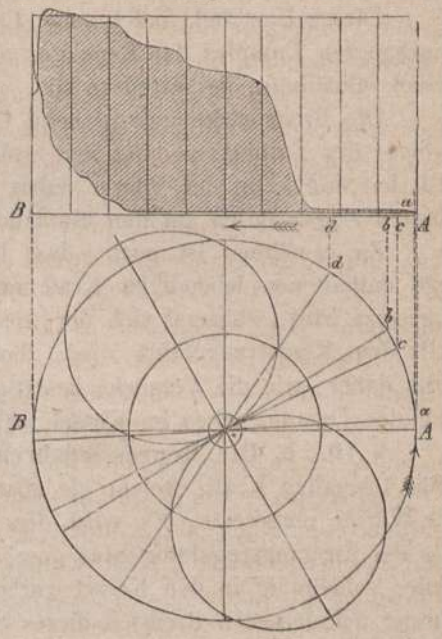
Das Zugdynamometer ergab den Bremswiderstand incl. der Reibung im Mittel zu 50 Ctr. und trat wie bei dem zweiten Versuch ein Umhauen der Räder nicht ein.

Fig. 2.



Reversirt mit Gegendampf
App. Le Chatelier.

Fig. 3.



Reversirt ohne Gegendampf
App. Le Chatelier.

Die effective Dampfspannung, welche während des ganzen Kolbenlaufes bei ganz geöffnetem Regulator und vollständig nach vorwärts ausgelegter Steuerung auf dem Kolben übertragen wird, beträgt nach der Tabelle p. 160 dieses Bandes bei der im zweiten Versuche vorliegenden Dampfspannung von 9,42 Kilogramm pro Quadratcentimeter rot. 7,2 Kilogramm. Die hiervon noch in Abzug kommende Pressung pro Quadratcentimeter, welche zur Ueberwindung der Reibungswiderstände aller beweglichen Theile, sowie zur Schieberbewegung verwendet wird, beträgt nach Tabelle p. 159 circa 7,2 . 0,17 = rot. 1,2 und würde somit der gesammte auf Bewegung verwendete mittlere Kolbendruck 7,2 — 1,2 = 6 Kilogramm betragen.

Der bei dem zweiten Versuch ermittelte wirksame auf Bremsung wirkende mittlere Kolbendruck ergab sich zu 5,21 Kilogramm pro Quadratcentimeter. Hierzu kommt noch der auf die Kolben reducirte Reibungswiderstand, welcher pro Quadratcentimeter nach Obigem 1,2 Kilogramm beträgt, so dass der gesammte Widerstand sich zu 5,21 + 1,2 = 6,41 Kilogramm pro Quadratcentimeter des Kolbenquerschnittes ergiebt.

Hieraus folgt, dass der beim Contredampfgeben erzielte Bremswiderstand bei voll zurückgelegter Steuerung und ganz geöffnetem Regulator um circa 7 % grösser ist als die Maximalabzugskraft der Maschine.

Bei geschlossenem Regulator beträgt nach dem dritten Versuch der mittlere Bremsdruck 4,22 Kilogramm und ist der gesammte auf dem Kolben reducirte Bremsdruck $4{,}22 + 1{,}2 = 5{,}42$ Kilogramm pro Quadratcentimeter. Es ist demnach schon bei geschlossenem Regulator und ganz zurückgelegter Steuerung der Bremswiderstand nahezu gleich der Zugkraft und im vorliegenden Falle nur um ca. 9 % geringer.

Es geht hieraus hervor, dass die Bremswirkung beim Reversiren mit geschlossenem Regulator nicht erheblich geringer ist, als mit offenem Regulator und wird in den meisten Fällen ein Oeffnen des Regulators nicht erforderlich sein.

Dieser Umstand findet seine Erklärung darin, dass beim Zurückdrücken des eingesaugten Dampfes der Regulator abgedrückt und so die Communication mit dem Kessel selbstthätig hergestellt wird.

Die Bremswirkung wird beim Contredampfgeben um so geringer ausfallen, je geringer der Füllungsgrad ist, auf welchen man die Steuerung nach rückwärts eingestellt hat und kann der Führer daher die Bremskraft der Maschine von mehr als der grössten Zugkraft bis auf den einfachen Reibungswiderstand beliebig variiren.

Zu erwähnen ist noch, dass beim Contredampfgeben nur ein Theil der im Zuge enthaltenen lebendigen Kraft in Compression des Kesseldampfes und Wärme umgesetzt wird, während sich der grössere Theil in latente Wärme verwandelt, welche theils dem Kessel zugeführt wird, theils aber durch den Schornstein entweicht. Es findet daher, wie die Versuche bestätigen, nur eine verhältnissmässige geringe Steigerung des Dampfdruckes im Kessel während des Reversirens statt.

§ 10. b. Die Repressionsbremsen. — Bei den Repressionsbremsen wird die ganze lebendige Kraft, welche sie absorbiren, in Compression des Dampfes im Kessel und Wärme umgesetzt. Es wird dies, wie bereits oben erwähnt, dadurch erreicht, dass der Ausgangsregulator ganz geschlossen und der vor den Kolben geführte Dampf wieder vollständig in den Kessel zurückgedrückt wird. Die beiden bisher zur Ausführung gekommenen Bremsen dieses Systems sind

1) die Repressionsbremse von Landsee
2) - - - Krauss.

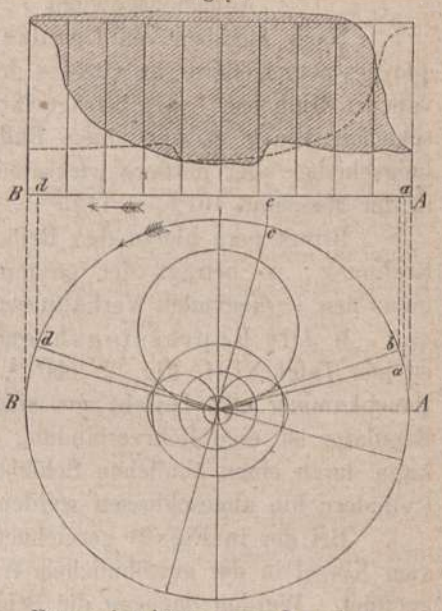
Die Repressionsbremse von Landsee ist auf Taf. XLII Fig. 1 *a—c* dargestellt.

Die Cylinder der mit dieser Bremse versehenen Locomotiven haben ausser dem gewöhnlichen Vertheilungsschieber einen besonderen Schieber *E*, dessen Schieberkasten mit dem gewöhnlichen Vertheilungsschieberkasten und dem Dampfzuleitungsrohr in ununterbrochener Communication steht. Das zur Bewegung dieses Schiebers auf der Triebradachse angebrachte Excenter *H* ist ohne Voreilungswinkel aufgesteckt und wird die Bewegung auf die Schieberstange mittelst der um einen festen Punkt schwingenden Coulisse übertragen. Das Ende der Schieberstange kann durch einen aus der Zeichnung ersichtlichen Hebelapparat, welcher vom Führerstande aus bedient wird, gehoben und gesenkt werden. In der Stellung, welche in der Zeichnung angegeben ist, erhält der Schieber den grössten Hub, während dessen Schwingung in der höchsten Stellung des Coulissensteines = 0 wird. Das Ausgangsrohr des Cylinders wird durch den Schieber *D* geschlossen, welcher durch den Steuerungshebel *N* gleichzeitig bewegt wird und zwar ist das Ausgangsrohr geschlossen, wenn der Coulissenstein im Punkte C_1, und geöffnet, wenn derselbe im Punkte *C* steht.

Beim Bremsen der Maschine wird die Steuerung des gewöhnlichen Schiebers

auf starke Expansion oder auf die Mitte gestellt und die Steuerung des Bremsschiebers ausgelegt. Um dem Führer eine möglichst schnelle Bedienung dieser beiden Steuerungen zu ermöglichen, so dass derselbe die Leistung der Maschine von der Arbeitswirkung direct zur Bremswirkung überführen kann, können die Schrauben beider Steuerungen durch ein Schaltrad A_1 in Verbindung gesetzt werden, so dass durch Drehen an dem Handrade der Bremssteuerung auch gleichzeitig die Schraube der gewöhnlichen Steuerung mit bewegt wird. Angenommen die Locomotive bewege sich mit voll ausgelegter Hauptsteuerung nach vorwärts, so hat der Führer, um direct zur Bremswirkung überzugehen, das Schaltrad in die mit A bezeichnete Stellung zu legen, das Handrad G einige Male umzudrehen, bis der ursprüngliche in C befindliche Coulissenstein im Punkte C_1 angekommen ist. Durch diese Bewegung ist dann gleichzeitig die Hauptsteuerung auf starke Expansion gestellt und der Schieber D des Blasrohres geschlossen.

Fig. 4.



Repressionsbremse von Landsee.

Es ist ersichtlich, dass der Führer die Bremswirkung ganz beliebig variiren kann, je nachdem er die Hauptsteuerung auf mehr oder weniger starke Expansion und die Bremssteuerung mehr oder weniger auslegt. Zu diesem Zwecke sind die entsprechenden Handräder G und G_1 unabhängig von einander zu stellen und das Schaltrad auszuschalten.

Zur Veranschaulichung der im Cylinder stattfindenden Vorgänge und Pressungen ist in vorstehender Fig. 4 ein Schieberdiagramm, sowie ein Indicatordiagramm dargestellt unter der Annahme, dass die Hauptsteuerung auf die Mitte gestellt und die Bremssteuerung ganz ausgelegt ist.

Der Kolben bewege sich der Vorwärtsfahrt entsprechend von A nach B, es treten alsdann folgende Perioden ein:

1) Vor dem Kolben.

Weg $A\,a$. Compression des vor dem Kolben befindlichen Dampfes, welcher durch Abschluss des Ausblasrohres am Ausströmen verhindert ist.

Weg $a\,d$. Zutritt des Dampfes durch den Bremsschieber.

Weg $d\,B$. Zutritt des Dampfes durch den Hauptschieber.

2) Hinter dem Kolben.

Weg $A\,b$. Admission des Dampfes durch den Hauptschieber.

Weg $b\,c$. Expansion des Dampfes.

Weg $c\,B$. Expansion des Dampfes in dem durch den Ausströmungscanal bis zum Abschlussschieber vergrösserten Raum.

Die dieser Vertheilung entsprechenden Dampfdrucke sind vor und hinter dem Kolben durch die in Fig. 4 angegebenen Curven verzeichnet und entspricht die schraffirte Fläche der indicirten Bremsarbeit.

Die Locomotiven der französischen Westbahn, welche mit diesen Repressionsbremsen versehen sind, haben zwei gekuppelte Achsen, sowie nachstehende Dimensionen:

Cylinderdurchmesser . . . . 420$^{m/m}$,
Hub . . . . . 560^{mm},
Effective Dampfspannung im Kessel 9 Kilogr. pro □^{cm},
Triebraddurchmesser . . . . 1910^{mm},
Adhäsionsgewicht . . . . . 440 Ctr.

Nach Angaben von Landsee (cfr. Mémoire sur les différentes méthodes employées pour modérer les vitesses des trains sur pentes et en particulier sur le frain à vapeur. Mulhouse 1867) beträgt für die Locomotive bei einer Admission des Bremsschiebers von 95 % und einem Füllungsgrad von 5 % für den gewöhnlichen Vertheilungschieber, der mittlere wirksame Bremswiderstand excl. des Reibungswiderstandes in der Maschine 4012 — 1145 = 2867 Kilogramm = 57,34 Ctr.

Bringt man hierzu den Reibungswiderstand der Maschine mit rot. 7,3 Ctr. in Rechnung, so beträgt der gesammte vom Dynamometer indicirte Bremswiderstand unter den vorliegenden Verhältnissen rot. 64,6 Ctr.

b. Die Repressionsbremse von Krauss. Die Construction dieser Bremse ist aus Tafel XLII, Fig. 2^a bis 2^d ersichtlich. Der Regulator R befindet sich in der Rauchkammer und besteht aus einem cylindrischen Segmentschieber E. Hinter dem Regulator ist eine Rohrverbindung C mit dem Blaserohr B hergestellt und letzteres kann durch einen ähnlichen Schieber F sowohl nach der Ausmündung als nach den Cylindern hin abgeschlossen werden.

Bei der in Fig. 2^a gezeichneten Stellung der Schieber E und F tritt der Dampf vom Kessel in der gewöhnlichen Weise in den Schieberkasten und das Blaserohr ist geöffnet. Werden dagegen die Schieber E und F in die punktirt angegebenen Stellungen gebracht, so strömt der Dampf durch das Communicationsrohr C in den Ausströmungscanal des Cylinders und tritt, bei nach vorwärts ausgelegter Steuerung und der in derselben Richtung bewegten Locomotive, den Kolben entgegen und wird in den Kessel zurückgedrückt. Gegen Ende des Kolbenhubes wird, nach Abschluss der Ausströmungsöffnung, der noch im Cylinder vorhandene Dampf comprimirt und tritt, nachdem der Schieber den Eintrittscanal öffnet, in den Schieberkasten. Dieses Dampfvolumen würde nach jedem Kolbenhube in den Schieberkasten treten und die Spannung in demselben sehr bald erheblich steigern. Um dies zu vermeiden, wird dieser Dampf durch ein Rohr abgeführt, welches durch ein belastetes Ventil abgeschlossen ist. Durch eine geringere oder grössere Belastung dieses Ventils kann gleichzeitig die Bremsarbeit regulirt werden. Damit indess bei der gewöhnlichen Arbeitsleistung der Maschine ein Entweichen des Dampfes durch dies Ventil nicht eintreten kann, wird das Rohr durch einen Hahn K noch besonders abgeschlossen.

Um aus der Arbeits- in die Bremswirkung der Maschine möglichst schnell übergehen zu können, sind die beiden Schieber E und F sowie der Hahn mit einander so verbunden, dass dieselben durch den Regulatorzug gleichzeitig in die entsprechenden Stellungen übergeführt werden.

Das bei der vorher erwähnten Compression des Dampfes eintretende Abdrücken des Schiebers wird dadurch verhindert, dass über demselben ein Kolben D angeordnet ist, welcher durch das Rohr e mit dem Ausströmungsrohre in Verbindung steht und durch den Repressionskesseldampf gegen den Schieber drückt.

Es ist ersichtlich, dass ausser der bereits erwähnten Regulirung der Bremswirkung durch das Ventil H dieselbe durch den Regulator und die Expansionsstellung der Steuerung beliebig variirt werden kann.

Behufs Ermittelung der Bremswirkung des vorliegenden Apparates wurden mit

der zweiachsigen Personenzuglocomotive Eibsee im Jahre 1868 Versuche angestellt, welche das in Fig. 5 dargestellte Indicatordiagramm ergeben haben.

Zur Veranschaulichung der einzelnen Vorgänge und Pressungen im Cylinder ist in Fig. 5 das Schieberdiagramm gleichzeitig aufgetragen. Danach sind folgende Vorgänge zu registriren.

1) Vor dem Kolben.

Weg *A* bis *b*. Repression des vom Kessel einströmenden Dampfes.

Weg *b* bis *c*. Compression des vor dem Kolben befindlichen Dampfes.

Weg *c* bis *B*. Eintritt des vor dem Kolben comprimirten Dampfes in den Schieberkasten und event. Entweichen eines Theiles desselben durch das Ausströmungsventil.

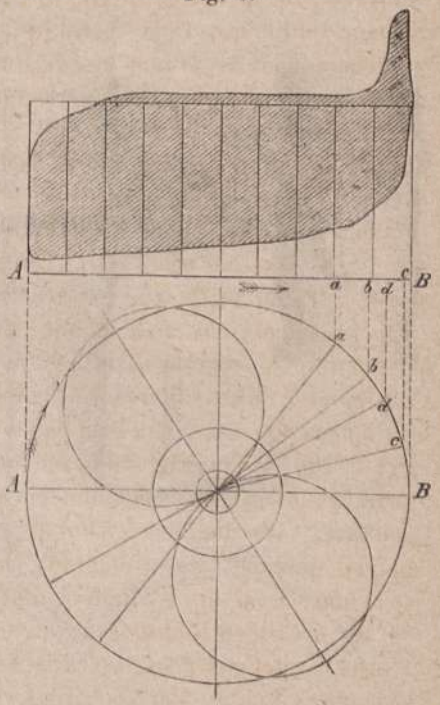
2) Hinter dem Kolben.

Weg *A* bis *a*. Eintritt des im Schieberkasten vorhandenen Dampfes und Expansion desselben.

Weg *a* bis *d*. Expansion des hinter dem Kolben vorhandenen Dampfes.

Weg *d* bis *B*. Admission des Kesseldampfes.

Fig. 5.



Repressionsbremse von Krauss.

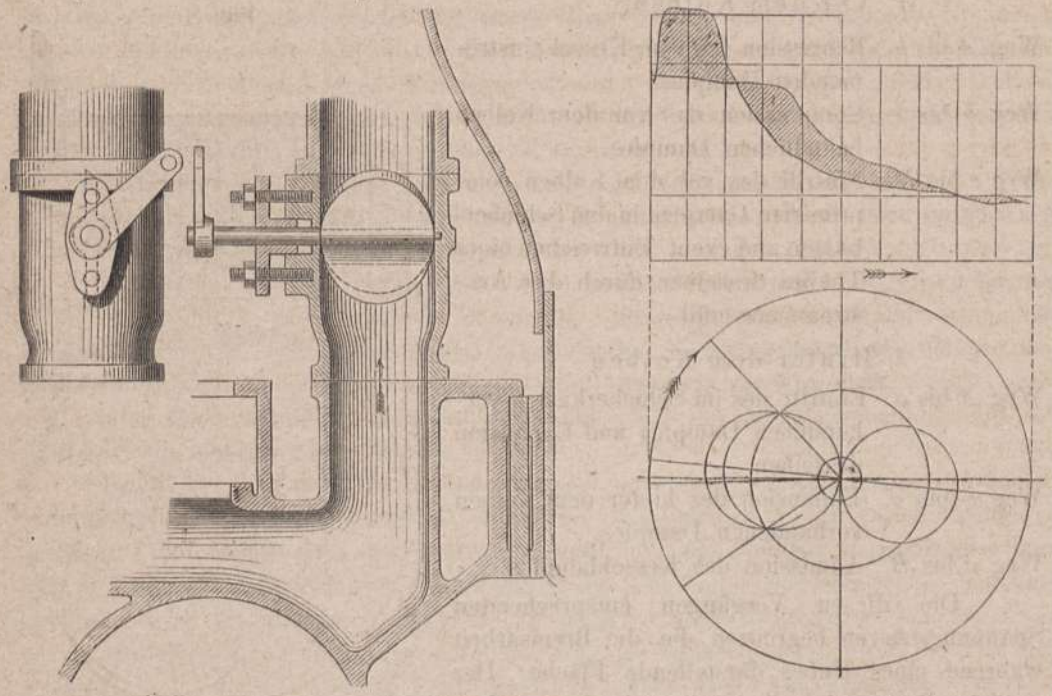
Die diesen Vorgängen entsprechenden Spannungscurven begrenzen die die Bremsarbeit während eines Hubes darstellende Fläche. Der mittlere Bremsdruck beträgt nach dem aufgenommenen Diagramme rot. 6,6 Kilogramm, während der Arbeitsdruck im Kessel 7,83 Kilogramm pro Quadratcentimeter betrug. Der mittlere indirecte Bremsdruck beträgt daher rot. 85 % der effectiven Spannung im Kessel und ist erheblich grösser als der indicirte grösste Arbeitsdruck bei der Vorwärtsbewegung. Es wird daher im Allgemeinen bei dieser Bremse, um ein Umhauen der Räder zu vermeiden, erforderlich sein, die Steuerung nicht ganz auszulegen oder den Regulator nur theilweise zu öffnen.

§ 11. c. Die Zeh'sche Klappe. — Die Zeh'sche Klappe besteht aus einem im Ausgangsrohr angebrachten Drosselventil, wie dasselbe umstehend in Fig. 6 und 7 (p. 780) skizzirt ist. Beim Gebrauche dieser Bremse wird die Steuerung auf einen hohen Expansionsgrad gelegt und die Klappe soweit geschlossen, dass nur ein sehr geringer Querschnitt für das Entweichen des Dampfes verbleibt. Der auf Fortbewegung wirkende Dampfdruck hinter dem Kolben ist dann sehr klein, während der Gegendruck im Blasrohr erheblich vergrössert wird. Nach dem an der Maschine »August der Starke« aufgenommenen in Figur 8 (p. 780) angegebenen Diagramm ergab sich beim Bremsen durch die Zeh'sche Klappe und Stellung der Steuerung auf den kleinsten Füllungsgrad nach vorn der mittlere Druck:

vor dem Kolben 5,7 Kilogramm
hinter - 5,36 -

Der wirksame Bremsdruck beträgt daher nur 0,34 Kilogramm pro Quadratcentimeter oder $\frac{0{,}34}{8{,}78} = 3{,}8\,\%$ des effectiven Kesseldrucks. Diese Bremse ist danach sehr wenig wirksam und nicht geeignet, allgemeinere Anwendung zu finden.

Fig. 6. Fig. 7. Fig. 8.



Zeh'sche Klappe.

§ 12. d. Luftdruckbremse von Bergue. — Diese Bremse ist an einer Maschine, welche die schiefe Ebene von Pecq nach St. Germain befährt, zur Ausführung gekommen und hat nachstehend angegebene Construction erhalten.

Der Regulatorschieber ist so eingerichtet, dass, wenn derselbe geschlossen ist, die Cylinder mit einem auf dem Kessel angebrachten Luftrecipienten in Communication gesetzt werden. Der Recipient ist mit einem Sicherheitsventil, welches sich bei einem bestimmten Drucke öffnet, sowie mit einem Absperrhahn, welcher vom Führerstande aus bedient werden kann, versehen. Das Dampfausgangsrohr der Cylinder hat ferner einen Absperrschieber und wird durch den Abschluss desselben gleichzeitig eine Communication des Schieberkastens mit der atmosphärischen Luft hergestellt. Schliesst man den Regulator und Schieber im Blaserohr, so werden die Cylinder vor dem Kolben mit dem Recipienten und hinter demselben mit der äusseren Atmosphäre in Verbindung gesetzt und dadurch die Dampfmaschine in eine Luftpumpe verwandelt, welche die angesaugte Luft in den Recipienten drückt und durch die lebendige Kraft des Zuges in Bewegung gesetzt ist. Die hierbei verrichtete Bremsarbeit kann durch Belastung des Ventils so begrenzt werden, dass dieselbe ein gewisses Maximum nicht überschreitet und ein Gleiten der Räder bei der grössten Bremswirkung vermieden wird. Ausserdem kann der Führer mittelst des oben erwähnten Hahnes sowie durch ein verschieden weites Auslegen der Steuerung die Bremswirkung beliebig variiren.

Vergleicht man die Compressionsbremsen hinsichtlich ihres Effectes, so ergiebt sich, dass dieselben mit Ausnahme der Zeh'schen Klappe eine Bremsarbeit leisten können, die grösser ist, als die Bewegungsarbeit der Locomotive beim Ziehen.

Wenn daher das Adhäsionsgewicht der Locomotive unter Annahme eines mittleren Reibungscoëfficienten zwischen den Rädern und den Schienen der grössten Zugkraft, welche die Dampfmaschine derselben hervorbringen kann, entspricht, so wird, wenn die Bremsarbeit grösser als die Bewegungsarbeit ist, ein Schleifen resp. Umhauen der Räder eintreten und sich dann, wie im Eingange dieses Abschnitts sowie auch durch die mitgetheilten Versuche nachgewiesen ist, der Bremswiderstand sofort erheblich verringern. Es kann deshalb nicht in der Absicht liegen, die Bremsarbeit möglichst gross zu machen, sondern es ist vielmehr vortheilhaft, dieselbe nicht grösser als die Bewegungsarbeit zu erhalten. Es sind daher die Bremsen von Krauss und Landsee, weil sie einen wesentlich höheren effectiven Bremsdruck in den Cylindern hervorbringen können, als die Contredampfbremsen nicht vortheilhafter als letztere. Dagegen sind die Contredampfbremsen nach Le Chatelier wesentlich einfacher und billiger in der Herstellung und Unterhaltung, es muss denselben deshalb der Vorzug eingeräumt werden.

Wenn auch eine noch immerhin ziemlich hohe Erwärmung der Cylinder beim Contredampfgeben eintritt und ein Undichtwerden des Regulatorschiebers häufig vorkommt, so sind ähnliche Nachtheile sowohl bei dem Landsee'schen als Krauss'schen Apparat vorhanden und wird das Dichthalten der verschiedenen Schieber sehr erhebliche Schwierigkeiten bieten. Der Apparat von Bergue ist gleichfalls complicirt und wird daher gegenüber den Contredampfbremsen schwerlich allgemeine Anwendung finden.

Literatur.

Bender, Ueber die Benutzung des Gegendampfes zum Bremsen der Züge bei starken Gefällen nach Le Chatelier und Ricour. Organ f. Eisenbahnwesen 1866, p. 241.

Blair, Eisenbahnbremse durch Dampf bewegt. Mechan. magazin, vol. 59, p. 472.

de Bergue's Eisenbahnbremse mit comprimirter Luft. Organ f. Eisenbahnwesen 1867, p. 124.

v. Borries, A., Ueber die Wirkung und Berechnung der Gegendampfbremse von Le Chatelier. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1875, p. 82.

Heberlein, J., Ueber die Einrichtung selbstwirkender Bremsen an Eisenbahnzügen. Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens 1863, p. 117.

Heberlein's, J., Locomotiv-, Tender- und Wagen-Schnellbremse. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1874, p. 41 u. 68.

de Landsee, Mémoire sur le différentes méthodes employées pour modérer les vitesses des trains sur pentes. Muhlhouse, Typographie de Bader 1867.

Le Chatelier, Mémoire sur la marche a contrevapeur de machines locomotives. Paris, imprimerie de Dupont 1869.

Linde, Ueber einige Methoden zum Bremsen der Locomotiven und Eisenbahnzüge, insbesondere über die Dampfrepressionsbremse von Krauss. München, Selbstverlag 1868.

Maughan, R., durch Dampf bewegter Bremsschlitten für Locomotiven. Bulletin du Musée 1851, Mars p. 129. Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens 1851, p. 134.

Nowotny, Die Dampfbremsen bei den Locomotiven der Sächsischen Staatsbahnen. Organ f. Eisenbahnwesen 1868, p. 159.

Raux, A., Dampfbremse, Mech. magazin, November 1853, p. 390. Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens 1854, p. 96.

Referate über die Beantwortung der Fragen für die am 28. September 1868 in München abgehaltene Versammlung der Techniker der Deutschen Eisenbahnverwaltungen, p. 219.

Referate über die Beantwortung der Fragen für die V. Versammlung der Techniker der Deutschen Eisenbahnverwaltungen, p. 63.

von Rösslerstamm, Hemmung der Eisenbahnzüge durch Absperren der Dampfabströmung an den Locomotiven. Zeitschrift des österreichischen Ingenieur-Vereins 1860, p. 158.

Scheffler, Dr., Die Wirkung zwischen Schiene und Rad. Braunschweig, Buchhandlung von Vieweg und Sohn, 1868.

Schmidt, Ueber Anwendung des Gegendampfes zum Bremsen. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure, Bd. XIV., p. 778.

Westinghouse, Description and Drawings of the Westinghouse airbrake. Liverpool, 4 Clayton square.

Zeh's Dampfabsperrvorrichtung bei Locomotiven zur Hemmung der Züge. Zeitschrift des österreichischen Ingenieur-Vereins 1860, Heft 8.

XV. Capitel.

Bedeckte Führerstände, Communication mit dem Zugpersonal, Sandstreu-Apparate, Kesselbekleidungen, Aschenkasten, Locomotiv-Laternen und Werkzeugkasten.

Bearbeitet von

H. Klinge,

Obermaschinenmeister der Berliner Nord-Eisenbahn zu Berlin.

(Hierzu die Tafeln XLIII bis XLV.)

---

§ 1. Bedeckte Führerstände. — Wenn man sich der Locomotiven aus den ersten Decennien ihrer Erscheinung auf den Eisenbahnen erinnert und daneben ihre jüngeren Schwestern aus der Neuzeit betrachtet, wird man in ihrer äusseren Erscheinung mehrere auffallende Verschiedenheiten wahrnehmen. Was zunächst dabei in die Augen springt, ist ausser der gewaltig entwickelten Grösse und Mächtigkeit der neueren Locomotiven das über dem Führerstand angebrachte Häuschen oder der bedeckte Führerstand, womit dieselben sämmtlich versehen sind, während die älteren Locomotiven denselben nicht kannten.

Der Grund zu dieser Erscheinung liegt in den gänzlich veränderten Betriebsverhältnissen der Eisenbahnen.

Das milde Klima Englands, der Wiege der Eisenbahnen, forderte a priori nicht zu einem geschützten Führerstande heraus, zumal die Führer dort anfangs aus der Zahl der Handarbeiter genommen wurden, welche durch die Art ihrer Beschäftigung an die Ungunst der Witterung gewöhnt und daher abgehärtet waren. Da die andern Länder ihre ersten Locomotiven und Locomotivführer aus England erhielten, acceptirten sie selbstverständlich beide, wie sie waren, und mit ihnen auch die Ansicht, dass der Locomotivführer um so zuverlässiger seinen Dienst verrichte, je ungeschützter er bei Ausübung desselben sei.

Bei Einführung der Locomotive in unserem weniger milden Klima wurde es von unseren Locomotivführern zwar unangenehm empfunden, dass er dem Wind und Wetter, dem Sturzregen, sowie den eisigen Schneewehen auf der Maschine fast schutzlos preisgegeben war, indessen nahm er dies Ungemach doch als conditio sine qua non seines Berufes hin.

Uebrigens war die Geschwindigkeit der Züge, sowie die tägliche Dienstzeit des Maschinenpersonals damals sehr gering, so dass die Locomotivführer grosse Strapazen nicht zu bestehen hatten. Sie waren gewöhnlich auch jung und kräftig, und da sie verhältnissmässig gut bezahlt wurden, konnten sie sich gut ernähren und dadurch diejenige animalische Wärme entwickeln, welche den Menschen, trotz grosser Anstrengung, bei rauher Witterung frisch und aufrecht erhält.

Auf manchen Bahnen ging der Locomotivführer mit seinem defecten Fahrzeug in die Reparatur und wurde er so vom Fahrdienst oft wochenlang fern gehalten, wodurch die Angriffe auf seine Gesundheit in ihren Wirkungen einen Stillstand erfuhren oder ganz ausgeglichen wurden, so dass er in der Regel neu gestärkt und gekräftigt mit seiner curirten Locomotive in den Fahrdienst zurücktrat.

Ferner wurde durch Lieferung warmer Bekleidung und Gewährung von Kleidergeldern an das Führerpersonal das Nöthige gethan, dass dasselbe sich vor dem Unwetter nothdürftig schützen konnte.

Nach und nach änderten sich die Betriebsverhältnisse in einer für das Locomotivpersonal sehr ungünstigen Weise. Die Zuggeschwindigkeit der Personenzüge wuchs von Jahr zu Jahr und damit auch die Intensität der Witterungseinflüsse. Die tägliche Dienstzeit wurde bei der wachsenden Ausdehnung der Bahnen und dem oft rapiden Wachsen des Verkehrs bei unzureichenden Kräften und Betriebsmitteln verlängert und auf die Nachtzeit ausgedehnt. Es wurden besondere Güterzüge eingeführt, welche bei ihrem langsamen Gange eine lange Dienstzeit des Führers bedingen. Es wurden Uebernachtungen des Führers auf fremden Stationen erforderlich, wo ein Kleiderwechsel schwierig und eine genügende Ruhe unmöglich war. Der junge Locomotivführer war mittlerweile älter und auch bequemer geworden; die nach und nach eintretende Vertheuerung aller Lebensbedürfnisse gestattete ihm dagegen nicht mehr die früher gewohnte kräftige Ernährung seines Körpers, so dass er häufig sich mit Mitteln gegen die Angriffe auf seine Gesundheit zu schützen anfing, welche in seiner Instruction als »verbotene« bezeichnet waren. Namentlich suchte und fand er in dem häufigen Genuss geistiger Getränke das entsprechende Remedium, wodurch er nicht selten zum gewohnheitsmässigen Trinker und — unbrauchbaren Führer sich herausbildete. Der intelligente Führer half sich gegen die Unbill der Witterung auch wohl auf eigene Faust durch Aufschlagen eines transportablen Schirmes über der Hinterkante der Feuerkiste, so dass nur der nüchterne und gewissenhafte Führer nach wie vor der leidende Theil war und nicht selten in der Blüthe seiner Jahre den unter den ungünstigsten Verhältnissen durchgeführten Strapazen erlag.

Solche Erscheinungen konnten auf die Dauer nicht unbeachtet bleiben und schafften bei den Betriebsvorständen der Ueberzeugung Raum, dass den veränderten Verhältnissen Rechnung zu tragen sei. Ueber das Wie und Wieweit jedoch gingen die Ansichten noch auseinander, da sich noch immer der eine mehr, der andere weniger von der Ansicht beherrschen liess, dass der Locomotivführer nur dann seinen Dienst mit Zuverlässigkeit versehen könne, wenn er möglichst frei auf der Maschine stehe. Es drangen wohl Nachrichten von Amerika herüber, dass man dort zum Schutz desselben Dächer über dem Führerstande angebracht habe, indessen blieb man über die Ungefährlichkeit derselben in Zweifel; war doch der Betrieb auf den amerikanischen Eisenbahnen im Allgemeinen als besonders zuverlässig nicht bekannt.

Zunächst verstand man sich indessen dazu, dass die Locomotiven mit niedriger Feuerkiste nach Sharp mit einem aufrechtstehenden geraden Blechschirme versehen wurden, welcher in der Breite der Feuerkiste vom Bodenblech ab ca. 2^m hoch war und

also ungefähr denselben Schutz gewährte, wie die überhöhten Feuerkisten nach Norris, welche lange Zeit zugleich als das Vollkommenste von Schutzmittel galten. Ein solcher Schirm ist in Fig. 1 dargestellt.

Fig. 1.

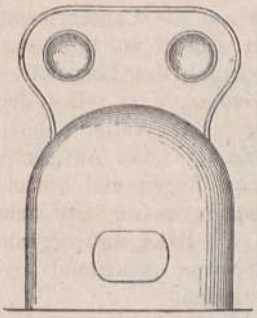


Fig. 2.

Fig. 3.

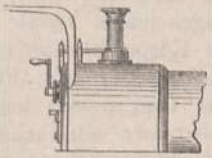
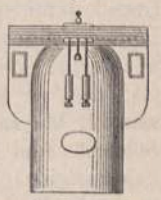


Fig. 4.

Fig. 5.



Nach und nach wurden diese geraden Blechschirme nach hinten etwas zurückspringend gemacht und zwar an den Seiten sowohl, als an der Oberkante, wie durch die Figuren 2 und 3 dargestellt ist. Die Badische Staatsbahnverwaltung ging einen Schritt weiter, indem sie auch bei den Locomotiven mit hohen Feuerkisten zu beiden Seiten derselben Schutzbleche anbringen liess, welche bis an die Aussenkante des Führerstandes reichten und mit kleinen Fenstern versehen waren. Später wurde dieser Schirm, ähnlich wie bei den Maschinen mit niedriger Feuerkiste, mit einer nach hinten vorspringenden Kappe versehen, so dass der Führer von vorn fast gänzlich vor Regen, Schnee und Sturmwind gedeckt war. Diese Kappe wurde nach und nach verlängert, bis der Schutzschirm die in Fig. 4 und 5 dargestellte Form erhielt. Auf der Badischen, Main-Neckar und mehreren anderen Eisenbahnen sind solche Schirme in vielen Exemplaren ausgeführt. Aehnliche Schirme wurden auch bei den Maschinen mit niedriger Feuerkiste angebracht, welche durch Stützen in ihrer Lage festgehalten wurden und noch heute sind auf mehreren, namentlich mitteldeutschen und französischen Eisenbahnen Maschinen mit solchen Schutzschirmen im Betriebe. Dieselben verdienten ihrer Zeit die volle Beachtung, welche sie fanden, und wurden von den Locomotivführern mit Jubel begrüsst.

Indessen war die Aufgabe hierdurch doch erst halb gelöst. Der Führer wurde allerdings von oben und vorn geschützt; bei Regen und Sturm war er nach wie vor ungedeckt, da Regen und Wind nicht immer von vorn kommen. Jedoch hielt man es für bedenklich, die Seitenwände des Führerstandes bis zum Dach hinaufzuführen, indem man befürchtete, dass dem Führer die stetige Beobachtung des gangbaren Zeugs dadurch erschwert und auch der beim Einfeuern aus der Feuerthür schlagende Rauch zu langsam abziehen und den Führer zu stark belästigen werde.

Die Mecklenburgische Eisenbahn streifte diese Befürchtungen zuerst ab, indem sie im Jahre 1860 damit voranging, statt des Schutzschirmes ein Häuschen über dem Führerstande zu erbauen, welches nur an der Hinterseite offen, sonst aber nach allen Seiten hin völlig geschlossen war. Dadurch wurde der Führer in den Stand gesetzt, unter allen Umständen, von Wind und Wetter unberührt, seinen Dienst mit vollster Aufmerksamkeit und Sicherheit zu verrichten. Verfasser dieses theilte darüber im Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens, Jahrgang 1861, p. 113, die dabei gemachten Erfahrungen mit und da dieselben noch heute anerkannt werden, auch die

Form des Häuschens im Allgemeinen sich auf den deutschen und anderen Eisenbahnen eingebürgert hat, so mag diese Mittheilung nebst Zeichnung (Fig. 3 und 4 auf Tafel XLIII) hier eine Stelle finden:

Wenn zum Schutze des Locomotivführerpersonals gegen die Ungunst des Wetters bei Ausübung seines Dienstes bisher weniger geschehen ist, als zum Schutze des auf den Wagen functionirenden Zugbegleitungspersonals, und die Rücksichtnahme auf die Conservirung des Gesundheitszustandes der Locomotivführer billiger Weise fordern sollte; so liegt der Grund dafür wohl zumeist in der Befürchtung, dass durch eine Umwehrung des Locomotivführerstandes die Sicherheit des Zuges leiden könnte. Bedenkt man indess, dass selbst der nüchterne, solide Führer von guter Körperconstitution sich nie so gegen das Wetter abhärtet, dass er bei freiem Stande im Unwetter oder Frost seine volle Energie und Aufmerksamkeit bis zu Ende einer strengen Tour fesseln kann, dass es ihm bei Regen und Sturm, Schnee- und Hagelfall, beim Ausströmen von schmutzigem Condensationswasser aus dem Schornsteine oft rein unmöglich ist, auszuschauen, um die Maschine, die Bahn und Signale zu beobachten, und dass diese Uebelstände bei einem zweckmässigen Schirme bedeutend weniger oder gar nicht eintreten, so muss diese Befürchtung etwas schwinden.

Wie Versuche auf diesseitiger Bahn mit zwei Personenzugmaschinen, welche seit Anfang Januars (1861) mit bedecktem Führerstande bis jetzt beständig im Dienste waren, gezeigt haben, tritt auch nicht der geringste Uebelstand dadurch zu Tage, wogegen die Vortheile in Bezug auf das Wohlbefinden der Führer und die Sicherheit, womit dieselben unter allen Verhältnissen ihrer Instruction nachkommen konnten, so evident sind, dass ein besserer Schutz der Führer, als die Bekleidung ihm gewährt, aus Sanitäts- und sicherheitspolizeilichen Rücksichten geboten sein sollte.

Die in den Figuren 3 und 4 auf Tafel XLIII in zwei Ansichten dargestellte Schutzvorrichtung, gestattet den Führern das Beobachten aller Theile der Maschine und der Bahn, belästigt sie bei ihren Manipulationen in keiner Beziehung und schützt dieselben gegen alle Einflüsse der Witterung zu allen Jahreszeiten. Die hintere Seite des Führerstandes ist offen, die vorderen Fenster sind zum Oeffnen nach innen, die seitlichen ausserdem zum Losnehmen eingerichtet, um sie bei der Sommerhitze in die an den Seiten angebrachten Taschen stellen zu können. Die über den vorhandenen Seitenwänden in die Höhe geführten Wände sind aus ein Achtel Zoll starken, das Dach aus ein Zehntel Zoll starken Blechen hergestellt. Um den Ventildom und die Ventile losnehmen zu können, ist das Dach mit einer entsprechenden Oeffnung versehen, welche durch ein Schlussblech geschlossen gehalten wird. Die Pfeifenstütze ist verlängert, so dass sie über das Dach hervorragt. Ein auf dem Dache angebrachter Winkelhebel mit einer Verbindung nach dem für den Führer bestimmten Pfeifengriffe, und einer andern nach dem Zuge führenden Zugvorrichtung ermöglicht die Handhabung der Pfeife vom Zuge aus.

An der Dombekleidung ist die Vorderwand mittelst Schrauben verbunden, und bietet das Losnehmen derselben beim Entkleiden des Kessels keine Schwierigkeit.

Die Herstellung eines solchen Führerhäuschens stellt sich auf circa 150 Thaler Selbstkosten.[1])

Nach und nach sind fast sämmtliche Bahnverwaltungen, wenn auch vorsichtig und zögernd, zu der Ansicht gelangt, dass die bedeckten Führerstände mindestens ein nothwendiges Uebel sind, und wenn auch noch heute hier und da Anstand genommen wird, die Führerstände weiter als oben durch ein Dach abzuschliessen, so ist dadurch doch viel gewonnen gegenüber den ganz offenen Führerständen der früheren Locomotiven.

Auf den deutschen Eisenbahnen hat der bedeckte Führerstand am leichtesten und schnellsten Eingang gefunden, so dass schon im Jahre 1865 auf der Techniker-Versammlung zu Dresden zu der aufgestellten Frage:

---

[1]) Durch einen Druckfehler waren im Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens 50 Thlr. statt 150 Thlr. Kosten angegeben.

»Welche Erfahrungen liegen über die Bedachungen der Stände der Locomotivführer vor und ist es nothwendig, oder empfehlenswerth, die Bedachung für die Stände der Locomotivführer vollständig durchzuführen?« folgender Beschluss gefasst wurde:

»Da sich die Verwaltungen, welche die Frage beantwortet haben, nahezu einstimmig für die Bedeckung der Führerstände aussprechen und bei der ausgedehnten langjährigen Erfahrung, die bereits vorliegt, die bedeckten Führerstände sich vollständig bewährt haben und die befürchteten Nachtheile nicht beobachtet worden sind, so muss die allgemeine Anwendung der bedeckten Führerstände dringend empfohlen werden.«

In der neuesten Auflage der Technischen Vereinbarungen v. J. 1871 heisst es § 124 wörtlich:

»Die Anbringung von gedeckten Führerständen wird dringend empfohlen.«

Der Wortlaut dieser Bestimmung gestattet den grössten Spielraum über die Grenzen, bis zu welchen die Deckung der Führerstände auszuführen ist. Man findet diese Grenzen bei den Locomotiven der verschiedenen Bahnen auch weit auseinander liegend vor. Namentlich ist der seitliche Abschluss des Führerstandes in oben besprochener Ausdehnung vielfach perhorrescirt worden, so dass die Seitenwände sehr verschieden ausgeführt werden, je nachdem man mehr oder weniger grosse Aussparungen in denselben für nothwendig hält, oder dieselben ganz verwirft, oder endlich sie in der ganzen Länge des Führerstandes bis zum Dach für zweckmässig erachtet. Diese Verschiedenheiten zeigen sich sogar bei den verschiedenen Maschinen ein und derselben Bahnverwaltung, so dass sich erkennen lässt, dass man über die Zulässigkeit oder Zweckmässigkeit des seitlichen Abschlusses noch nicht überall zu festen Ansichten gelangt ist.

Auf den meisten französischen Locomotiven sind die Führerstände seitlich ganz offen und nach vorn auch nur in beschränkter Weise geschlossen. Der in Fig. 1 und 2 auf Tafel XLIII dargestellte Führerstand ist an den meisten Locomotiven der Paris-Lyon-Mittelmeer-Eisenbahn ausgeführt und repräsentirt überhaupt den Typus des südfranzösischen Führerstandes. Die Führerstände der nordfranzösischen Locomotiven sind in der Regel vorn in der ganzen Breite des Perrons geschlossen, an den Seiten jedoch entweder ganz offen, oder doch nur wenig an der vorderen Ecke gefüllt.

Auf den österreichischen Eisenbahnen sind vielfach starke Aussparungen in den Seitenwänden der Führerstände zu constatiren, so dass etwa der vierte oder dritte Theil dieser Wände ausgefüllt ist. Nicht selten fehlen die Seitenwände ganz.

An den deutschen Locomotiven findet man allerdings auch häufig einen Ausschnitt im Obertheile der Seitenwände, indessen ist man im Allgemeinen wenig scrupulös in diesem Punkte, so dass man dem rauheren Klima Rechnung trägt und volle oder fast volle Seitenwände gestattet.

Auf Tafel XLIII in Fig. 5 und 6, sowie Fig. 8 sind zwei Typen von Führerhäuschen deutscher und belgischer Eisenbahnen dargestellt — von Maschinen der Berlin-Stettiner, resp. der Grande Central Belge Eisenbahn entnommen — welche hauptsächlich dadurch sich von einander unterscheiden, dass die Vorderwand bei Fig. 5 u. 6 sehr weit nach hinten zurücktritt, wodurch zur Bergung des auf dem Führerstande befindlichen Steuerungsmechanismus ein seitlicher Vorbau erforderlich wird; während die

Vorderwand bei dem Führerstande Fig. 8 weiter nach vorn über den Kessel tritt, wodurch die Placirung der freien Steuerungstheile unter dem gemeinschaftlichen Dache ermöglicht ist. Eine besondere Art von bedeckten Führerständen bilden die auf den Tendermaschinen angebrachten, indem dieselben eine geschlossene Vorder- und Hinterwand haben. Näheres später.

Die Engländer behandeln das Führerhäuschen am einfachsten, indem sie, ähnlich der Kesselbekleidung, eine Blechtafel in entsprechender Form über den Führerstand spannen und zur Versteifung mit Bordleisten versehen. Der zwischen Kessel und Vorderkante dieses Schirms liegende offene Raum wird durch eine Blechwand ausgefüllt, welche mit den obligaten Fenstern und Oeffnungen versehen ist.

Fig. 6.

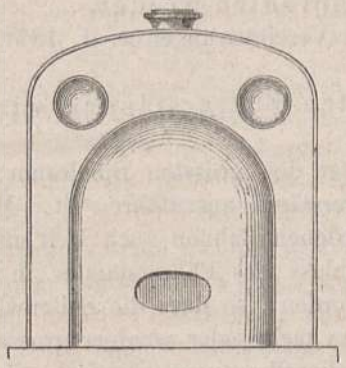
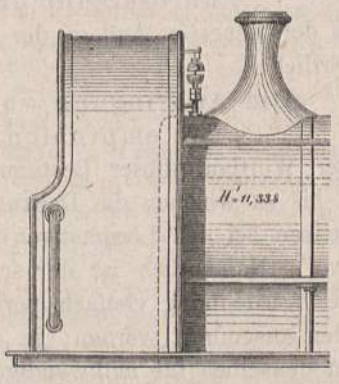


Fig. 7.



In vorstehenden Figuren 6 und 7 ist ein solches Blechhäuschen dargestellt.

Die amerikanischen Locomotiven stimmen am meisten mit den deutschen hinsichtlich der Form des bedeckten Führerstandes überein, indessen kommen dabei Aussparungen in den Seitenwänden nur bei Tendermaschinen vor. Die Seitenwände reichen bis an die Hinterkante des Führerstandes und in voller Breite bis unter das Dach und auch nach vorn weit auf die Feuerkiste hinauf, damit der Steuerungsbock nebst Händel, die Dampfpumpe und die Werkzeugkasten darunter genügenden Platz finden.

Abgesehen von diesen allgemeinen Verschiedenheiten, unterscheiden sich die bedeckten Führerstände noch durch eine Menge Besonderheiten.

Es wurde bereits oben erwähnt, dass die Führerhäuschen mehr oder weniger weit auf den Kessel treten. Bei der Anordnung Fig. 8 auf Tafel XLIII wird der Vortheil erreicht, dass die Steuerungstheile des Führerstandes in den gemeinschaftlichen Raum fallen, welcher vom Dache überspannt wird. Ebenso liegt die Pfeife, die Wärmehähne und andere Theile innerhalb des bedachten Raums, so dass sie bequemer zu handhaben sind. Auch gestaltet sich das ganze Häuschen einfacher und eleganter, und wenn man noch in Betracht zieht, dass auf den tieferen Führerständen der Führer weit weniger dem Luftwirbel ausgesetzt ist, welcher dadurch entsteht, dass die unmittelbar hinter der Vorderwand entstehende Luftverdünnung beim raschen Fahren mit der Atmosphäre sich ins Gleichgewicht zu setzen sucht, so sind dies Gründe genug, um die freie Anordnung, welche in den meisten Fällen in Anwendung kommt, erklärlich zu finden.

Dagegen liegen auf der anderen Seite nicht minder wichtige Gründe vor, welche für die Verwendung der flachen Häuschen sprechen. Namentlich gestatten

sie die Placirung der Dampfpfeife, Wärme-, Injector- und anderer Hähne ausserhalb des Häuschens, was zwar für ihre Handhabung unbequem ist, jedoch den grossen Vortheil bringt, dass bei den sehr häufig vorkommenden Undichtigkeiten dieser Hähne die Fenster bei kalter Witterung nicht mit Schweisswasser sich überziehen und die Aussicht hindern.

Der Feuergefährlichkeit wegen verwendet man zu den Führerhäuschen fast ausschliesslich Eisenblech; zu den Dächern wird ausnahmsweise Holz verwendet. Bei amerikanischen Locomotiven dagegen werden nicht selten die ganzen Häuschen von Holz gefertigt.

Die seitlichen Dachkanten werden sehr häufig mit Rinnen zur Abführung des Regenwassers versehen, indem die das Dach bildenden Bleche am Rande aufgebogen werden, wie aus Fig. 5 auf Tafel XLIII zu ersehen ist. Nicht selten werden diese Rinnen mit Abflussröhren versehen, welche von der Mitte derselben ausgehend, innerhalb der Seitenwände nach unten geführt werden.

Die Dachfirst ist gewöhnlich horizontal, nicht selten auch nach vorn geneigt. Die Höhe des Dachs in der Mitte beträgt circa $2^m,333$.

Im Dach werden oft Ventilations-Vorrichtungen angebracht, welche bei den Maschinen mit überhöhter Feuerkiste aus einem viereckigen Aufbau von durchlöchertem Eisenblech besteht, und die Sicherheitsventile und Hebel umschliesst.

Auch werden sogenannte Deflectoren für die Ventilation in Anwendung gebracht. Viel häufiger, als im Dach, werden in der Vorderwand Ventilationsvorrichtungen angeordnet, welche in Drehschiebern, Fenstern und Jalousien bestehen und theils nach Belieben, theils fortwährend frische Luft in das Führerhäuschen eintreten und in der oberen Partie durchstreichen lassen. Die mit vollen Seitenwänden versehenen Führerhäuschen werden ausserdem mit Seitenfenstern versehen, welche entweder in die Höhe geklappt und dort festgehalten, oder ganz losgenommen und in seitlich angebrachte Taschen gestellt werden, wenn die Sommerhitze eine vermehrte Ventilation wünschenswerth erscheinen lässt. Die in der Vorderwand angebrachten Fenster werden gewöhnlich so eingerichtet, dass sie sich um ihre verticale Mittelachse drehen lassen, wodurch sie der Zertrümmerung durch den starken Luftzug nicht unterliegen und sich bequem reinigen lassen, was bei dem nicht selten vorkommenden Spucken der Locomotiven häufig nothwendig wird.

Der Uebelstand des Blindwerdens der Vorderfenster durch Regen, Spuckwasser und grossflockigen Schnee ist übrigens in den letzteren Jahren oft dadurch beseitigt, dass über den Fenstern Blechschirme angebracht werden, welche den Schmutz abfangen. Damit diese Blechschirme nicht zu weit vortreten müssen, um das bei raschen Fahrten unter einem kleinen Neigungswinkel niedergehende Spuckwasser abzuhalten, bringt man gewöhnlich zwei Schirme von minder grosser Ausladung über einander an, so dass der eine oberhalb, der andere in der Mitte des Fensters placirt ist. Dabei besteht jedes Fenster aus zwei Theilen, so dass jede Hälfte bei dem festen Schirm für sich geöffnet werden kann. Wenn die Fenster ganz nach innen aufschlagen, können sie aus einem Stück bestehen.

Das Losnehmen und Trennen des Führerhäuschens von der Maschine, sowie die Aufbewahrung desselben während der Reparaturausführung der Locomotive ist stets mit Umständen und Schwierigkeiten verknüpft, die man möglichst zu vermeiden trachten muss. Man bringt daher bei den Locomotiven mit hinter der Feuerkiste liegender Hinterachse, welche durch Krahne in eine Senkgrube herunter gelassen wird, entsprechende Oeffnungen im Dache an, durch welche die Hängeeisen beim Auswechseln der

Hinterachse hindurchtreten, so dass ein Losnehmen des Häuschens oder eines Theils desselben dadurch umgangen wird. Die Ränder dieser Oeffnungen werden mit Bordringen eingefasst, damit die Hängeeisen bei unaufmerksamer Behandlung nicht ein Verbiegen oder Zerreissen derselben veranlassen. Die freien Oeffnungen werden entweder durch Deckel geschlossen oder offen gelassen; nicht selten werden diese Oeffnungen zur Ventilation verwendet, wie durch die nebenstehenden Skizzen Fig. 8 und 9 zur Anschauung gebracht ist.

Fig. 8.

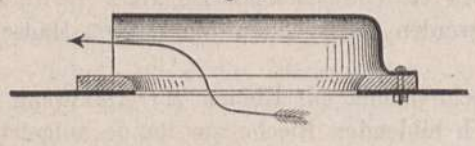
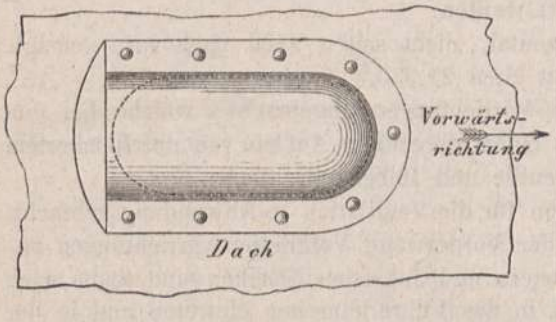


Fig. 9.



Bei den periodisch sich wiederholenden Kesselrevisionen muss zum Abnehmen der Kesselbekleidung auch das bedeckte Führerhäuschen abgenommen werden und wird dasselbe aus diesem Grunde gewöhnlich aus zwei Theilen hergestellt, welche über einander aufgebaut und in etwa halber Höhe zusammengeschraubt werden, so dass bei der Entblössung des Kessels nur der obere Theil gelöst und abgenommen zu werden braucht. Auf Tafel XLIII in Fig. 5 und 6 ist diese Construction dargestellt.

Unstreitig einfacher und eleganter sind indessen die Häuschen, bei denen die Seitenwände von unten bis oben aus einer Blechlänge hergestellt werden und werden solche auch vielfach ausgeführt. (Siehe Fig. 8 auf Tafel XLIII.)

Um nun nicht immer das ganze Häuschen losnehmen zu müssen, wird die Vorderwand nicht selten zum Lostrennen eingerichtet, und da gewöhnlich nur dieser Theil des Häuschens mit der Bekleidung in unmittelbarer Verbindung steht, so ist mit der Entfernung desselben alle Schwierigkeit zur Entkleidung des Kessels behoben.

Noch einfacher und bequemer jedoch ist die neuerdings aufgenommene Manier, dass die Bekleidungsbleche der Feuerkiste so construirt und befestigt werden, dass sie ohne Losnehmen irgend eines Theils des Führerhäuschens vom Kessel entfernt werden können, so dass es niemals nöthig ist, das Führerhäuschen oder einen Theil desselben abzutragen. Das Nähere hierüber soll im Abschnitt »Kesselbekleidung« gesagt werden.

Bei den Tendermaschinen, welche zum Vorwärts- und Rückwärtsfahren benutzt werden, ist die Einrichtung der bedeckten Führerstände von der bisher besprochenen etwas abweichend, indem nach vorn nicht nur, sondern auch nach hinten ein fester Abschluss des Führerstandes vorhanden sein muss. Die Form eines solchen Führerhäuschens ist in der Zeichnung Fig. 7 auf Tafel XLIII dargestellt.

Es unterliegt keinem Zweifel, dass diese Form eine günstige nicht ist, indem eine grosse Luftströmung in der Querrichtung des seitlich geöffneten Häuschens stattfindet, wodurch das Führerpersonal bei heftigem Seitenwind zu leiden hat; indessen bleibt nichts anderes als diese Einrichtung zur Herstellung eines practicabeln Führerhäuschens übrig, da Versuche, die Seitenwände durch Thüren zu schliessen und die Zuströmung von frischer Luft durch die der Zugrichtung gegenüberliegenden Fenster-

öffnungen zu bewirken, nicht bessere Resultate ergeben haben, indem die Zuströmungsöffnungen zu klein ausfallen und das häufige Oeffnen und Schliessen der Fenster zu lästig ist.

Uebrigens ist es bei den Tendermaschinen häufiger als bei den anderen Locomotiven der Fall, dass die Seitenwände in der oberen Hälfte wenig oder gar nicht gefüllt sind, was wegen des dadurch verminderten Zugwindes jedenfalls zweckmässig ist. Die Amerikaner, welche bei den Maschinen mit besonderem Tender, wie bereits oben bemerkt wurde, sehr weitgehende Seitenbefriedigungen haben, lassen bei Tendermaschinen nicht nur die vollen Seitenwände, sondern auch die volle Vorder- und Hinterwand völlig fort. Dagegen verlängern und verbreitern sie das Dach möglichst stark, so dass das Führerpersonal vor Regen geschützt wird und wenn auch starkem Winde, so doch geringerem Zugwinde ausgesetzt ist.

§ 2. Communication zwischen der Locomotive und dem Zuge. — Es ist für die Sicherheit des Eisenbahnbetriebes von der grössten Wichtigkeit, dass das bei den Eisenbahnzügen functionirende Personal unter sich sowohl, als auch mit den Passagieren in steter Communication sich befindet, um vor jeglicher dem Zuge oder dessen Insassen drohenden Gefahr auf die kürzeste und verständlichste Weise einander Mittheilung machen, resp. selbige mit vereinten Kräften abwenden zu können.

In der Hand des Locomotivführers liegt namentlich die Sicherstellung des Zuges vor äusserer Gefahr; denn der Locomotivführer soll den Zug nicht allein regelmässig und exact an sein Ziel befördern, wenn alle Vorbedingungen dazu erfüllt sind; er soll auch jede Gefahr, welche dem Zuge durch entgegentretende Hindernisse etwa aufstösst, sofort bemerken, sicher beurtheilen und zuverlässig abwenden, so dass der Zug auch bei nicht normalen Verhältnissen unberührt bleibt.

Indessen kann der Locomotivführer seine Aufmerksamkeit doch hauptsächlich nur auf die Maschine und die Bahn richten, was hinter ihm an und in dem Zuge vorgeht, ist seiner Beobachtung entzogen. Zur Ueberwachung des Zuges wird das Zugbegleitungspersonal, und an erster Stelle der Zugführer, bestellt, welcher seinen Platz daher auch an einer so erhobenen Stelle des Zuges einnimmt, dass er denselben vollkommen übersehen kann.

Doch auch im Innern der Wagen treten Gefahren auf, indem Angriffe auf Leib und Leben der Passagiere, sowie Feuersnoth nicht eben selten sind, so dass zur schnellen Hülfe eine Communication der Passagiere mit den Zugbeamten zu den nothwendigsten Requisiten einer gefahrlosen Reise gehört.

Die Communicationsvorrichtungen müssen einfach, jedem Einzelnen in und auf dem Zuge zugänglich und vor allen Dingen schnellwirkend sein, denn »das Unglück schreitet schnell«. Zwischen dem Auftreten einer Gefahr und deren Abstellung darf beim Eisenbahnzuge oft keine Zeit liegen.

Es ist nun Aufgabe des Eisenbahntechnikers, Communicationsmittel von solcher Güte zu schaffen, dass die genannten Bedingungen dadurch erfüllt werden können. Das vornehmste Communicationsmittel, welches wir bis jetzt besitzen, ist die Dampfpfeife mit dem Pfeifenzuge. Letzterer reicht über den ganzen Zug und setzt mindestens jeden Zugbeamten mit dem Locomotivführer in Verbindung. Der Locomotivführer unterhält seinerseits mittelst der Dampfpfeife eine stete Communication mit dem Zugpersonal, indem er demselben namentlich die drei Signale: Achtung, Bremsen fest und Bremsen los giebt.

Vom Zugpersonal wird durch das Anziehen der Zugleine oder der Pfeifenschnur bei besonderen Veranlassungen das Zeichen Achtung gegeben, was den Locomotiv-

führer zu weiteren Maassnahmen veranlasst. Zur Ertheilung weiterer Signale ist der Pfeifenzug nicht geeignet.

Damit die Dampfpfeife auch bei Sturmwind und dem Gerassel eines über eine hartgefrorne Bahn dahin eilenden Zuges im geschlossenen Bremserhäuschen des letzten Wagens im Zuge gehört werden kann, muss sie einen sehr starken Ton haben. Wie die Dampfpfeifen zu construiren sind, um in dieser Beziehung ihre Aufgaben zu erfüllen, ist bereits in dem IV. Capitel unter »Kessel-Armaturen« gezeigt, so dass wir die Construction der Dampfpfeifen für ihre diversen Zwecke hier übergehen dürfen.

Die Anlage der Dampfpfeife auf dem Kessel ist der bequemen Handhabung durch den Locomotivführer entsprechend und so auszuführen, dass sie nach allen Seiten hin frei liegt, damit der Ton in seiner vollen Stärke fortgetragen werden kann.

Auf den deutschen Locomotiven befindet sich nur eine Pfeife, indem eine zweite Pfeife auf einem Theil der Köln-Mindener Locomotiven nur als Ausnahme vorkommt. Auf den englischen Locomotiven dagegen werden für den Gebrauch des Locomotivführers in der Regel zwei Dampfpfeifen angebracht, von denen die eine einen hohen, die andere einen tiefen Ton giebt und von denen jede für bestimmte Zwecke gebraucht wird.

Auf vielen amerikanischen Eisenbahnen sind die Locomotiven mit einer Dampfpfeife und einer Glocke ausgerüstet, und werden in diesem Falle die Signale für das Zugpersonal mit der Pfeife gegeben. Auf vielen anderen amerikanischen Locomotiven werden alle Signale mit Glocken gegeben. Gewöhnlich bringt man jedoch zwei Glocken von verschiedener Klangfarbe auf den Locomotiven an, von denen die eine zu den Signalen für das Zugpersonal, die andere für den Aussengebrauch dient, um die Ankunft der Züge dem Bahnhofspersonal zu melden und namentlich, um das auf der Bahn befindliche Vieh zu verscheuchen.

Für letzteren Zweck muss die Glocke auf manchen Eisenbahnen, namentlich zur Nachtzeit, fast ohne Unterbrechung ertönen, so dass sie durch eine Dampfpfeife, welche jedenfalls weit wirksamer ist, nicht ersetzt werden kann, will man nicht eine grosse Menge Dampf für die event. nothwendig grosse Dampfpfeife opfern und das Maschinenpersonal durch das ewige Schrillen der Pfeife gegen jede andere Wahrnehmung auf der Strecke blind und taub machen.

Uebrigens ist das beständige Läuten der Glocke auch nicht angenehm für das Maschinenpersonal und hat man die Glocken daher auf denjenigen Bahnen, welche dasselbe erforderlich machen, mit einem rotirenden Organe der Maschine in Verbindung gesetzt durch eine Vorrichtung, welche ein- und ausgerückt und also nach Belieben zur Bewegung der Glocke gebraucht werden kann.

Auch hat man angefangen, das Läuten dieser Glocken durch eine besondere kleine Dampfmaschine, welche auf dem Hintertheil des Kessels placirt ist, zu bewirken. Eine solche Maschine mit Bewegungsmechanismus ist in Nr. 1 des Jahrg. 1874 der Zeitschrift »Die Eisenbahn« dargestellt und beschrieben.

In der Neuzeit ist übrigens der Gebrauch der Dampfpfeife für die Signale mehr und mehr in den Vordergrund getreten, so dass die Pfeife über kurz oder lang in der ganzen Welt das Mittel sein wird, durch welches sich der Locomotivführer mit dem Zugpersonal verständigt.

Die Communicationsmittel zum Gebrauch des Zugpersonals sind in den verschiedenen Ländern sehr verschieden.

Auf den deutschen Eisenbahnen wird durchweg eine Leine, Zugleine, welche

mit der Dampfpfeife in Verbindung gebracht wird, zur Communication des Zuges mit der Maschine benutzt.

Fig. 10.

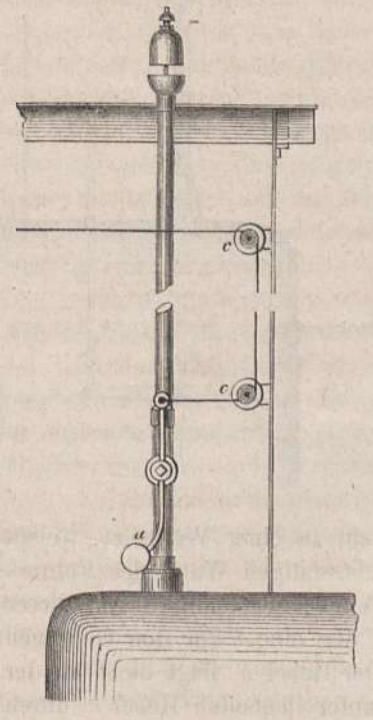
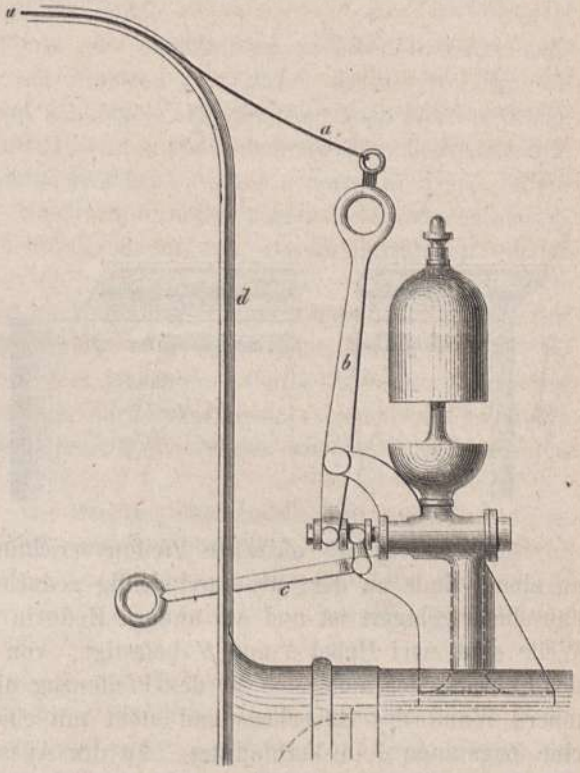


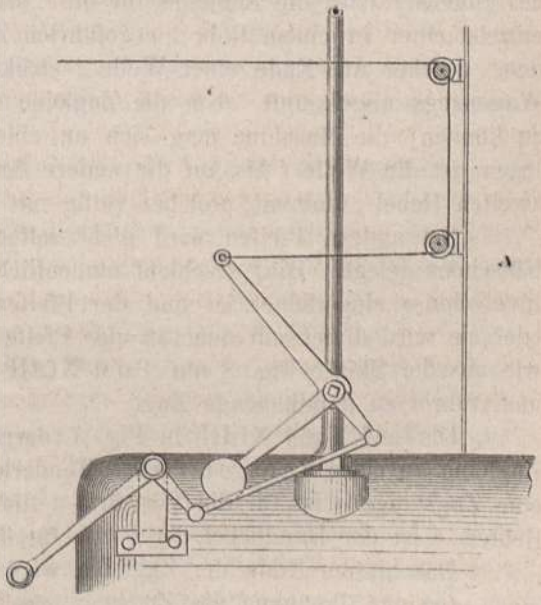
Fig. 11.



Die Vorrichtungen zur Verbindung der Leine mit der Pfeife sind verschiedener Art, bei der in Fig. 10 skizzirten Vorrichtung, welche bei vielen deutschen Locomotiven in Anwendung ist, wird die Zugleine an die Verlängerung des Hebels *a* geknüpft, welcher auf dem Conus des Pfeifenhahnes angebracht und vom Locomotivführer zum Pfeifen benutzt wird; sie muss jedoch über zwei Rollen *c c* und zwar nach oben geleitet werden, damit das Maschinenpersonal ungehindert unter der Leine hindurchgehen kann.

Eine andere von England importirte Vorrichtung zur Anbringung der Zugleine *a a* ist in der Zeichnung Fig. 11 dargestellt. Das Pfeifenventil wird dabei mittelst des Hebels *b* oder von Seite des Führers mittelst des Winkelhebels *c* horizontal verschoben; *d* ist der blecherne Schutzschirm des Führerstandes.

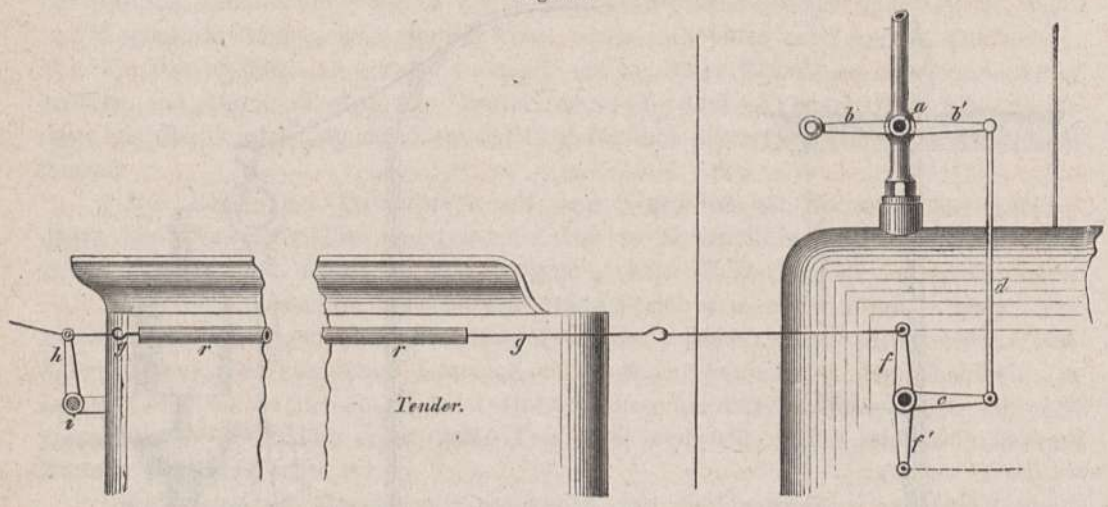
Fig. 12.



Die Zeichnung Fig. 12 stellt die Skizze eines von A. Borsig oft ausgeführten

Pfeifenmechanismus vor, welcher dem Führer bequemer liegt, als der durch Fig. 10 zur Anschauung gebrachte.

Fig. 13.



Die in Fig. 13 skizzirte Pfeifenvorrichtung besteht in einer Welle *a*, welche an einem Ende an der, als durchsichtig gedachten, rechtsseitigen Wand des Führerhäuschens gelagert ist und am andern Ende in dem Pfeifenconus endigt. Auf dieser Welle sind zwei Hebel *b* und *b'* befestigt, von denen der eine *b* für den Gebrauch des Führers, der andere *b'* für den Pfeifenzug dient. Der Hebel *b'* liegt dicht an der innern Wand des Häuschens und steht mit einem darunter liegenden Hebel *c* durch eine Zugstange *d* in Verbindung. An der Aussenseite des Häuschens ist auf der in der Wand gelagerten Welle des Hebels *c* ein Doppelhebel *f f'* angebracht. Am Ende des Hebels *f* wird die Zugleine für die Vorwärtsfahrt der Maschine angebracht und mittelst einer in einem Rohr *r r* geführten Zugstange *g g* mit dem Hebel *h* verbunden, welcher am Ende einer Welle *i* steckt. Am Hebel *h* wird die Zugleine des Wagenzugs angeknüpft. Um die Zugleine stets auf derselben Wagenseite auflegen zu können, die Maschine mag sich an einem oder dem anderen Ende vor den Zug legen, ist die Welle *i* bis auf die andere Seite des Tenders verlängert, wo sie einen zweiten Hebel aufnimmt, welcher völlig mit dem Hebel *h* correspondirt.

Bei andern Pfeifen wird nicht selten eine Welle auf das Dach des Führerhäuschens gelegt. Dies geschieht namentlich dann, wenn die Pfeife mit einem Ventilverschluss eingerichtet ist und der Pfeifenzug über dem Tender fortgeleitet wird, oder sie wird direct mit dem an der Pfeife angebrachten Winkelhebel *a* verbunden, wie aus der Skizze Fig. 8 auf Tafel XLIII ersichtlich ist; *b* ist der von dem Locomotivführer zu handhabende Zug.

Die auf Tafel XLIII in Fig. 7 dargestellte Vorrichtung zur Anbringung der Zugleine an einer Egestorffschen Tenderlocomotive ist an sich verständlich. Die eine Zugstange *a* ist für die Vorwärts-, die andere *b* für die Rückwärtsfahrt eingerichtet, *c* ist der Handhebel der Pfeife für den Führer.

Das hintere Ende der Zugleine wird am letzten Wagen befestigt, damit bei einer etwaigen Trennung des Zuges in zwei Theile die Pfeife zum Tönen kommt.

Beim Nichtgebrauch wird die Leine gewöhnlich auf eine Trommel aufgewickelt, welche sich auf dem Gepäckwagen befindet.

Auf den englischen und französischen Eisenbahnen wird selten die Dampfpfeife, sondern eine auf dem Tender angebrachte Glocke zu den Nothsignalen benutzt, welche vom Zuge aus gegeben werden, indem diese Glocken durch Drähte mit dem Zugbegleitungspersonal in Verbindung gesetzt wird.

Um die Spannung und Widerstände der Drahtleitung zu überwinden, findet sich in der Regel im Zugführer-Coupé ein Handrad vor, durch dessen Drehung die Drahtleitung angespannt und eine rasche beliebige Folge von einzelnen Glockensignalen für den Locomotivführer hervorgerufen wird. Die Glockenwerke sind natürlich derartig construirt, dass einzelne bestimmte Schläge gegeben werden können, indem der Drahtzug direct auf den durch eine zweite Spiralfeder gegen die Glocke geschleuderten Stempel wirkt und letzterer selbstthätig durch eine zweite Spiralfeder wieder eingerückt wird.

Oft ist noch eine zweite Glocke im Zugführer-Coupé angebracht, damit der Locomotivführer in gleicher Weise durch Signale sich verständigen kann.

Diese Anlage setzt voraus, dass vom Zugführer-Coupé aus der ganze Zug übersehen werden kann. Bei langen Zügen dürfte dies nicht zutreffen und ist dafür die über den ganzen Zug reichende Leine, welche zu Händen der im Zuge vertheilten Schaffner ist, jedenfalls vorzuziehen.

Auf der Hessischen Ludwigsbahn, der Bergisch-Märkischen und einigen anderen Eisenbahnen hat man eine Communication zwischen dem Zug- und Locomotivführer dadurch hergestellt, dass an den Tendern Laufbretter angebracht sind, welche ein Zusammentreten und eine Mittheilung von Mund zu Mund unter den betreffenden Beamten ermöglichen.

Wenn diese jedenfalls sicherste Art von Telegraphie bisher noch nicht zu weiterer Anwendung gelangt ist, so hat dies wohl darin seinen Grund, dass die Tenderbreite eine ungefährliche Passage selten gestattet und der ganze Apparat auch zu schwerfällig und langsam functionirt.

Wie bereits Eingangs bemerkt wurde, handelt es sich bei dem Personentransport nicht nur um die exacte und sichere Beförderung des Zuges, es handelt sich auch um die persönliche Sicherheit des reisenden Publicums in den Zügen selbst und ist zur Herstellung derselben eine Communication desselben mit dem Zugpersonal erforderlich.

Die Mittel, welche bei unserem Wagensystem mit Coupés zur Herstellung einer Communication zwischen dem Passagier und den Zugbeamten möglich sind, dürften nahezu erschöpft sein, ohne dass ein befriedigendes Resultat erzielt worden wäre. Auf mehreren französischen Eisenbahnen sind kleine doppelte Fensterscheiben in den Zwischenwänden der Coupés so angebracht, dass dieselben in allen Wagen mit einander correspondiren. Man kann also dem Zugführer im vorderen Wagen, welcher diese Fenster im Auge zu behalten hat oder durch einen Andern beobachten lässt, Zeichen geben und so den Zug zum Halten bringen lassen, indem der Zugführer die Nothglocke ertönen lässt. Falls das optische Signal des nothleidenden Passagiers nicht bemerkt wird, darf derselbe eine Glasscheibe zerbrechen und eine zwischen den beiden Glasscheiben befindliche Schnur anziehen, wodurch die Allarmglocke unmittelbar in Wirksamkeit versetzt und der Locomotivführer dadurch zum Anhalten des Zuges veranlasst wird. Die betreffende Instruction zum Gebrauch dieses Nothsignals ist in jedem Coupé durch Placat jedem Passagier zur Kenntniss gebracht.

Auf den englischen Eisenbahnen ist man zuerst auf die elektrische Communication losgesteuert und hat man deren mehrere Arten in Anwendung gebracht.

Auf der Great-Western Eisenbahn ist eine von Binney angegebene elektrische Verbindung zur Anwendung gekommen. Dieselbe besteht in durch Kautschuk geschützter doppelter Kupferdrahtleitung, die zwischen den Wagen beim Kuppeln durch Haken und Oesen unterbrochen werden kann. In jedem Dienstcoupé steht eine Glocke, die mit einem Pole der daneben stehenden Batterie verbunden ist. Die eine Drahtleitung berührt die Glocke, die andere den andern Batteriepol. Wenn also ein Reisender einen in jedem Coupé angebrachten Hebel niederdrückt und dadurch die beiden Leitungen in Berührung bringt, so fängt die Glocke im nächsten Dienstcoupé zu läuten an und hört nicht eher wieder auf, bis der Schaffner den Hebel wieder gehoben hat.

Der Schaffner lässt auf ein solches Zeichen das Nothsignal ertönen, wodurch der Zug zum Stehen veranlasst wird.

Ausser dieser elektrisch-telegraphischen Vorrichtung sind noch eine Menge ähnlicher Anlagen auf französischen und englischen Eisenbahnen zu probeweiser, theils auch zu definitiver Anwendung gebracht worden. Viele davon sind in technischen Journalen näher beschrieben und können wir daher auf die betr. Literatur am Ende dieses Capitels hinweisen.

Nach der Zeitung des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen d. a. 1872 pag. 110 wurde auf der London-Brighton und Südküste-Eisenbahn ein von Major Westkered erfundener und demselben patentirter Zugsignal-Apparat probirt, welcher zur Verbindung zwischen den Passagieren, den Schaffnern und dem Locomotivführer eines Zuges dient und mechanisch wirkt. Die Reibung ist dabei im Vergleich zu anderen ähnlichen Einrichtungen auf ein Minimum reducirt worden.

Die Vorrichtung besteht darin, dass durch das Herabfallen eines in der Coupéscheidewand durch zwei Eisenstäbe gehaltenen Stöpsels, welcher gelöst werden kann, die darin befestigte Schnur, welche über eine oberhalb des Berührungspunktes der Eisenstangen angebrachte Rolle läuft, angezogen wird und dann die Signalleine in Bewegung setzt. Durch Entfernen des Stöpsels aus seiner Ruhestellung nähern sich die durch Federn in Spannung gehaltenen Eisenstangen, wodurch gleichzeitig zwei Signalscheiben ausserhalb des Wagens zur Bezeichnung des Coupés, in welchem das Signal gegeben ist, sichtbar werden. Die Zug- bezw. Signalleinen sind aus dünnen Eisenstäben gebildet, welche, unter der Mitte des Wagens hängend, eine Vorwärts- und eine Rückwärtsbewegung gestatten und die von den Coupés auslaufenden Schnüre aufnehmen.

Die Verbindung dieser straffen Signalleinen zwischen den einzelnen Wagen wird durch Eisendrahtschnüre derart vermittelt, dass die Bewegung der Buffer, ohne Einwirkung auf das Signalgeben auszuüben, erfolgen kann, auch eine Verkürzung und Verlängerung der einzelnen Verbindungstheile leicht ausführbar ist.

Nach Anziehen der Zugleine resp. Entfernung des Stöpsels in irgend einem Personen-Coupé löst sich der Anker eines an der Innenwand des Schaffnerwagens (Coupés) befindlichen Hebelwerks, der mit einem Gewicht belastete Hebelarm desselben fällt in Folge dessen herab, die an ihm befestigte Kette, welche zu der unter dem Wagen hängenden Signalleine führt, wird angezogen und hierdurch das Signal dem Locomotivführer mitgetheilt, resp. die Dampfpfeife direct zum Ertönen gebracht.

Auf den deutschen Eisenbahnen hat man, nachdem früher besonders mit optischen und akustischen Vorrichtungen misslungene Versuche gemacht worden sind, in jüngster Zeit besonders lebhaft wieder die Frage der Communication durch die Zugleinen aufgenommen und weiter verfolgt, indem mehrere der grössten Eisenbahnverwaltungen ein practicables Communicationsmittel dadurch herzustellen gesucht

haben, dass sie den Passagieren die Anwendung der Zugleinen vom Coupé aus ermöglichten.

Bei der königl. preuss. Ostbahn wird die Zugleine am Dache der Personenwagen entlang geführt, so dass man sie vom geöffneten Fenster aus erfassen kann, um die Dampfpfeife damit in Wirksamkeit zu setzen. Die Führungen oder Träger der Pfeifenschnur liegen ausserhalb des Wagens und können daher nur an solchen Wagen angebracht werden, welche die grösste zulässige Breite nicht besitzen.

Eine andere Vorrichtung, welche jüngst auf der Rheinischen Eisenbahn in Gebrauch gekommen und vom Ober-Maschinenmeister Leonhardi ausgeführt ist, haben wir auf Taf. XLIII in Fig. 9 zur Darstellung gebracht.

Nach derselben wird durch Kurbeln, welche dem Reisenden im Coupé zugänglich sind, und mittelst schräg gelagerter Wellen *a a* und conischer Zahnräder *b b*, *c c* die haspelartigen Leinenhalter *h h* in Drehung versetzen und so die Zugleine aufwickeln und die Nothpfeife in Thätigkeit gesetzt.

Die Kurbeln werden durch schwache Plombenschnüre festgehalten, welche beim Gebrauch leicht zerrissen werden können. Die Wagen mit vier Coupés haben zwei Apparate mit vier Gabeln. Indem dieselben an den Zwischenwänden liegen, konnten die Kurbelwellen durch die Wände geführt werden, so dass sie an beiden Seiten derselben, also in je zwei Coupés mit Kurbeln versehen werden konnten. Es kann also mittelst zweier Apparate von allen vier Coupés aus die Leine angezogen werden, dieselbe mag an der rechten oder linken Seite über die Wagen hinweggehen.

Von aussen lässt sich durch die aufgewickelte Leine sofort erkennen, in welchem Wagen und Wagenende das Nothsignal gegeben ist.

In dieser Weise, welche sich auf der Rheinischen Eisenbahn, nach einigen Aenderungen der ursprünglichen Anlage, als die einfachste und beste entwickelt hat, ist versuchsweise auch auf der Magdeburg-Halberstädter Eisenbahn derselbe Apparat bereits ausgeführt worden.

Nach demselben System der Aufwickelung der Zugleine hat die Köln-Mindener Eisenbahn versuchsweise mehrere Wagen eingerichtet, nur mit dem Unterschiede, dass in jedem Wagen eine besondere Drahtzugleine *a* angebracht und durch alle Coupés hindurch geführt ist. Durch ein Anziehen derselben wird ein Sperrkegel *b* ausgelöst und hierdurch ein Gewicht *g* frei gemacht, welches die Gabel *h* umdreht und in Folge dessen die Zugleine anzieht, wie aus der Zeichnung Taf. XLIII, Fig. 10 bis 12 deutlich zu ersehen ist.

Auch die Nassauische Bahn hat die Vorrichtung der Rheinischen Bahn versuchsweise bei einigen Wagen ausführen lassen.

Es würde uns zu weit führen, wollten wir alle derartigen Verrichtungen, welche in der letzten Zeit auf den verschiedenen Eisenbahnen ausgeführt sind, einzeln darstellen und beschreiben, zumal ein Urtheil über den relativen Werth der einen oder andern z. Z. doch noch nicht festgestellt werden kann.

Nach unserm Dafürhalten erfüllt keine einzige der bisher erfundenen Vorrichtungen vollkommen ihren Zweck, da der Passagier bei Angriffen auf sein Leben gewöhnlich gar nicht in der Lage sich befindet, davon Gebrauch machen zu können.

Wir schliessen diesen Abschnitt daher mit dem Bemerken, dass eine zuverlässige Communication zwischen den Passagieren und den Zugbeamten nur durch eine Intercommunication der Wagen hergestellt werden kann, so dass das Publicum mit den Schutzleuten in steter Verbindung steht. Uebrigens befinden wir uns auf dem besten Wege, dahin zu gelangen, so dass die besprochenen und andeutungsweise

erwähnten Communicationsvorrichtungen nur eine vorübergehende Bedeutung haben werden.

Schliesslich theilen wir noch mit, dass auf der Düsseldorfer Eisenbahn-Techniker-Versammlung (1874) folgende Fragen unter C. No. 3 und 14 zur Berathung unterstellt waren:

»C. 3. Welche Einrichtungen sind getroffen worden, um eine Communication zwischen Passagieren und Zugbeamten behufs Anhalten des Zuges während der Fahrt herzustellen und welches System kann zur Annahme empfohlen werden?«

- 14. Von welchen Einrichtungen darf man sich den besten praktischen Erfolg versprechen, um eine Communication zwischen dem reisenden Publicum und dem Fahrpersonal während langer Fahrten der Züge zu ermöglichen?«

Die von der Versammlung angenommene Schlussfolgerung lautete:

Elektrische und pneumatische Communications-Einrichtungen, durch welche von den einzelnen Coupés aus eine Weckervorrichtung im Zugführer-Coupé zum Ertönen gebracht werden kann, haben sich zwar bei mehrjährigen Versuchen bewährt, die Herstellungs- und Unterhaltungskosten sind jedoch so bedeutend, und die dauernd gute Instandhaltung bei den gewählten Einrichtungen mit so viel Schwierigkeiten verknüpft, dass ein Ersatz durch einfachere, billigere und weniger empfindliche Einrichtungen wünschenswerth ist.

Die in letzterer Beziehung angestellten Versuche sind noch nicht zum Abschluss gelangt und kann daher zur Zeit eine einfache, den angestrebten Zweck vollkommen erfüllende Einrichtung noch nicht empfohlen werden.

Bei Personenzügen, welche ganz aus Intercommunicationswagen bestehen, ist die Communication zwischen Passagieren und Zugbeamten während der Fahrt als hinlänglich gesichert anzusehen und bedarf daher weiterer Einrichtung zu diesem Zwecke nicht.

§ 3. Sandstreu-Apparate. — Die Leistung einer Locomotive ist abhängig von der Adhäsion, oder der Grösse des Reibungswiderstandes der Triebräder auf den Schienen. Die Grösse dieses Reibungswiderstandes resultirt aus dem Gewicht, mit dem die Triebräder auf die Schienen drücken und dem jeweiligen Zustande des Bahngestänges oder dem Reibungscoëfficienten. Da dieser Zustand sehr verschieden ist, je nachdem das Wetter trocken, feucht oder nass ist; je nachdem die Bahn frei, oder in Einschnitten und Tunnels liegt; oder je nachdem die Gleise rein oder mit Reif, Schnee, Glatteis, Laub u. a. m. belegt sind: so liegt auf der Hand, dass der Reibungswiderstand, oder die Grösse der Zugkraft ein und derselben Maschine sehr verschieden gross sein kann. Bei Berechnung und Construction der Locomotiven für bestimmte Leistungen und Bahnverhältnisse nimmt man einen fast guten Zustand des Gleises an, bei welchem der Reibungscoëfficient etwa $^1/_7$ des adhärirenden Gewichts beträgt. Unter ungünstigen Umständen fällt der Reibungscoëfficient jedoch auf $^1/_{14}$ und noch mehr herunter, so dass nicht selten der Fall eintritt, dass die Locomotive den ihr angehängten Zug nicht zu bewältigen, ja nicht einmal sich allein fort-

zubewegen vermag, indem die Triebräder bei der geringen Adhäsion auf den Schienen gleiten, ohne weiter zu rollen. In solchen Fällen ist der Locomotivführer völlig hülflos, wenn ihm nicht die geeigneten Mittel zur Verfügung stehen, den Zustand der Bahn damit zu verbessern.

Den grössten Reibungswiderstand finden die Triebräder auf völlig trocknen und reinen Schienen und kommt es also bei schlüpfriger Bahn darauf an, mit den geringsten Kosten und auf die vollkommenste Weise die Schienen zu trocknen und zu reinigen.

Ersteres wird gewöhnlich durch das Betreuen mit trocknem, magern Sand, letzteres durch Dampf oder Besen bewirkt. Da indessen die Trockenheit der Schienen allein schon ausreicht, um den erforderlichen Reibungswiderstand zu gewähren, so sieht man in der Regel vom gleichzeitigen Reinigen der Schienen ab; jedoch ist es bei manchen Bahnen nicht ungewöhnlich, dass man die Schienen reinigt, ohne sie zu trocknen.

Unter den Vorrichtungen zum Trocknen der Schienen nimmt der Sandstreuer den ersten Platz ein, weshalb derselbe einer näheren Besprechung unterzogen werden soll.

An einen guten Sandstreuer muss man die Anforderungen stellen, dass er zuverlässig functionirt, einen dichten Schluss der Abflussöffnungen hat, die feinste Regulirung des Sandabflusses gestattet und so gross ist, dass eine Füllung für eine ganze Tour ausreicht.

Es scheint, als ob diesen Anforderungen unschwer zu genügen wäre; indessen sind doch viele Sandstreu-Apparate in Anwendung gebracht, welche den genannten Anforderungen nicht entsprechen und daher fast nutzlos sind.

Sehr oft ist übrigens weniger der Sandstreu-Apparat, als vielmehr die unrichtige Wahl des Sandes schuld daran, dass das Sandstreuen nicht gelingen will, weshalb denn auch auf die gute Qualität des Sandes sehr zu halten ist.

Es ist jedoch nicht immer und überall möglich, ganz guten Sand zu verwenden; man muss eben nehmen, was sich findet, und bleibt nur das eine Mittel übrig, dass man denselben möglichst gut für diesen Zweck präparirt.

Bei der Verschiedenheit der Güte des zu Gebote stehenden Sandes ist die Thatsache nicht auffallend, dass ein Sandstreuer auf einer Bahn gute Resultate ergeben hat, während er für eine andere gar nicht zu verwenden war. Die Angaben über die Güte eines Sandstreuers sind daher stets mit Rücksicht auf die Sandverhältnisse zu beurtheilen.

Der beste Streusand ist der ganz magere, feine und scharfe Seesand im trockenen Zustande. Wenn solcher Sand zur Verfügung steht, braucht man weniger Sorgfalt auf die Sandstreuer zu verwenden, als wenn nur Grubensand vorhanden ist, welcher meistentheils eine Beimischung von lehmigen Theilen und Steinchen hat. Der lehmige Sand ist stark hygroskopisch und wird daher bei feuchter Witterung leicht angefeuchtet, wodurch er eine grosse Cohäsion erhält, welche dem Ausfliessen des Sandes aus der Sandbüchse sehr hinderlich ist. Ausserdem wird der Zweck des Sandstreuens bei feuchtem Sand nur schwer erreicht. Die Steinchen dagegen sind häufig Veranlassung zum unvollkommenen Verschluss der Abflussöffnungen und sehr schädlich für die Schienen und Reifen, weshalb denn auch der ordinäre Sand vor dem Einbringen in die Büchsen gewöhnlich auf Oefen getrocknet, und hinterher gesiebt wird, damit die Steinchen und der zu Staub getrocknete Lehm ausgeschieden werden. Der Lehm ist jedoch niemals ganz fortzuschaffen, weshalb dem Sande auf

mehreren Bahnen durch Brennen seine hygroskopische Eigenschaft benommen wird. Wie leicht begreiflich, ist das Verfahren umständlich und bei grossem Verbrauch kostspielig, so dass manche Bahnverwaltungen ihren schlechten Sand gebrauchen, wie er ist, jedoch auf selbstthätige Sandstreuer verzichten und den Heizer, oder auf schwierigen Strecken einen besonderen Arbeiter dafür eintreten lassen, welcher das Geschäft des Sandstreuens mit den Händen zu besorgen hat. Der in nachstehender Zeichnung, Figur 14 und 15, dargestellte Sandkasten, welcher für den Hand-

Fig. 14.

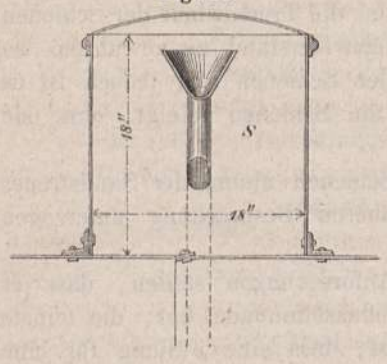
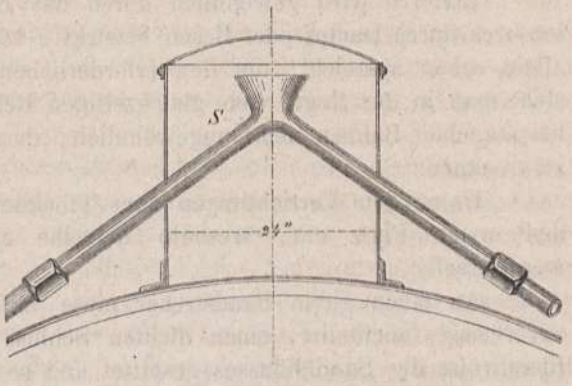


Fig. 15.



gebrauch eingerichtet und bei den Locomotiven der Great-Western Eisenbahn in Anwendung ist, kann auf die Bezeichnung: „Sandstreuapparat" natürlich keinen Anspruch erheben.

Auf mehreren amerikanischen Eisenbahnen ist es Gebrauch, dass der feuchte Sand nicht vorher, sondern durch die Wärme des Locomotivkessels getrocknet wird, indem die Sandbüchsen in Form von Mänteln um die Dampfdome gelegt werden. Nach dem Artizan d. a. 1864 haben die Herren Proffit und Duncan ein Patent auf eine Verbesserung dieser Vorrichtung erhalten, welche darin besteht, dass sie die Sandbüchse mantelartig um den Kessel anbringen.[2] Dadurch wird der Sand ebenfalls getrocknet und trocken erhalten; auch dient derselbe als schlechter Wärmeleiter gegen die Entweichung der Kesselwärme. Die Dimensionen der Sandbüchsen sind so gewählt, dass sie ein für die längsten Reisen der Maschine ausreichendes Quantum Sand aufnehmen können. Ein auf dem Kessel placirter Kasten dient zur Aufnahme frischen Sandes und als Magazin zum steten Nachfüllen des Sandmantels bei stattfindendem Abfluss, so dass der Kessel stets mit Sand bedeckt bleibt. Das Ausfliessen des Sandes wird je nach dem Zustande der Schienen durch ein Ventil regulirt.

Vom englischen Ingenieur W. Adams ist ein Sandstreuer construirt, welcher auf Tafel XLIV, Figur 1—3 dargestellt ist.[3] Derselbe ist zuerst auf der Nord-London-Eisenbahn mit dem günstigsten Erfolge angebracht. Verschiedene Sachkundige, welche die Wirkungsweise dieses Apparats genau beobachteten, haben mit Bestimmtheit ausgesprochen, dass er besser und zuverlässiger, als alle übrigen auf den englischen Eisenbahnen in Anwendung befindlichen Apparate sei.

[2] Auf dasselbe Princip hat bereits 1846 Heusinger v. Waldegg einen Sandstreu-Apparat construirt und bei Locomotiven der Taunusbahn in Anwendung gebracht, vergl. Organ für Eisenbahnwesen 1847, p. 45.

[3] Vergl. Engineer etc. 1866 und Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens 1867.

Der Sand wird in der metallenen auf dem cylindrischen Kessel angebrachten Büchse, nachdem er vorher sorgfältig getrocknet ist, vor Feuchtigkeit geschützt erhalten. Das Ausstreuen kann mit der grössten Genauigkeit regulirt werden, so dass er für eine lange schlüpfrige Steigung ausreicht. Die Construction des Apparats ist so einfach, dass eine weitere Beschreibung überflüssig ist. Wir bemerken nur, dass die Stöpsel *AA*, welche an den Hebeln *BB* der Welle *C* aufgehängt sind, durch eine Querfeder *D* in conische versenkte Oeffnungen *EE* am Boden niedergedrückt werden und dadurch die Ausflussröhren *FF*, wodurch der Sand vor die Triebräder geführt wird, absperren. Zu gleicher Zeit wird durch das Hin- und Herbewegen der schwingenden Stöpsel der etwa festsitzende Sand losgerüttelt und den Ausflussöffnungen zugeführt. Mittelst des ausserhalb der Welle *C* aufgekeilten Hebels *G* und einer nach dem Führerstande gehenden Zugstange *H* können die Stöpsel *AA* gehoben und der Zufluss des Sandes regulirt werden. Um dieses Reguliren mit Genauigkeit bewerkstelligen zu können, ist am Ende der Zugstange *H* eine Schraube angeschnitten, deren Muttergewinde in der Handkurbel *I* sich befinden; letztere ist in einer angedrehten Nuth von dem an der Vorderwand des Führerstandes angeschraubten Halsring *K* umschlossen und wird auf diese Weise sicher am Platz gehalten.

Bevor der Sand in den Streuapparat gebracht wird, wird er auf einem Ofen getrocknet und dann durch eine rotirende Siebvorrichtung gesiebt, damit er von allen Steinen und den zu Staub getrockneten fetten Lehmtheilchen völlig befreit wird.

Dieser Sandstreuer ist auf viele andere, besonders auch deutsche Eisenbahnen übergegangen und mit einigen Modificationen noch vielfältig im Gebrauch.

Bei vielen Locomotiven sind die Sandstreuer derartig an den seitlichen Laufbrettern der Locomotiven befestigt, dass der Kopf mit dem Deckel oberhalb, der aus Eisenblech gefertigte etwa 200 mm breite und tiefe und 800 bis 900 mm lange Sandkasten unterhalb desselben situirt ist, wie auf Tafel XLIV, Figur 12 bis 15 zu erkennen ist. Im untern Theil des Kastens ist das Abflussventil angebracht, welches durch eine geeignete Vorrichtung vom Führerstande aus gehandhabt wird. An jeder Maschine befinden sich zwei solcher Apparate, welche, zu beiden Seiten liegend, eine gemeinschaftliche Ventilhebelwelle (*a*) besitzen, so dass durch eine Zugvorrichtung beide Apparate gleichzeitig bedient werden.

Diese Apparate haben den Vortheil grosser Bequemlichkeit beim Nachfüllen, sowie der kurzen Abflussröhren. Dagegen erfordern sie bei ihrer grossen Entfernung vom Kessel einen vorzüglich reinen Streusand, der sich bei nassem Wetter nicht anfeuchtet, da sie anderen Falls unzuverlässig functioniren und namentlich leicht einfrieren.

Um die so placirten Sandstreuer auch bei nicht völlig magerem oder gebranntem und gesiebtem Sande gebrauchen zu können, hat man das Festsetzen des Sandes im Kasten durch Anwendung mechanischer Mittel unmöglich zu machen gesucht, indem man die Ventilhebelwelle vertical durch die Mitte des Kastens führt und mit Zinken versieht, welche den Sand auflockern sollen, wenn die Spindel mittelst der Zugvorrichtung zur Bewegung des Bodenventils in rotirende Bewegung gesetzt wird. Indessen ist die Wirkung hiervon doch nicht selten illusorisch, indem sich in ungünstigen Fällen die ganze Sandmasse mit dreht, ohne abzufliessen, oder indem durch die Zinken Furchen in den Sand geschnitten werden, ohne dass derselbe flüssig wird. Bei grossen Dimensionen der Sandkästen wird eine grosse Kraft zur Bewegung der Spindeln erforderlich, wodurch ein kräftiger Mechanismus bedingt wird.

Die Lage der Spindeln gestattet eine Combination der Bewegungsorgane nicht, so dass jeder Apparat mit einem besondern Mechanismus versehen werden muss. Dadurch ist die Bedienung der Apparate unbequem, da beide auf der Maschine functionirenden Leute dafür in Anspruch genommen werden. Auch ist eine gleichzeitige Wirkung beider Apparate gewiss höchst selten, so dass das Schienengestänge an der einen Seite getrocknet wird, während es auf der andern schlüpferig bleibt, was bei den sehr ungleichen Reibungswiderständen der beiden Triebachsräder für die Conservirung der Triebachse jedenfalls sehr ungünstig ist, so dass Verbiegungen dabei nicht selten sind. Bei gekuppelten Maschinen tritt namentlich oft ein Brechen der Kurbelzapfen und Kuppelstangen ein, wenigstens werden diese und andere Unfälle dadurch vorbereitet.

Ein Sandstreuer mit so vielen Untugenden, zu denen auch jene zu zählen ist, dass sich der fest gewordene Sand mit einem Spiess wegen der Zinken nicht niederstossen lässt, konnte sich begreiflicher Weise keine grosse Anerkennung verschaffen und ist derselbe daher längst von der Tagesordnung verschwunden.

In mehreren Beziehungen besser und rationeller ist der vom Ober-Maschinenmeister Nohl construirte Apparat, welcher auf Tafel XLIV, Figur 10 und 11 dargestellt ist, indem dabei statt der Zinken eine Schraube *c* in Anwendung gebracht ist, welche im unteren Theile des gusseisernen, auf dem Kessel etablirten Kastens liegend, durch Kurbel, Welle und Universalgelenk *d* in Drehung gesetzt wird und dadurch den Sand veranlasst, aus dem Kasten zu treten.

Damit der Sandausfluss in der Mitte der Ausflussöffnung stattfindet und der Zapfendruck aufgehoben wird, ist die Schraube rechts- und linksgängig gemacht.

Mit dem Aufhören des Schraubendrehens hört auch der Sandabfluss auf, so dass Ventile überflüssig sind und stets ein sicheres Abschneiden des Sandabflusses erfolgt, wenn auch der Sand nicht durch ein Sieb gegangen ist. Da der Sand auf dem Kessel stets warm und trocken bleibt, so braucht man bei Auswahl desselben nicht sehr wählerisch zu sein.

Besonders hervorzuheben ist die grosse Oekonomie, womit dieser Apparat arbeitet, da der Sand nur in kleinen Portionen abfliessen kann und das Maschinenpersonal jedenfalls seinen Vortheil wahrnehmen und nicht mehr und länger an der Drehkurbel arbeiten wird, als zur Verhütung des Schleuderns der Triebräder erforderlich ist.

Durch die Oekonomie des Sandstreuers entsteht eo ipso auch eine bessere Conservirung der Räder und Schienen, sowie eine Ersparung an Zugkraft, weil die mit Sand bestreuten Schienen dem rollenden Material mehr Widerstand leisten, als die glatten.

Ein ganz ähnlicher Sandstreuer ist vom Ober-Maschinenmeister Gruson construirt und umstehend in Figur 16 und 17 (p. 803) dargestellt. Derselbe wird neben der Rauchkiste auf dem Laufbrett angebracht, so dass er von der Wärme der Rauchkiste profitirt.

Was beide Apparate gegen sich haben, ist der schon oben erwähnte Umstand, dass jeder einzelne Sandstreuer seinen eigenen Bewegungsmechanismus hat.

Der nach denselben Principien construirte Sandstreu-Apparat, welcher auf Tafel XLIV in Figur 8 und 9 dargestellt ist, zeigt diesen Uebelstand nicht, indem die Regulirung des Sandabflusses hierbei mittelst einer einzigen Bewegungsvorrichtung für beide Seiten geschieht. Die Drehung der theils rechts-, theils linksgängigen Schraube wird durch die Zugstange *a* bewirkt, indem der lose auf der Welle *e* sitzende Hebel *b* damit hin und her geschoben und die Welle oder die Schraube *e* mittelst des Sperrkegels *c* und des Sperrrades *d* in langsame Drehung versetzt wird.

Dieser vom Ober-Maschinenmeister Gruson verbesserte Apparat ist in den letzteren Jahren in sehr vielen Exemplaren an den A. Borsig'schen Maschinen

Fig. 16.

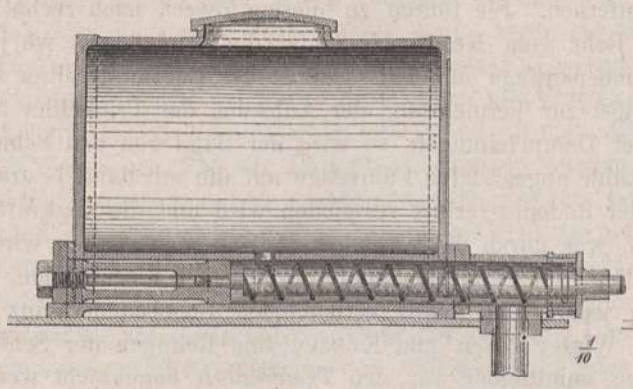
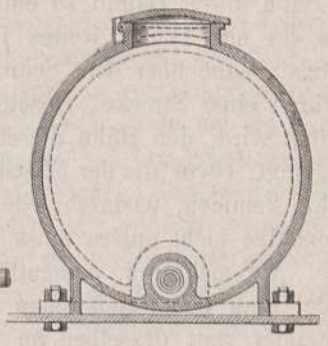


Fig. 17.



angebracht und da er allen Bedingungen entspricht, welche an einen Sandstreuer gestellt werden können, so lässt sich erwarten, dass er eine allgemeine Beachtung finden wird.

Als eine eigene Specialität verdient noch der Sandstreuer der Köln-Mindener Eisenbahn besonders erwähnt zu werden. Derselbe ist auf Tafel XLIV, Figur 4 bis 7 dargestellt und hat folgende Einrichtung: Eine Trommel *a* dient zur Aufnahme des Sandes und wird durch die mit dem Schieber *b* geschlossene Oeffnung gefüllt. Zur Feststellung des Schiebers ist eine Feder *c* angebracht. Diese Trommel ist von einem gusseisernen dicht verschliessbaren Mantel *d* umgeben, so dass nicht leicht Feuchtigkeit in die Trommel dringen kann. Durch einen Mechanismus kann die Trommel, welche im Mantel ihre Lagerung hat, gedreht werden, so dass der Schieber *b*, in welchem die Abflussöffnung für den Sand angebracht ist, nach unten kommt. Wenn kein Sand mehr abfliessen soll, wird die Trommel wieder in die obige Lage zurückgebracht. Falls das Abfliessen des Sandes beim untern Stande der Abflussöffnung aufhören sollte, sei es, dass die nur 9^{mm} grosse Oeffnung sich verstopft, sei es, dass sich der Sand in der Trommel festgesetzt hat, so wird die Trommel zur Beseitigung des gestörten Abflusses in Umdrehung versetzt, da das eine oder andere Hinderniss dadurch beseitigt wird.

Die Anbringung dieser Sandstreuer geschieht am Rahmen vor der Triebachse, so dass ein Nachfüllen recht bequem ist und nur ganz kurze Röhren erforderlich sind. Da wegen des grossen Schutzes vor dem Eindringen von Feuchtigkeit eine Anfeuchtung des Sandes ausgeschlossen ist, dürfte der grosse Abstand des Apparats vom Kessel kaum nachtheilig sein.

Es sind ausser diesen noch eine Menge anderer Arten von Sandstreuern in Verwendung gebracht, indessen sind dieselben theils ohne practischen Werth, theils auf die beschriebenen im Princip zurückzuführen, so dass wir uns auf die vorstehenden Muster beschränken können.[4])

Es wurde bereits oben bemerkt, dass durch das Sandstreuen eine vermehrte Abnutzung der Räder und Schienen entsteht und die Widerstände des Zuges wachsen. Es sind nun verschiedene Versuche angestellt worden, um den Sand sofort nach dem

[4]) Eine bemerkenswerthe Construction ist auch die vom Inspector Gassebner in Wien, welche erst in allerneuester Zeit bei Locomotiven der Oesterreichischen Nordwestbahn in Anwendung gekommen, vergl. Literatur. Anmerk. der Redact.

Passiren der Triebräder von den Schienen wieder zu entfernen, indessen ohne grossen Erfolg. Nach dem Engineering- und Minning-Journal vom October 1870 ist es jedoch den Amerikanern Ortiz und Valladare gelungen, mit scheinbar günstigem Erfolge den Sand durch Dampf zu entfernen. Sie führen zu diesem Zweck nach rechts und links ein nur $1^1/_2$ mm weites Rohr vom Kessel bis hinter die Triebräder, wo jedes Röhrchen nahe über dem Schienenstrange mündet. Oeffnet der Locomotivführer beim Befahren einer Strecke, woselbst zur Vermehrung der Adhäsion der Triebräder Sand gestreut wird, den Hahn dieser Dampfleitungen, so wird der Sand von den Schienen weggefegt, bevor die der Maschine angehängten Fahrzeuge auf die mit Sand bestreuten Stellen kommen, wodurch jeder Reibungsverlust vermieden wird und die Zugkraft der Locomotive nicht opfern muss, was durch die vermehrte Adhäsion gewonnen wird.

Auf mehreren, namentlich österreichischen und französischen Eisenbahnen, vermeidet man das Sandstreuen wegen der damit verbundenen Uebelstände ganz und verwendet statt desselben im Winter Besen und Kratzen zum Reinigen der Schienen von Reif und Glatteis, welche unmittelbar vor den Triebrädern angebracht werden.

Ein solcher Apparat ist im Organ f. d. F. d. E. III. Jahrgang (1848) dargestellt und beschrieben.

An den deutschen Locomotiven, namentlich Borsig'schen, sind am Vorderende derselben Besenhalter angebracht, welche mit Rohr gefüllt und durch einen vom Führerstande aus zu regierenden Mechanismus auf und nieder gelassen werden können. Letzthin ist dieser Mechanismus fortgelassen und wird die Stellung des Kehrbesens mittelst einer Kette durch einen auf dem vordern Kopfstück angebrachten Hebel bewirkt. Bei Glatteis, Reif und Schnee thun diese Besen ganz gute Dienste, so dass manche Flachlandbahnen Sandstreuer neben denselben gar nicht an den Maschinen benutzen.

Zur Entfernung von höherliegendem Schnee reichen diese Besen jedoch nicht aus und werden dieselben daher häufig durch kleine Schneepflüge unterstützt, welche aus einem Blechwinkel bestehen und an den Bahnräumern angebracht werden. Sie sind etwa 60 mm von den Schienen entfernt und 250—300 mm hoch. Die einen rechten Winkel bildenden Schenkel des Blechwinkels sind etwa 200 mm lang.

Die Maschinen, an denen die verstellbaren Besenhalter fehlen, werden bei Schneenoth nichts desto weniger mit einem Besen versehen, indem die Bahnräumer alsdann zu Besenhaltern improvisirt werden.

§ 4. Kesselbekleidungen. — Der Zweck der Kesselbekleidung besteht darin, die äussere Abkühlung des geheizten Dampfkessels zu verhindern, sowie letzterem und damit der ganzen Maschine ein elegantes und würdiges Ansehen zu verleihen. Es ist also das Nützliche mit dem Schönen zu vereinen, um beide Theile zur richtigen Lösung zu bringen.

Es liegt nun sehr nahe, dass man möglichst schlechte Wärmeleiter zu der Kesselbekleidung zu verwenden sucht. Indessen sind dieselben meistens aus dem einen oder anderen Grunde ungeeignet dazu, so dass man in der Wahl derselben recht beschränkt ist.

Bei den früheren Locomotiven wurden die Kessel mit einer Holzbekleidung umgeben, nachdem man sie zuvor dicht mit Filz umwickelt und die Unebenheiten desselben, nämlich die vorspringenden Laschen, Nähte und Nietköpfe, damit ausgeglichen hatte.

Die Holzbekleidung bestand aus 50 bis 60 mm breiten und 13 bis 18 mm starken Stäben von Tannen- oder Mahagoni-Holz, welche, durch Nuth und Feder verbunden,

unmittelbar über die Filzbekleidung gelegt und durch Zugbänder auf dem Rundkessel, sowie durch Kappen oder Wulste auf der Feuerkiste festgehalten wurden. Der auf dem Langkessel stehende Dampfdom wurde ebenfalls mit Filz umwickelt und mit einer Blech-Kapsel oder einem Gehäuse umschlossen. Die überhöhten Feuerkisten wurden wie die Langkessel bekleidet und, wenn sie viereckig, auf den Ecken mit Kappen eingerahmt, wenn sie rund, auf der Kuppel mit einer Kapsel abgedeckt.

Das Domgehäuse, sowie die Kappen und Wulste auf den vorspringenden Ecken der Feuerkiste, die Contrebleche der Cylinderdeckel, die Bordkapseln um die Kessel-speise-Ventilsitze, und die Dampfventil-Hauben wurden aus polirtem Messingblech in möglichst angenehmen und geschmackvollen Formen hergestellt. Ebenso wurden die Zugbänder der Kesselbekleidung, sowie nicht selten auch die Cylinderbekleidung aus polirtem Messingblech gefertigt. Die hintere und vordere Seite der Feuerkiste unterhalb des Rahmens blieben unbekleidet. Die Holzbekleidung wurde anfänglich polirt, später jedoch mit Oelfarbe gestrichen und lackirt. Die so bekleideten und decorirten Locomotiven erfüllten ihren Zweck vollkommen, indem sie den Kessel vor Wärmeverlust gut schützten und dem Auge des Beschauers zusagten.[5])

Indessen kam man nach und nach von dieser Art der Bekleidung ab, weil sie mehrere Unzuträglichkeiten recht fühlbar zur Erscheinung brachte. Namentlich war das Losnehmen und die Wiederbefestigung der Holzbekleidung wegen der vielen Theile und weil sich dieselben geworfen hatten, auch die Nuthfedern abgebrochen waren, sehr umständlich und kostspielig, zumal diese Arbeit bei den wiederkehrenden Undichtigkeiten am Kessel sehr häufig vorkam. Da die Holzstäbe über die ganze Länge des Kessels reichten, genügte die Leckage eines einzigen Niets schon für die nöthige Losnahme der ganzen Bekleidung. Die Holzstäbe verloren auch bald bei der grossen Wärme, der sie beständig ausgesetzt waren, ihre Festigkeit, so dass die Holzschrauben zur Befestigung der Hauben, Wulste und Kapseln, namentlich nach mehrmaligem Lösen keinen Halt mehr im Holze hatten und verloren gingen.

Ferner bekam die Holzbekleidung auch zu leicht ein schlechtes Ansehen durch viele Schrammen und Dellen, welche sie bei ihrer grossen Weichheit leicht aufnahm und welche nicht immer sofort wieder beseitigt werden konnten.

Diese und noch mehrere andere Uebelstände führten bald dahin, dass die Holzbekleidung in einen völlig reducirten Zustand kam und einer Erneuerung bedürftig wurde. Eine Herstellung in alter Manier wurde nur selten ausgeführt, man beliess vielmehr die defecte Holzbekleidung, wie sie war, und legte über dieselbe einen dünnen Blechmantel.[6]) Bei neuen Maschinen liess man die Holzbekleidung fort und legte die Blechbekleidung direct auf die Filzunterlage.

Späterhin hat man diese Manier meistentheils aufgegeben und, wie wir weiter unten sehen werden, macht man gewöhnlich gar keine feste Zwischenlage zwischen Kessel und Blechmantel.

Bei den amerikanischen Locomotiven hat sich die Methode der Holzbekleidung länger gehalten, als bei den europäischen, weil dort ein weit festeres und dem Verwerfen weniger unterworfenes Holz zur Verfügung steht, die mit der Holzbekleidung gemachten schlimmen Erfahrungen daher nicht so früh eintraten.

Zu der Blechbekleidung wird in der Regel Eisenblech verwendet, welches bei

---

[5]) Zeichnungen von in dieser Weise bekleideten Locomotiven findet man u. a. in: Abbildung und Beschreibung der Locomotiv-Maschine von E. Heusinger von Waldegg und W. Clauss. Wiesbaden, 1858. Tafel I—VII und XXXI—XXXIV.

[6]) Siehe Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens 1847 p. 138—140.

einer Breite von 700 bis 1200 mm und einer Stärke von $1^1/_2$ bis 3 mm häufig so lang genommen wird, dass es, zu Ringen gestaltet, in einem Stück um den ganzen Kessel reicht. Die offene Fuge liegt alsdann unterhalb desselben.

Nicht selten stückt man zwei gleichlange Bleche zusammen, in welchem Falle die eine Stossfuge durch eine aufgenietete Lasche oberhalb des Kessels verschlossen wird. Die Breite der Bleche wählt man gern in kleinen Dimensionen, der besseren Bearbeitung wegen und, wenn möglich, von gleicher Breite; indessen bestimmt sich dieselbe oft durch die Lage des Dampfdomes, des Sandstreu-Apparats und anderer auf dem Kessel angebrachter Organe, welche man gern in Symmetrie mit der durch die Zugbänder in Felder getheilten Bekleidung bringt.

Die zu der Bekleidung zu verwendenden Bleche müssen ohne Zunder und Schiefer, sowie völlig frei von Beulen und anderen Unebenheiten sein. Da die Bleche jedoch nie in solchem Zustande die Walze verlassen, so müssen sie durch Spannen und Schleifen für ihren Zweck erst präparirt werden. Darauf werden sie durch Blechbiege-Maschinen zu Ringen geformt und sattelförmig auf den Kessel gelegt, so dass die offene Fuge des Ringes nach unten kommt.

Wie sorgfältig jedoch auch die Bleche gespannt und geschliffen sind, es bleiben immer noch eine Menge von kleinen Beulen und Unebenheiten zurück, welche durch wiederholtes Spachteln und Abschleifen mit Bimstein beseitigt werden müssen.

Man kann freilich durch Schleifen allein eine glatte Fläche herstellen, indessen würde dies an sich theuere Verfahren nur Nutzen haben, wenn man die Bekleidung nackt lassen wollte. Dies thut man jedoch niemals, weil die Eisenblech-Bekleidung im reinen Zustande keinen Effect macht, zu leicht rostet und durch das Putzen zu theuer werden würde.

Durch den Spachtel wird ausserdem die Wärmeleitungsfähigkeit des Bleches vermindert.

Schliesslich wird ein Oelfarbenanstrich aufgetragen und mit Lack überzogen. Das Verfahren hierbei ist ganz ebenso, wie es für Personenwagen in dem zweiten Bande pag. 326 bis 328 ausführlich beschrieben worden ist.

Da es nicht selten vorkommt, dass sich an die innere Fläche der Bekleidungsbleche durch undicht gewordene Niete oder Kesselarmaturstücke Wasserdämpfe niederschlagen, ist es zur Verhütung des Rostens erforderlich, dass auch die inneren Flächen der Bekleidungsbleche mit einem schützenden Ueberzug von Oelfarbe versehen werden.

Man sieht, dass das Eisenblech im nackten Zustande zur Kesselbekleidung nicht geeignet ist, dass zu seiner Erhaltung vielmehr auf beiden Seiten ein schützender Ueberzug aufgetragen werden muss, welcher begreiflicher Weise ebenfalls der Beschädigung und Zerstörung unterliegt und Geld und Zeit zur Herstellung und Erneuerung in Anspruch nimmt.

Dieser Umstand führte mehrere, namentlich belgische, französische und italienische Eisenbahnverwaltungen, zu der Ansicht, aus pecuniärem Vortheil von der Eisenblechbekleidung abstrahiren und statt derselben die Bekleidungen aus polirtem Messingblech herstellen zu müssen.

Es sind eine Menge Locomotiven auf diese Weise bekleidet, jedoch ist diese Manier nicht zur allgemeinen Anerkennung gekommen, weil wegen der stark wachsenden Lohnetats für Putzen, sowie wegen der baldigen Abnutzung der dünnen Messingbleche durch das vielfache Putzen ein ökonomischer Erfolg nicht erreicht wird.

Auch ist diese Art von Bekleidung beim Sonnenschein geradezu betriebsgefähr-

lich, da der Locomotivführer durch die starke Blendung oft nicht frei auf die Bahn ausschauen kann.

Ferner ist eine so grosse Fläche von blank-polirtem Blech eine Beleidigung für jedes Auge.

Als Curiosum erwähnen wir noch, dass die im Jahre 1867 in Paris ausgestellte Locomotive der Chicago und North-Western Eisenbahn aus der amerikanischen Fabrik von C. W. Cushing mit polirtem Blech von Chinasilber bekleidet war.

Es ist nicht anzunehmen, dass auf den amerikanischen Eisenbahnen viele solcher Locomotiven in Dienst gestellt sind, da Chinasilber noch difficiler, als Messing, behandelt werden muss und der gute Geschmack Monstrositäten von unvermittelt grossen blanken Flächen verwirft.

Das Bekleidungsblech wird ebensowenig, wie früher die Holzbekleidung direct auf den Kessel gelegt, weil die vorspringenden Laschen, Nähte und Nietköpfe dies verhindern und der Zweck, den Kessel vor Wärmeverlust zu schützen, durch den Contact grossentheils verloren gehen würde.

Man legt die Blechbekleidung vielmehr so weit vom Kessel ab, dass sie mit den exponirtesten Theilen desselben, den Nieten, nicht in Contact kommt. Dadurch entsteht ein abgeschlossener hohler Zwischenraum, welcher entweder leer gelassen, oder mit einem festen Stoff ausgefüllt wird.

Im ersteren Falle soll die ruhige in dem hergestellten Zwischenraum eingeschlossene Luft, als schlechter Wärmeleiter, die Wärmeabgabe des Kessels verhindern; im zweiten Falle soll dies durch schlechtwärmeleitende feste Stoffe geschehen. Beide Methoden sind nebeneinander in Anwendung, weil jede derselben Vortheile bietet, welche je nach den örtlichen Verhältnissen prävaliren oder zurücktreten.

Bei der einfachen Blechbekleidung mit eingeschlossener Luft ist besonders darauf zu achten, dass der Schluss der Bekleidungsbleche möglichst hermetisch ist, um eine Communication der eingeschlossenen und äusseren Luft möglichst zu verhindern. Dies ist jedoch nie ganz zu erreichen und Wärmeverlust durch Luftwechsel unvermeidlich. Ausserdem ist die strahlende Wärme zu intensiv, als dass nicht dadurch auch eine Menge von Wärme durch die Bekleidung abgeführt würde.

Bei Anwendung fester Stoffe zum Ausfüllen der Zwischenräume ist zwar die strahlende Wärme weniger wirksam, indessen ist die leitende Wärme intensiver, da man Nichtleiter zur Umhüllung der Kessel bekanntlich nicht verwenden kann.

Durch Versuche, welche fast jeder leitende Maschinen-Ingenieur gemacht hat, ist jedoch festgestellt, dass durch die Anwendung fester, schlecht leitender Stoffe eine Ersparniss an Brennmaterial gemacht wird, gegenüber der Methode, die Zwischenräume leer zu belassen, so dass es im Interesse der Brennmaterial-Ersparniss jedenfalls rathsam ist, die Zwischenräume auszufüllen.

Man verwendet zur Zwischenlage zwischen Kessel und Bekleidung entweder Cocosmatten, Holz oder Filz und versuchsweise auch Schlackenwolle, Kork und die sogenannte Leroy'sche Masse.

Das Holz wird in schmalen und kurzen Stäben (Latten) stumpf an einander rund um den Kessel gelegt und durch Bänder von Weissblech oder Zinkblech festgehalten; jedoch derartig über die Nähte und Niete gepasst, dass sich aussen ein glatter Cylinder bildet, auf welchen die Blechringe direct aufgelegt werden können. Nicht selten werden zwei Holzlagen über einander auf den Kessel gelegt, wovon die eine zur Ausgleichung der Unebenheiten dient.

Der Filz wird in Tafeln von etwa 700 bis 800 mm im Quadrat und 30 mm Stärke um den frisch mit Mennige gestrichenen Kessel gelegt und durch umgewickelten Bindedraht festgehalten.

Auch hierbei muss darauf gesehen werden, dass dem Kessel eine möglichst cylindrische Form ertheilt wird, damit die Bekleidung direct und ohne besondere Auflagen darüber gelegt werden kann.

Die um den Kessel laufenden verticalen Stossfugen werden durch Zugbänder geschlossen und letztere so stark durch Zugschrauben angezogen, dass die Blechringe festliegen und in ihrer Lage erhalten werden.

Die in den letzten Jahren gemachten Versuche mit Korkholz haben nicht den erhofften Erfolg gehabt, indem es nicht die den bedeutenden Kosten entsprechende Haltbarkeit gezeigt hat, so dass der Kork nach kurzem Gebrauch mürbe und bröckelig wurde und beim zweiten Auflegen auf den Kessel nur noch in kleinen Stücken zu verwerthen war.

Auch die sogenannte Leroy'sche Masse, welche für feststehende Kessel häufig in Verwendung gekommen ist und grösstentheils aus fettem Lehm und Kuhhaaren besteht, hat sich bei Locomotiv-Kesseln nicht bewährt, indem das Auftragen derselben auf den Kessel, sowie das spätere Entfernen zuviel Mühe und Umstände erfordert, welche sich mit dem Werkstättenbetrieb der Eisenbahnen nicht vertragen.

Die Verwendung der Schlackenwolle ist so jungen Datums, dass sich ein Resultat noch nicht festgestellt hat.

Somit bleibt das Holz, besonders aber Bastmatten und Filz, als das beste Mittel zurück, womit man die Zwischenräume des Kessels und der Bekleidung füllen kann. Die Brauchbarkeit dieser Materialien würde von langer Dauer für diesen Zweck sein, wenn sie lange genug an ihrem Platze verbleiben könnten.

Die periodisch alle drei Jahre vorzunehmenden Kesselrevisionen, sowie die oft vorkommenden Undichtigkeiten an den Nieten und Nähten oder bei den Kesselarmatur-Stücken gestatten dies jedoch nicht, indem dadurch die jedesmalige totale oder partielle Entfernung derselben nöthig wird, und da Holz, Bast und Filz im Contact mit dem heissen Kessel verkohlen und daher nur in kleinen oder defecten Stücken wieder gewonnen werden, so lässt sich davon jedesmal nur ein Theil wieder verwenden. Auf diese Weise verursacht die Herstellung und Unterhaltung der Holz- oder Filz-Unterlagen eine Menge Kosten und wenn letztere auch eine niedrigere Ziffer zeigen, als die dadurch erzielte Ersparniss an Brennmaterial, so ist doch die schwierige Auffindung von Leckstellen und die Lästigkeit der Manipulation beim Bekleiden und Entkleiden der Locomotivkessel, sowie das Bedürfniss eines Lagerraumes für diese Bekleidungstheile während der Kesselrevisionen Grund und Veranlassung, dass ein grosser Theil der Bahnverwaltungen von der Verwendung fester Zwischenlagen ganz absieht und ohne weiteres nur einen einfachen Blechmantel um den Kessel legt.

Ein Contact dieses Blechmantels mit dem Kessel wird stets umgangen, damit ein Wärmeverlust durch Leitung möglichst vermieden wird.

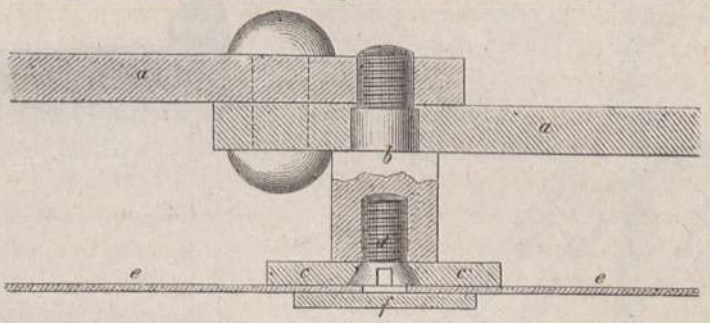
Es sind also zur Auflage und Befestigung des Blechmantels Zwischenstücke erforderlich.

In früheren Jahren legte man Ringe von ⊓-förmigem Zinkguss um den Kessel, auf deren Rücken die Blechringe mit ihren Rändern aufgeschraubt wurden. Diese Ringe bestanden aus einzelnen Stücken und wurden durch Laschen zu einem geschlossenen Ringe zusammengesetzt.

Da diese Ringe jedoch sehr zerbrechlich waren, wendet man sie nur noch an, um eiserne Bänder darüber zu legen, welche die einzelnen Stücke zusammenhalten und die Auflage der Blechringe vermitteln.

Diese Ringe nehmen bei ihrer Auflage auf dem Kessel übrigens immer noch eine Menge Wärme auf, welche sie nach aussen leiten. Man hat daher längst angefangen, sie fortzulassen und das eiserne Band vermittelst eingeschraubter Stifte zum Kesselblechträger zu machen, wodurch nur ein ganz geringer Contact entsteht. In dem Verticalschnitt des Kessels, in welchen die Stossfugen der Bekleidungsbleche fallen, werden etwa 6 bis 8 Kopfschrauben in gleichen Abständen in den Kessel geschraubt, auf welche ein aus mehreren Theilen bestehender Ring gelegt und mit Schräubchen befestigt wird, wie durch die Skizze in Fig. 18 klar gemacht ist.

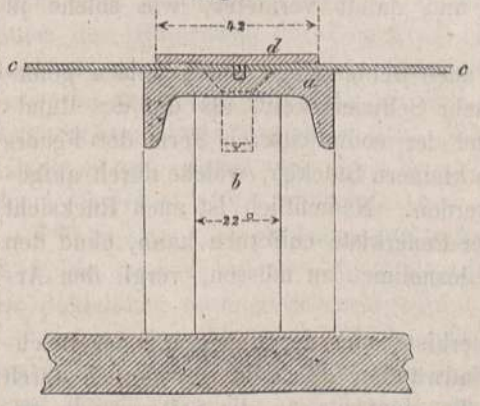
Fig. 18.



In derselben stellt *a* die Kesselwand, *b* die Kopfschraube, *c c* den auf die Kopfschrauben gelegten und durch die Schräubchen *d* befestigten Auflagering für die Bekleidungsbleche *e e*, *f* endlich das Zugband, womit die Blechringe *e e* auf dem Auflagering *c* festgehalten werden.

Die Blechringe werden auch an mehreren Stellen durch Schräubchen mit versenktem Kopf auf dem Ringe *c* festgeheftet. Durch das Einschrauben der Stifte in den Kessel entstehen, wenn nicht die Stiftschrauben gerade in eine Nietreihe fallen, Veranlassungen zu Leckagen, weshalb man meistentheils davon zurückgekommen ist, so zwar, dass die Ringträger (Stehbolzen) nur stumpf auf den Kessel gestellt, nicht aber eingeschraubt werden.

Fig. 19.



In nebenstehender Fig. 19 ist diese Methode zur Anschauung gebracht. Dabei sind die Sattelringe *a* aus ⊓-Eisen hergestellt, welche in einer Form warm gebogen werden, so dass sie alle genau denselben richtigen Durchmesser erhalten. Die Stehbolzen *b*, mit denen sie durch Schrauben verbunden werden, haben dagegen sehr verschiedene Längen, wie dies nicht anders möglich ist, bei einem Kessel mit verschieden grossem Durchmesser, und vorspringenden Winkelringen und Nietköpfen, bei dem jedoch der Blechmantel *c* durchaus cylindrisch sein soll. An den Stössen werden die aus einzelnen Stücken bestehenden Sattelringe durch eingelegte Laschen zu einem Ganzen verbunden und durch Zugbänder *d* gedeckt.

Die Blechringe werden unterhalb des Kessels übereinander gelegt und durch Zugbänder mit aufgenieteten Kloben und Zugschrauben fest angezogen, wie aus Fig. 20 zu ersehen ist.

Fig. 20.

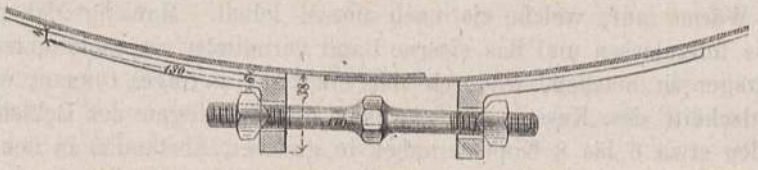


Fig. 21.

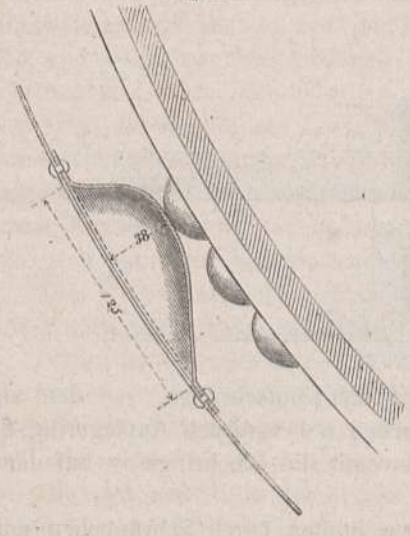
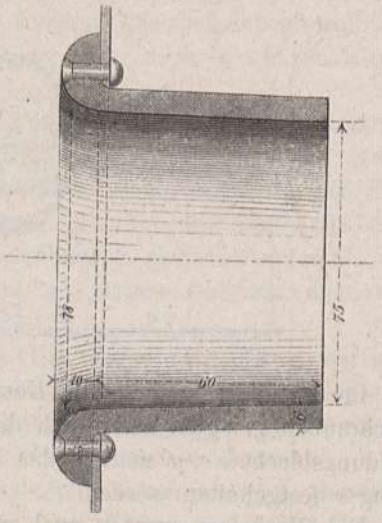


Fig. 22.



An den Stellen des Kessels, wo Maschinentheile so nahe herantreten, dass die Bekleidung ausgespart werden muss, werden die entstandenen Lücken durch passrecht getriebene Einsätze ausgefüllt und letztere mit den Blechringen verbunden, wie aus Fig. 21 zu ersehen ist.

An den Stellen, wo die Reinigungsschrauben für die Feuerkistendecke, Hähne, Ventile etc. sitzen, werden cylindrische Büchsen von Gusseisen zum Abschluss der Blechaussparungen in letztere hineingelassen und damit vernietet, wie solche in Fig. 22 zur Darstellung gelangt sind.

Bei rechteckigen Aussparungen werden auch Schlussringe von Eckeisen gefertigt. Die Bekleidung der Feuerkiste bietet mehr Schwierigkeit, als die des Rundkessels, wegen der vielen Kesselarmaturen und der complicirteren Form der Feuerkiste. Man macht dieselbe daher aus mehreren kleinern Stücken, welche durch aufgeschraubte Laschen mit einander verbunden werden. Namentlich ist auch Rücksicht darauf zu nehmen, dass man die Bekleidung der Feuerkiste entfernen kann, ohne den sich daranschliessenden bedeckten Führerstand losnehmen zu müssen, vergl. den Artikel: Bedeckte Führerstände § 1.

Die Ausführung der Ecken von der Feuerkiste oder der Uebergang der Blechbekleiduug von den Seitenwänden nach den Endwänden geschieht gewöhnlich durch wulstförmig getriebene besondere Eckleisten, die einerseits an die Seitenwände angenietet werden und andrerseits über die geraden Endwände greifen und diese abschliessen. Einfacher ist die Befestigung mit stumpfen Ecken und Laschen, wie die

Fig. 23 zeigt. *a* ist die Blechbekleidung der Seitenwand und *b* der Hinterwand der Feuerkiste, beide sind mit stumpf angebogenen Ecken versehen und mittelst der Lasche *c*, welche mit *a* vernietet und mit *b* verschraubt ist, verbunden, die aufgeschraubte Deckleiste *d* bedeckt die Fugen. Ausserdem ist aus dieser Figur bei *e* der ⊓-förmige Sattelring und bei *f* der mit Schrauben befestigte Stehbolzen zu ersehen.

Fig. 23.

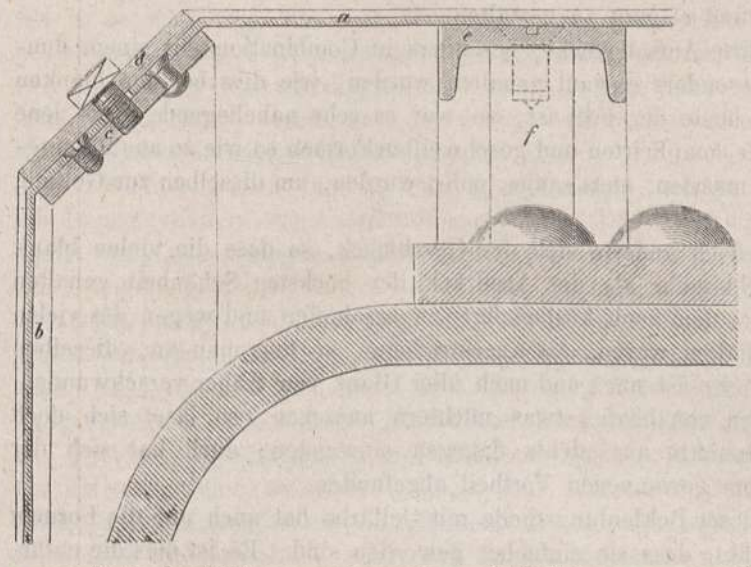
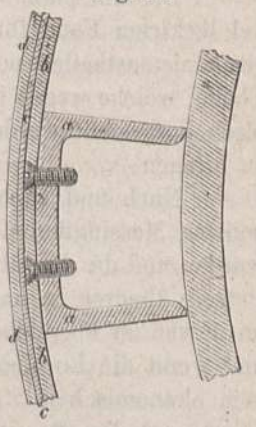


Fig. 24.



Statt der Bolzen werden oft auch Brücken von ⊓-Eisen an die Sattelringe, welche in diesem Falle aus Flacheisen bestehen, genietet, wobei besondere Laschen zur Verbindung der Stösse nicht erforderlich sind, da beide Enden am Stoss durch eine dieser kleinen Brücken durch Schrauben verbunden werden, wie in Fig. 24 zu erkennen ist. *a* ist die Brücke, *b* der Sattelring, *c* die Blechbekleidung und *d* das Zugband.

Die Bekleidungsbleche der Feuerkiste reichen bis auf den Rahmen, wo sie gewöhnlich durch aufgenietete Laschen versteift und durch Leisten mit der Feuerkiste verbunden werden, so dass der Zwischenraum zwischen Bekleidung und Wand unten geschlossen ist und eine Communication der eingeschlossenen Luft mit der Aussenluft nicht leicht stattfinden kann. Die Vorderwand, sowie das unter dem Trottoir liegende Stück der Hinterwand der Feuerkiste bleiben häufig, dagegen die unterhalb der Rahmenoberkante liegenden Seitenwände stets unbekleidet.

In den letzteren Jahren hat man vielfach die Feuerkistenbekleidungsbleche an den Stellen mit 12^{mm} grossen Löchern versehen, unter welchen die gelochten Stehbolzen sitzen, damit man eine bequeme Controle über letztere ausüben und einen Bruch derselben sofort entdecken kann.

Die Dampfdome werden ebenso behandelt, wie die Langkessel und Feuerkisten, d. h. sie werden entweder mit Holz oder Filz umgeben oder nackt gelassen, bevor die Bekleidung darüber gebracht wird.

Die Dombekleidung, Haube oder Kapsel, ebenso die Haube des Sicherheitsventils, welche mit ihrer Oberkante stets etwas über das Führerhäuschen hinausragen muss, damit der abblasende Dampf nicht gegen die Fenster schlägt, ferner die Kappen auf den erhabenen Ecken der Feuerkiste, sowie auch die Cylinderbekleidung und die Contrebleche der Cylinderdeckel wurden auch bei der Einführung der Blechbe-

kleidung fast ausschliesslich aus polirtem Messingblech hergestellt, wie dies früher auch bei der Holzbekleidung geschah.

Alle diese Theile, bei denen man an eine constructive Form nicht gebunden ist, werden vorzugsweise zur Decoration der Locomotiven benutzt, wozu sie auch ihrer Lage nach wie die Thürme und Säulen bei einem distinguirten Bauwerke besonders geeignet sind. Von jeher setzte jede Locomotivfabrik ihren Stolz darauf, dieselben möglichst geschmackvoll und elegant zu gestalten.

Da nun blank polirte Aufsatzstücke, besonders in Combination mit einem dunkel lackirten Fond für besonders elegant gehalten wurden, wie dies bei den blanken Mechanismustheilen noch heute der Fall ist, so war es sehr naheliegend, dass jene Theile, welche wegen ihrer complicirten und geschweiften Formen so wie so aus Messingblech hergestellt werden mussten, stets sauber polirt wurden, um dieselben zur Geltung zu bringen.

Nach und nach jedoch änderte sich der Geschmack, so dass die vielen blank polirten Messingtheile nicht mehr als der Ausdruck der höchsten Schönheit gehalten wurden und da dieselben zudem auch kostspieliger zu beschaffen und wegen des vielen Putzens theurer zu unterhalten waren, als angestrichene, so fing man an, dieselben mit Farbe zu überziehen. So ist nach und nach aller Glanz von früher verschwunden, und wenn die Locomotiven von heute etwas nüchtern aussehen, so lässt sich doch vom ökonomischen Standpunkte aus nichts dagegen einwenden; auch hat sich der Geschmack längst mit dem gewonnenen Vortheil abgefunden.

Das Ueberziehen dieser Bekleidungstheile mit Oelfarbe hat auch auf die Formen derselben den Einfluss geübt, dass sie einfacher geworden sind. Es ist dies die natürliche Consequenz des Anstreichens, da der Fabrikant nicht gern theuere Metalle verwendet, wenn dieselben nicht zur Geltung kommen, und verwendet derselbe daher meist Eisenblech, welches sich jedoch nicht in so stark geschweifte Formen treiben lässt, wie dies bei dem früher angewandten weicheren Messingblech möglich war. Manche Fabrikanten halten indessen noch an ihren alten Modellen fest, verwenden jedoch nur zu den schwierigsten Formen Messing- oder Kupferblech und zu den einfachen Stücken Eisenblech.

Die einzelnen Stücke werden durch Nieten und Löthen zu einem Ganzen verbunden. Das stumpfe Zusammenstossen zweier Stücke von verschiedenem Metall in einer Ebene muss jedoch vermieden werden, weil sonst durch die verschiedene Ausdehnung bei der Erwärmung die übergestrichene Farbe gelockert wird und abfällt.

Einige namhafte amerikanische und englische Fabrikanten haben niemals dem Cultus blankpolirter Bekleidungstheile gehuldigt, die decorativen Theile der Maschine vielmehr, namentlich die Dampfdom- und Ventilgehäuse, sowie die Sandkasten und andere Kesselaufsätze von jeher aus Eisenguss hergestellt, mit Auskehlungen und Wulsten versehen und überhaupt recht hübsch modellirt und schliesslich broncirt, wodurch eine recht gute Wirkung erzielt wird.

Uebrigens sieht man auch auf unseren Eisenbahnen noch häufig schmale, blankpolirte Messingwulste und Stäbe um die Domhaube und andere Theile gelegt, welche zum Schliessen der Stossfugen gewiss am rechten Platze sind und auch eine gute Wirkung nicht verfehlen.

Wie bereits bemerkt worden ist, hat jede Locomotivfabrik ihre eigenen Formen für diese decorativen Bekleidungstheile und wendet sie dieselben stets da an, wo nicht besondere Formen vorgeschrieben werden. Man kann an den decorativen Theilen daher gewöhnlich schon den Ursprung einer Locomotive erkennen.

Indessen haben sich in den letzten Jahren aus oben besprochenen Ursachen tiefe Formen bedeutend geändert, resp. vereinfacht und da auch die einzelnen Bahnverwaltungen angefangen haben, eigene und meistentheils ganz einfache Formen zu cultiviren und bei ihren Maschinen vorzuschreiben, so haben die neuesten Locomotiven ihr früheres Provinzialgepräge mehr und mehr verloren.

Bei der grossen Menge von verschieden geformten Hauben für Dome und Ventile ist es schwierig, die eine oder andere Form als besonders empfehlenswerth zu bezeichnen, zumal hierbei vorzugsweise der Geschmack entscheidend ist und bekanntlich de gustibus non est disputandum. Wir wollen daher von Darstellungen solcher Theile abstrahiren, zumal auch in diesem Werke bei anderen Gelegenheiten Zeichnungen davon in grosser Menge gegeben sind.

Wichtiger noch, als bei den Dampfkesseln, ist die Güte der Bekleidung bei den Dampfcylindern der Aussenseitemaschinen. Die Abkühlung des Dampfes im Kessel kostet nur einen geringen Mehrverbrauch von Brennmaterial, während die Abkühlung des Dampfes in den Cylindern ausser dem Wärmeverlust noch den Nachtheil bedingt, dass sich Dampf condensirt und dadurch einen bedeutenden Effectverlust der Maschine hervorruft. Ebenso wird das sogenannte Spucken dadurch bedeutend begünstigt. Es wird daher mit Recht auch die allergrösste Sorgfalt auf die Cylinderbekleidung verwandt. Die Art der Ausführung dieser Cylinderbekleidung wurde bereits im IX. Capitel § 20 beschrieben und bleibt nur noch zu erwähnen, dass zum Ausfüllen der Zwischenräume zwischen Cylinder und äusserer Bekleidung Schlackenwolle und Kork besonders geeignet zu sein scheinen, da beide sehr schlechte Wärmeleiter sind und Kork auch im verkohlten oder doch mürben Zustande noch seine Schuldigkeit thut. Da die Cylinderbekleidung nur sehr selten gelöst und die Umhüllung nicht abgenommen zu werden braucht, so schadet der so veränderte Zustand daher nur wenig. Die Kosten sind nicht unverhältnissmässig gross und hat sich die Cylinderumhüllung mit Kork daher bei mehreren Bahnen recht beliebt gemacht.

Ausser dem Cylindermantel werden meistentheils auch die Stirnwände, der Cylinder, durch sogenannte Contrebleche vor Abkühlung geschützt. Diese Contrebleche müssen selbstverständlich möglichst wenig Contact mit den zu schützenden Theilen haben.

§ 5. Aschenkasten. — Der Aschenkasten hat die Aufnahme der durch den Rost fallenden Rückstände der Verbrennungsproducte, besonders der glühenden Kohlenstücke zum Zweck.

Er besteht aus einem hohlen, oben offenen, 200 bis 400 mm hohen Behälter von Eisenblech, welcher dichtschliessend am untern Rand der Feuerkiste befestigt wird.

Die vordere Seite ist ausgespart und mit einer verstellbaren Klappe versehen, welche mittelst Hebel und Zugstange vom Führerstande aus mehr oder weniger geöffnet wird, um den Luftzutritt zum Rost zu reguliren. Das bei den Aschenkasten zur Verwendung kommende Eisenblech ist 4 bis 8 mm stark. Die Aufhängung und Befestigung desselben geschieht mittelst Haken und Oesen, oder durch Laschen, welche am Aschenkasten und der Feuerkiste festgenietet werden, s. Taf. VI, Fig. 8, oder aber, wie Taf. XLV, Fig. 11 und 12 zu erkennen ist, durch Laschen und Bolzen mit Vorsteckern. In letzteren Figuren ist ein Aschenkasten dargestellt, welcher sich an die innern Ränder der Feuerkiste, auf Taf. VI, Fig. 8 dagegen ein solcher, welcher sich an die äussern Feuerkistenwände anschliesst. Der Feuersgefahr wegen, sowie zur Verhinderung des Luftdurchgangs, muss der Aschenkasten dichte und volle Wände haben und auch sein Anschluss an die Feuerkiste fest und dicht sein.

Bei vielen früheren Locomotiven der französischen und englischen Eisenbahnen fehlte die Luftklappe an dem nicht dicht an die Feuerkiste herantretenden Aschenkasten oder auch wohl der ganze Aschenkasten selbst und wurde der Luftzug dafür durch eine verstellbare über der Schornsteinöffnung oder auch im Schornstein selbst angebrachte Blechklappe, oder durch eine jalousieartige und verstellbare Verschlussvorrichtung in der Rauchkiste regulirt. Man ist davon zurückgekommen, weil sich mehrere Unzuträglichkeiten dabei herausstellten und da aus Gründen der Feuersicherheit nothwendigerweise doch Aschenkasten bei Einführung der Kohlenheizung unter der Feuerkiste angebracht werden mussten, die Handhabung der Aschenkastenklappe für die Zugregulirung auch bequemer ist, so ist auf deutschen Eisenbahnen die Aschenklappe als einzige Zugregulirungsvorrichtung an deren Stelle getreten. An den französischen Locomotiven ist ausser der Aschenklappe fast immer der Schornsteindeckel vorhanden, um beim Stillstand der Maschine die Abkühlung zu hindern. Uebrigens sind beide Zugregulirungsvorrichtungen der oben genannten Art noch jetzt, wenn auch in theilweise veränderter Form und zu anderen Zwecken, im Gebrauch.[7]) Bei den Locomotiven, welche lange Strecken rückwärts zu laufen haben, bringt man zweckmässiger Weise auch am hintern Ende des Aschenkasten eine bewegliche Klappe an, da es für eine lebhafte Dampfentwickelung stets vortheilhaft ist, dass die offene Seite des Aschenkastens vorwärts gerichtet ist. Es ist daher nur ein Nothbehelf, wenn bei Schneetreiben die hintere Klappe einer vorwärtsfahrenden Maschine gebraucht werden muss, und hat man daher mehrfach eine solche Aschenklappenconstruction ausgeführt, welche die hintere Klappe bei Schneenoth entbehrlich macht. Dieselbe besteht darin, dass die Drehachse der Klappe entgegen der gewöhnlichen Anordnung an den Boden des Aschenkastens gelegt wird.

Der auf Taf. XLV. Fig. 9 und 10 dargestellte Aschenkasten, welcher zuerst von R. Paulus für die Maschinen der Schweizerischen Nordostbahn zunächst gegen das Entfallen von glühenden Kohlentheilchen ausgeführt wurde, ist vielfach auch für andere Eisenbahnen und zwar hauptsächlich zum Verhüten des Eindringens von Schnee in die Aschenkasten zur Anwendung gekommen.

Nicht weniger zweckmässig gegen das Eindringen von Schnee, ist diese Construction auch gegen das Hinausfallen von brennenden Kohlenstücken. Solche Aschenkasten sind an vielen Locomotiven von der Sächsischen Maschinenfabrik ausgeführt. Die Maschinen der Mecklenburgschen Eisenbahnen sind fast ausschliesslich so eingerichtet, was wegen häufiger Schneenoth dort sehr erspriesslich ist.

Bei halbgeöffneter Klappe ist die Luftdurchgangsöffnung im Aschenkasten schon gross genug, um leidlich fahren zu können; dabei hat die Klappe eine solche Stellung, dass der Schnee schon sehr hoch liegen muss, um über die Klappe hinweg in den Aschenkasten zu dringen. Bei dem grossen Druck des Schnees gegen die Klappe muss dieselbe, sowie die Hebel- und Zugvorrichtung entsprechend kräftig hergestellt werden. Auch müssen die Seitenwände (*a*) des Aschenkastens soweit nach vorn verlängert werden, dass bei mehr oder weniger geöffneter Klappe stets ein seitlicher Schluss vorhanden ist und auch seitlich kein Schnee in den Aschenkasten dringen kann. Diese Verlängerungen sind durch eine Querstange *b* mit einander verbunden, welche der Klappe im geöffneten Zustande als Auflager dient.[8])

---

[7]) Siehe Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens 1865, p. 242 und Abbildung und Beschreibung der Locomotivmaschine von E. Heusinger von Waldegg und W. Clauss, p. 9.

[8]) Vergl. Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens 1855, p. 99 u. 100.

Um die innere Feuerkiste bequem besteigen zu können, wird im Boden des Aschenkastens entweder eine verschliessbare Thüröffnung, oder eine mit losem Deckel verschliessbare Oeffnung angebracht. Der auf Taf. XLV dargestellte Aschenkasten der Maschinenfabrik Vulcan zu Stettin zeigt letztere Anordnung im Durchschnitt Fig. 11 und 12. Damit der Deckel durch den Druck des Schnees oder andere Ursachen nicht von seinem Platze entfernt wird und Schnee eindringen oder Kohlen durchfallen lässt, wird derselbe durch Vorreiber, oder wie hier, durch einen Bügel und Stellkeile festgehalten.

Die Güterzugmaschinen der Paris-Lyon-Mittelmeer-Eisenbahn, wovon im Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens, Jahrg. 1870, die Beschreibung und Abbildung gegeben, sowie viele andere Locomotiven mit vor der Feuerkiste liegenden Achsen und geneigter Feuerkistenunterkante, haben die Einsteigeöffnung in der sehr hohen Hinterwand des Aschenkastens. Diese Anordnung hat grosse Vorzüge, da das Vorhandensein dieser Thür auch aus andern oben besprochenen Gründen sehr angenehm sein kann und die Thür oder der Deckel im Boden dadurch entbehrlich wird, wodurch einige Zoll für die Höhe des Aschenkastens gewonnen werden, was bei tief liegenden Feuerkisten oft sehr nützlich ist.

Indessen ist man nicht immer in der glücklichen Lage, Aschenkasten in der Weise ausführen zu können, dass die Klappen zum Einsteigen zu benutzen sind, da der hinter dem Aschenkasten liegende Raum oft verbaut und der disponible Raum unterhalb der Feuerkiste gewöhnlich so beschränkt ist, dass die Aschenklappen kaum für den nöthigen Luftzug genügend gross gemacht werden können.

Nach § 103 der Technischen Vereinbarungen des Vereins deutscher Eisenbahnverwaltungen vom Jahre 1871 müssen die tiefsten Punkte der Maschinen stets 130^{mm} über der Oberkante der Schienen bleiben und da die Feuerkisten aus gewichtigen Gründen oft tief nach unten reichen, so müssen die Aschenkasten häufig mehr gedrückt werden, als wünschenswerth ist.

Die Grösse der Luftdurchgangsöffnung hat sich nach der Grösse des Rosts oder dem Quantum Brennmaterial zu richten, welches in einer gewissen Zeit auf demselben verbrannt werden soll, da zum Verbrennen eines bestimmten Quantums Brennmaterial eine bestimmte Luftmenge erforderlich ist, welche ohne Anwendung künstlicher Mittel Zutritt zum Rost finden muss. Die Luft soll demnach ebenso ungehindert unter den Rost treten, als wenn der Aschenkasten gar nicht vorhanden wäre, damit der Exhaustor für letzteren nicht zu wirken braucht.

Die Grösse der Oeffnung sollte hiernach gleich der Summe der Durchgangsöffnungen im Rost sein, welche etwa ein $^1/_3$ der Rostfläche ausmacht. Dies ist jedoch selten der Fall, da die Geschwindigkeit der Locomotive das Mittel bietet, dass auch durch eine kleinere Thür des Aschenkasten so viel Luft eindringt, als zum Verbrennen erforderlich ist und macht man mit Benutzung dieses Umstandes die Thüröffnung bei Steinkohlenheizung niemals grösser als $^1/_4$ der Rostfläche. Manche Constructeure nehmen $^1/_5$ und noch weniger, ja man findet Oeffnungen, welche nur den 6. bis 7. Theil der Rostfläche messen, was bei Steinkohlenheizung und festen Exhaustoren, wenn man letztere nicht unverhältnissmässig eng nehmen will, jedenfalls ungenügend ist. Sobald der Wind nur einigermaassen lebhaft von der Seite weht, wobei der Lufteintritt in die Thüröffnung nicht so sehr begünstigt wird, wie bei ruhiger oder von vorn streichender Luft, ist es darum auch nicht selten erforderlich, dass der Exhaustor wenn möglich stark verengt werden muss, um die nöthige Luft zum Rost zu schaffen, event. um die nöthige Dampfspannung zu erhalten. Doch werden dadurch die Widerstände der

Locomotive vermehrt, ihre Leistung wird also geringer und wenn sie nicht einen Ueberschuss von Leistungsfähigkeit hat, so wird der zu befördernde Zug, welcher Zugkraft erfordert, nicht in der fahrplanmässigen Zeit an sein Ziel gelangen.

Ausserdem treten mehrere sehr unangenehme Erscheinungen auf, wenn der Exhaustor anhaltend in starker Wirkung gehalten wird. Durch die saugende Wirkung desselben wird die Luft mit Vehemenz auf dem kürzesten Wege, also besonders durch das vordere Ende des Rostes, nach dem Schornstein geführt und dadurch das Brennmaterial auf dem Vordertheil des Rostes in eine lebhafte und tanzende Bewegung versetzt. Die Steinkohle wird dabei zerkleint und durch die Siederöhren nach der Rauchkiste, und falls sie hier nicht angehalten wird, durch den Schornstein geführt, um nicht selten die Ursache zu Bränden zu werden. Die in der Rauchkiste zurückbleibenden Kohlenstücke häufen sich oft so massenhaft an, dass sie die Siederohre verlegen und durch ihre Hitze die Rauchthüre und andere Theile zum Glühen erhitzen und dadurch ruiniren.

Es sind nun zwar Vorkehrungen ausgeführt, durch welche der Durchgang der Luft im Rost auf dem kürzesten Wege verhindert werden soll, wie z. B. bei der im Organ f. d. F., Jahrgang 1853, Tafel XIX, dargestellten Locomotive, wobei unter dem Vordertheil des Rostes eine Eisenplatte angebracht ist, um die Luft mehr nach dem Hintertheil des Rostes zu führen; es sind auch Versuche gemacht, durch seitlich am Aschenkasten angebrachte, mit Sieben versehene und mittelst Klappen regulirbare Oeffnungen die natürliche Luftzuführung bei Seitenwind so zu verstärken, dass auch der hintere Theil des Rostes bei einem niedrigen Hintertheil des Aschenkastens genügende Luft zum Verbrennen der dort befindlichen Kohle erhalte, wie letzteres beispielsweise bei mehreren von A. Borsig für die Berlin-Hamburger Eisenbahn gelieferten Locomotiven ausgeführt und auf Tafel XLV, Figur 13, 14 und 15 dargestellt ist, indessen ist die erstgenannte Vorrichtung ein Nothbehelf, welcher, da er fortwährend wirkt, viel besser durch die Verengerung der Rostlücken am vordern Ende ersetzt wird, die letztern dagegen in ihrer Wirkung nicht ganz befriedigend, dabei auch etwas feuergefährlich, da die in zwei Richtungen durch die vordere Klappe *a* und durch die Seitenklappen *b* in den Aschenkasten tretende Luft einen Wirbel erzeugt, wodurch die Geschwindigkeit derselben abgemindert und die durch den Rost fallenden Funken gelegentlich aus der vordern offenen Klappe entführt werden. R. Paulus hat zur Verstärkung des Luftzuges ein Leitblech *c* oberhalb der Aschenkastenklappe angebracht, wodurch er ebenfalls günstige Resultate erzielte; siehe Zeichnung Tafel XLV, Figur 9 und 10. Trotzdem scheint eine recht grosse Admissionsöffnung doch das beste Mittel zu sein, die Luftzuführung zum Brennmaterial ohne zu starke Inanspruchnahme künstlicher Mittel zu bewirken. Um dies selbst bei tiefliegenden Feuerkisten zu erreichen, sind für die Thüringische Eisenbahn Locomotiven ausgeführt, welche in der Vorderwand der Feuerkiste eine Aussparung zeigen. Man legt die Drehachse der Klappe auch wohl über die Unterkante der Feuerkiste, damit durch die Klappe selbst die Durchgangsöffnung der Luft nicht geschmälert wird.

Bei den Locomotiven mit langer und unten geneigter Feuerkiste, bei denen wegen der unter der Feuerkiste placirten Achse der hintere Theil des Aschenkastens oft nur recht niedrig ausfallen kann, tritt sehr leicht ein Warmwerden der Roststäbe am hintern Ende ein, weil nur warme und zu wenig Luft dahin dringt. Um diesem Uebelstande abzuhelfen, hat der Ober-Maschinenmeister Gruson mit glücklichem Erfolge durch besondere Rohrleitungen *r*, wie solche Tafel XLV, Figur 13, 14 und 15 dargestellt ist, kalte Luft nach dem hintern Theil des Rostes geleitet, so dass die

Luftzuführung von der Seite dadurch unnöthig geworden ist, indem ein Warmwerden des Rostes nicht mehr stattfindet und die Dampfentwickelung lebhafter geworden ist. In solchen Fällen, wenn die Hinterachse weiter nach vorn, also mehr oder weniger unter der Mitte der Feuerkiste liegt und dadurch Platz für einen hintern Aschenkasten gewonnen wird, wird der Aschenkasten gewöhnlich aus zwei Theilen zusammengesetzt und dadurch der erforderliche Abstand des Rostes von dem Aschenkastenboden leicht erreicht, wie aus Fig. 25 ersichtlich. Die Luftzuführung vom Vordertheil nach dem Hintertheil wird durch Communications-Oeffnungen bewirkt. Nicht selten wird der Aschenkasten nach Fig. 26 gefertigt, wonach die Seitenwände für die Achse nach oben ausgespart und um die Ränder herum ein Blechkasten zur Insolirung der Achse genietet wird, zum obern Abschluss dieses die Achse umgebenden Kastens wird ein Blechstück *a* unter der Feuerkiste so befestigt, dass dasselbe bei Abnahme des Aschenkastens verbleibt. Selbstverständlich müssen solche Aschenkasten an jedem Ende eine Klappe haben, damit die bequeme Reinigung jedes Theils möglich ist. — Ebenso werden die Locomotiven mit Querwänden in der Feuerkiste mit einem Doppelaschenkasten versehen, so aber, dass jeder Theil eine Vorderklappe *a a* erhält, wie Fig. 27 dargestellt ist.

Fig. 25.

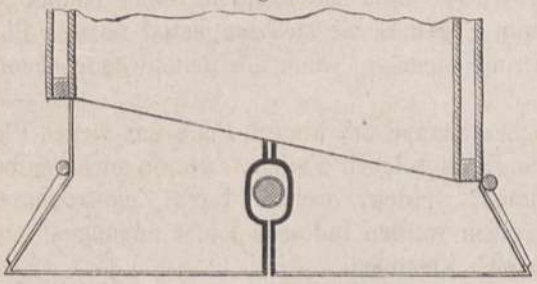


Fig. 27.

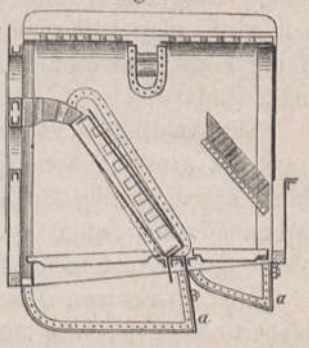


Fig. 26.

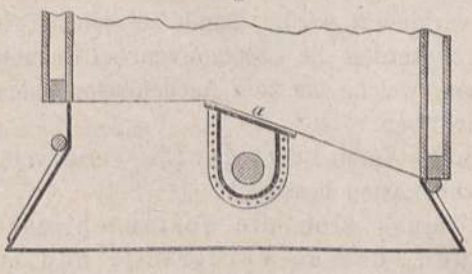
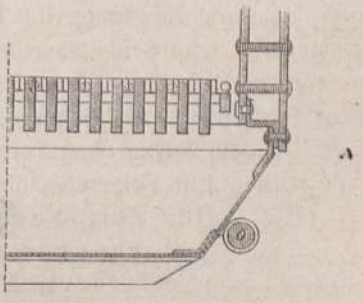


Fig. 28.



Bei vielen Locomotiven, welche mit leichtem Brennmaterial geheizt werden, welches viel Asche hinterlässt und eine sehr häufige Reinigung des Aschenkastens bedingt, befinden sich kleinere Klappen in den Seitenwänden des Aschenkastens zum Reinigen des letzteren, sowie zum Auflockern des Feuers.

Bei den Schnellzugmaschinen, welche mit Torf geheizt werden und oft lange Strecken ohne Anhalt zu durchlaufen haben, werden im Boden des Aschenkastens bewegliche, jalousieartige Verschlussvorrichtungen angebracht, welche vom Führerstande aus geöffnet und geschlossen werden können, um während der Fahrt die an-

gehäuften Verbrennungsrückstände zu entfernen. Damit dieselben jedoch keine Brände verursachen, werden die Funken vorher durch Wasser getödtet, welches mittelst kleiner Röhren vom Kessel in den Aschenkasten geleitet wird.

Bei Steinkohlenheizung werden diese Abgänge durch die vorderen oder hinteren Klappen entfernt, zu welchem Zweck die Maschinen über eine Löschgrube gefahren werden. Will man letztere auf den Bahnhöfen vermeiden, so ist die Anbringung von Seitenthüren im Aschenkasten das geeignete und nothwendige Mittel dazu. Siehe Tafel XLV, Figur 13, 14 und 15.

Die Profilirung der Seitenwände der Aschenkasten ist verschieden und den Umständen anzupassen. Beim Anschluss der Aschenkasten an die innere Feuerkiste, wie dies gewöhnlich der Fall ist, wenn letztere durch einen vollen Ring mit der Feuerkiste verbunden, also mit derselben unten bündig ist, werden die Seitenwände gerade und gewöhnlich vertical genommen, wie bei Figur 12, Tafel XLV zur Anschauung gebracht ist. Beim Anschluss an die äussere Feuerkiste werden die Seitenwände gewöhnlich nach unten einwärts geneigt (s. Figur 28, p. 817), um zwischen Aschenkasten und Rädern Raum zur Placirung von Röhren, Zugstangen etc. zu gewinnen. Indessen wird eine solche Profilirung des Aschenkastens auch bei seinem Anschluss an die innere Feuerkiste, jedoch oft zu Ungunsten der Luftdurchgangsöffnung, ausgeführt. Die Hinterwand wird, wenn sie nicht mit einer Klappe versehen wird, gern halbkreisförmig geformt, so dass sie sich tangential an den Boden und die Feuerkistenwand ansetzt, oder auch geneigt, wenn die Seitenwände ebenfalls geneigt sind.

Die Anbringung einer handtierlichen Klappe am hintern Ende hat wegen Platzmangel oft grosse Schwierigkeit, so dass in solchen Fällen, wo sie nicht entbehrt werden kann, häufig Schieber angebracht werden, welche durch Zugstangen vom Führerstande aus regiert werden. Dieselben werden indessen leicht ungangbar, weil sie sich werfen und in den Führungen sich klemmen.

Bei manchen Locomotiven ist nicht einmal die Anbringung von Schiebern möglich, wie aus der Zeichnung Figur 11, Tafel XLV zu erkennen ist, welche von einer Schnellzug-Locomotive der Berlin-Stettiner Eisenbahn entnommen ist, indem die Hinterwand des Aschenkastens dabei soweit unter die Feuerkiste treten muss, dass die Bewegung des Schiebers verhindert wird. Damit bei solchen Aschenkasten kein Schnee in denselben eindringt, werden die Locomotiven bei Schneewetter am vordern Ende mit Querbrettern versehen, welche bis zum Aschenkastenboden nach unten reichen und die Schneeschanzen nivelliren.

In den Technischen Vereinbarungen des Vereins deutscher Eis.-Verw. vom Jahre 1871 wird § 120 Folgendes über die Aschenkasten bestimmt:

> Unter dem Feuerkasten muss sich ein festanschliessender Aschenkasten befinden, dessen Vorderseite und, wo es erforderlich ist, auch Hinterseite mit einer beweglichen Klappe versehen ist, welche vom Führer geöffnet und geschlossen werden kann.

Durch den festen Anschluss des Aschenkastens soll der Feuergefährlichkeit abgeholfen werden. Indessen genügt der feste Anschluss bei leichtem Brennmaterial allein nicht; es ist ausserdem vielmehr als nothwendig erachtet worden, dass vor den Oeffnungen des Aschenkastens unterhalb der beweglichen Klappen feste Drahtsiebe angebracht werden, um das Funkenauswerfen aus dem Aschenkasten zu verhüten. Bei Steinkohlenfeuerung genügt ein über die Feuerkiste hinaus verlängerter Boden im

Aschenkasten, welcher vorn einen kleinen Aufbug hat, wie der auf Fig. 11, Tafel XLV dargestellte Aschenkasten zeigt. Diese oder eine ähnliche Sicherheitsvorrichtung muss namentlich bei den Aschenkasten mit nur einer Klappe angewandt werden, da ein kurzer mit der Feuerbüchse abschneidender Aschenkasten ohne Bodenleiste oder Aufbug das Herausfallen von glühender Kohle beim Rückwärtsfahren begünstigt.

Bei den Aschenkasten, welche Klappen mit untenliegender Drehachse haben, s. Figur 9 und 10, Tafel XLV, hat die Klappe auch bei der grössten Oeffnung noch eine nach oben geneigte Lage, so dass dieselbe als Schutzwehr gegen das Herausfallen von Kohlen die besten Dienste leistet

§ 6. Locomotiv- und Signal-Laternen. Zu den Locomotiv-Laternen werden alle diejenigen Laternen gerechnet, welche zur Nachtzeit auf der Locomotive und dem Tender in Function sein müssen, wenn ein die Bahn passirender Zug aus einer leer fahrenden Maschine besteht, welche einen Extrazug zu signaliren hat und zur Revision der gestörten Telegraphenleitung auffordert. Diese Laternen bestehen aus:

1. Zwei grossen weissleuchtenden Signallaternen, welche an der Spitze des Zuges functioniren und im engeren Sinne »Locomotivlaternen« genannt werden.
2. Einer am Schluss des Zuges anzubringenden rothleuchtenden Signallaterne, der s. g. Schlusslaterne.
3. Einer grünleuchtenden Signallaterne, welche entweder neben der rothleuchtenden Schlusslaterne am Hinterende des Zuges functionirt, falls der Extrazug nachfolgen wird; oder über den beiden weissleuchtenden Locomotivlaternen vorn am Zuge, falls der Extrazug in entgegengesetzter Richtung kommen wird.
4. Einer weissleuchtenden Laterne, welche über den beiden weissleuchtenden Locomotivlaternen an der Spitze des Zuges functionirt, wenn die Bahnwärter die Telegraphenleitung revidiren sollen. Die sub 3 und 4 genannten Laternen werden »Signallaternen« im engeren Sinne genannt.
5. Einer Manometerlaterne.
6. Einer Wasserstandlaterne.
7. Einer Tenderlaterne.

Wenn zur Zeit das sub 4 genannte Signal auch noch nicht in alle Signalordnungen der deutschen Eisenbahnen aufgenommen ist, so besteht es doch bereits auf mehreren derselben und dürfte es auch bei den übrigen bald einzuführen sein.

Ebenso ist die sub 7 genannte Laterne nicht überall gebräuchlich, da zur Beleuchtung der Maschine und deren Organe nur die sub 5 und 6 genannten Laternen gesetzlich vorgeschrieben sind.

Bezüglich der Locomotiv- und Schlusslaternen schreibt das Bahnpolizeireglement für die Eisenbahnen Deutschlands Folgendes vor:

> Jeder im Dunkeln sich bewegende Zug, sowie jede einzeln fahrende Locomotive muss vorn mit zwei in der Richtung der Fahrt weit leuchtenden Laternen versehen sein und am Schluss mindestens eine nach hinten leuchtende rothe Laterne führen.

Da die Locomotivlaternen hiernach weitleuchtend sein müssen, so ist klar, dass ihre Aufgabe eine äussert schwierige ist, indem dichter Schneefall und Nebel nur mit dem Aufwand der grössten Lichtstärke eine weithin sichtbare Beleuchtung gestatten.

Im Allgemeinen beruht die Leuchtkraft der Laternen auf folgenden vier Factoren:

1. Der Form und Grösse des Lichtherds (Brenners).
2. Der Form und Grösse des Zugglases.
3. Der Form, Grösse und Spiegelkraft des Reflectors.
4. Der Güte des Brennmaterials.

Was die Form des Brenners betrifft, so ist die ausschliessliche Verwendung des Argand-Brenners ganz selbstverständlich, da irgend eine andere Brennerform bei Locomotivlaternen nicht mehr existirt.

Weniger feststehend ist die Grösse des Brenners.

Es ist zwar nicht zu leugnen, dass mit dem Durchmesser des Brenners auch die Grösse des Lichts wächst und dass man, so sollte man meinen, nur den Brenner recht gross zu machen braucht, um ein hinreichend mächtiges Licht zu erhalten, indessen stellen sich bei Erreichung gewisser Grenzen so viele und schwierige Hindernisse ein, dass man über diese Grenzen nicht hinausgehen kann.

Die Brenner der Locomotivlaternen auf deutschen und anderen europäischen Eisenbahnen haben bis zu 26 ^{mm} grosse äussere Durchmesser. Auf den nordamerikanischen Eisenbahnen werden theilweise allerdings weit grössere Dimensionen verwendet; indessen wird nur eine Locomotivlaterne bei jedem Zuge in Anwendung gebracht, welche oberhalb der Rauchkiste auf einem Consol placirt wird, wo sie weiter nicht genirt.

Bei Verwendung von zwei Locomotivlaternen genügen Brenner von 26 ^{mm} Durchmesser vollkommen, wenn die Laternen im Uebrigen gut construirt sind. Auch gestalten sich die äussern Dimensionen der Laternen bei 26 ^{mm} grossen Brennern schon so bedeutend gross, dass sie den ganzen dafür disponiblen Raum in Anspruch nehmen, so dass eine Vergrösserung mit mancherlei Schwierigkeiten verbunden sein würde.

Das Zugglas muss der Grösse des Brenners angemessen sein, damit es seine Aufgabe, eine möglichst helle Flamme zu erzeugen und dieselbe möglichst auf einen Punkt zu concentriren, erfüllen kann.

Um ein möglichst helles Licht zu erzeugen, muss das Glas eng und lang sein; da das Licht jedoch möglichst im Brennpunkt des parabolischen Reflectors concentrirt sein soll und lange Gläser eine lange und spitze Flamme erzeugen, so muss man den einen Factor zur Erzeugung eines hellen Lichts und zwar die entsprechende Länge des Zugglases beschränken. Dadurch erhält das Licht zwar nicht die vollkommenste Helligkeit, jedoch eine grosse Fülle, welche bei guten Laternen im Focus des Reflectors sich concentrirt.

Ein gut proportionirtes Zugglas für Locomotivlaternen lässt sich nur durch Versuche herausfinden und unterlassen wir nicht, in Figur 29, p. 821 ein Zugglas zur Anschauung zu bringen, welches aus vielfachen Versuchen als gut proportionirt hervorgegangen ist.

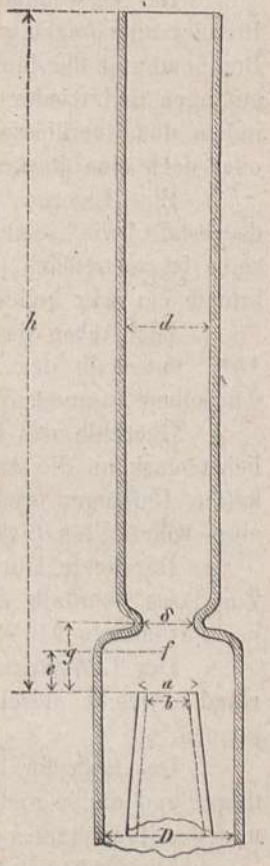
Wenn a und b den äusseren resp. inneren Dochtdurchmesser bedeuten, so ist im Hinblick auf umstehende Skizze, Figur 29, $D = 2a$, $d = {}^4/_3 a$, $\delta = a$, $e = b$, $g = a$ und $h = 10a + b$, wobei e die Entfernung der Brenneroberkante vom Brennpunkt f, g die Entfernung der Brenneroberkante bis zur grössten Verengung des Glases und h die Höhe des Glases, vom Brenner ab gerechnet, bedeutet.

Als dritter Factor zur Erzielung eines weit leuchtenden Lichts ist ein rationell construirter Reflector oder Strahlenspiegel erforderlich, welcher das erzeugte

Licht in der Zugrichtung fortsendet. Die Form dafür kann nur eine parabolische sein. Die Grösse des Reflectors muss mit der Grösse des Brenners harmoniren, so dass ein möglichst grosser Lichtcylinder von intensiver Helligkeit fortgeworfen wird.

Bei guten Laternen müssen die Parameter der Paraboloide das Zwölffache vom äussern Dochtdurchmesser betragen und einen Abstand vom Scheitel haben, welcher gleich dem Dreifachen des äussern Dochtdurchmessers ist.

Fig. 29.



Die Reflectoren werden meistentheils aus blankpolirten Metallplatten von Messing, Neusilber oder Chinasilber angefertigt.

Weniger häufig werden auch Glasspiegelreflectoren verwendet, welche aus einer Menge kleiner ebener Spiegel zusammengesetzt sind. Da von den einzelnen Spiegelchen nur je ein Punkt in das mathematische Paraboloid fallen kann, so reflectirt ein solcher Strahlenspiegel nicht alles Licht in parallelen Strahlen, ein Theil davon wird vielmehr zerstreut. Die grosse Reflectionskraft der Glasspiegel gleicht diesen Verlust theilweise wieder aus, so dass solche Reflectoren dennoch ganz gute Dienste leisten, so lange sie gut im Stande sind.

Der vierte Factor zur Erzielung eines wirksamen Lichtstrahls ist die gute Beschaffenheit des Brennmaterials.

Man verwendet für die Locomotivlaternen sowohl Rüböl, als Petroleum.

Beide Sorten Brennmaterial sind gut verwendbar und geben im gut gereinigten Zustande ein helles Licht. Früher wurde fast ausschliesslich Oel hierzu verwendet; dasselbe ist jedoch in den letzteren Jahren vor dem Petroleum mehr und mehr zurückgetreten, weil letzteres mehrere schätzenswerthe Eigenschaften vor dem Oel voraus hat. Einmal unterliegt es nicht dem Einfrieren, wie das Oel; sodann brennt es reinlicher, wodurch die Strahlenspiegel weit länger blank bleiben; ferner sind die Petroleumlampen leichter zu putzen und in Ordnung zu erhalten, als die Oellampen, weil sie nicht, wie letztere, durch Verharzen ungangbar und unzuverlässig werden. Dazu kommt noch, dass das Brennen von Petroleum billiger ist, so dass die Kosten, welche die Abänderung der Oellampen in Petroleumlampen verursacht, dadurch leicht compensirt werden.

Bei Verwendung von Oel ist man zur Erzielung einer gleichmässig hellen Flamme genöthigt, Lampen mit intermittirendem Niveau zu verwenden, bei denen der Oelbehälter höher als die Flamme und die Ausflussöffnung etwa 16 mm unterhalb der Brennhöhe liegt.

Auf Tafel XLV, Figur 1, 2 und 3 ist eine Locomotivlaterne der Hannoverschen Staatseisenbahn dargestellt, welche zu Oel eingerichtet ist und zu den grössten existirenden Exemplaren ihrer Gattung gehört. Sie giebt ein sehr grosses und weit leuchtendes Licht, gebraucht jedoch verhältnissmässig viel Brennmaterial, wie dies der grosse Docht von 26 mm mittlerem Durchmesser a priori erkennen lässt. Diese im Uebrigen gut construirte Laterne kann als ein Muster ihrer Gattung gelten.

a ist der Oelbehälter, bei *b b*, unten und oben, hinter der Glasscheibe sind

durch Schutzschirme bedeckte Luftzutrittslöcher angebracht; in der an der Hinterwand angebrachten Tasche bei *c c* sind die Rähmchen mit rothen und grünen Glasscheiben angebracht, die in die falzartigen Halter bei *d d* an der Vorderseite eingesteckt werden, um verschiedene Signale geben zu können.

Bei Verwendung von Petroleum muss der Brennmaterialbehälter tiefer, als der Brenner angebracht werden, weil bei Verwendung intermittirender Lampen stets etwas Brennmaterial überläuft und wenn dies auch bei Oel ganz unschädlich ist (auch aufgefangen und wieder verwendet wird), so ist dies bei Petroleum doch sehr gefährlich, indem das überfliessende Material sich leicht entzündet und eine Laternenexplosion, oder doch eine starke Beschädigung der Laterne verursacht.

Eine Laterne, für Petroleum eingerichtet, ist auf Tafel XLV, Figur 4 und 5 dargestellt, wie sie auf der königl. preuss. Ostbahn in Verwendung sich befindet. Dieselbe ist vortrefflich proportionirt, so dass sie bei verhältnissmässig wenig Stoffverbrauch ein sehr helles und weit leuchtendes Licht hervorbringt.

Die Achse des Brenners liegt genau im Parameter und der Brenner selbst 15 mm unterhalb des Brennpunkts, so dass die Flamme an ihrer hellsten Stelle mit demselben zusammenfällt.

Oberhalb des Brennpunkts ist das Zugglas stark verengt, um die Luft möglichst stark an die Aussenseite der Flamme heranzuführen zur Erzeugung eines lebhaften Luftzuges und einer intensiven Verbrennung der Gase event. zur Erzielung eines sehr hellen Lichts im Brennpunkt.

Der lichte Durchmesser der äusseren Brennerhülse beträgt 20 mm; die Höhe des Zugglases oberhalb des Brennpunkts 200 mm; der Reflectordurchmesser in der Ebene des Parameters 240 mm und am äussern Rande 325 mm.

Der Luftzutritt geschieht durch die kreisrunden Oeffnungen *a a* in der Hinterwand, welche durch Drehschieber *b b* theilweise oder ganz geschlossen werden können.

Der Reflector besteht aus Neusilber; die Brenner, die Scharniere, der Lampenträger und einige andern Theile aus Messing; die Gehäuse, die Hülse zum Befestigen und der Tragbügel von Eisen; die übrigen Theile aus Zinkblech.

Die Stützen für die Locomotivlaternen sind hinsichtlich ihrer Form und Lage sehr verschieden.

Ihrer Form nach bilden sie theils ein Prisma, theils einen Keil, theils eine Hülse.

Die Laternen haben in den beiden ersten Fällen entsprechende Hülsen, mittelst welcher sie auf die Stützen gestellt werden und zwar entweder auf der Hinterwand oder am Fussboden.

Die Laterne auf Tafel XLV, Figur 1—3 hat eine Fusshülse mit Verjüngung nach oben und auch eine entsprechende Stütze. Die Fussstützen werden immer auf dem Kopfstück placirt, also auch die Laternen mit Fussstütze. Wenn beim Tender, wie gewöhnlich, auf dem Kopfstück kein Platz vorhanden ist, so werden die Stützen mittelst Console vor das Kopfstück gebracht.

In Fig. 30 und 31 (p. 823) sind keilförmige Stützen dargestellt, auf welche die Laternen mit der Hinterwand sich stützen und zwar gewöhnlich mittelst zweier Halter.

Die in Figur 4 und 5, auf Tafel XLV dargestellte Laterne ist mit einer geschlossenen Hülse auf der Hinterwand versehen und zwar von prismatischer Form, wodurch eine Stütze von gleichem Querschnitt bedingt ist. Da die Laternen auf

prismatischen Stützen nicht leicht völlig fest angebracht werden können, stützen sie sich ausserdem noch auf den Fuss, so dass hierbei eine combinirte Stütze angewandt wird.

Die hülsenförmigen Stützen sind theils kreisrund, theils oval, theils quadratisch. Die Laternen werden hierfür gewöhnlich mit einem entsprechenden Stiel am Fussboden eingerichtet. In der Regel ist Hülse und Stiel nach unten etwas verjüngt. Die kreisrunden Hülsen sind mit einer Vorrichtung gegen Drehung der Laternen versehen.

Fig. 30. Fig. 31

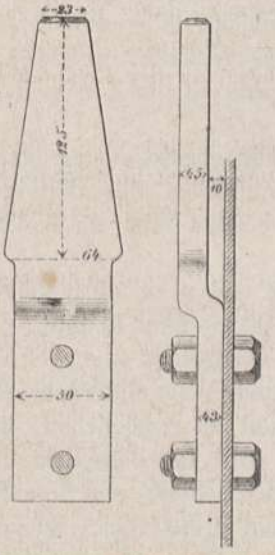
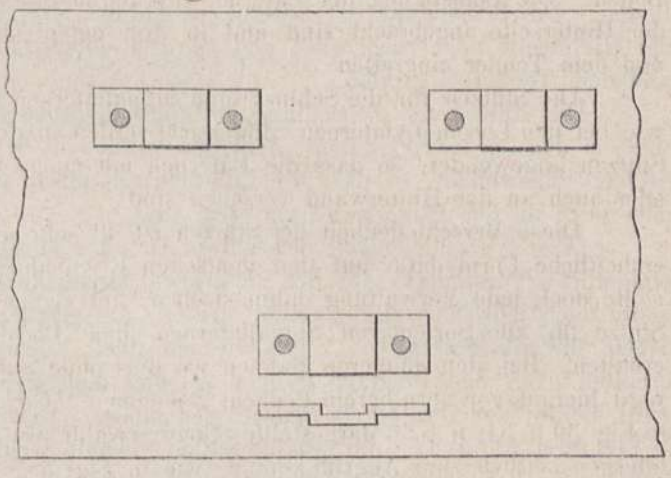


Fig. 32.



Sehr häufig bestehen die Stützen nur aus drei Oesen, welche, wie aus Figur 32 zu ersehen, so am Kopfstück befestigt werden, dass sie ein gleichseitiges Dreieck unter einander bilden. Die Laternen sind dabei mit drei entsprechenden Haken versehen, welche in die Oesen passen. Auch hierbei sind die Oesen sowohl, als die Haken etwas verjüngt.

Ueber den Abstand der Laternen von Schienenoberkante oder unter sich existiren gesetzliche Bestimmungen nicht, so dass eine Uebereinstimmung hierin nicht zu erwarten ist, zumal es ziemlich einerlei ist, ob diese Dimensionen etwas grösser oder kleiner sind. Im Allgemeinen ist jedoch vorzuziehen, dass die Locomotivlaternen nicht vor dem Kopfstück zwischen Buffer und sog. Haken placirt werden, weil sie hier Beschädigungen mehr ausgesetzt sind, als wenn sie über dem Kopfstück angebracht werden. Auch ist eine Verletzung der Wagenschieber beim Rangiren dabei nicht selten, namentlich beim Zusammenkuppeln von zwei Maschinen, welche beide mit Locomotivlaternen versehen sind.

Die Schlusslaternen unterscheiden sich von den Locomotivlaternen durch ihr kleineres Format und einige besondere Einrichtungen.

Sie werden bei den Locomotiven über der Rauchkistenthür und bei den Tendern an der Stirnwand der Cisterne oder auf dem Werkzeugkasten placirt.

Die Signallaternen sind den Schlusslaternen gewöhnlich ganz gleich und nur mit Gläsern anderer Farben ausgerüstet.

Die auf Tafel XLV, Figur 6, 7 und 8 dargestellte Schluss- und Signallaterne

ist auf der königl. preuss. Ostbahn in Verwendung. Die Achse des Brenners liegt 11 mm ausserhalb des Parameters, so dass die Flamme mit dem Brennpunkt nur theilweise coincidirt. Die Lichtstrahlen werden somit nur theilweise nach einer Richtung reflectirt, grösstentheils vielmehr zerstreut, wie dies der Zweck der Signallaterne fordert. Es kommt hierbei weniger auf eine weite Beleuchtungsdistanz, als auf ein divergirendes Lichtfeld an, welches beim Passiren des Zuges den neben der Bahn stehenden Wärtern stark in die Augen fällt.

Der Durchmesser des Reflectors in der Ebene des Parameters beträgt 140 mm, am äussern Rande 240 mm. Der Brennerdurchmesser (äusserer) 18 mm.

An der Hinterseite der Laterne ist eine Tasche *a a* zur Unterbringung von zwei farbigen Glasscheiben angebracht; die Luftzuführung geschieht daher durch den Boden. Die Befestigung der Laterne wird durch drei Haken *b b* bewirkt, welche an der Hinterseite angebracht sind und in drei entsprechende Oesen an der Locomotive und dem Tender eingreifen.

Die Stützen für die Schluss- und Signallaternen sind häufig ebenso eingerichtet, wie bei den Locomotivlaternen. Indessen werden in den meisten Fällen hülsenförmige Stützen angewendet, so dass die Laternen mit einem entsprechenden Stiel am Boden oder auch an der Hinterwand versehen sind.

Diese Verschiedenheit der Stützen ist oft sehr unbequem und wenn auch keine einheitliche Form dafür auf den deutschen Eisenbahnen erreicht werden konnte, so sollte doch jede Verwaltung dahin streben, auf eigener Bahn wenigstens eine gleiche Stütze für alle Sorten von Signallaternen (incl. Locomotiv- und Wagenlaternen) zu erhalten. Bei den jüngeren Bahnen wo dies ohne Schwierigkeit zu ermöglichen ist, wird hierauf von vorn herein Bedacht genommen. Gewöhnlich wird von denselben die in Fig. 30 u. 31, p. 823, dargestellte Stütze gewählt, welche bei den Schluss- und Signallaternen seitlich zum Angriff kommt, wie in Fig. 35 und 36 auf p. 827 bei *c* zu erkennen ist, weil die Hinterwand wegen der für sie farbigen Gläser erforderlichen Taschen sich weniger für die Anbringung der Stützvorrichtungen eignet.

Es ist hier noch zu erwähnen, dass den Maschinen nicht selten vier Locomotivlaternen mitgegeben werden und dass die Signallaternen alsdann fehlen können, indem die Locomotivlaternen in deren Stelle treten. Dieselben müssen daher mit farbigen Gläsern versehen sein und auf die Stützen der Signallaternen passen. Gut construirte Locomotivlaternen erfüllen den Zweck der Signallaternen jedoch nur mässig, indem der entwickelte Lichtcylinder bei der hohen Lage der Signallaternen und dem Hinzutreten ungünstiger anderer Umstände oft nur ganz schwach in den Gesichtskreis des betreffenden Personals fällt.

Noch vollkommener rüstet man daher die Maschine aus, wenn ausser 4 Locomotivlaternen an Maschine und Tender noch 2 Signallaternen angebracht werden, indem sämmtliche Laternen alsdann stets an ihrem Platze verbleiben können und nur die Glasscheiben nach den verschiedenen Zwecken auszuwechseln sind.

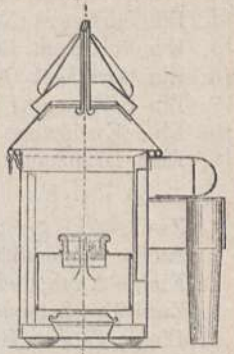
Wie Eingangs dieses Paragraphen gesagt wurde, sind ausser den Signallaternen noch solche Laternen erforderlich, welche dem Maschinenpersonal die Uebersicht über die Maschine und deren Organe, namentlich das Wasserstandglas und Manometer ermöglichen.

Sehr häufig werden die für Beleuchtung dieser beiden Organe vorhandenen Laternen auch zum Handgebrauch eingerichtet, so dass sie beim Aufenthalt des Zuges auf den grösseren Stationen und beim Revidiren und Oelen der Maschine benutzt werden können; nicht selten jedoch befindet sich hierzu noch eine besondere dritte La-

terne auf der Maschine, welche während der Fahrt auf dem Tender placirt wird und daher Tenderlaterne genannt wird.

Die zur Beleuchtung des Manometers und Wasserstands dienenden Laternen sind gewöhnlich ganz einfach construirt, wie die in Fig. 33 und 34 dargestellte Manometer- und Wasserstandlaterne erkennen lässt, welche auf der Hannoverschen Staatseisenbahn im Gebrauch ist. Nicht selten jedoch wird für beide Zwecke nur eine einzige Laterne verwendet, welche indessen mit Reflector und Zugglas, also sehr vollkommen, construirt ist. Sie wird so placirt, dass der helle Schein auf die Hinterwand der Feuerbüchse fällt und also beide freien Organe beleuchtet werden. Die Darstellung einer solchen Laterne dürfte überflüssig erscheinen, da sie, wenn auch kleiner, ganz und gar mit den Signallaternen übereinstimmt. Es ist bei Verwendung solcher Laternen indessen erforderlich, dass das Manometer in der Nähe des Wasserstandes placirt wird, da auf letzteren ganz besonders das Licht gerichtet werden muss, um stets deutlich beobachtet werden zu können.

Fig. 33.



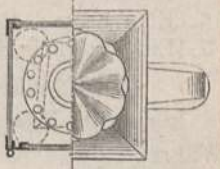


Fig. 34.

Welche von beiden Arten der Beleuchtung die bessere ist, lässt sich kaum sagen, doch steht so viel fest, dass der Locomotivführer gewöhnlich mit beiden unzufrieden ist.

Da beide Sorten von Manometer- und Wasserstandlaternen thatsächlich zu wünschen übrig lassen, hat Herr Ingenieur E. Rau zu Brüssel es sich zur Aufgabe gemacht, die Beleuchtungsweise der Manometer- und Wasserstandzeiger zu verbessern. Diese Construction wurde bereits im IV. Capitel dieses Bandes p. 293 und 303 ausführlich beschrieben und durch die Fig. 11 bis 13 auf Taf. IX erläutert.

§ 7. Werkzeugkasten. — Die Lomotivführer haben auf ihren Reisen eine Menge Werkzeuge, Utensilien und Reservetheile nöthig, welche zusammen das s.g. Locomotivführerinventar ausmachen und zum Theil lose auf dem Tender liegen, zum grössten Theil jedoch verschlossen werden müssen, um sie vor Entwendung und dem Verderben zu schützen, dem die erstern Objecte nicht ausgesetzt sind.

Die einzuschliessenden Stücke werden theilweise oft gebraucht und daher in der Nähe des Führerstandes aufbewahrt; anderentheils werden sie selten und nur bei besondern Veranlassungen, namentlich bei Unfällen, erforderlich, weshalb dieselben nicht auf dem Tender, wo es gewöhnlich an Platz fehlt, sondern an einem andern passenden Orte in festen Kasten untergebracht werden.

Zu den offen auf dem Tender liegenden Inventarstücken sind folgende zu rechnen:

1. Eine Kohlenschaufel.
2. Eine Schlackenschaufel.
3. Eine Schlackenzange.
4. Eine Aschenkratze.
5. Ein Rostheber.
6. Ein Stocheisen.
7. Ein Rosthaken.
8. Ein Drahtbesen.
9. Ein Vorschlaghammer.
10. Ein Rohreisen.
11. Ein Pfropfeneinsetzer.
12. Zwei Wassereimer.
13. Einige Roststäbe.
14. Diverse kleine Oelkannen.

Zu den in der Nähe des Führerstandes in verschliessbaren Räumen unterzubringenden Inventarstücken gehören:

1. Ein Handhammer.
2. Ein Kupferhammer.
3. Ein Zinnhammer.
4. Ein Niethammer.
5. Ein englischer Schraubenschlüssel.
6. Sortiment gewöhnlich. Schraubenschlüssel.

7. Ein Sortiment Schraubenzieher.
8. Ein Sortiment Kreuzmeissel.
9. Ein Sortiment Flachmeissel.
10. Ein Sortiment Feilen.
11. Ein Sortiment Schrauben.
12. Ein Sortiment Muttern.
13. Ein Sortiment Splinte.
14. Ein Sortiment Keile.
15. Ein Sortiment Rohrpfropfen.
16. Ein Sortiment Durchschläge.
17. Ein Sortiment Dochte.
18. Eine Kneifzange.
19. Eine Drahtzange.
20. Eine Büchse für Talg.
21. Eine Büchse für Mennige.
22. Eine Büchse Schwefelblüthe.
23. Eine kleine Handspritze.
24. Einige Putztücher.
25. Einige Wasserstandsgläser.
26. Einige Lampengläser.
27. Etwas Bindedraht.
28. Etwas Bindfaden.
29. Das Fahrtableau.
30. Die Instruction.
31. Die Signalfahnen.

Zu den Inventarstücken der dritten Categorie gehören:

1. Zwei starke sogenannte Locomotivwinden.
2. Einige Windenklötze.
3. Einige Taue und Ketten.
4. Zwei Brechstangen.
5. Einige Stücke Holz zum Feststellen des Kreuzkopfs.
6. Eine Kuppelstange.
7. Eine Schraubenkuppelung.
8. Eine Schlauchverschraubung.
9. Ein Stück Schlauch.
10. Eine kleine Säge.
11. Ein Handbeil.
12. Ein Sortiment Nägel.
13. Einige Stücke Flach- und Rundeisen.
14. Einige Dutzend Pechfackeln.

Das Handinventar wird bei den Maschinen mit besonderem Tender in der Regel in kleineren Kästen untergebracht, welche auf dem Wasserkasten placirt werden. Während diese Kästen früher allgemein aus Holz angefertigt wurden, stellt man sie jetzt gewöhnlich aus Eisenblech von circa 2 mm Wandstärke her. Der Deckel wird nach oben etwas abgerundet, der Fussboden an den vier Ecken gewöhnlich mit Leder oder Gummi beschlagen, um das Klappern zu verhindern. Die Länge dieser Kästen beträgt 1000—1100 mm, die Breite 300—400 mm und die Höhe ebenso viel.

Gewöhnlich sind auf jedem Tender zwei solche Kästen vorhanden, damit sie nicht nur zur Bewegung der betreffenden Inventarstücke, sondern auch für die Unterbringung von Kleidungsstücken und Proviantbüchsen des Maschinenpersonals ausreichend Platz geben.

Die dritte Sorte von Inventarstücken wird in einem festen Kasten untergebracht, welcher am Hinterende des Tenders angebracht wird, mindestens die Länge der Gestellbreite hat und mehr hoch, als breit ist. Die Breite und Höhe stehen jedoch in Wechselbeziehung, so dass die schmalen Kasten höher, die breiten niedriger sind. Die festen Werkzeugkasten werden jetzt aus Eisenblech gefertigt; die Wandstärke beträgt gewöhnlich 3 mm.

Die innere Eintheilung ist verschieden, richtet sich jedoch meistentheils nach der äussern Form. Die schmalen und hohen Tenderkasten haben stets zwei über einander liegende Abtheilungen, von denen die obere ungetheilt, die untere hingegen zwei- oder dreitheilig ist. Die zwei oder drei Seitenthüren, welche für die zwei oder drei unteren Räume nöthig sind, haben häufig eine solche Höhe, dass sie auch für die obere Abtheilung gebraucht werden. In nachstehender Figur 35 und 36 ist ein solcher Tenderkasten in zwei Ansichten mit den verschliessbaren Thüren *a* und *b* dargestellt. Indessen hat die obere Abtheilung nicht selten einen eigenen Zugang durch eine in der Deckplatte befindliche Klappthür, in welchem Falle die Seitenthüren jedoch nur zu den unteren Räumen führen.

Bei den breiten und niedrigen Tenderkasten findet man fast immer Klappdeckel und selten Unterabtheilungen. Doch kommen auch hierbei mehrere Verschiedenheiten

in der Eintheilung und den Zugängen vor. Auf Tafel XLVI ist in Fig. 5, 7, 8, 10 und 11 und auf Taf. XLVII in Fig. 1 und 4 bei $x\,x$ ein fester Werkzeugkasten mit Klappdeckel dargestellt.

Die Kasten mit Klappdeckeln sind unbequem zugänglich, da die Deckel sehr hoch liegen. Es vernothwendigt sich daher die Anbringung von Trittschaufeln und Handgriffen am Ende des Tenders: s. Taf. XLVI Fig. 5, 7 und 8 bei y. Die obere Wand der festen Werkzeugkasten ist stets geneigt, damit das darauf fallende Wasser leicht abfliessen kann.

Fig. 35.

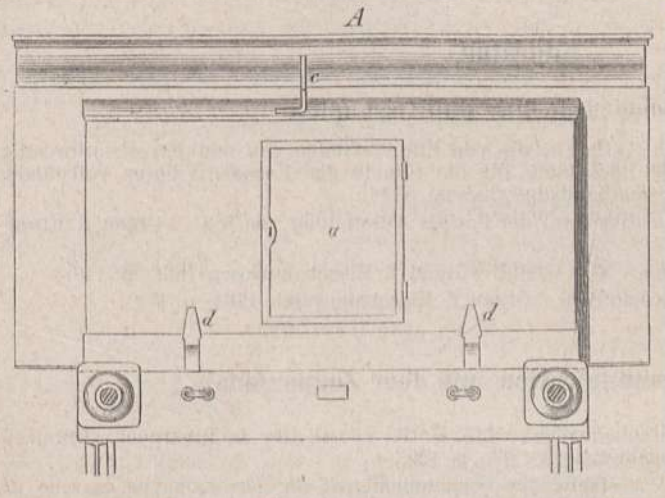
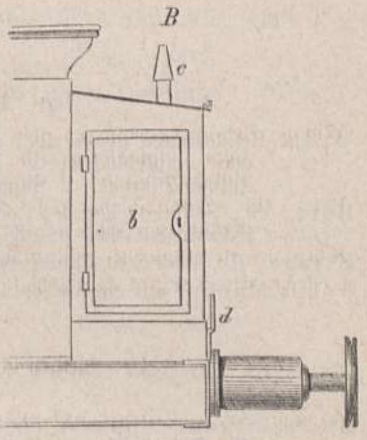


Fig. 36.



Die Hinterwand desselben ist oft gespart, indem die benachbarte Cisternenwand dieselbe vertritt. Damit die Feuchtigkeit von dem Innern des Werkzeugkastens abgehalten wird, muss derselbe fest mit den Seitenwänden an der Cisterne befestigt werden, wie dies in Fig. 4 auf Taf. XLVII zu erkennen ist. Hierbei ist auch der Boden des Kastens fortgelassen, da der Boden der Cisterne so weit nach hinten vorsteht, um den unteren Schluss des Kastens zu bewirken.

Bei den Tendermaschinen ist die Unterbringung des Inventars weit schwieriger, als bei den Maschinen mit besonderem Tender, weil dieselben bezüglich des Raumes weit knapper bemessen sind. Am Hinterende zumal lässt sich kein fester Werkzeugkasten anbringen, weil die Maschine dadurch länger werden würde, als wünschenswerth ist; muss man doch schon den Kohlenraum möglichst einschränken, um nicht zu lange Maschinen zu erhalten.

Auch ist unter und über der Maschine in der Regel wenig Platz für Anbringung grosser Kasten, so dass man das Inventar möglichst einschränkt und das Nöthigste in kleineren Kasten unterbringt, die man placirt, wo es eben gehen will.

Das Handinventar wird nicht selten in kleinen Wandschränken aufbewahrt, welche an den Einfriedigungswänden des Führerstandes angebracht werden, so zwar, dass die Wand des Führerhäuschens den Fond des Schränkchens bildet, auf welchem ein aus Blech getrennter Rahmen von geringer Tiefe befestigt wird, welcher seinerseits durch eine Flügelthür geschlossen wird. Für die Werkzeuge sind besondere Haken und Riegel angebracht, an denen sie aufgehängt werden, so dass jedes Stück seinen besondern und bestimmten Platz hat. Derartige Werkzeugschränkchen sind auch oft an dem vordern Ende des Tenders z. B. an dem Torftender der Oldenburger

Staatsbahn Fig. 10, Taf. XLVII und bei dem Tender der Hannoverschen Staatsbahn Fig. 6 und 7, Taf. XLVII bei *w w* angebracht.

Wo es angeht, wird ein versenkter Kasten unterhalb des Trottoirs angebracht, welcher durch einen im Niveau der Fussbodenstätte liegenden Klappdeckel zugänglich und verschliessbar gemacht wird.

Literatur.

a. Ueber bedeckte Führerstände.

Welche Erfahrungen liegen über die Bedachung von Führerständen vor und ist es nothwendig oder empfehlenswerth, die Bedachung für die Stände der Locomotivführer vollständig durchzuführen? I. Supplementband des Organs, p. 145.

Büte, Th., Schutzdächer bei Locomotiven auf der Pariser Ausstellung von 1867. Organ f. Eisenbahnwesen 1868, p. 102.

Klinge, H., Bedeckte Führerstände. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1861, p. 113.

Schutzdächer auf englischen Locomotiven. Organ f. Eisenbahnwesen 1864, p. 172.

b. Ueber Communication mit dem Zugpersonal.

Alarm-Signal-Apparat für Eisenbahnzüge. Von F. T. Stephens in Liverpool. Organ f. die Fortschritte des Eisenbahnwesens 1867, p. 129.

Appareil, electrique, destiné à établir des communications sur les trains en marche de Proudhomme. Referat vom Professor Sonne im Organ f. Eisenbahnwesen 1868, p. 61.

Clark's, Latin., pneumatischer Signalisirungsapparat zur Herstellung des Verkehrs innerhalb eines Eisenbahnzuges. Organ f. Eisenbahnwesen 1869, p. 125. Mechanics Magazine, Jan. 1868, p. 51. Dingler's Journal, März 1868, p. 361.

Communication auf Eisenbahnzügen. Organ f. die Fortschritte des Eisenbahnwesens 1866, p. 7.

Communication des agents et des voyageurs entre eux dans les trains en marche de Achard. Referat des Professor Sonne über die Pariser Ausstellung 1867 im Organ f. Eisenbahnwesen 1868, p. 61.

Joly's pneumatischer Apparat in einem von Chevalier, Cheilus & Comp. auf der Pariser Ausstellung von 1867 ausgestellten Wagen. Organ f. Eisenbahnwesen 1868, p. 16 und 173; 1869, p. 162.

Luftdrucktelegraphie. Ueber deren Anwendung zum Signalisiren auf Eisenbahnzügen. Organ f. Eisenbahnwesen 1869, p. 38. Erbkam's Zeitschrift f. Bauwesen 1868, p. 496.

Materiel roulant des chemins de fer au point de vue du comfort et de la securité des voyageurs de Ernst Dapples. Organ f. Eisenbahnwesen 1867, p. 135.

Morgan und Hovarth's mechanischer Apparat zur Communication zwischen Zugpersonal und Reisenden auf der Pariser Ausstellung von 1867. Organ f. Eisenbahnwesen 1868, p. 173.

Resultate der in Preussen gemachten Versuche mit der Einrichtung einer telegraphischen Verbindung in den Eisenbahnzügen zwischen den Reisenden und dem Fahrpersonal. Zusammengestellt im Königl. Preuss. Handelsministerium. Organ f. Eisenbahnwesen 1872, p. 127.

Sicherheitsanordnungen in Eisenbahnzügen. Organ f. Eisenbahnwesen 1867, p. 171.

Signale zur Communication zwischen Locomotivführer, Zugführer und den Reisenden auf der Londoner Industrieausstellung von 1862. Organ f. Eisenbahnwesen 1865, p. 269.

Wagensignale. Organ f. Eisenbahnwesen 1865, p. 175 und 1867, p. 87.

»Welche Einrichtungen sind getroffen worden, um eine Communication zwischen Passagieren und den Zugbeamten behufs Anhalten des Zuges während der Fahrt herzustellen, und welches System kann zur Annahme empfohlen werden?« — »Von welchen Einrichtungen darf man sich den besten, praktischen Erfolg versprechen, um eine Communication zwischen dem reisenden Publicum und dem Fahrpersonal während langer Fahrt der Züge zu ermöglichen?« (Referate der Düsseldorfer Techniker-Versammlung über die Beantwortungen der Fragen C. 3 und 14 in dem V. Supplementband des Organs (1875) p. 144.)

Zugsignale auf der Pariser Ausstellung von 1867. Organ f. Eisenbahnwesen 1867, p. 173.

Zugsignalapparat, Westkered's. Organ f. Eisenbahnwesen 1872, p. 251.

Zugtelegraph. Versuche mit demselben auf der französischen Nordbahn. Organ f. Eisenbahnwesen 1867, p. 222.

c. Ueber Sandstreu-Apparate.

Gassebner, L, Sandstreu-Vorrichtung für Locomotiven. Mit Abbild. Organ f. die Fortschritte des Eisenbahnwesens 1875. 4. Heft.

Heusinger v. Waldegg, Verbesserter Sandstreu-Apparat zur Verhinderung des Rutschens der Triebräder an einer Locomotive der Taunusbahn. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1847. p. 45.

Meyer's, J., Eiskratzvorrichtung. Organ f. Eisenbahnwesen 1848, p. 5.

Sandstreu-Apparate der Locomotiven auf der Londoner Ausstellung von 1862. Organ für Eisenbahnwesen 1864, p. 168.

Verbesserte Sandbüchsen für Locomotiven. Organ f. Eisenbahnwesen 1865, p. 41.

Verbesserte Sandstreubüchse an den Locomotiven der North-London-Eisenbahn. Organ f. Eisenbahnwesen 1867, p. 30.

d. Ueber Kesselbekleidung.

Heusinger v. Waldegg, Ausführung der Kesselbekleidung an den Locomotiven der Taunusbahn. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1847, p. 138.

e. Ueber Aschenkasten.

Aschenkasten der Locomotiven auf der Londoner Ausstellung von 1862. Organ f. Eisenbahnwesen 1864, p. 167.

Ueber Aschenkasten von amerikanischen Locomotiven. Organ f. Eisenbahnwesen 1870, p. 211.

Paulus', R., Zweckmässige Vorrichtung an den Aschenkasten der Locomotiven von der Schweizerischen Nord-Ostbahn. Organ f. Eisenbahnwesen 1855, p. 99.

Welche neue Erfahrungen liegen über Verhindern des Funkensprühens bei den Locomotivschornsteinen und Aschenkasten vor? 3. Supplementband des Organs, p. 158.

f. Ueber Locomotiv- und Signallaternen.

Rau, E., Verbesserte Wasserstandslaterne. Organ f. Eisenbahnwesen 1872, p. 124.

Signallaternen für Petroleum. Organ f. Eisenbahnwesen 1865, p. 42.

Steyrer, L., und Rothmüller, S., Vervollkommnete Petroleumlampe für Eisenbahnsignale aller Art. Organ f. Eisenbahnwesen 1870, p. 68.

XVI. Capitel.

Construction der Tender.

Bearbeitet von

Ch. Strick,

Maschinen-Oberinspector der Sächsischen Staatsbahnen in Dresden.

(Hierzu Tafel XLVI bis XLVIII.)

§ 1. Allgemeines über Tender. — Das Bedürfniss, bei längeren Fahrten mit der Locomotive einen grösseren Vorrath von Brennmaterial und Wasser mitzuführen, der es ermöglicht, weitere Strecken zu durchfahren, ohne die Locomotive von Neuem mit den genannten Materialien zu versehen, führte zu der Construction eines besonderen Proviantwagens, welcher zur Unterbringung eines grösseren Vorraths besonders geeignet ist und stets unmittelbar hinter der Maschine in enger Verbindung mit dieser so placirt ist, dass während der Fahrt eine bequeme Communication zwischen beiden stattfinden kann.

So dringend auch dieses Bedürfniss in den meisten Fällen auftritt, so giebt es doch Verhältnisse, unter denen dieser Proviantwagen, Tender genannt, entbehrlich ist, ja sogar die Unterbringung eines geringeren Quantums von Wasser und Brennmaterial auf der Locomotive selbst gewisse Vortheile bietet, welche die Nachtheile einer öfteren Aufnahme dieser Materialien erheblich überwiegen.

Solche Locomotiven, welche, da sie den Zweck des Tenders gleichzeitig mit erfüllen, den Namen Tendermaschinen erhalten haben, finden wir in dem XIX. Capitel dieses Bandes eingehender behandelt.

Aus dem Gesagten geht schon hervor, welche wesentlichen Anforderungen man an den Tender zu stellen hat. Derselbe muss ein möglichst grosses Quantum Brennmaterial fassen, da gerade die Aufnahme Dieses sehr zeitraubend ist und deshalb in der Regel nur auf den Endstationen geschehen kann. Der Tender muss ferner ein der Lage der Wasserstationen, den Gefällverhältnissen der Bahn und der Gattung der Züge angemessenes Quantum Wasser aufnehmen können; beide Materialien müssen bequem dem Tender zu entnehmen sein, um sie nach Bedarf der Locomotive zuzuführen. Dabei erfordert der Tender eine sehr solide Construction, damit er den Kraftäusserungen der Maschine, welche in der Regel durch ihn auf andere Fuhrwerke übertragen werden und sich nicht selten als kräftige Stösse kundgeben, zu widerstehen vermag.

Ist nun auch mit der Aufnahme von Wasser und Brennmaterial der Hauptzweck des Tenders erfüllt, so hat man es doch verstanden, denselben noch in anderer

Weise nutzbar zu machen. Als schweres Fuhrwerk ist der Tender zur Anbringung einer kräftigen Bremse vortrefflich geeignet; der Wasserkasten dient unter Benutzung der abgehenden oder überflüssigen Dämpfe als Vorwärmer; zur Aufbewahrung des Werkzeuges sind geeignete Räume disponibel oder doch passende Behälter leicht unterzubringen.

Erst die neuere Zeit hat dem Tender hier und da eine weitere Bedeutung gegeben und denselben gewissermaassen zu einem Theile der Locomotive selbst gemacht. Hat man einerseits das Gewicht des Tenders benutzt, um in verschiedener Weise die Adhäsion der Triebräder auf den Schienen zu vermehren, so ist umgekehrt der Tender auch geeignet befunden worden, bei gewissen Locomotivconstructionen die lange, weit überhängende Feuerbüchse zu unterstützen, ja man ist sogar, gezwungen durch schwierige Bahnverhältnisse und in dem Bestreben, das bedeutende todte Gewicht des Tenders nützlich zu verwenden, dahin gekommen, den Tender mit besonderen Dampfcylindern nebst allem Zubehör zu versehen, so dass nur das Fehlen eines eignen Kessels ihn von der Locomotive abhängig macht.

Einem besonderen Abschnitte dieses Capitels muss es vorbehalten bleiben, auf diese Constructionen, die zwar meistens einen bemerkenswerthen Erfolg nicht erzielt haben, näher einzugehen.

§ 2. Bestandtheile des Tenders. — Als besonderes Fuhrwerk bedarf der Tender zunächst eines kräftigen Gestelles mit Achsen, das, wie bei jedem Wagen, mit den nöthigen Zug- und Stossapparaten ausgerüstet ist; auf resp. in diesem Gestelle befindet sich der Wasserkasten, welcher entweder vermöge der meistens gebräuchlichen Form den Raum für das Brennmaterial rings umschliesst oder den Boden dieses von verticalen Wänden umgebenen Raumes bildet. Als Abnormität dürfte schon hier der kastenartige Aufsatz der Torftender zu erwähnen sein, welcher wegen der besonderen Eigenschaften dieses Brennmaterials eine ungewöhnliche Grösse und Einrichtung besitzen muss.

Untergeordnete Bestandtheile des Tenders sind: die Bremse, die Vorrichtung zum Erwärmen und zur Entnahme des Wassers, die Füllvorrichtung, welche als besonderer Apparat freilich nur ausnahmsweise vorkommt, endlich die Behälter für das während der Fahrt mitzuführende Werkzeug und kleine Material.

§ 3. Das Tendergestell. — Die wesentlichsten Punkte, durch welche die Tendergestelle sich von einander unterscheiden, sind:

»Zahl und Stellung der Achsen, Material und Form.«

Zahl, Stellung und Art der Achsen. In der ersten Entwickelungsperiode des Eisenbahnwesens waren die Maschinen noch schwach, auch die zu durchfahrenden Bahnstrecken meistens noch von geringer Länge; es genügten daher entsprechend kleine Tender, welche man auch meistens der Einfachheit und Billigkeit wegen mit nur zwei Achsen versah. Diese Verhältnisse änderten sich rasch und mit der zunehmenden Grösse der Tender hielt man auch fast überall die Anbringung einer dritten Achse geboten. Wenngleich auch jetzt noch die überwiegende Mehrzahl der Tender dreiachsig ist, so giebt sich doch überall das Bestreben kund, zu den zweiachsigen zurückzukehren, da man eingesehen hat, dass bei genügender Stärke zwei Achsen vollständig ausreichen und man durch Weglassung der dritten wesentliche Vortheile erzielt, als grössere Einfachheit der Construction, geringere Anschaffungs- und Unterhaltungskosten, leichtere Beweglichkeit in den Curven und endlich die Möglichkeit, den Wasserkasten auf bequeme Weise zu vergrössern. Dieser letztere Umstand, wir

meinen die Anbringung eines Wasserkastens zwischen den beiden Achsen, ist noch mit dem Vortheile verbunden, dass die Lage des Schwerpunktes eine tiefere wird.

Der den zweiachsigen Tendern wohl gemachte Vorwurf, dass bei eintretendem Achsenbruche die Gefahr eine grössere sei, dürfte wohl nicht gerechtfertigt erscheinen, so lange man zweiachsige Wagen unbedenklich verwendet.

Vierachsige Tender gehören zu den grösseren Seltenheiten und kommen, soviel bekannt, nur auf den amerikanischen Bahnen vor. Je zwei der Achsen sind, wie bei den achträdrigen Güterwagen, in einem besondern drehbaren Gestelle vereinigt. Eine leichte Beweglichkeit in scharfen Curven ist der einzige Vorzug dieses complicirten Systems.

Durch die Stellung der Achsen wird deren Belastung bedingt; es giebt erstere also das Mittel an die Hand, die Achsen möglichst gleich zu belasten. Bei dem Vorhandensein dreier Achsen steht die Mittelachse meistens näher der Hinter- als der Vorderachse, weil das hintere Ende des Tenders wegen der Form des Wasserkastens ein oft erheblich grösseres Gewicht erhält, als das vordere, besonders dann, wenn der Wasserkasten gefüllt, dagegen Brennmaterial nur wenig vorhanden ist. Da überhaupt die Lastvertheilung mit der stets wechselnden Menge von Wasser und Brennmaterial sich ändert, so ist es anzuempfehlen, bei der Projectirung auf eine unter allen Verhältnissen genügende Belastung der Hinterachse besonderen Werth zu legen, damit auch bei den Fahrten mit dem Tender voraus, wie diese gerade auf den Bahnhöfen so häufig vorkommen, die Entgleisung der Hinterachse erschwert werde.

Bei den jetzt gebräuchlichen Tendern schwankt der Gesammtradstand zwischen $2^m,7$ und $3^m,4$; eine dieser Grenzen wird selten überschritten. Grössere Verschiedenheiten finden sich in der Totalbelastung der Achsen, d. h. in dem Gewichte der Tender, indem die leichteren, vollständig beladen mit Wasser und Kohlen ein Gewicht von 300—350 Ctrn. besitzen, die schwersten Tender dagegen das Gewicht von 500—550 Ctrn. erreichen, ja sogar überschreiten. Es wird sich später Gelegenheit finden über einige der beschriebenen Tender genauere Angaben zu machen. [1])

In der Construction, den Dimensionen und dem Material der Räder und Achsen findet sich die grösste Mannigfaltigkeit. Während die älteren, kleinen Tender mit Achsen versehen sind, die den leichten Wagenachsen an Form und Stärke gleichkommen, haben die schweren Tender der Neuzeit, vorzüglich die vierrädrigen, Achsen von sehr bedeutenden Dimensionen.

Die Räder sind zum grössten Theile Speichenräder mit gusseisernen oder schmiedeeisernen Naben und es sind derartige Radgestelle den scheibenförmigen aus dem Grunde vorzuziehen, weil sie die unteren Theile des Tenders, wie Bremse, Lager, Achshalter, Saugrohre, Ventile etc. zugänglicher machen und wegen der Durchlässigkeit des Lichtes die Revision und Reparatur dieser Theile erleichtern. [2])

Die früher meistens zur Anwendung gekommenen Eisen- oder Puddelstahlreifen sind durch Gussstahlreifen schon vielfach verdrängt.

---

[1]) In den »Technischen Vereinbarungen des D. E. V. § 128« werden für den Radstand der Tender die für Locomotiven getroffenen Bestimmungen empfohlen, wornach bei Curven:

bis 250^m Radius der Radstand von 3^m,

bis 300^m Radius der Radstand von $3^m,4$

als Maximum nicht überschritten werden soll.

Zur Ausgleichung der Belastung werden Balanciers empfohlen. (S. diese auf p. 840.)

[2]) Nach den »Technischen Vereinbarungen des D. E. V. § 159« soll die Breite der Radreifen bei Tendern, wie bei Locomotiven, nicht unter 130^{mm} und nicht über 150^{mm} betragen.

Was die Dimensionen und das Material der Achsenschäfte betrifft, so muss auf das III. Capitel des 2. und das XI. Capitel des 3. Bandes verwiesen werden, welche diesen Gegenstand eingehend behandeln; nur dürfte die Bemerkung hier am Platze sein, dass die Achsen mit wenigen Ausnahmen äussere Schenkel haben, wodurch eine grosse Breite des Untergestelles, sowie ein ruhiger Gang des Tenders erzielt wird. Die vorhin erwähnte Ausnahme findet sich z. B. bei dem in Fig. 9—11, Tafel XLVII abgebildeten Torftender der Oldenburgischen Staatsbahn.

Material des Gestelles. Die übliche Bezeichnung hölzerne und eiserne Tender bezieht sich selbstverständlich nur auf das Material des Gestelles und zwar speciell auf das unter dem Wasserkasten liegende horizontale Rahmenwerk. Während man dieses Letztere früher aus Holz construirte und zwar ganz ähnlich dem Gestelle der Wagen, baut man jetzt sog. hölzerne Tender nur noch vereinzelt; der Fortschritt in der Fabrikation geeigneten Façoneisens hat rationellen und soliden Eisenconstructionen Bahn gebrochen. Die hölzernen Gestelle sind zwar in der Anschaffung um etwas billiger, bieten aber nicht den Widerstand gegen Stösse und Witterungseinflüsse, wie die eisernen und erfordern deshalb bei kürzerer Dauer doch verhältnissmässig grössere Unterhaltungskosten. Ganz besonders leiden auch die hölzernen Rahmen durch das Wasser, welches beim Anfeuchten der Kohlen durchsickert oder durch undichte Stellen des Wasserkastens in das Gefüge des Rahmens eindringt.

Form der Gestelle. Hölzerne und eiserne Rahmen stimmen in ihren wesentlicheren Constructionstheilen ziemlich überein. Ein specielleres Eingehen auf die ersteren möchte daher überflüssig und um so weniger gerechtfertigt sein, als die hölzernen Rahmen eigentlich nur noch eine geschichtliche Bedeutung haben. Um aber wenigstens ein Bild von der überall sich wiederholenden Grundform zu geben, mag die Beschreibung eines solchen Gestelles hier Platz finden.

Fig. 1, 2 und 3, Tafel XLVI stellt den Rahmen eines dreiachsigen Tenders für Güterzugmaschinen mit 5660 Liter Fassungsraum dar, wie solche auf den Sächsischen Staatsbahnen zur Anwendung gekommen und auch jetzt noch im Betriebe sind. Zwei kräftige Wangen $A\,A$ von $0^m,340$ Höhe und $0^m,1$ Stärke bilden mit den beiden Kopfschwellen $B\,B$ von gleicher Stärke einen viereckigen Rahmen, welcher durch die stärkeren Querschwellen $C\,C$, sowie durch die etwas schwächeren Streben $E\,E$ und die Hölzer $F\,F$ gegen Verschiebung gesichert ist. Die letzterwähnten Hölzer sowie die anderen mehr untergeordneten Constructionstheile liegen, soweit sie sich unter dem Wasserkasten, welcher punktirt eingetragen ist, befinden, mit den Wangen und Kopfschwellen theils in einer horizontalen Fläche, unter dem Kohlenraume dagegen um etwas vertieft, wie aus Fig. 2 zu ersehen. Die ausserhalb parallel den Wangen hinlaufenden schwächeren Hölzer $D\,D$ dienen mit den sie tragenden gusseisernen Consolen $G\,G$ zur Unterstützung und namentlich zur Befestigung des Wasserkastens.

An der inneren Fläche der Wangen $A\,A$ sind mittelst Schrauben die Achshalter befestigt. Die beiden Kopfschwellen dienen zur Anbringung der Zug- und Stossapparate. Wangen, Kopf- und Querschwellen sind in den Ecken durch kräftige eiserne Winkel verbunden, die anderen Hölzer unter einander und mit den vorgenannten lediglich verzapft.

Hiermit wäre der Typus der Holzrahmen zur Genüge hervorgehoben; die vorkommenden Abweichungen sind zu unwesentlicher Art, um noch weiter besprochen zu werden.

Nicht selten werden die Wangen, um sie stabiler und die Befestigung der

Achshalter solider zu machen, auf der äusseren Seite mit 5 bis 10^{mm} starken Blechen in ihrer ganzen Länge armirt, wie dies z. B. auch bei den vorstehend beschriebenen Gestellen geschehen.

Es bildet diese Armirung gewissermaassen einen Uebergang zu den eisernen Wangen.

Hier und da hat man, wie bei den Wagen, das Eisen lediglich für die Wangen zur Anwendung gebracht, die übrigen Gestelltheile aber aus Holz angefertigt. Ist eine solche Construction auch für Wagen wohl zulässig, so muss sie doch bei den Tendern als eine nicht zu empfehlende Halbheit bezeichnet werden, da besonders die beiden Kopfschwellen eine zum Mindesten eben so solide Construction erfordern, als die Wangen, ausserdem die Verwendung eines ungleichen Materials auch ungleiche Dauer bedingt.

Die eisernen Gestelle unterscheiden sich vorzugsweise durch die Bildung und Form der Wangen; es dürften in dieser Beziehung zwei Arten besonders hervorzuheben sein, nämlich diejenigen, welche, wie die Holzrahmen, aufgeschraubte oder angenietete Achshalter besitzen und solche, bei denen die Wangen mit den Achshaltern aus einem Ganzen bestehen. Die letztere Construction stammt aus der frühesten Zeit und ist neuerdings vielfach mit der Abänderung zur Anwendung gekommen, dass jede Wange statt aus dünneren Doppelblechen aus einem stärkeren Bleche hergestellt wurde.

Ein eisernes Gestell der ersterwähnten Art, also mit besonders aufgeschraubten Achshaltern finden wir in den Figuren 4, $4a - 4c$ auf Tafel XLVI, welche einen neueren 3achsigen Tender mit hufeisenförmigen Wasserkasten von 5660 Liter Inhalt darstellen; das Gestell zeichnet sich durch grosse Einfachheit aus.[3])

Die beiden aus Doppel-T-Eisen von 235^{mm} Höhe gebildeten Wangen A, A sind vorn durch ein 11^{mm} starkes Blech B, von 335^{mm} Höhe, hinten durch eine aus ⊏-Eisen von 235^{mm} Höhe hergestellten Kopfschwelle C verbunden. Eine fernere Verbindung der Wangen wird durch zwei Querträger $D\,E$ gebildet, welche an Form und Dimensionen des Querschnittes den Wangen selbst gleichen. Zwischen dem vorderen Bleche B und dem Querträger D liegt mitten ein Langträger L von demselben Querschnitte. Alle genannten Theile, sowie die seitlichen Consolen $G\,G$ liegen mit ihren oberen Kanten in einer horizontalen Fläche, welche zur Aufnahme des Wasserkastens dient.

Am vorderen und hinteren Ende des Rahmens sind kastenartige Räume gebildet, welche zur Aufnahme der Zug- und Stossvorrichtungen dienen. Auf diese werden wir später zurückkommen.

Eine Kreuzverstrebung des Rahmens, wie wir sie bei den Holzgestellen kennen gelernt haben, ist deshalb nicht erforderlich, weil der Boden des Wasserkastens ein durchgehender ist, d. h. sich über das ganze Rahmenwerk ausbreitet und mit demselben vernietet ist. Bei fast allen eisernen Tendern mit einfachem hufeisenförmigen Wasserkasten findet sich die gleiche Construction oder es liegt unter dem Wasserkasten auf dem Rahmen zunächst ein besonderer Boden (s. Fig. 9, 10, Tafel XLVI und Fig. 7^b, Tafel XLVII). An den Wangen $A\,A$ sind, wie bei den hölzernen Gestellen, innerhalb

[3]) Der Tender hat bei gleicher Entfernung der Achsen einen Radstand von 2^m,743. Das Gewicht ohne Wasser und Brennmaterial beträgt 212 Ctr., davon kommen auf die Vorderachse 76 Ctr., Mittelachse 72 Ctr. und Hinterachse 60 Ctr. Bei vollständiger Füllung mit Wasser und Brennmaterial ist das Gewicht 332 Ctr., davon kommen auf die Vorderachse 102 Ctr., Mittelachse 114 Ctr. und auf die Hinterachse 116 Ctr.

die aus Flacheisen geschmiedeten Achshalter *J J* mittelst Schrauben und geeigneter Zwischenlagen befestigt. Die Achshalter sind an ihren inneren Kanten sauber abgerichtet und dienen den Lagern als Führung.

Eine andere Form von aufgeschraubten Achshaltern finden wir in den Figuren 5 bis 7, Tafel XLVI; sie bestehen hier aus vollen Blechen und haben ohne Zweifel den Vortheil einer grösseren Steifigkeit, als die vorhin beschriebenen.

In den bezeichneten Figuren ist ein zweiachsiger Güterzugtender der Hannoverschen Staatsbahn abgebildet, welcher sich durch die Form des Wasserkastens und die Bildung des Gestelles von dem zuvor beschriebenen Tender wesentlich unterscheidet.[4]) Die Hauptconstructionstheile des Gestelles, die Wangen *A A*, sind auch hier aus Doppel-T-Eisen von $0^{m},230$ Höhe gebildet, welche sich über die ganze Länge des Tenders erstrecken und an den Enden auf sehr solide Weise durch die horizontal unter denselben liegenden 10^{mm} starken Bleche *B* und *C* verbunden sind. Zur Aufnahme der Zug- und Stossapparate ist das hintere Ende ausserdem mit einer aus starkem ⊏-Eisen hergestellten Kopfschwelle *D* versehen, vorn dagegen ein kastenförmiger Raum durch die beiden verticalen Bleche *E* und *F* gebildet. Der auf diese Weise hergestellte Rahmen besitzt eine eigentliche Querverbindung, wie wir sie bei der vorigen Construction kennen gelernt haben, nicht, deren Stelle wird vielmehr durch den Wasserkasten selbst vertreten, welcher nicht allein mit den Wangen *A A* verschraubt, sondern ausserdem auf jeder Seite durch vier kurze consolenartige Träger *G* mit den Letzteren verbunden ist.

Die Anbringung der Achshalter, sowie die Form der Lagerführungen ist aus den Figuren zur Genüge ersichtlich.

Beim Uebergange zu denjenigen Gestellen, deren Wangen mit den Achshaltern aus einem Ganzen bestehen, haben wir, wie schon früher angedeutet, zwei Arten zu unterscheiden, nämlich solche mit Wangen aus dünnen Doppelblechen und aus starken einfachen Blechen.

Die Wangen aus Doppelblechen fanden sich schon an den ältesten eisernen Tendern, jedoch theils in einer Anordnung, welche als unpraktisch sehr bald wieder verlassen werden musste. Man verlängerte nämlich die seitlichen Wände des Wasserkastens nach unten und bildete sie in geeigneter Form zu den Achsgabeln aus; da diese für sich jedoch die nöthige Steifigkeit nicht besassen, legte man hinter dieselben in einem Abstande von einigen Zollen ein zweites gleichgeformtes Blech und verband beide durch volle Holzfutter oder geeignete Zwischenlagen von Gusseisen. Selbstverständlich fehlten die nöthigen Querverbindungen beider Wangen nicht. Die Nachtheile dieser Construction liegen auf der Hand; es werden durch die absolut feste Verbindung des Wasserkastens mit dem Gestell nicht allein Reparaturen an beiden Theilen, besonders an dem Wasserkasten sehr erschwert, sondern es bedingt die Construction eine sehr geringe Breite des Wasserkastens und ist deshalb selbst für die mittelgrossen Tender der Jetztzeit nicht mehr anwendbar. Ein weiteres Eingehen auf diese längst verlassene Construction ist deshalb auch unnöthig.

Demungeachtet haben die Wangen aus Doppelblechen bis in die neueste Zeit mit Recht einen hervorragenden Platz eingenommen und finden sich noch jetzt an der überwiegend grösseren Zahl der eisernen Tender, während doch das Bestreben

[4]) Der Tender hat folgende Constructionsverhältnisse: Wasserraum 8500 Liter; Radstand $3^{m},047$; Gewicht im leeren Zustande: 220 Ctr., davon fallen 116 Ctr. auf die Vorder- und 104 Ctr. auf die Hinterachse; Gewicht mit Wasser und Brennmaterial 412 Ctr., wovon 194 Ctr. auf die Vorder- und 218 auf die Hinterachse kommen. Der Preis ist 3000 Thlr.

nicht zu verkennen ist, einfachere, hier zum Theil schon beschriebene Constructionen an deren Stelle zu setzen. Vorzüglich ist es die Borsig'sche Maschinenfabrik, welche an ihren viel verbreiteten und bewährten Tendern dieses System zur Anwendung gebracht hat. Abbildung und Beschreibung eines solchen Borsig'schen Tenders möge hier Platz finden.

In den Figuren 8—11, Tafel XLVI ist ein Tender für Schnellzugmaschinen der Leipzig-Dresdner Bahn dargestellt.[5]) Die Construction des Gestelles, um die es sich hier zunächst nur handeln kann, ist eine äusserst einfache, wie am deutlichsten aus den Figuren 9, 10 und 11 zu ersehen. Die äusseren Bleche *A A* der Wangen nehmen die ganze Länge des Tenders ein, die inneren *B B* dagegen sind kürzer und stossen gegen die vorn und hinten liegenden Querbleche *C* und *D*. Ausser diesen sind nur noch zwei Querverbindungen *E* und *F* vorhanden. Diese wenigen Bestandtheile würden ein solides Gestell nicht bilden können, wenn nicht über demselben und mit allen Blechen durch Winkel verbunden ein durchgehender Boden *N* von 8^{mm} starkem Bleche sich ausbreitete, der sowohl eine Quer- als auch Kreuzverstrebung auf das Vollkommenste herstellt. Die Stärke der Bleche, aus denen die Wangen bestehen, beträgt 8^{mm}, eine gleiche Stärke haben die Kopfbleche *C* und *D*, sowie die Querträger *E* und *F*. Die verhältnissmässig dünnen Bleche der Wangen, deren geschweifte Form aus Fig. 8 zu ersehen ist, würden an und für sich nur einen geringen Widerstand gegen Verbiegung bieten, wenn dieselben nicht durch besondere Zwischenlagen und Verschraubungen zu einem Ganzen verbunden wären. An der Stelle der Achsgabeln befinden sich zunächst gusseiserne Zwischenlagen *a a* (s. Fig. 8), welche den Lagern sowie den Federstützen als Führung dienen und mit den beiden Blechen durch Schrauben verbunden sind; ferner sind die Bleche an ihrem unteren ausgeschweiften Rande durch $0^{m},11$ entfernte Niete und zwischengelegte Rollen vereinigt. Endlich fehlen auch die sogenannten Achshalterverbindungsstangen *b b* nicht, welche hier zwar weniger nothwendig, dagegen bei den Tendern mit aufgenieteten Achshaltern eine sehr vortheilhafte Versteifung der Letzteren bewirken.

Eine gleiche Construction der Wangen, wie die oben beschriebene, findet sich an dem in Fig. 1—3, Tafel XLVII dargestellten Güterzugtender der Oberschlesischen Bahn, welcher sich jedoch durch den zwischen die Räder gelegten Unterwasserkasten von dem Tender der Leipzig-Dresdner Bahn unterscheidet.[6]) Diese Abweichung bedingt auch eine andere Querverbindung zwischen den Wangen, wie aus Fig. 2 ersichtlich. An den inneren Wangenblechen sind die kurzen Bleche *A A* mittelst Winkel befestigt und durch die doppelten, bogenförmigen Stäbe *B B* verbunden. Auch hier ist das Untergestell durch einen besonderen Blechboden überdeckt, welcher zwischen den beiden Abtheilungen des Wasserkastens liegt.

Für besonders schwere Tender hat man, wie bereits erwähnt, in neuerer Zeit die Wangen auch aus vollen Blechen hergestellt, welche mit den Rahmen der Locomotive die grösste Aehnlichkeit haben und eigentlich nur hinsichtlich der Form von diesen abweichen. Unstreitig ist diese Construction die solideste und einfachste,

---

[5]) Der Tender hat einen Wasserraum von 6500 Litern, $2^{m},819$ Radstand bei gleicher Entfernung der Achsen und ein Gewicht von 200 Ctr. im leeren Zustande.

[6]) Der Tender hat folgende Constructionsverhältnisse: Wasserraum 8650 Liter; Radstand $3^{m},139$ bei gleicher Entfernung der Achsen; Gewicht im leeren Zustande 279 Ctr., wovon 80 Ctr. auf die Vorder-, 103 Ctr. auf die Mittel- und 96 Ctr. auf die Hinterachse kommen; Gewicht mit Wasser und Kohlen 550 Ctr., hiervon fallen 161 Ctr. auf die Vorderachse, 170 Ctr. auf die Mittel- und 219 Ctr. auf die Hinterachse.

wenn auch nicht gerade billigste. Es ist unter andern die Niederschlesisch-Märkische Bahn, welche solche Wangen aus starken einfachen Blechen für Tender gekuppelter Personenzugmaschinen zur Anwendung gebracht hat. Wir geben in den Figuren 1—6, Tafel XLVII Abbildung dieser Tender, welche dreiachsig sind und hufeisenförmige Wasserkasten von 9270 Liter (300 c' rhein.) Fassungsraum haben.

Die aus 22^{mm} starken Blechen hergestellten Wangen $A\,A$ sind zwischen den Achsen durchbrochen und an der oberen Kante zur Versteifung und besseren Auflagerung des Wasserkastens mit starken Winkeleisen $a\,b$ eingefasst; ein drittes durchgehendes Winkeleisen d ist an den inneren Flächen angebracht. Die Kopfbleche B und C, sowie die Querträger $D\,D$ zeigen eine ganz ähnliche Anordnung wie bei früher beschriebenen Constructionen und bedürfen deshalb einer weiteren Beschreibung nicht. Zwischen Gestell und Wasserkasten liegt ein besonderer Blechboden E.

Zu demselben System gehört das Gestell der in Fig. 7*a*—7*c*, Tafel XLVII theilweise abgebildeten dreiachsigen Schnellzugtender der Westfälischen Bahn mit einem Fassungsraum von 8500 Litern; die Cisterne ist mit Unterkasten versehen und musste deshalb die Verbindung mit dem Gestelle in ganz derselben Weise ausgeführt werden, wie bei dem Hannoverschen Tender. Auf besondere Eigenthümlichkeiten dieses Tenders werden wir später zurückkommen.

Ferner dürfte hier eine kurze Beschreibung eines von Schneider u. Co. in Creuzot für die russischen Bahnen gelieferten dreiachsigen Tenders am Platze sein, welcher durch äusserst kräftige Bauart und einige eigenthümliche Details Interesse erweckt. Dieser Tender fasst gleichfalls 8500 Liter Wasser und hat bei gleicher Achsenentfernung einen Radstand von $3^{m},404$. Das Gestell desselben ist in der Fig. 8*a*—8*d*, Tafel XLVII abgebildet und unterscheidet sich von dem Niederschlesisch-Märkischen Tender hauptsächlich durch eine ganz abweichende Anordnung der Quer- und Längenverbindungen, sowie durch das Fehlen des Unterbodens. Die Abbildungen werden einer weiteren Beschreibung nicht bedürfen; einige Details werden weiter unten noch Erwähnung finden.

Bei einem Vergleiche der verschiedenen Constructionen, welche wir in eisernen Gestellen nunmehr kennen gelernt haben, kommen drei wesentliche Momente in Frage, die Billigkeit der Herstellung, die Solidität, die Leichtigkeit der Unterhaltung.

Hinsichtlich der Billigkeit verdienen ohne Zweifel die Gestelle aus Doppel-T-Eisen mit aufgenieteten oder aufgeschraubten Achshaltern den Vorzug, dagegen kommen dieselben an Solidität den Wangen, welche mit den Achshaltern aus einem Ganzen bestehen, nicht gleich; Letztere sind aber nicht allein schwieriger herzustellen, sondern erhalten auch ein grösseres Gewicht und sind demnach theuer in der ersten Anschaffung. Was endlich die leichte Unterhaltung betrifft, so kommen zwar Reparaturen an den Gestellen, mit Ausnahme des Abrichtens der Achsgabeln seltener vor. Wird schon die eben erwähnte Arbeit durch das leicht mögliche Abnehmen der Achshalter sehr erleichtert, so ist diese Trennbarkeit besonders dann von grossem Vortheil, wenn das Gestell durch Entgleisung oder Zusammenstoss destruirt worden ist. — Die Beschädigungen, welche dann in der Regel an den unteren Theilen des Gestelles, d. h. an den Achsgabeln eintreten, lassen sich mit ungleich geringerem Kostenaufwande beseitigen als bei den entgegenstehenden Constructionen.

Es würde nun noch eine Abnormität in der Bildung des Tendergestelles kurz zu erwähnen sein. Im Laufe der letzten Jahre sind von Krauss in München Torftender für die Oldenburgische Bahn geliefert, welche eigentlich kein Gestell besitzen. Dasselbe wird vielmehr durch den Wasserkasten gebildet, welcher, um genügenden

Raum für den Torf zu schaffen, auf einen lediglich zwischen den Rädern und unterhalb des Fussbleches liegenden Behälter beschränkt ist. Dieser Tender ist in Fig. 9 bis 11, Tafel XLVII abgebildet.[7]) Der Wasserkasten, welcher einen Fassungsraum von 5400 Liter besitzt, ist über den beiden Achsen ausgeschnitten und die 7^{mm} starken Seitenwände desselben stehen an diesen Ausschnitten so weit vor, dass sich zur Anbringung der Lagerführungen genügend Platz findet (s. Fig. 10). Die Federn liegen über dem Wasserkasten und es mussten deshalb behufs Durchführung der Federstützen besondere Röhrchen eingesetzt werden.

Die ganze Construction ist originell und neu. Die innere Lage der Achsschenkel ist zwar hinsichtlich der Stabilität ein Nachtheil, der aber durch die sehr tiefe Lage des Wasserkastens wieder ausgeglichen zu sein scheint; wenigstens sollen sich die Tender gut bewährt haben. Weiter unten werden wir noch Gelegenheit finden, auf die sonstigen Theile des Tenders etwas näher einzugehen.

Nachdem wir nun den Hauptbestandtheil des Tendergestelles, den Rahmen, näher kennen gelernt haben, würden die untergeordneten, übrigens zum Gestelle gehörigen Theile, als Achsbüchsen, Federn und Federgehänge, Balanciers, Zug- und Stossvorrichtungen noch zu besprechen sein.

Die Achsbüchsen. — Diese sind im XIII. Capitel dieses Bandes ausführlich besprochen, so dass ein weiteres Eingehen auf dieselben nicht erforderlich erscheint.

Federn, Gehänge und Balanciers. — Auch bezüglich der Federn kann auf das vorerwähnte Capitel verwiesen werden. Was speciell die Tenderfedern betrifft, so dürfte noch zu erwähnen sein, dass für Tender fast ohne Ausnahme die gewöhnlichen C-Federn in Anwendung gekommen sind. Ganz vereinzelt finden sich auch andere Arten, wie die Baillie'sche Volutenfeder oder die Gummifeder, doch haben diese das Stadium der Versuche kaum überschritten.

Die Federn sollen so angebracht sein, dass sie leicht zu beobachten und behufs etwaiger Reparaturen bequem loszunehmen sind. Bei den älteren Tendern, namentlich denjenigen, deren Rahmen aus Doppelblechen bestehen, ist gegen diese Regel oft verstossen, und mancher Praktiker weiss, welchen Aufwand an Zeit und Mühe die Auswechselung einer Feder an solchen Tendern oft erfordert hat.

Nicht ohne Einfluss ist in dieser Hinsicht die Art der Aufhängung der Federn, d. h. die Construction der Federgehänge. Diese haben den Zweck, die Enden der C-Feder mit dem Rahmen so zu verbinden, dass das freie Spiel der Ersteren in keiner Weise behindert wird. Hieran knüpft sich also die Bedingung, dass die Federenden sich in horizontaler Richtung von einander entfernen oder sich nähern können, während sie in verticaler Richtung an jeder Bewegung gehindert sind. Die Befestigung der Gehänge an dem Rahmen muss also eine geringe Drehung gestatten.

Die Gehänge zerfallen ihrer Construction nach in zwei Hauptarten, nämlich in solche, welche eine unabänderliche Länge haben und solche, welche ein Nachspannen der Feder ermöglichen. Die Ersteren finden sich in grösserer Zahl und haben nicht nur den Vortheil der Einfachheit, sondern schützen auch mehr als die anderen, gegen willkührliche Aenderungen seitens der Führer. Die Letzteren erleichtern dagegen das Reguliren der Federspannungen bei etwaigem Achsenwechsel.

Gehänge der ersteren Art finden sich an dem Tender der Leipzig-Dresdner Bahn, siehe Fig. 8—11, Tafel XLVI, an dem in den Fig. 9—11, Tafel XLVII ab-

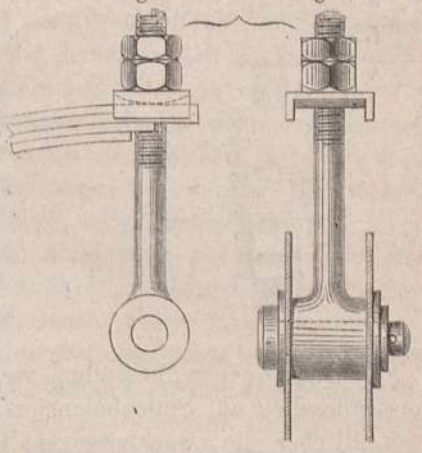
---

[7]) Der Tender hat einen Radstand von $3^{m},1$ und ein Leergewicht von 180 Ctr.

gebildeten Tender der Oldenburgischen und an den in den Fig. 1—6, Tafel XLVII dargestellten Tendern der Oberschlesischen und Niederschlesisch-Märkischen Bahn. Die einfache Form dieser Hängeeisen, auch Scheeren genannt, lässt offenbar ein beliebiges Nachspannen der Feder nicht zu, es ist daher erforderlich, bei verschiedenen Raddurchmessern das Mittelglied zwischen Achsbüchse und Feder, die sogen. Federstütze, zu verändern oder durch eine Reservestütze von passender Länge auszuwechseln.

Die Gehänge, welche ein beliebiges Nachspannen der Feder gestatten, sind von sehr verschiedenen Constructionen, bestehen aber sämmtlich aus einem bolzenartigen Theile, welcher an einem Ende mit Gewinde und Mutter versehen ist. Die gebräuchlichste Form finden wir in nebenstehender Figur 1 und 2, einem Gehänge für Rahmen aus Doppelblechen. Feder und Gehänge liegen zwischen den Rahmenblechen; das Letztere tritt durch das durchbohrte Ende der Feder. Eine ganz ähnliche Construction zeigt Fig. 7*a*, Tafel XLVII; die Form der Unterlageplatte ist hier eine bessere.

Fig. 1. Fig. 2.



In neuerer Zeit lässt man die Gehänge vielfach nicht mehr durch die Feder treten, weil einestheils das Losnehmen der Feder oder Gehänge etwas erschwert wird, andrerseits aber auch die ausserhalb der Gehänge liegenden Enden der Feder in Hinsicht auf die Tragfähigkeit der Letzteren doch ganz nutzlos sind.

Ein Uebergang zu dieser neuen Art findet sich an dem vierrädrigen Tender der Hannoverschen Bahn, Fig. 5—7, Tafel XLVI. Die oberen Federlagen sind hier nur mit einem halbrunden Einschnitte für das Gehänge versehen. Vollständig ungeschwächt bleibt das Ende der Feder bei der aus Fig. 8^b, Tafel XLVII zu ersehenden Form des Gehänges. Die oberste Federlage ist rund angestaucht und wird von dem hakenförmigen Kopf des Gehänges umfasst. Die Vorzüge dieser beiden letzten, jetzt häufig angewandten Aufhängungsmethoden sind bereits im Vorstehenden angedeutet und gewiss nicht zu verkennen, doch kann denselben mit Recht der Vorwurf gemacht werden, dass bei etwaigem Bruche der oberen Federlage ein Verschieben derselben und gar das Abgleiten des Gehängekopfes zu befürchten ist. Sehr zu empfehlen ist auch das Gehänge des Sächsischen Tenders (Fig. 4, Tafel XLVI), welches das umgebogene Ende der oberen Federlage gabelförmig umfasst.

Hier und da hat man, um dem Reissen der Federgehänge vorzubeugen, denselben eine elastische Aufhängung gegeben und dies dadurch erreicht, dass man unter den Kopf des Gehängebolzens oder unter die Mutter eine dicke Gummischeibe oder eine Volutenfeder (z. B. an Tendern der Mecklenburgischen Bahn) gelegt hat. Die nachstehenden Fig. 3 und 4 (p. 840) stellen solche Gehänge dar.

Eine sehr ausgebildete Construction dieser Art möge hier noch kurz berührt werden; sie fand sich an Maschinen und Tendern aus der Fabrik von Schneider in Creuzot auf der Pariser Ausstellung von 1867, ist übrigens in früheren Jahren auch in England schon zur Anwendung gekommen. Das elastische Mittel besteht hier aus einem System von grösseren viereckigen Gummischeiben, welche durch

dünne Bleche von einander getrennt sind. Die Anordnung ist aus nachstehender Fig. 5 zu ersehen, empfiehlt sich jedoch, so zweckentsprechend sie auch sonst sein mag, wegen ihrer Complicirtheit nicht.

So wirksam die Federn auch geringe Unebenheiten der Bahn ausgleichen und einen sanften Gang des Tenders bewirken, so können sie doch bei schlechter Lage des Gleises, in scharfen Curven etc. die theilweise Entlastung einer Achse oder eines Rades nicht verhindern; man hat deshalb, wie bei den Locomotiven, die Anbringung von

Fig. 3.

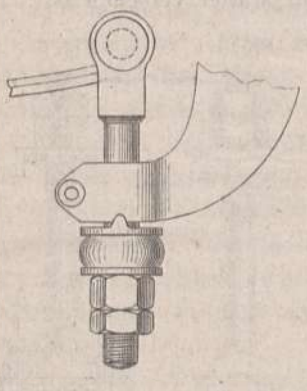


Fig. 4.

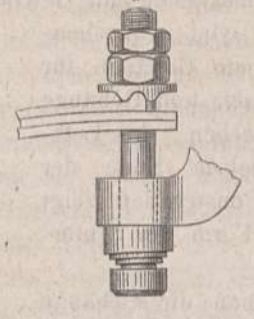
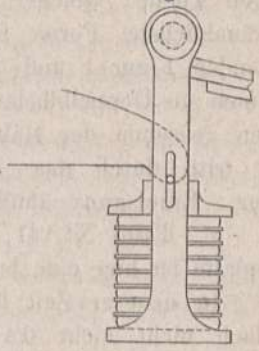


Fig. 5.



Balanciers für nöthig, wenigstens doch für vortheilhaft gehalten, sich jedoch ausschliesslich auf Seitenbalanciers beschränkt.[8])

Ueber die zweckmässigste Lage derselben, ob zwischen Vorder- und Mittelachse oder zwischen Mittel- und Hinterachse scheint man noch nicht ganz einig zu sein, da man von namhaften Constructeuren die eine oder andere Anordnung zur Anwendung gebracht sieht; dennoch lassen sich aber beide Anordnungen rechtfertigen.

Durch die Anbringung je eines (stets gleicharmigen) Balanciers auf jeder Seite wird die Last des sechsrädigen Tenders auf vier Punkte vertheilt und die durch die Balanciers verbundenen Federn üben nicht allein stets gleichen Druck auf die Achsen aus, sondern übertragen auch die durch die Unebenheiten der Bahn verursachten Verticalbewegungen in geringerem Maasse auf den Tender selbst.

Dieser letztere Umstand rechtfertigt ganz besonders die Anbringung der Balanciers zwischen Vorder- und Mittelachse, indem diese Lage einen, sowohl für das Locomotivpersonal, wie für die Verbindungen zwischen Maschine und Tender vortheilhaften sanften Gang des vorderen Tendertheils bewirkt. Ein anderer nicht weniger wichtiger Vortheil wird durch die Lage des Balanciers zwischen Mittel- und Hinterachse erreicht, darin bestehend, dass die Hinterachse vor theilweiser Entlastung geschützt ist, die bei den Fahrten mit dem Tender voraus unter Umständen die Entgleisung eines Hinterrades herbeiführen könnte.

Diese Gefahr ist namentlich beim Ausgange derjenigen scharfen Curven zu befürchten, deren äusserer überhöhter Schienenstrang zu rasch in die Horizontale abfällt. Erfahrungsmässig kommen an solchen Stellen Entgleisungen leicht vor.

---

[8]) Nach den »Technischen Vereinbarungen des D. E. V.« § 128 werden für dreiachsige Tender zur Ausgleichung der Achsenbelastungen Balanciers empfohlen.

Diese zweite Anordnung erstrebt also eine grössere Sicherheit beim Rückwärtsfahren.

So wichtig diese Rücksicht ist, so findet man doch meistens den Balancier zwischen Vorder- und Mittelachse liegen. Beide Anordnungen sind in den beigefügten Zeichnungen vertreten; die Lage zwischen Vorder- und Mittelachse an dem Tender der Leipzig-Dresdner (Fig. 8—11, Tafel XLVI) sowie der Oberschlesischen Bahn (Fig. 1—3, Tafel XLVII); die zwischen Mittel- und Hinterachse an dem Tender der Niederschlesisch-Märkischen Bahn (Fig. 4—6, Tafel XLVII).

Bei vierrädrigen Tendern ist die Anbringung von Balanciers nicht üblich, keineswegs kann sie aber sowohl hinsichtlich der Lastvertheilung als auch des sanften Ganges wirkungslos sein, wie aus dem Gesagten hervorgeht. Nur in dem Falle, dass sich die Unebenheit der Bahn mehr oder weniger auf beide Schienen erstreckt, also beide Räder derselben Achse gleichzeitig gehoben oder gesenkt werden, würde der Balancier bezüglich der Lastvertheilung nutzlos sein.

Auch die bedeutende Länge, welche der Balancier erhalten muss, scheint der Anwendung bei vierrädrigen Tendern hinderlich gewesen zu sein.

In eigenthümlicher Weise ist diese Schwierigkeit bei den in Fig. 5—7, Tafel XLVI vorgeführten Tendern der Hannoverschen Bahn umgangen und zwar durch Anbringung zweier Winkelhebel $a\,b$, deren horizontale Schenkel mit den Federn, während die schräg abwärts gehenden Schenkel unter einander durch eine Stange verbunden sind. Die Stellung der letzteren Hebel, welche um etwa 45° von der Horizontalen abweichen, bewirkt eine leichte Wiedereinstellung des ganzen Systems in die normale Lage. Selbstverständlich liegt dieser Mechanismus nur auf einer Seite. (Vergl. auch Cap. XII, p. 727.)

Zug- und Stossvorrichtungen. Als besonderes, für sich bestehendes Fuhrwerk bedarf der Tender sowohl an seinem vordern als auch hinteren Ende geeigneter Kuppelungen, um einerseits mit der Maschine, andrerseits mit den Wagen verbunden werden zu können; ferner sind vorzugsweise an der Hinterseite elastische Buffer nöthig, um die unvermeidlichen Stösse zu mildern. Während die am hinteren Ende des Tenders befindlichen Vorrichtungen dieser Art den bei den Wagen üblichen sehr ähneln, ja oft vollständig gleichen, sind die Kuppelungen mit der Maschine ganz anderer Art. Die Construction derselben knüpft sich an die Bedingung, dass dem Tender zwar eine gewisse seitliche Verschiebung gegen die Maschine, dagegen keine oder wenigstens nur sehr geringe Beweglichkeit in der Längenrichtung gestattet werden darf, weil durch letztere die Schlauchverbindungen gefährdet und die Communication zwischen Maschine und Tender erschwert würde. Ausserdem trägt eine steifere Verbindung wesentlich zu dem ruhigen Gange der Maschine bei.

Hinsichtlich der Construction dieser Kuppelungsapparate muss auf das X. Capitel dieses Bandes, in welchem dieselben ausführlich behandelt sind, verwiesen werden.

Die Zug- und Stossvorrichtungen an dem hinteren Ende des Tenders sind, wie bereits bemerkt, ganz ähnlich den bei den Wagen gebräuchlichen und unterliegen hinsichtlich ihrer Stellung und Dimensionen ganz denselben Bestimmungen der Vereinsvorschriften.[9]) Nach diesen soll das hintere Ende des Tenders mit elastischen Buffern, elastischer Zugvorrichtung und Nothketten versehen sein. Die Entfernung der Buffer von Mitte zu Mitte soll $1^m{,}750$, die normale Höhe über Schienenoberkante $1^m{,}040$, die Entfernung der Nothketten $1^m{,}067$ betragen. Buffer, Zug- und Nothketten sollen in gleicher Höhe liegen. In früherer Zeit verband man meistens, wie

[9]) Siehe »Technische Vereinbarungen des D. E. V.« — Grundzüge § 147 und 148.

es auch jetzt noch oft geschieht, Buffer und Zughaken durch eine gemeinschaftliche grosse Querfeder, welche in der Regel ausserhalb der Stirnfläche freiliegend oder zwischen zwei horizontalen Blechen angebracht war. Wegen der kostspieligen Unterhaltung und ungünstigen Lage dieser grossen Feder verliess man diese Construction mehr und mehr und stellte entweder für den Zughaken eine besondere, kürzere Feder her, welche hinter die Kopfschwelle gelegt wurde oder man versah den Zughaken mit einer Gummi- oder Spiralfeder, wie die Buffer.

Alle Constructionen sind aus den Zeichnungen auf Tafel XLVI in Fig. 4*a* und 4*b*, 5 und 7, 10 und 11, sowie auf Tafel XLVII in Fig. 1 und 3, 4 und 5 und 9 und 11 zu ersehen.

Der Personenzugtender der Leipzig-Dresdner Bahn Fig. 8—11, Tafel XLVI besitzt eine grosse Querfeder, deren Enden sich in die Schuhe der Bufferstangen legen und deren Bund mit dem Zughaken verbunden und zwischen Leisten *l l* geführt ist; ausserdem hat auch der Zughaken eine gusseiserne Führung.

Die Tender der Oberschlesischen (Fig. 1—3, Tafel XLVII) und der Niederschlesisch-Märkischen Bahn (Fig. 4—6, Tafel XLVII) haben eine kurze Zughakenfeder, dabei der Erstere Gummibuffer, der Letztere Bufferkreuze mit Spiralfedern.

Endlich ist der zweiachsige Tender der Hannoverschen Bahn (Fig. 5—7, Tafel XLVI) mit Gummizugvorrichtung versehen; die Gummibuffer desselben haben schmiedeeiserne Hülsen.

Die Nothketten, welche gleiche oder etwas stärkere Dimensionen, als die der Wagen erhalten, sind mittelst Kloben oder Bügel an den Kopfschwellen oder zwischen den horizontalen Endblechen befestigt. Mitunter giebt man auch dieser Verbindung ein elastisches Mittel, bestehend in einer hinter der Kopfschwelle liegenden kleinen Gummi- oder Spiralfeder. Der Hannoversche Güterzugtender ist mit solchen Nothkettenfedern von Gummi versehen.

Was die specielle Construction der Zugvorrichtungen und Buffer betrifft, so muss, insofern solche nicht aus den Zeichnungen zu ersehen, auf das VI. Capitel des zweiten Bandes verwiesen werden, welches diese Theile eingehender behandelt.[10])

§ 4. Der Wasserkasten. — Der auf oder in dem Tendergestelle ruhende, aus Eisenblech zusammengenietete Wasserbehälter oder die Cisterne hat einen so grossen Fassungsraum, um selbst unter den ungünstigsten Verhältnissen mindestens eine Fahrt von 3—4 Meilen zurücklegen zu können, ohne dass eine Füllung desselben nothwendig wird. Obschon bei Bestimmung der Grösse desselben die Gattung der zugehörigen Maschinen (also die Art der zu fahrenden Züge), die Gefällverhältnisse der Bahn, die Entfernung und Ergiebigkeit der Wasserstationen als Hauptfactoren maassgebend sind, so geht man doch nicht unter eine gewisse Grenze, damit das Gewicht der Tender in Rücksicht auf die Belastung der Achsen nicht zu gering ausfalle. Als in der ersten Entwickelungsperiode der Eisenbahnen die fortzuschaffenden Lasten, sowie die Geschwindigkeit der Züge noch gering, die Gefällverhältnisse im Ganzen sehr günstig waren, baute man meistens Tender von 3400—4200 Liter Wasserraum und bezeichnete solche mit 5000—5700 Liter schon als sehr grosse Tender. Jetzt construirt man kaum noch Wasserkasten unter 5600 Liter Fassungsraum und gar nicht selten findet man solche von 8500 Liter und mehr Inhalt.

---

[10]) Als geschichtlich dürfte eine vor mehr als 20 Jahren auf der Taunusbahn zur Anwendung gebrachte Vorrichtung zu erwähnen sein, welche bezweckt, die Kuppelung zwischen Tender und Wagenzug zu lösen. Dieselbe ist abgebildet im »Organ für Eisenbahnwesen« 1848, p. 193.

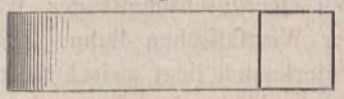
Form der Wasserkasten. Nach der Form lassen sich folgende drei Hauptarten unterscheiden:

hufeisenförmige,
kesselförmige und
prismatische

Wasserkasten.

Die älteste dieser, die Hufeneisenform, Fig. 6 und 7, hat sich bis in die neueste Zeit erhalten und ist noch jetzt die verbreitetste, wiewohl sich nicht verkennen lässt, dass dieselbe in den letzten Jahren durch die prismatische Form viel verdrängt ist. Mag auch die Gewohnheit ein Hauptgrund für die lange Beibehaltung dieser ursprünglichen Form gewesen sein, so lässt sich ein Vortheil derselben nicht verkennen, darin bestehend, dass der innere Raum des Hufeisens für die Unterbringung und Entnahme des Brennmaterials sehr bequem ist und dieser Raum gleichzeitig dem Personal eine freiere Bewegung, namentlich bei allen Arbeiten am Feuer und in der Feuerbüchse, gestattet.

Fig. 6.



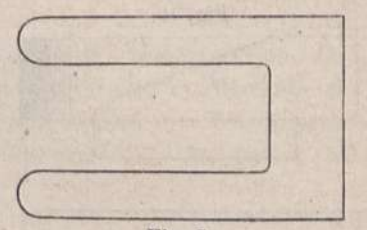
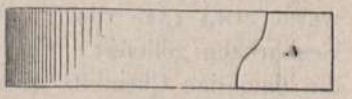


Fig. 7.

Andrerseits ist aber gegen diese Construction geltend zu machen, dass, besonders bei ganz gefülltem Wasserbehälter, der Schwerpunkt sehr hoch liegt, was auf den ruhigen Gang des Tenders bei rascher Fahrt nachtheilig einwirkt; in gleichem Sinne äussern sich die vorzugsweise in dem hintern freien Raume auftretenden seitlichen Schwankungen des Wassers. Als man im Allgemeinen noch mit geringerer Geschwindigkeit fuhr, traten diese Eigenschaften der Hufeisentender weniger hervor, doch machten vor mehr als zwanzig Jahren namhafte Constructeure schon auf dieselben aufmerksam und führten hier und da, wenn auch mit keinem nennenswerthen Erfolge, andere Constructionen ein, von denen weiter unten die Rede sein wird. Die reine Hufeisenform des Wasserkastens finden wir an den dreiachsigen Personenzugtendern der Leipzig-Dresdner Bahn (Fig. 8—11, Tafel XLVI), dem der Niederschlesisch-Märkischen Bahn (Fig. 4 und 5, Tafel XLVII) und an dem dreiachsigen Tender der Sächsischen Staatsbahn (Fig. 4—4c, Tafel XLVI).

Abweichungen von dieser gebräuchlichen Form zeigen die Fig. 8 und 9; die mehr oder weniger schräge Lage der hinteren Wand hat ebensowohl die Vergrösserung des Wasserkastens, als auch (wie in Fig. 9) eine bequeme Entnahme des Brennmaterials zum Zwecke. Auf diese letztere, häufiger vorkommende Anordnung werden wir später noch zurückkommen.

Fig. 8.



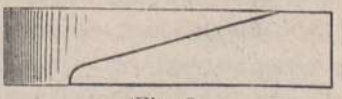


Fig. 9.

Ohne die Hufeisenform zu verlassen, brachte man später, sowohl zur Vergrösserung des Wasserraumes, als auch um den Schwerpunkt tiefer zu legen, oberhalb der Achsen zwischen den Rädern einen mit dem Hauptwasserraume in Verbindung stehenden Unterkasten an.

Die nachfolgenden Fig. 10—15 (p. 844) zeigen verschiedene Anordnungen dieses Unterkastens und zwar Fig. 10 und 11 den Wasserkasten eines schon vor funfzehn bis zwanzig Jahren von Stephenson gebauten Tenders, welcher auch insofern von

der reinen Hufeisenform abweicht, als die Decke des hinteren Theiles schräg gelegt ist, um den Fassungsraum zu vergrössern und die Herschaffung des Brennmaterials nach dem Führerstande zu erleichtern; Fig. 12 und 13 stellt den Wasserkasten des auf Tafel XLVII, Fig. 1—3 abgebildeten Güterzugtenders der Oberschlesischen Bahn dar, welcher einen Fassungsraum von 8650 Liter (280 c.′ rhein.) hat.

Der Unterkasten ist mit dem hinteren Theile des Hufeisens durch eine runde Oeffnung verbunden und schmiegt sich mit seinem gewölbten Boden den bogenförmigen Querträgern, welche unter demselben hergeführt sind, an. Fig. 14 zeigt den Querdurchschnitt des Wasserkastens von dem mehrerwähnten Schnellzugtender der Westfälischen Bahn. Derselbe hat einen Fassungsraum von 8500 Liter; der Unterkasten liegt zwischen den beiden Schenkeln des Hufeisens. Fig. 15 stellt eine gebräuchliche Anordnung des Unterkastens bei zweiachsigen Tendern dar.

Fig. 10.

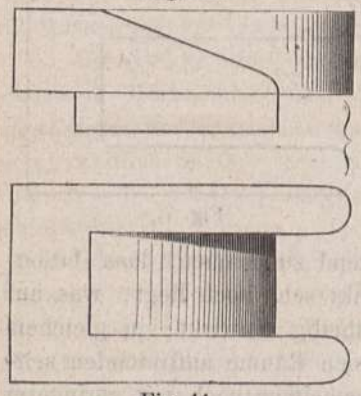


Fig. 11.

Fig. 14.

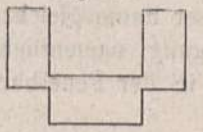


Fig. 15.

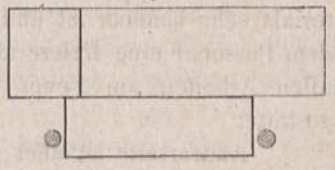


Fig. 12.

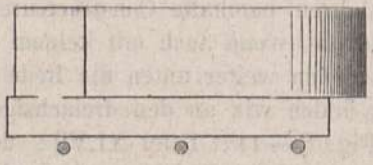
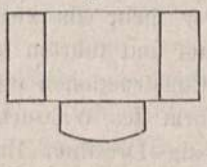


Fig. 13.



Eine von den Hufeisentendern auffällig verschiedene Construction zeigen die Tender mit kesselförmigen Wasserkasten, wie sie vor mehr als zwanzig Jahren vereinzelt in Deutschland zur Anwendung kamen. Der erste Tender dieser Art wurde etwa 1845 von Taylour & Co. (Vulcan-Foundry) in England an die Main-Neckarbahn geliefert. Fast gleichzeitig wurden auch solche Tender von Zorge für die damalige Chemnitz-Riesaer Bahn in Sachsen gebaut.[11] Die Constructeure sind bezüglich des Wasserkastens insoweit von einander abgewichen, als für den Querschnitt des englischen Tenders die Kreisform gewählt worden (s. nebenstehende Figuren 16 und 17), während der Querschnitt der Zorger Tender oval ist, wie Fig. 18 und 19 (p. 845) zeigt. Die Vortheile, welche die Constructeure durch die so geformten Wasserkasten zu erreichen beabsichtigten, waren vor allem ein ruhiger Gang des Tenders in Folge der tiefen

Fig. 16.

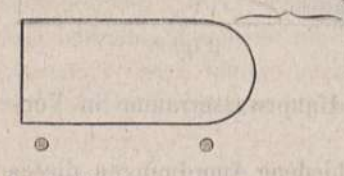
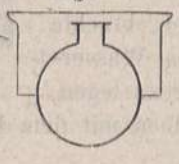


Fig. 17.



[11] Vergl. Organ für Eisenbahnwesen 1846, p. 33 und 1847, p. 13.

Lage des Schwerpunktes und der weniger heftigen Schwankungen des Wassers, Schutz des Wasserkastens gegen Abkühlung, Stabilität der Cisternen an und für sich. Diese Vortheile sind ohne Zweifel vollständig erreicht, namentlich zeichnen sich diese noch jetzt auf der Sächsischen Bahn in Gebrauch befindlichen Tender, welche 4400 Liter Wasser fassen, durch ihren ruhigen Gang aus; dagegen ist aber dem Fassungsraum eine gewisse enge Grenze gesteckt, die nur durch Verlängerung des ganzen Tenders erweitert werden kann; ferner ist das Einschaufeln des Brennmaterials in den schmalen Seitenräumen nicht sehr bequem und der Raum in der Mitte des Tenders trotz der Abschrägung des Wasserkastens sehr beschränkt.

Fig. 18.

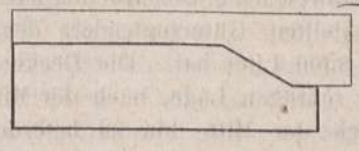
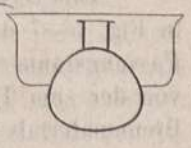


Fig. 19.



Schon damals suchte man die vorerwähnten Vortheile, besonders eine tiefe Lage des Schwerpunktes auf eine andere Weise zu erreichen und zugleich die der vorigen Construction anhaftenden Mängel zu beseitigen, indem man den Wasserkasten in mehr constructiver Weise durch gerade Wände begrenzte und ihm eine prismatische Form ertheilte.

Fig. 20.

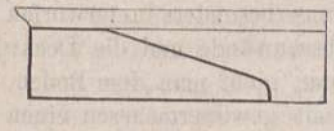


Fig. 21.

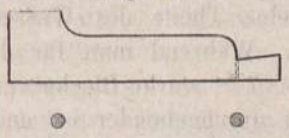


Fig. 22.

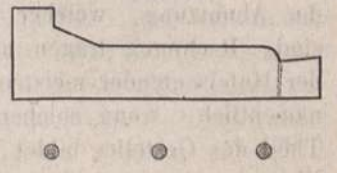


Fig. 23.

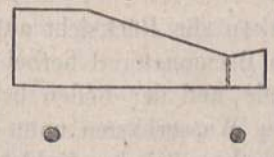


Fig. 24.

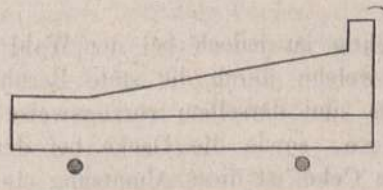
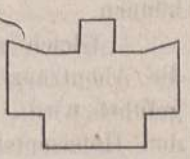


Fig. 25.



Die ältesten Tender dieser Art hatten Wasserkasten, wie Fig. 20 zeigt. Diese Form litt in Folge der langen schrägen Decke, die zwar das Herabgleiten des Brennmaterials sehr erleichterte, an dem Fehler, dass die Belastung der Achsen je nach dem Wasserstande sehr variirte. In dieser Beziehung ist die prismatische Form nach und nach verbessert und besonders in Süddeutschland jetzt viel zu finden. Eine weitere Ausbildung haben diese Tender durch Hinzufügung eines Unterkastens zwischen den Rädern erfahren, wodurch dieselben einen bedeutenden Fassungsraum, ohne gerade erhebliche Länge zu bedingen, gewähren. Die vorstehenden Figuren 21 und 22 stellen zwei etwas verschiedene Formen, wie sie aus der Kessler'schen Fabrik in Esslingen hervorgegangen, dar. Die schräge Fläche am vorderen Ende des Wasserkastens hat den Zweck, das Einschaufeln der Kohlen zu erleichtern. Um das Ansammeln von Wasser in der dadurch gebildeten

Fig. 26.

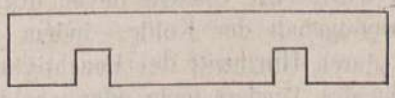
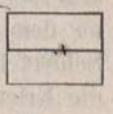


Fig. 27.



Vertiefung zu vermeiden, setzt man einige eiserne Röhrchen, welche beide Böden verbinden, ein, wie die punktirte Linie andeutet. Aehnlich ist die in Fig. 23 (p. 845) abgebildete Cisterne.

Eine etwas abweichende Construction hat der Wasserkasten des auf Tafel XLVI in Fig. 5—7 dargestellten Güterzugtenders der Hannoverschen Bahn, welcher einen Fassungsraum von 8500 Liter hat. Die Decke der Cisterne ist nämlich, abgesehen von der zum Theil schrägen Lage, nach der Mitte hin vertieft, um das Rutschen des Brennmaterials nach der Mitte hin zu befördern; ausserdem hat der Unterkasten gleiche Länge mit dem Oberkasten. Die umstehende Skizze Fig. 24 und 25 (p. 845) erläutert diese Form.

Als Abnormität dürfte hier noch der Wasserkasten des in den Fig. 9—11, Tafel XLVII abgebildeten Torftenders der Oldenburgischen Bahn Erwähnung finden. Bei diesem Tender ist, um genügenden Raum für den Torf zu finden, nur ein Wasserkasten unter das Fussblech und zwischen die Räder gelegt, wie vorstehende Skizze Fig. 26 u. 27 (p. 845) zeigt. Um aber noch einen hinreichenden Wasserraum zu erlangen, hat man den Kasten tief herab gehen lassen, über den Rädern ausgeschnitten und den Achsen innere Lager gegeben. Der Tender fasst 5400 Liter Wasser.

Stärke und Verbindung der Bleche. Die Stärke der zu den Wasserkasten verwendeten Eisenbleche variirt zwischen 4 und 10 mm, ist jedoch an ein und demselben Tender nicht überall gleich, da man ebensowohl der Stabilität, als auch der Abnutzung, welcher einzelne Theile des Wasserkastens besonders unterworfen sind, Rechnung tragen muss. Während man für die Aussenwände und die Decke der Hufeisentender meistens 5—7 mm starke Bleche verwendet, giebt man dem Boden, namentlich, wenn solcher ein durchgehender ist und damit gewissermaassen einen Theil des Gestelles bildet, eine grössere Stärke und zwar von 8 mm, selbst bis 10 mm. Ebenso giebt man den grossen flachen Decken der prismatischen Wasserkasten eine grössere Stärke, damit dieselben dem Drucke des Brennmaterials besser widerstehen können.

Gleich wichtig ist jedoch bei der Wahl der Blechstärken die Rücksicht auf die Abnutzung, welche durch die stete Berührung mit dem Brennmaterial herbeigeführt wird. Es sind derselben vorzugsweise die Innenwände und der Boden bei den Hufeisentendern, sowie die Decke bei den prismatischen Wasserkasten unterworfen. Bei dem Coke ist diese Abnutzung eine rein mechanische, bei den Kohlen dagegen vorwiegend eine chemische, welche durch das übliche Befeuchten derselben sehr befördert wird. Die Ursache davon liegt theils in der Feuchtigkeit selbst, theils an dem Schwefelgehalt der Kohle, indem sich aus dem in derselben enthaltenen Schwefeleisen durch Hinzutritt der Feuchtigkeit schwefelsaures Eisen bildet, welches die Eisenbleche des Tenders mehr oder weniger rasch oxydirt.

Bei den sehr schwefelhaltigen Kohlen, wie sie sich z. B. in dem westfälischen Becken vielfach finden, ist die Abnutzung der Innenbleche der Hufeisentender in einer Höhe von 0m,3 bis 0m,4 oft eine auffallend rasche und verursacht nicht unwesentliche Reparaturkosten. Es sind verschiedene Mittel angewendet, um diesem Uebel zu begegnen; so hat man den unteren Rand der Cisterne ringsum mit einem hohen Winkeleisen oder mit gusseisernen Platten bekleidet, ja selbst die ganze innere Wand mit Holz verschaalt, wie auf der Oberschlesischen Bahn (s. Fig. 1 und 2, Tafel XLVII); dieses schon lange Zeit zur Anwendung gekommene Verfahren soll einen guten Erfolg gehabt haben.

Die einzelnen Bleche werden an ihren Stossfugen entweder über einander

gelegt und durch einfache Nietreihen verbunden, oder man stösst sie stumpf vor einander und vereinigt sie durch Laschen mit doppelten Nietenreihen. Die hinteren verticalen Ecken des hufeisenförmigen Wasserkastens werden in der Regel abgerundet, seltener durch innen oder aussen liegende Winkeleisen vollkantig hergestellt. Die Nietfugen werden nachträglich durch Verstemmen gedichtet; bei ganz dünnen Blechen, beispielsweise 4 mm starken, ist das Verstemmen nicht anwendbar; man legt daher, um vollständige Dichtheit zu erreichen, vor dem Nieten zwischen die Bleche Papierstreifen, welche auf beiden Seiten mit dicker Oelfarbe bestrichen sind.

Die theils sehr grossen ebenen Flächen der Wasserkasten besitzen, selbst wenn sie aus stärkeren Blechen hergestellt sind, eine nur geringe Stabilität, so dass sie durch die Stösse während der Fahrt, durch die Schwankungen des Wassers, ganz besonders aber durch die Erschütterungen, welche beim Wärmen des Wassers durch den eingelassenen und condensirenden Dampf entstehen, in unaufhörliche Vibrationen versetzt werden, die den Nietverbindungen nur nachtheilig sein können. Um diesen Einflüssen vorzubeugen, armirt man diese grösseren Flächen, wie die verticalen Wände der Hufeisentender und die Decken der Wasserkasten mit innerhalb aufgenieteten Winkel- oder T-Eisen und verbindet unter Umständen selbst diese noch durch horizontale resp. verticale Anker. Die beigegebenen Zeichnungen zeigen verschiedene Anordnungen dieser Versteifungen. Als seltene Ausnahme dürfte die äussere Lage der zur Versteifung dienenden T-Eisen zu bezeichnen sein, wie sie sich an dem Güterzugtender der Hannoverschen Bahn findet. Der Constructeur hat hier jedenfalls und mit Recht Werth darauf gelegt, aus dem Kohlenraume alle vorspringenden Theile fern zu halten, die das leichte Herabgleiten der Kohlen verhindern könnten; ausserdem würde die Versteifung auf andere Weise weniger einfach geworden sein.

Verbindung mit dem Gestelle. Nach den »Technischen Vereinbarungen des D. E. V.« § 129 soll die Verbindung des Wasserkastens mit dem Gestell so sein, dass durch einen heftigen Stoss keine Trennung beider erfolgen kann. Andrerseits giebt die Erfahrung an die Hand, diese Verbindung auch wieder so herzustellen, dass sie möglichst leicht und rasch zu lösen sind, um etwaige Reparaturen an beiden Theilen bequemer ausführen zu können. Die älteren Constructionen entsprachen theils der letzteren Bedingung nicht, indem man die Seitenwände des Wasserkastens gleichzeitig zur Bildung des Gestelles benutzte, wie in § 3 bereits beschrieben. Die Constructionen mussten, abgesehen von den sonstigen früher bezeichneten Mängeln schon deshalb bald wieder verlassen werden, weil die Wasserkasten nur eine geringe Breite, also auch einen geringen Fassungsraum erhalten konnten. Jetzt bestehen Wasserkasten und Gestell stets für sich und werden entweder zusammengenietet, oder, um eine Trennung noch leichter bewirken zu können, durch Schrauben mit einander verbunden; ausser dieser Verbindung ist jedoch auch durch geeignete Constructionstheile jeder Verschiebung des Wasserkastens auf dem Gestelle wirksam vorgebeugt.

Unter den sehr verschiedenen Verbindungsarten lassen sich zwei, wenn auch gerade nicht scharf begrenzte Gruppen, unterscheiden. Man setzt nämlich den Wasserkasten entweder direct auf das Gestell oder auf einen mit dem Gestelle zunächst fest vernieteten Unterboden, welcher sich über das ganze Untergestell ausbreitet, deshalb eine sehr solide Versteifung des Rahmens bildet und jede Kreuzverstrebung in demselben unnöthig macht.

In dieser Hinsicht ist der Unterboden eigentlich als Theil des Gestelles zu

bezeichnen. Dieser Unterboden kommt aus naheliegenden Gründen fast nur bei den hufeisenförmigen Cisternen ohne Unterkasten zur Anwendung und bildet bei diesen zugleich den Boden für den Brennmaterialraum. Fehlt der Unterboden, so führt man in der Regel den Boden des Wasserkastens selbst unter jenem Raume fort.

Die Beschreibung der einzelnen Constructionen wird zu weiteren Erläuterungen Gelegenheit geben.

Aus Fig. 1—3, Tafel XLVI, ist zunächst die Verbindung eines hufeisenförmigen Wasserkastens mit einem Holzrahmen zu ersehen. Die äusseren Wände des Ersteren sind nach unten um 90^{mm} verlängert und umfassen gleichsam die Rahmenhölzer *D* und die hintere Kopfschwelle, mit denen sie durch 16^{mm} starke Schraubenbolzen in Entfernungen von 320^{mm} verbunden sind. Der Boden ist nicht durchgeführt, vielmehr ein besonderer, tiefer liegender Boden *M*, Fig. 2, für den Kohlenraum eingelegt.

Die Fig. 4—4*c*, Tafel XLVI, zeigen die Verbindung eines ganz ähnlichen Wasserkastens mit einem eisernen Gestelle. Der Boden der Cisterne ist ein durchgehender und sowohl mit den Wangen *A A* als auch mit dem Mittelträger *L* durch Vernietung verbunden.[12])

Ganz verschieden von diesen beiden Anordnungen ist die aus den Figuren 5—7, Tafel XLVI zu erkennende Befestigung einer prismatischen Cisterne mit Unterkasten. Dieselbe ruht auf den aus Doppel-T-Eisen gebildeten Wangen, ohne mit diesen jedoch direct vernietet oder verschraubt zu sein. Die eigentliche Verbindung ist vielmehr durch die auf jeder Seite liegenden vier Consolen *G* hergestellt, welche mit den Seitenwänden des Unterkastens vernietet und mit den Wangen *A A* verschraubt sind. Während diese Consolen jede seitliche Verschiebung unmöglich machen ist eine Bewegung des Kastens in der Längenachse durch die über und unter den Wangen liegenden horizontalen Bleche *B*, *C*, *H* und *J* verhindert.

Ganz ähnlich ist der schon auf S. 844 beschriebene und in Fig. 14 daselbst skizzirte Wasserkasten des dreiachsigen Schnellzugtenders der Westfälischen Bahn auf dem Rahmen befestigt (s. Fig. 7*a*—7*c*, Tafel XLVII).

Solide und doch leicht lösbar ist die von Schneider in Creuzot bei dem für Russland gelieferten eisernen Tender angewendete Befestigungsweise (s. Fig. 8*a*—8*d*, Tafel XLVII). Der Boden ist unter dem Brennmaterialraume nicht fortgesetzt, steht dagegen über die Seitenwände um 100^{mm} hinaus, wodurch ein schmaler Gang ausserhalb des Wasserkastens gebildet ist. Unter demselben liegt ein 30^{mm} starker eichener Holzboden *a*, welcher in dem hohlen Raume des Hufeisens mit dünnem Bleche beschlagen ist. Unter dem Boden des Kastens sind auf jeder Seite drei kräftige 0^{m},24 lange Winkel *c* mit je acht Nieten befestigt; andrerseits sind diese Winkel mittelst drei 25^{mm} starken Schrauben mit den 22^{mm} starken Wangen verbunden. Der Holzboden, sowie die die Wangen oben einfassenden Winkel *b* sind da, wo die Winkel *c* sitzen, ausgeschnitten. Ausserdem ist das Bodenblech vorn und hinten bis zu den eisernen Kopfschwellen verlängert und auch mit diesen verschraubt.

Die Anbringung eines Holzbodens zwischen Wasserkasten und Gestell ist noch hier und da üblich; er bietet den Vortheil, dass sich der Tender geräuschloser fährt, der Wasserkasten auf das Gestell leichter aufzupassen ist und dass der durchgehende

[12]) Der Boden wird für sich mit dem fertigen Gestelle vernietet, dann der Wasserkasten auf dem Ersteren montirt. Wird umgekehrt der Boden zunächst mit dem Wasserkasten vereinigt, so bleibt derselbe erfahrungsmässig nie vollkommen eben, so dass das Aufpassen der Cisterne auf dem Rahmen sehr erschwert wird.

Boden erspart wird. Dennoch hat man wegen der dem Holze anhaftenden Mängel jene Vortheile theils aufgegeben und lässt den Holzboden fehlen.

An einem eisernen Tender der Taunusbahn findet sich die aus der Fig. 12, Tafel XLVI zu ersehende Befestigungsart. Der Boden der Cisterne geht nicht durch, ebenso fehlt der Unterboden, dagegen liegen unter den beiden Schenkeln des Hufeisens die Bleche *c*, welche mit den Langträgern vernietet sind und aussen durch Consolen *g* getragen werden. Die Cisterne ist ringsum mit den angenieteten Winkeln *a* versehen, durch diese und die Bleche *c* gehen in Entfernung von $0^{m},15$, 16^{mm} starke Schrauben. Die innerhalb angenieteten Winkel *i* tragen den Blechboden *k* für den Kohlenraum.[13])

Die hier beschriebene Anordnung bildet eigentlich einen Uebergang zu der zweiten Gruppe, den Tendern mit eisernem Unterboden.

An einer sehr grossen Zahl älterer von Borsig erbauten Tender sind Wasserkasten und Gestell auf die in der Fig. 13, Tafel XLVI abgebildeten Weise zusammengefügt. Auf dem Rahmen liegt der Unterboden *a*, welcher mit den Gestelltheilen vernietet und ausserhalb durch ein stützenartig angeordnetes durchlaufendes Blech *b* getragen wird. Der äussere Rand dieses Bodens ist an den Seiten und hinten mit dem Winkeleisen *c* eingefasst, in demselben steht der Wasserkasten auf einer Zwischenlage von Eichenholz *e*; ein zweiter auf den Boden genieteter Winkel *f* umgiebt den innern Raum des Hufeisens; beide schützen den Wasserkasten gegen jede Verschiebung. Die eigentliche Verbindung ist durch fünf Laschen *g* bewirkt, welche mit den Winkeln *f* vernietet und mit der Innenwand der Cisterne durch je fünf Schrauben verbunden sind.

Um die Verschiebung des Wasserkastens auf dem Gestelle bei etwa gewaltsamer Trennung dieser Verbindung dennoch zu erschweren, ist an den äusseren Winkel *c* das Blech *d* genietet und dadurch ein höherer Rand gebildet. Dieser Rand hat jedoch in der bezeichneten Hinsicht keinen besonderen Werth, andrerseits aber den grossen Nachtheil, dass sich in der zwischen ihm und der Cisterne gebildeten Fuge Schmutz und Feuchtigkeit aufhält, durch die das Rosten der Bleche sehr befördert wird. Diese Construction wird daher nur selten noch angewendet.

Eine der eben beschriebenen nachgebildete, übrigens wesentlich verbesserte Verbindungsart findet sich an den mehrerwähnten Tendern der Leipzig-Dresdner Bahn (Fig. 8—11, Tafel XLVI) und der Niederschlesisch-Märkischen Bahn (Fig. 4—6, Tafel XLVII).

Der Unterboden überragt nach Aussen die Wangen nur unbedeutend und ist etwas nach abwärts gebogen, um das Abfliessen des Wassers zu erleichtern (Fig. 6, Tafel XLVII). Zwischen Unterboden und Cisterne liegen statt des Holzbodens einzelne eiserne Unterlagen *z* (Fig. 10, Tafel XLVI) sowie hauptsächlich die Lappen der gusseisernen Consolen *c* (Fig. 8, Tafel XLVI); die kleinen vor den Stirnseiten dieser Consolen herlaufenden Winkel *w* sind mit dem Wasserkasten verschraubt. Im Uebrigen ist die Befestigung dieselbe, wie die zuvor beschriebene, nur ist auf jeder Console die Cisterne noch mittelst einer starken Schraube befestigt.

Eine Combination der beiden vorigen Verbindungsarten ist an dem Güterzugtender der Oberschlesischen Bahn (Fig. 1—3, Tafel XLVII) zur Ausführung gebracht, welche noch dadurch eigenthümlich ist, dass trotz des Unterwasserkastens ein ganz durchgehender Unterboden vorhanden ist. Der Verschiebung des Wasserkastens ist

[13]) Siehe Organ für Eisenbahnwesen 1868, p. 227.

dadurch vorgebeugt, dass die Seitenwände den Unterboden und das denselben stützende Blech übergreifen. Weiterer Erklärung bedarf die Construction nach dem Bisherigen nicht, nur dürfte noch zu erwähnen sein, dass die Communication des Ober- und Unterkastens durch eine runde Oeffnung *o* hergestellt ist. Die wasserdichte Verbindung der beiden Bleche ist auf zweifache Weise ausgeführt, wie die nebenstehenden Figuren 28 und 29 veranschaulichen.

Fig. 28.

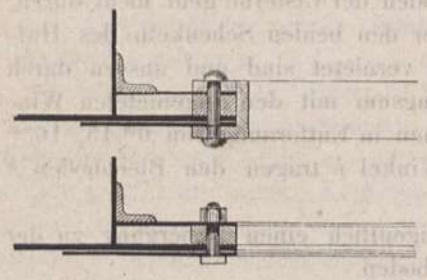


Fig. 29.

Um das Abheben des Wasserkastens bei etwa vorzunehmenden Reparaturen zu erleichtern nietet man an den oberen Rand desselben nach der Seite des Kohlenraumes hin 3 oder 4 Haken oder Bügel, welche zum Einhängen der Krahnketten geeignet sind.

Füllöffnungen, Füllrohre. — Selbstverständlich muss jeder Wasserkasten mit einer Oeffnung versehen sein, durch welche die Füllung erfolgen kann. Diese Oeffnung befindet sich in der Regel auf dem hinteren Theile der Decke und zwar in der Mitte derselben, oder es sind, was sich jedoch selten findet, 2 seitlich auf der Decke liegende Oeffnungen vorhanden. Die seitliche Lage der Oeffnungen bietet den Vortheil, dass die Ausgussrohre der Wasserkrähne eine geringere Länge erhalten können.

Die Füllöffnung muss so gross sein, dass auch ein Arbeiter bequem durch dieselbe in das Innere der Cisterne gelangen kann, was wegen vorzunehmender Reparatur oder Reinigung häufig erforderlich wird. Aus diesem Grunde giebt man der Oeffnung in der Regel eine ovale Form. Um das Hineinfallen von Brennmaterial oder sonstigen fremden Körpern, sowie auch das Ueberfliessen zu verhüten, versieht man die Oeffnung mit einem circa 300^{mm} hohen Füllrohre oder Halse, welcher meistens aus Blech, seltener aus Gusseisen hergestellt ist und oben mittelst eines an Scharniren befestigten Deckels verschlossen werden kann.

Form und Lage dieser Füllrohre sind aus den beigegebenen Abbildungen zur Genüge zu erkennen. Eine in jeder Hinsicht von der gewöhnlichen abweichende Anordnung besitzt der in Fig. 9—11, Tafel XLVII abgebildete Torftender der Oldenburgischen Bahn. Die Decke des Wasserkastens ist nämlich mit zwei seitlich angebrachten Blechtrichtern *t t* versehen, welche in geneigter Lage die Seitenwände des Torftenders durchdringen und aussen mit Deckeln versehen sind.

Häufig, und zwar besonders bei Holzfeuerung, versieht man die Füllöffnung mit einem lose eingehängten, siebartig gelöcherten Blechtrichter, welcher, wie nachstehende Fig. 30 (p. 851) zeigt, fast bis auf den Boden herabreicht und alle fremden Körper, welche den Ventilen des Tenders, sowie den Pumpen oder Injecteuren nachtheilig werden könnten, zurückzuhalten bestimmt ist.

Absperrventile oder -Hähne. Diese Apparate setzen den Führer in den Stand, die Pumpen oder Injecteure der Locomotive nach Belieben mit dem Wasserraume des Tenders in Verbindung zu bringen, sie verhüten ferner, wenn sie geschlossen sind, jeden Wasserverlust, sowohl beim Losnehmen des Tenders von der Maschine, als auch während der Fahrt durch die etwaigen Undichtigkeiten der sogenannten Schlauchverbindungen. Da die Saugrohre der genannten Speiseapparate stets getrennt bis zum Wasserkasten des Tenders geführt sind, so müssen zwei solcher Abschlussvorrichtungen vorhanden sein. Dieselben befinden sich, um den Wasservorrath ganz erschöpfen zu können, an der tiefsten Stelle des Wasserkastens und zwar

entweder innerhalb oder ausserhalb desselben; die letztere Anordnung ist entschieden vorzuziehen, da durch sie eine leichtere Zugänglichkeit und Controle ermöglicht wird und der Bewegungsmechanismus ausserhalb des Wasserkastens gelegt werden kann. Die Abschlussvorrichtungen bestehen entweder aus Ventilen von 40 bis 70^{mm} Durchmesser oder aus Hähnen; die Letzteren verdienen deshalb den Vorzug, weil sie durch die häufig im Wasser enthaltenen fremden Körper nicht so leicht ausser Thätigkeit gesetzt werden, weil sie leichter dicht zu halten sind und endlich eines viel einfacheren Bewegungsmechanismus bedürfen.

Fig. 30.

Bei der Anordnung der Ventile oder Hähne ist darauf zu sehen, dass der auf dem Boden des Wasserkastens mehr oder weniger abgelagerte Schlamm nicht direct in die Abflussöffnung treten kann; letztere soll daher je nach der Beschaffenheit des Wassers mehr oder weniger hoch über dem Boden sich befinden. Zum weiteren Schutze, namentlich gegen gröbere Schmutztheile versieht man die Abflussöffnung in der Regel mit einem Saugkorbe aus Kupferblech.

Aus den beigegebenen Tafeln ist die speciellere Construction dieser Apparate zu entnehmen.

Fig. 9 auf Tafel XLVI zeigt ein innerhalb der Cisterne liegendes Ventil; die am oberen Ende mit Gewinde versehene Stange desselben geht durch eine auf der Decke liegende Mutter *m*; durch Drehung der Kurbel *k* wird das Ventil gehoben oder gesenkt. Die Stange ist, wie die Abbildung zeigt, so eingerichtet, dass die Drehung der Kurbel sich auf das Ventil nicht mittheilen kann.

Eine ähnliche Lage hat das Absperrventil an dem in Fig. 7*a*—7*c*, Tafel XLVII theilweise dargestellten Tender der Westfälischen Bahn; nur ist die Lage der Spindel eine andere; auch wird durch die Kurbel nicht diese, sondern die Mutter gedreht. Das Ventil ist mit einem Saugkorbe *s* umgeben.

Der Tender der Oberschlesischen Bahn (Fig. 1—3, Tafel XLVII) ist mit einem ausserhalb des Wasserkastens liegenden Ventile versehen, dessen Bewegung von unten durch ein etwas complicirtes System von Hebeln bewirkt wird.

Absperrhähne, welche in neuerer Zeit sehr viel angewandt werden, finden sich z. B. an dem Güterzugtender der Hannoverschen Bahn, Fig. 5 und 6, Tafel XLVI, dem Tender der Oldenburgischen Bahn, Fig. 9—11, Tafel XLVII und dem der Sächsischen Bahn, Fig. 4 und 4*b*, Tafel XLVI; während an den beiden Ersteren die Hähne ausserhalb des Wasserkastens liegen und von gewöhnlicher Construction sind, hat der Letztere sogenannte Antifrictionshähne, welche sich seit langen Jahren gut bewährt haben. In Fig. 1 u. 2, Tafel XLVIII ist ein solcher Hahn in etwas grösserem Maassstabe abgebildet; *b* ist der Boden des Wasserkastens, *h* das Hahngehäuse, *k* der Conus, welcher hohl und in der Mitte mit einem Steg versehen ist, der den oberen Zapfen trägt. Das Wasser strömt von oben ein und durch die beiden seitlichen Oeffnungen aus, sobald dieselben mit denen des Gehäuses correspondiren.

Die an dem oberen Zapfen befestigte Stange geht mittelst einer Stopfbüchse

durch die Decke der Cisterne und ist oberhalb derselben mit einem Griff versehen, der eine Drehung um 90° gestattet.

Die beschriebenen Absperrventile und Hähne werden in der Regel auch benutzt, um das Wasser von der Cisterne ganz abzulassen, sobald dies behufs etwa vorzunehmender Reparatur oder Reinigung derselben erforderlich ist; meistens lässt sich dies aber ohne Trennung des Tenders von der Maschine nicht gut ausführen. Um diese oft lästige Manipulation zu vermeiden, hat man auch besondere Ablasshähne oder Schrauben nach Art der Reinigungsschrauben in den Feuerbüchsen an der tiefsten Stelle des Wasserkastens angebracht.

Als hierher gehörig ist noch eine eigenthümliche Absperrvorrichtung zu erwähnen, welche schon vor etwa 25 Jahren zur Anwendung gebracht wurde und, wenigstens im Princip, noch jetzt vereinzelt zu finden ist. Das Saugrohr *c* (Fig. 15, Tafel XLVIII) ist durch den Boden des Wasserkastens bis zur Decke hinaufgeführt und reicht von hier mittelst der Stücke *a* und *b* heberförmig bis fast auf den Boden wieder herunter. Im Scheitel befindet sich ein durchbohrter Hahn *d*. Ist derselbe geschlossen, so folgt das Wasser dem Zug der Pumpe; wird er dagegen geöffnet, so tritt Luft in das Saugrohr und die Wirkung der Pumpe hört auf. Selbstverständlich ist also von dem vollkommen dichten Schlusse des Hahns *d* die Wirkung der Pumpe abhängig.[14])

Wasserstandszeiger. Wenn der aufmerksame Führer während der Fahrt im Allgemeinen auch ziemlich genau zu beurtheilen weiss, wie viel Wasser etwa in seinem Tender noch vorhanden ist, so kommen doch mancherlei Verhältnisse vor, die dieses Urtheil erschweren, unter denen doch aber eine zuverlässige Beobachtung wünschenswerth, um zu erfahren, ob und wie viel Wasser aufzunehmen ist. An manchem Tender fehlen zwar Vorrichtungen, welche den Wasserstand rasch und leicht erkennen lassen, der Mehrzahl nach sind sie jedoch jetzt mit solchen Wasserstandszeigern versehen. Diese Apparate sind meistens an der äusseren Seitenwand möglichst nahe dem Führerstande angebracht und bestehen entweder in Probirhähnen, in einem Wasserstandsglase, oder in einem Schwimmer mit Zeiger. Selten sind zwei derselben zugleich an einem Tender vorhanden.

Die Probirhähne, deren man drei oder vier über einander anbringt, sind offenbar die wenigst vollkommenen Vorrichtungen, da sie den Wasserstand nicht direct und genau anzeigen. An dem in Fig. 9—11, Tafel XLVII abgebildeten Tender finden sich beispielsweise solche Hähne.

Besser sind die Wasserstandsgläser, vorausgesetzt dass sie rein gehalten werden. Sie haben nahezu die Höhe des ganzen Wasserkastens, sind unten mit demselben durch einen Hahn verbunden und oben offen. Der Hahn ist entweder unter rechtem Winkel durchbohrt oder er ist ein Dreiweghahn, durch welchen auch das Wasser aus dem Glase abgelassen werden kann, was im Winter beim Stillstande des Tenders zur Verhütung des Einfrierens nöthig ist. Das Glas liegt entweder ganz frei, wie in Fig. 8, Tafel XLVI bei *g*, oder es ist zum Schutz gegen Zerbrechen von einer geschlitzten Hülse umgeben, wie in Fig. 1[b], Tafel XLVII. Da eine feste Hülle das Reinigen des Glases erschwert, so muss dieselbe entweder drehbar, oder ganz loszunehmen sein.

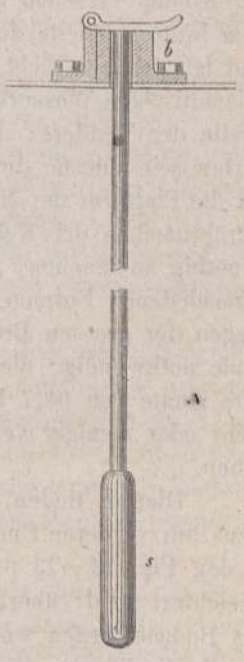
Vollkommener noch als die Gläser sind die Schwimmer. Diese bestehen aus einem kugel- oder linsenförmig aus Kupferblech hergestellten Körper, welcher mittelst

[14]) Siehe Organ für Eisenbahnwesen 1852, p. 61.

einer Stange auf einer im Innern des Tenders liegenden Welle befestigt ist. Diese Welle ist mittelst einer Stopfbüchse durch die Seitenwand des Wasserkastens geführt und trägt aussen einen kleinen Zeiger, welcher auf einer Scale den Wasserstand entweder nach Längenmaass, nach Bruchtheilen der Höhe oder auch nach dem Cubikinhalte angiebt. Die Welle muss möglichst dünn construirt werden, um die Reibung in der Stopfbüchse zu vermindern; die Schwimmerstange darf nicht zu kurz sein, weil sonst die Empfindlichkeit des Apparates, namentlich bei sehr hohem und sehr tiefem Wasserstande beeinträchtigt wird. Gut ist es, die Schwimmerkugel möglichst in die Längenmitte des Wasserkastens zu bringen, weil hier die Schwankungen des Wasserkastens am geringsten sind. Der in den Fig. 9—11, Tafel XLVII dargestellte Tender besitzt einen Schwimmer dieser Art, dessen Welle der bequemeren Beobachtung wegen auf beiden Seiten des Wasserkastens mit einem Zeiger versehen ist. Ausser diesem Schwimmer sind auch Probirhähne vorhanden. Etwas abweichend ist der Schwimmer in Fig. 5 und 6, Tafel XLVI construirt; um denselben möglichst empfindlich zu machen, ohne aber der Schwimmerkugel zu grosse Dimensionen zu geben, ist die letztere mit dem sehr langen Hebel durch ein im Wasserkasten auf der entgegengesetzten Seite angebrachtes Gegengewicht g ausbalancirt. Ein Zeiger befindet sich nur auf einer Seite; um aber dessen Stellung dem Führer auch während der Fahrt leicht erkenntlich zu machen, ist mit demselben eine verticale Stange s verbunden, welche nach der Höhe des Wasserstandes mehr oder weniger über den oberen Rand des Tenders hinausragt und dem Führer wenigstens annähernd den Stand des Zeigers, also auch des Wassers anzeigt.

Eine sehr sinnreiche Einrichtung ist an neueren Tendern der Köln-Mindener Bahn angebracht. Vorn auf der Decke des hufeisenförmigen Wasserkastens ist eine durch einen Deckel verschliessbare Büchse b (Fig. 31) genietet, in welcher sich die etwa 20^{mm} starke hölzerne Stange eines Schwimmers s aus Korkholz führt. Ist der Deckel der Büchse geschlossen, wie in der Regel der Fall, so wird die Stange mit dem Schwimmer niedergehalten; öffnet man den Deckel, so springt der Schwimmer in die Höhe und es zeigt das aus der Büchse herausragende eingetheilte Ende der Stange die Höhe des Wassers direct an. Ausserdem sind die Tender übrigens noch mit Probirhähnen versehen.

Fig. 31.



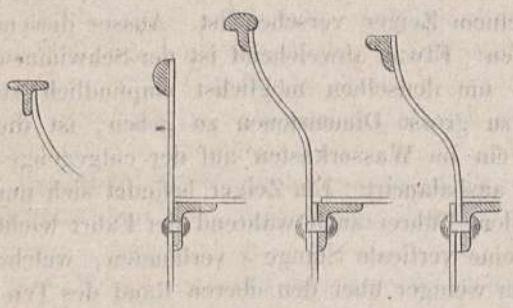
§ 5. Der Raum für das Brennmaterial. — Wie im § 1 dieses Capitels bereits bemerkt, muss sich auf dem Tender ein für längere Fahrten genügendes Brennmaterial unterbringen lassen; die Grösse des hierzu nöthigen Raumes hat sich also ebensowohl nach der Gattung der Maschine und nach den örtlichen Verhältnissen, als ganz besonders nach der Art des Brennmaterials zu richten. Von Letzterem würde man, soweit eine verschiedene Construction des Tenders in Betracht kommt, drei Hauptgruppen zu unterscheiden haben; die erste derselben bilden Steinkohlen, Coke und Braunkohlen, die zweite Holz, die dritte Torf; den Eigenschaften und besonders dem Volumen dieser Heizmaterialien entsprechend müssen die Tender eingerichtet sein.

Mit wenigen Ausnahmen werden, wie bekannt, jetzt Steinkohlen zur Locomo-

tivfeuerung benutzt, deren grosse Dichte gegenüber der von Holz und Torf einen verhältnissmässig geringen Raum erfordert.

Die Hufeisentender bieten in dem Raume zwischen den Schenkeln des Wasserkastens sowohl einen grossen als auch leicht zugänglichen Lagerplatz für die Kohlen, welcher stets noch dadurch wesentlich vergrössert wird, dass man die Decke an den Seiten und hinten mit einem $0^m,15$ bis $0^m,30$ hohem Rande versieht, der es gestattet, die Kohlen über der Decke aufzustapeln. Auf diese Weise gewinnt man einen Raum, der nach der Grösse des Tenders 60—100 Ctr. Kohlen zu fassen im Stande ist. Der erwähnte, meistens nach aussen geschweifte Rand wird dadurch gebildet, dass man entweder die Seiten- und Rückwandbleche nach oben verlängert oder, was mehr zu empfehlen, besondere Bleche annietet, wie die nebenstehenden Figuren zeigen. Der grösseren Steifigkeit wegen wird diese so gebildete Galerie an der oberen Kante mit halbrundem Winkel- oder T-Eisen eingefasst. Die nebenstehenden Figuren 32 bis 35 zeigen die gebräuchlichsten Formen.

Fig. 32. Fig. 33. Fig. 34. Fig. 35.



Seltener schliesst man bei den Hufeisentendern, um das Herabstürzen der hochaufgehäuften Kohlen zu verhindern, den Kohlenraum vorn durch eine verticale Blechwand ab, welche am Boden mit einer genügend grossen Oeffnung zum Ausschaufeln der Kohlen versehen ist; ein solcher Abschluss erschwert sehr die Communication mit dem hintern Theile des Tenders, sowie das Zerschlagen der grösseren Kohlenstücke und ist deshalb nicht zu empfehlen. Anders ist dies freilich bei den Tendern mit prismatischem Wasserkasten. Bei diesem erstreckt sich der Kohlenraum über die ganze Breite des Tenders; die Decke der Cisterne bildet den Boden, die erheblich verlängerten Seitenbleche die Wände desselben. Da der Boden in der Regel erheblich höher, als die Platform der Maschine liegt, so legt man den ersteren, um durch selbstthätiges Herabrutschen der Kohlen das häufige und beschwerliche Besteigen des Kohlenraumes unnöthig zu machen, ganz oder theilweise geneigt, wie wir es bei Betrachtung der verschiedenen Formen der Wasserkasten gesehen haben. Aus diesem Grunde, sowie wegen der grossen Breite des Kohlenraumes ist ein Abschluss desselben am vorderen Ende nothwendig; dieser ist zum Einschaufeln der Kohlen entweder in der Mitte auf eine Breite von $0^m,7$ bis $0^m,9$ ganz unterbrochen und daselbst durch einen Schieber mehr oder weniger verschliessbar oder nur über dem Boden mit einer Oeffnung versehen.

Diesem Boden, oder vielmehr der Decke des Wasserkastens, giebt man meistens am vorderen Ende auf $0^m,6$—$0^m,9$ Länge eine geringe Neigung nach hinten, wie in den Fig. 21—23 p. 845 angedeutet, wodurch das Aufschaufeln der Kohlen sehr erleichtert wird; überhaupt ist diese Arbeit bei Tendern dieser Art der höheren Lage des Bodens wegen weit weniger beschwerlich, als bei den Hufeisentendern.

Die Tender für Holzfeuerung unterscheiden sich von den jetzt beschriebenen nur sehr wenig. Da das Holz jedoch schon einen beträchtlich grösseren Raum einnimmt, als die Kohlen, so führt man die Seitenwände oder die Galerie bei Hufeisentendern höher hinauf und stellt sie statt aus vollem Blech gitterförmig aus Stäben von dünnem Flacheisen her.

Ganz besonderer Construction bedürfen dagegen die Tender für Torf, ebensowohl wegen des grossen Volumens als wegen der leichten Entzündbarkeit desselben durch die aus dem Schornstein geworfenen Funken. Als Beispiel diene der mehr erwähnte Torftender der Oldenburgischen Bahn (Fig. 9—11, Tafel XLVII).

Der Wasserkasten liegt, wie schon früher bemerkt, nur unter dem Fussbleche des Tenders, während der kastenartige Aufbau über demselben ausschliesslich zur Aufnahme des Torfes bestimmt ist. Dieser nach Form und Grösse der Güterwagen ähnliche Kasten ist aus dünnem Blech hergestellt, innerhalb und ausserhalb mit ∧-Eisen armirt. Die Füllung dieses Raumes geschieht durch vier auf der Decke befindliche Klappen KK, die Entleerung während der Fahrt durch eine bis zum Boden gehende Oeffnung der vorderen Wand, welche durch einen Schieber von oben herab mehr oder weniger geschlossen werden kann.

Die Torftender der früheren Hannoverschen Westbahn waren durch Umbau von Hufeisentendern für den besondern Zweck hergerichtet und zwar dadurch, dass man einen kastenartigen Aufbau auf die Galerie des Tenders gesetzt hatte.

Eigenthümlich ist die Einrichtung auf der Bayerischen Staatsbahn. Um nämlich das häufige und zeitraubende Laden von Torf zu vermeiden, wird ausser dem eigentlichen Tender noch ein hinter demselben laufender Vorrathswagen mitgeführt; die Communication mit demselben ist durch eine kleine, seitlich auf dem Tender liegende Schienenbahn hergestellt, auf welcher der Torf in kleinen Wagen dem Führerstande zugebracht wird. Dem Vernehmen nach ist diese Einrichtung jedoch jetzt aufgegeben.[15])

Nachdem wir in den vorhergehenden Paragraphen die wesentlichen Theile des Tenders kennen gelernt haben, welche denselben zu einem Vorrathswagen für Wasser und Brennmaterial machen, gehen wir nun zu den untergeordneten Bestandtheilen desselben über; als wichtigster derselben ist

§ 6. Die Bremse zu bezeichnen. Wenn auch bei der Fahrt auf freier Strecke die Anwendung der Tenderbremse seltener nöthig wird und sich hauptsächlich auf starke Gefälle beschränkt, so ist sie beim Einfahren in die Stationen und vor Allem beim Stationsdienst geradezu unentbehrlich; dieselbe ist daher ausnahmslos an jedem Tender zu finden.[16]) Sie wirkt stets durch hölzerne oder eiserne Klötze auf den Umfang der Räder. Die Anwendung von Schlitten, welche gegen die Schienen gedrückt werden, ist früher zwar versucht, hat jedoch eine bemerkenswerthe Verbreitung nicht gefunden.

Die Construction der Tenderbremse ist im Allgemeinen der der gebräuchlicheren Wagenbremsen sehr ähnlich; es kann daher auf das VII. Capitel des zweiten Bandes, welcher die Wagenbremsen eingehend behandelt, verwiesen werden. Nur dürfte es am Platze sein, von den vielen daselbst beschriebenen Constructionen diejenigen hervorzuheben, welche vorzugsweise bei Tendern angewandt werden. Ausserdem sind einzelne Einrichtungen zu erwähnen, welche bei Wagen nicht vorkommen.

---

15) Am Schlusse dieses Abschnittes möge eine kurze Bemerkung über die Breite der Tender, welche selbstverständlich ein gewisses Maass nicht überschreiten darf, Platz finden. In den »Technischen Vereinbarungen des V. D. E.« § 127 werden folgende Dimensionen vorgeschrieben: »Das Maass der Höhe des Wasserbehälters über den Schienen kann bis $2^m,750$ betragen. Die Breite des Tenders darf mit Einschluss der Tritte und vorspringenden Theile das Maass von $3^m,050$ nicht überschreiten.«

16) Nach § 130 der »Technischen Vereinbarungen des D. E. V.« sollen die Tender (auch Tendermaschinen) mit einer kräftigen Bremse versehen sein.

Schliessen wir an die auf Seite 265 (§ 3) des genannten Capitels gegebene Eintheilung der Wagenbremsen an, so kommt von den daselbst aufgeführten Bremsen bei den Tendern nur eine Gattung in Betracht und zwar die einfache Handbremse, welche mittelst Klötze auf den Umfang der Räder wirkt. Dass zur Erreichung eines grossen Effectes beinahe ausschliesslich die Schraube verwendet wird, bedarf kaum der Erwähnung.

Fast überall lässt man aus den im VII. Capitel dargelegten Gründen auf jedes Rad zwei Bremsklötze wirken, während einseitige Bremsen zu den Seltenheiten gehören, von denen der Tender der Oldenburgischen Bahn (Fig. 9—11, Tafel XLVII) ein Beispiel liefert.

So wenig verschieden nach dem Obigen die Tenderbremsen zu sein scheinen, kommen doch sehr abweichende Constructionen zur Anwendung und es ist nöthig, der besseren Uebersicht wegen zwei Hauptarten zu unterscheiden und zwar solche mit schwingenden Klötzen, welche an einem Punkte drehbar aufgehängt sind, und solche mit horizontal verschiebbaren Klötzen, die sogen. Parallelbremsen. Die erstere Art hat die weiteste Verbreitung erlangt. Die Parallelbremse dagegen verschwindet, obwohl früher viel angewandt, mehr und mehr, da ihr gewisse Mängel anhaften, auf die wir später noch zurückkommen werden.

Die Bremsen mit schwingenden Klötzen, wenigstens die gebräuchlicheren Arten, sind denen der Wagen fast vollständig gleich; auch hier sind zu unterscheiden solche, deren Bremswellen fest in dem Gestelle gelagert sind und wiederum solche mit schwingenden Bremswellen, deren Lager auf den Bremsschuhen befestigt sind. Obschon die mit festliegenden Wellen zur Zeit noch eine grössere Verbreitung haben, geht man doch vielfach zu denen mit schwingenden Wellen über und bringt die zwar grössere Stabilität der Ersteren zum Opfer, um die Vortheile der letzteren (§ 6 des VII. Capitels vom zweiten Bande) zu erreichen. Bei diesem ist es jedoch nothwendig, solide Vorrichtungen anzubringen, durch welche ein gleichzeitiges Lösen der Bremsklötze bedingt wird, da andernfalls das beträchtliche Gewicht der einseitig, hinter den Rädern, angebrachten Welle auf den Abstand der zusammengehörigen Klötze ungleichmässig einwirkt. Eine Bremse der ersteren Construction, mit festgelagerten Wellen finden wir an dem Personenzugtender der Leipzig-Dresdner Bahn (Fig. 8—11, Tafel XLVI), dem Personenzugtender der Niederschlesisch-Märkischen Bahn (Fig. 4—6, Tafel XLVII) und dem Güterzugtender der Oberschlesischen Bahn (Fig. 1—3, Tafel XLVII). Alle drei sind von übereinstimmender Construction und zwar so, wie sie an der grössten Zahl der Borsig'schen Tender zur Anwendung gekommen sind. Ferner gehört hierher die Bremse des Oldenburgischen Tenders (Fig. 9—11, Tafel XLVII).

Bremsen mit schwingenden Wellen besitzen die schon mehrfach erwähnten Tender der Hannoverschen (Fig. 5—7, Tafel XLVI) und der Westfälischen Bahn (Fig. 7*a*—7*c*, Tafel XLVII).

Die Einrichtung, durch welche der gleiche Abstand der Klötze beim Lösen der Bremsen bewirkt wird, findet sich in verschiedener Ausführung an jeder derselben.

Bemerkenswerth ist noch eine eigenthümliche Einrichtung, welche sich an einer grossen Anzahl Tender der Sächsischen Bahn findet. Die Bremse hat, wie aus Fig. 4, Tafel XLVI zu ersehen, schwingende Klötze und festgelagerte Wellen *w w*, die Klötze werden jedoch, mit Ausnahme der vordersten und hintersten, nicht durch Stangen an die Radreifen gezogen, sondern durch Daumen *d d*, welche auf den Wellen zwischen je zwei Bremsklötzen festgekeilt sind, an die Räder gedrückt.

Die Curven, nach denen die Daumen *d d* abgerundet sind, müssen so construirt sein, dass bei jeder Drehung der Welle die beiden Klötze um ein gleiches Maass den Rädern genähert werden oder mit andern Worten, es müssen bei jedem Drehungswinkel die Tangenten, welche aus den Aufhängepunkten der Klötze an diese Curven gezogen werden, gleiche Ausschlagwinkel bilden.

Diese von den früheren englischen Tendern entlehnte Anordnung hat sich auf den Sächsischen Bahnen gut bewährt und empfiehlt sich besonders durch grosse Einfachheit. Natürlich ist sie nur da anwendbar, wo die Achsen so eng gestellt sind, wie bei den erwähnten Tendern. Die Reibung zwischen Daumen und Bremsschuhen ist zwar eine ziemlich grosse, dennoch lassen sich aber die Räder mit Leichtigkeit feststellen.

Als hierher gehörig und der zuvor beschriebenen in gewisser Beziehung ähnlich ist die Stilmant'sche Bremse noch zu erwähnen, wie sie auf der Französischen Westbahn in Anwendung ist.[17]) Nachstehende Fig. 36 zeigt eine skizzenhafte

Fig. 36.

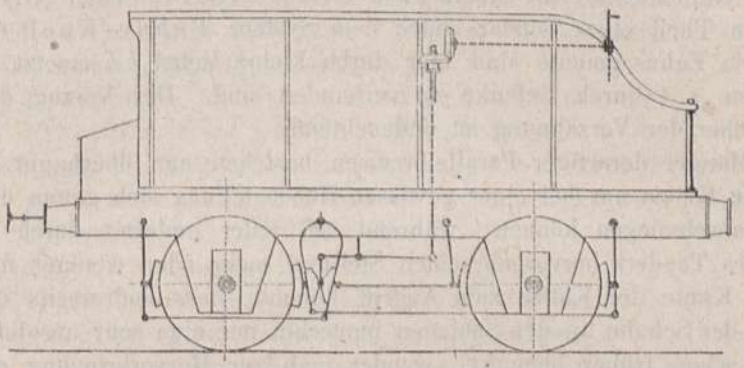


Abbildung derselben. Bei dieser werden die Bremsklötze durch einen aus zwei beweglichen Backen gebildeten Keil an die Räder gedrückt.

Selbstverständlich eignet sich diese Einrichtung des geringen Spielraums wegen nur für eiserne Bremsklötze. Genauere Abbildung und Beschreibung dieser Bremsen befindet sich ebenfalls im VII. Capitel, § 5 des zweiten Bandes.

Mit einer ähnlichen Keilbremse waren schon im Jahre 1839 die ersten Tender der Taunusbahn versehen; der sehr kurze Radstand dieser Tender gestattet es, den Keil direct auf beide Bremsklötze wirken zu lassen. Um die Reibung des Keiles zu vermindern, waren auf dem Rücken beider Bremsschuhe kleine Rollen angebracht.

Die Parallelbremsen unterscheiden sich von den vorigen dadurch, dass die Bremsklötze nicht pendelartig aufgehängt sind, sondern sich horizontal auf einer Führung verschieben oder gruppenweise an horizontalen Stangen befestigt sind, welche sich in an dem Gestelle vorhandenen Führungen verschieben lassen. Die ältere dieser Constructionen, wie sie noch jetzt vereinzelt bei Wagenbremsen vorkommt, war vor circa zwanzig Jahren auf manchen französischen Bahnen in Anwendung und zwar ganz ähnlich den in § 13 auf Seite 282 des zweiten Bandes beschriebenen Wagenbremsen. Der Vortheil dieser Anordnung, darin bestehend, dass

[17]) Dasselbe System, jedoch für Wagen, haben die französische Ostbahn und die französische Nordbahn adoptirt.

die Erschütterungen beim Bremsen nicht auf das Gestell übertragen werden, hat bei Tendern weniger Werth und tritt gegen die Nachtheile in den Hintergrund.

Länger als diese Construction hat sich die andere Art der Parallelbremsen erhalten und behauptet noch jetzt auf mehreren Bahnen ihren Platz.

Fig. 9, Tafel XLVIII giebt eine Abbildung einer solchen Bremse von den älteren Tendern der Hannoverschen Bahn.

A A sind zwei aus starkem Flacheisen hergestellte, ausserhalb der Räder liegende Stangen, welche in den mit Rollen versehenen Führungen *B B* sich hin und her verschieben lassen. Diese Verschiebung wird durch Drehung der Bremsspindel *C* mittelst der auf die Bremswelle aufgekeilten Zahnsegmente *z z* bewirkt. An diesen Stangen sind die aus Blech winkelförmig hergestellten Bremsschuhe *b b* geschraubt und zwar alle vorderen Schuhe an der unteren, alle hinteren an der oberen Stange. Die Wirkungsweise ist hiernach leicht erklärlich. Nicht zu empfehlen ist es übrigens, dass man nur Vorder- und Mittelachse als Bremsachsen construirt hat, da dies eine ungleichmässige Abnutzung der Reifen zur Folge hat.

Eine empfehlenswerthe Modification ist aus Fig. 10, Tafel XLVIII, welche den vorderen Theil eines Tenders nach dem System Behne-Kool darstellt, zu ersehen. Die Zahnsegmente sind hier durch kleine Hebel *h h* ersetzt, welche mit den Schienen *A A* durch Gelenke *g g* verbunden sind. Der Vorzug dieser Anordnung gegenüber der Verzahnung ist einleuchtend.

Die Mängel derartiger Parallelbremsen bestehen nun überhaupt darin, dass einerseits die Klötze nur bei einer gewissen Höhenstellung sich genau dem Umfange der Räder anschmiegen können, während bei jeder andern, durch verschiedene Belastung des Tenders hervorgebrachten Stellung mehr oder weniger nur die obere oder untere Kante der Klötze zum Angriff kommt; dass andrerseits die einseitige Befestigung der Schuhe an den Schienen immerhin nur eine sehr unsolide sein kann.

Wie schon früher bemerkt, wendet man zur Hervorbringung eines grossen Druckes der Bremsklötze gegen die Räder fast ausschliesslich die Schraube an und zwar meistens eine solche mit einfachem Gewinde. Dieselbe liegt vertical über oder unter dem Laufbleche und trägt am oberen Ende die Bremskurbel. Ganz vereinzelt findet man die Schraube horizontal unter dem Laufbleche liegend und durch zwei conische Räder mit der Kurbelachse verbunden. Die verschiedenen Anordnungen der Bremsspindel sind aus den beigegebenen Abbildungen genügend ersichtlich, nur sei noch bezüglich der Stellung der Bremsspindel auf der Platform des Tenders erwähnt, dass über die Frage, ob dieselbe rechts oder links stehen soll, die Ansichten getheilt sind. Meistens liegt die Kurbel links oder vielmehr auf der Gegenseite des Steuerungshändels der Maschine und es verdient diese Lage deshalb entschieden den Vorzug, weil Führer und Feuermann je eine Seite des Gleises beobachten können, was namentlich beim Rangirdienste von besonderer Wichtigkeit ist. Für die weniger gebräuchliche Lage an der rechten Seite, also hinter dem Stande des Führers spricht nur der Umstand, dass dadurch auch diesem die Bremse leicht zugänglich gemacht ist, worauf jedoch weniger Werth zu legen sein dürfte.

Auch bei den Tendern hat man die auf Seite 280 des zweiten Bandes beschriebene Wöhler'sche Vorrichtung, durch welche das Feststellen der Räder vermieden wird, zur Anwendung gebracht. Zwei verschiedene Ausführungen derselben zeigen die Fig. 4, Tafel XLVII, Tender der Niederschlesisch-Märkischen Bahn, und Fig. 5 und 6, Tafel XLVI, Tender der Hannoverschen Bahn. An dem Letzteren ist, freilich auf Kosten der Einfachheit, noch eine Einrichtung getroffen, durch

welche die Wirkung der Vorrichtung nach Bedarf regulirt werden kann. Es hat nämlich der zunächst der Feder liegende Hebel *h* eine coulissenartige Form und gestattet vermöge derselben eine Verlängerung oder Verkürzung dadurch, das man das Ende der Verbindungsstange tiefer oder höher stellt; der Erfolg dieser Aenderung ist leicht erklärlich.

Der Wöhler'schen Vorrichtung ist nun übrigens für Tenderbremsen nicht der Werth beizumessen, den sie für Wagenbremsen besitzt, weil jene der steten Aufsicht desselben Führers unterliegt, den man verantwortlich machen kann, wenn durch rücksichtslose Benutzung der Bremse die Reifen ruinirt sind. Eine strenge Controle und unter Umständen Bestrafung des betr. Führers und Feuermanns ist hier möglich und von gutem Erfolge.

Das Material der Bremsklötze anlangend, so bestehen dieselben, wie bei den Wagen, meistens aus weichem Holze (Pappel, Birke). Da diese Klötze sich sehr rasch abnutzen, bei ungehörigem Gebrauche der Bremse leicht verbrennen und überhaupt häufig ersetzt werden müssen, so hat man in neuerer Zeit verschiedentlich Versuche mit Bremsklötzen aus Schmiede- oder Gusseisen angestellt und eine, in Bezug hierauf der Düsseldorfer Eisenbahn-Techniker-Versammlung (1874) gestellte Frage (B. 14), veranlasste folgenden Beschluss:

Das Bestreben, die hölzernen Bremsklötze durch eiserne zu ersetzen, tritt immer mehr zu Tage.

Nach den vorliegenden Erfahrungen hat sich das Verhalten schmiedeeiserner Klötze noch nicht mit genügender Sicherheit feststellen lassen.

Klötze aus Gusseisen, obgleich für den Angriff der Radreife besser als schmiedeeiserne, werden rascher verbraucht und dadurch kostspieliger und legen durch leichteres Brechen eine Gefahr für den Betrieb mehr oder weniger nahe.

Klötze aus Stahlguss (Gusseisen gemischt mit Stahlspähnen) bewähren sich nach übereinstimmenden Gutachten vieler Verwaltungen sehr gut, scheinen auch ökonomisch die vortheilhaftesten zu sein und können daher zu ausgedehnter Anwendung empfohlen werden.

§ 7. Schlauchverbindungen. — Die verschiedenartigen relativen Bewegungen zwischen Tender und Maschine gestatten nicht, die Speiseapparate der Letzteren mit dem Wasserkasten des Ersteren durch einfache, beiderseitig fest angeschraubte Saugrohre zu verbinden; es muss vielmehr in die Saugrohre ein Mittelglied eingeschaltet sein, welches, ähnlich, wie die Kuppelung zwischen Maschine und Tender, jeder Bewegung innerhalb gewisser Grenzen nachgiebt, zugleich aber eine möglichst rasche Trennung beider Fuhrwerke zulässt. Diese Theile der Saugrohre bezeichnet man mit dem Namen Schlauchverbindung.

Schon zu Anfang der vierziger Jahre wandte man Messingschläuche an, mit welchen die jetzigen Kugelgelenkschläuche die grösste Aehnlichkeit haben. So complicirt deren Construction auch war, liess sie doch ein rasches Lösen und Wiederankuppeln des Tenders, wie es bei den damals noch kleinen Drehscheiben so oft nöthig wurde, nicht zu und man suchte dieselbe durch andere, einfachere Verbindungsarten zu ersetzen. Unter diesen nahmen s. Z. die Heberrohre ohne Zweifel den ersten Platz ein. Diese bestanden aus einem gebogenen Kupferrohr *R* (Fig. 11

und 12, Tafel XLVIII), welches durch einen auf der Platform der Maschine liegenden Doppelhahn P mit dem Saugrohr verbunden ist, sich sonach in jeder Richtung frei bewegen kann. Das freie Ende dieses Rohres reicht bis beinahe auf den Boden des Tenders hinab; auf dem Scheitel desselben befindet sich ein kleiner Hahn x, durch dessen Oeffnung die saugende Wirkung der Pumpe nach Belieben unterbrochen werden kann. Beim Losnehmen des Tenders von der Maschine wird das Rohr einfach aus dem Wasserkasten gehoben und auf die Maschine zurückgeschlagen.

Diese heberartigen Saugrohre haben, so einfach sie auch sonst sind, mancherlei Mängel, unter denen besonders zwei hervorzuheben sind; einmal wird die freie Bewegung des Personals auf der Maschine erschwert, dann wirken, da das Wasser angesogen werden muss, etwaige Undichtigkeiten in den Rohren oder an den Hähnen sehr nachtheilig auf den Effect der Speiseapparate ein. Diese Verbindungsweise zwischen Maschine und Tender, die obendrein nach Einführung der grösseren Drehscheiben ihren Hauptvortheil weniger geltend machen konnte, ist daher längst vollständig aufgegeben und man ist ohne Ausnahme zu den sogenannten Schlauchkuppelungen zurückgekehrt, welche unter der Platform in der Höhe von ca. $0^m,3$ über den Schienen liegen.

Unter diesen haben lange die bereits erwähnten jedoch nach und nach verbesserten Metallschläuche mit Kugelgelenken den ersten Rang eingenommen und sind auch jetzt noch viel in Anwendung. Eine solche Schlauchverbindung ist in Fig. 6, 7 und 8, Tafel XLVIII abgebildet; A ist das Saugrohr des Tenders, B das der Maschine; beide sind an ihren Enden mit kugelförmigen, aus zwei Theilen bestehenden Gehäusen versehen, welche wiederum die kugelförmigen Enden der in einander verschiebbaren Rohre C und D umschliessen und zwar so, dass diese letzteren eine geringe schwingende Bewegung machen können. Die Dichtung zwischen den Rohren C und D wird durch einen Hanfzopf oder besser Gummiring g bewirkt, welcher durch die trichterförmig erweiterte Büchse E gehalten wird. Die trichterförmige Erweiterung der Büchse E, derentwegen dem Rohre D auch der Name »Trompete« beigelegt wird, hat den Zweck, beim Ankuppeln des Tenders das Rohr C, Piston genannt, leicht in die Oeffnung einführen zu können. Die zwischen den Flantschen der Kugelgehäuse liegenden Scheiben $n\,n$ dienen zur Justirung bei etwa eintretender Undichtigkeit. Die ganze Schlauchkuppelung ist aus Messing hergestellt und wird durch zwei solide Stützen getragen.

Alle Schläuche dieser Gattung stimmen im Wesentlichen mit dem Beschriebenen überein. Der hohe Anschaffungspreis, sowie die Schwierigkeit, die Kugelgelenke wasserdicht zu erhalten, drängten zu anderen einfacheren Constructionen. In den fünfziger Jahren waren auf der Bahn von Paris nach Rouen Maschinen im Betriebe, deren Tender nur mit einem einzigen Schlauche versehen war, welcher sich nach der Maschine hin in zwei Theile verzweigte (System Buddicom). Der Fehler dieser Construction bedarf keiner weiteren Erklärung.

Später suchte man die Kugelgelenke durch andere Einrichtungen zu ersetzen; es gehört hierher der im Jahre 1856 für England patentirte Schlauch von Spencer[18]), welcher in Fig. 13, Tafel XLVIII abgebildet ist. An die Flantschen der Saugrohre schliessen sich zunächst zwei kurze messingene Rohre a, in deren weiten Enden der Piston b verschiebbar ist. Die Dichtung ist durch Gummiringe c von kreisförmigem Querschnitt hergestellt, welche mittelst der Mutter d gehalten und an

[18]) Siehe Polytechnisches Centralblatt 1857, p. 778.

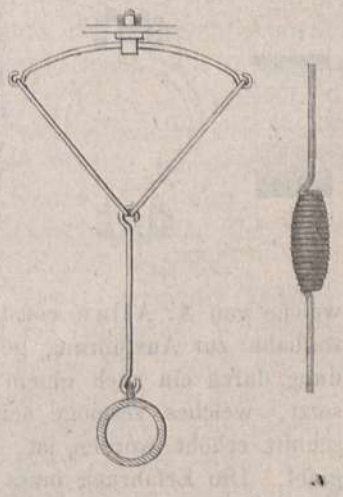
den Piston gepresst werden. Die Art dieser Dichtung, sowie die Erweiterung der Rohrstutzen *a* gestatten ebensowohl eine Verschiebung, als auch eine schwingende Bewegung des Pistons. Um beim Lösen des Tenders von der Maschine den Piston nicht ausziehen zu brauchen, hat der Constructeur denselben in der Mitte mit einer Verschraubung versehen.

Eine sehr wesentliche Verbesserung dieser Schläuche besteht darin, dass man die Dichtung zwischen Piston und Trompete in anderer und zwar viel einfacherer Weise hergestellt hat. Ein solcher Schlauch ist in Fig. 3—5, Tafel XLVIII abgebildet und bedarf nach dem Bisherigen einer weiteren Beschreibung nicht, nur mag erwähnt werden, dass das kurze an der Maschine befindliche Gehäuse *G*, in welchem der Piston beim Losnehmen des Tenders hängen bleibt, mit einem schräg durchschnittenen Deckel *d* verschlossen ist.

Diese Construction, welche eine leichte Beweglichkeit mit guter Dichtung vereint und die Ankuppelung sehr vereinfacht, dürfte mit Recht als die bis jetzt vollkommenste und zugleich billigste bezeichnet werden. Die Gummiringe werden allerdings, da sie sich nicht auf den Enden des Pistons fortwälzen können, nach längerem Gebrauche auf dem äusseren Umfange flach geschliffen; es genügt dann jedoch die Umwickelung des Ringes mit Hanf, um genügende Dichtigkeit wieder herzustellen.

Um das Herunterhängen des Pistons nach dem Losnehmen des Tenders zu verhindern, hängt man denselben mittelst kleiner Kette auf. Dabei ist es sehr zu empfehlen, die Kette mit einer kleinen Feder in Verbindung zu bringen, durch welche das Gewicht des Pistons bei der normalen Stellung annähernd ausgeglichen wird. Die nebenstehenden Figuren 37 und 38 zeigen zwei Arten solcher Federn; letztere ist eine aus starkem Draht gebildete Spiralfeder.

Fig. 37. Fig. 38.



Als die Fabrikation der Gummiwaaren zu einer grösseren Vollkommenheit gedieh, lag es sehr nahe, auch für die Rohrverbindung zwischen Maschine und Tender Gummischläuche an Stelle der sehr complicirten Metallschläuche zu verwenden. Viele Bahnen machten Versuche mit denselben, kamen aber, da die ersten Fabrikate meistens noch sehr mangelhaft waren und besonders die Einwirkung des warmen Wassers und des Dampfes nicht ertrugen, theils wieder davon zurück, ohne aber später bei vervollkommneten Schläuchen die Versuche zu wiederholen. Aus diesem Grunde haben die Gummischläuche eine so ausgedehnte Anwendung, als ihre Einfachheit und Billigkeit es erwarten liessen, noch nicht gefunden. Von den verschiedenen Arten verdienen diejenigen aus massivem weichem Gummi von 20—25^{mm} Wandstärke den Vorzug; weniger gut sind die Schläuche mit Zwischenlagen, da sich durch den Einfluss der fortwährenden Bewegungen und der Wärme leicht die innere Lage loslöst und die Oeffnung des Schlauches mehr oder weniger verengt. Ebenso stehen auch die Schläuche mit eingelegten Drahtspiralen, obschon sie gegen das Einknicken geschützt sind, gegen die massiven Gummischläuche zurück.

Ein Haupterforderniss ist es, um die Schläuche möglichst zu conserviren, dieselben richtig anzubringen und möglichst vor Erhitzung zu schützen. In erster Beziehung ist zu beachten, dass die Schläuche nicht zu lang gemacht werden, da eine

zu grosse Länge eine schärfere Biegung bedingt. Ferner ist es fehlerhaft, die kurzen Rohrstutzen an Maschine und Tender, auf welchen die Schläuche befestigt werden, einander gegenüber zu stellen, wie Fig. 39; dieselben sollen vielmehr versetzt sein, wie Fig. 40 zeigt, weil durch diese Anordnung nur eine zweimalige Biegung nöthig wird.

Fig. 39.

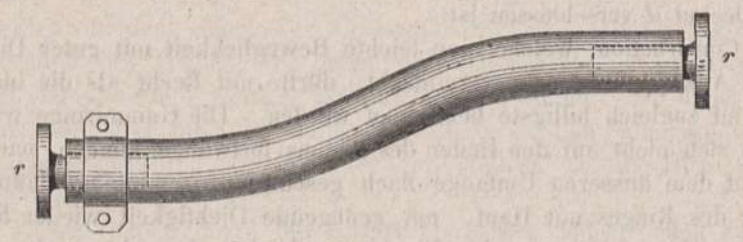
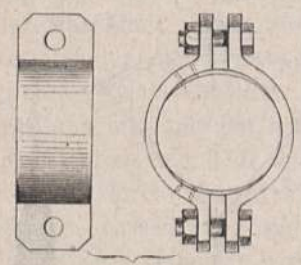


Fig. 40.

Fig. 41.



Die Befestigung auf den mit eingedrehten Nuthen versehenen messingenen Rohrstutzen *r r* geschieht durch umgelegte Klemmringe von nebenstehender Form (Fig. 41). Diese Verbindungsart lässt natürlich eine so rasche Verbindung und Lösung wie bei den Metallschläuchen, nicht zu, weshalb man auch wohl einen der Stutzen noch mit einer Verschraubung versieht, wie solche in Fig. 14 auf Tafel XLVIII abgebildet ist.

Es dürfte hier noch eine eigenthümliche Verbindung zwischen Maschine und Tender Erwähnung finden, welche von A. Allan construirt und vor wenigen Jahren auf der Schottischen Centralbahn zur Ausführung gebracht wurde. Der Constructeur hat die Schlauchverbindung durch ein nach einem grossen Radius spiralförmig gewundenes Kupferrohr ersetzt, welches vermöge seiner Elasticität, die noch durch einen elliptischen Querschnitt erhöht worden ist, den Bewegungen zwischen Maschine und Tender nachgiebt. Die Erfahrung muss lehren, ob diese Rohre den fortwährenden Bewegungen widerstehen werden.[19])

§ 8. Die Vorwärmung des Wassers. — Da es in mehrfacher Hinsicht von Vortheil ist, dem Locomotivkessel warmes Wasser zuzuführen, so sucht man das im Tender vorräthige Wasser vor der Entnahme zu erwärmen. Es geschieht dies entweder durch den aus der Maschine entweichenden gebrauchten oder durch den zu Zeiten im Kessel überflüssigen Dampf. Der gebrauchte Dampf wird durch die sogen. Condensationsvorrichtung nutzbar gemacht, welche im VI. Capitel A. § 7—9 dieses Bandes specieller behandelt ist.

Um den im Kessel unter gewissen Verhältnissen überflüssigen Dampf zum Wärmen des Wassers verwenden zu können, anstatt ihn durch die Sicherheitsventile

[19]) Siehe Organ für Eisenbahnwesen 1864, p. 85.

unbenutzt entweichen zu lassen, sind an der Maschine Wärmerohre angebracht, welche in der Regel seitlich am Führerstande von dem Dampfraum des Kessels ausgehen und vor den Schlauchkuppelungen in die Saugrohre einmünden. Durch Oeffnen eines am Kessel befindlichen Hahnes strömt der Dampf, sobald das zugehörige Absperrventil im Tender geöffnet, in das Wasser ein und condensirt in demselben unter lebhaften Detonationen.

Die Erwärmung des Wassers hat hinsichtlich der Wirksamkeit der Speiseapparate eine gewisse Grenze. Während bei den Pumpen der Effect durch die Erwärmung des Wassers allmählich abnimmt, jedoch nicht ganz aufhört, tritt bei den Injecteuren, je nach ihrer Construction früher oder später ein Versagen ein. Es muss deshalb beim Vorhandensein solcher Apparate mit dem Vorwärmen des Wassers sehr vorsichtig verfahren werden und es ist im Allgemeinen nur eine sehr geringe Vorwärmung zulässig.

Weitere Angaben hierüber finden sich im VI. Capitel B. dieses Bandes.

Es mag noch bemerkt werden, dass die Benutzung der Wärmerohre oft ein erfolgreiches Mittel bildet, um fremde Körper, welche sich in den Absperrventilen oder -Hähnen des Tenders festgesetzt haben, zu entfernen.

§ 9. Die Ausrüstung des Tenders. — Zur regelmässigen Bedienung und Instandhaltung der Maschine sowohl, als auch für aussergewöhnliche Vorkommnisse ist auf jeder Maschine eine Anzahl nothwendiger Werkzeuge und ein kleiner Vorrath von Materialien mitzuführen. Da die Maschine selbst wenig Raum zur Aufnahme dieser Gegenstände bietet, so bringt man dieselben auf dem Tender unter und zwar die kleineren in besonderen hölzernen oder eisernen Kästen, die grösseren, namentlich die Feuerwerkzeuge, seitlich auf der Decke des Wasserkastens. Alle diese Werkzeuge und Materialien sind daher auch während der Fahrt leicht zu erreichen. Die wenigen Werkzeuge dagegen, welche doch nur während des Stillstandes der Maschine benutzt werden können, wie Winden, Windeklötze, Reserveketten und dergl. werden in der Regel in einem am hinteren Ende angebrachten Kasten aufbewahrt.

Die Einrichtung und Anordnung dieser Werkzeugkasten, sowie die Art der Ausrüstung derselben wurde bereits im XV. Capitel § 7 speciell behandelt.

§ 10. Besondere Füllvorrichtungen. — Der Wasservorrath des Tenders ist von Zeit zu Zeit zu ergänzen; es geschieht dies durch besondere Vorrichtungen (Wasserkrähne), die als für sich bestehende Einrichtungen im XV. Capitel des ersten Bandes specieller beschrieben sind. Je nach den Verhältnissen ist für diese Wasseraufnahme eine Zeitdauer von fünf bis fünfzehn Minuten erforderlich, man beschränkt sie daher thunlichst auf solche Stationen, wo ohnehin des Verkehrs wegen ein längerer Aufenthalt stattfindet, ist jedoch nicht selten genöthigt, diesen Aufenthalt lediglich des Wassernehmens wegen unnöthig gross zu machen oder gar zu diesem Behufe auf Stationen zu halten, die sonst durchfahren werden könnten.

Bei den sich steigernden Anforderungen hinsichtlich der raschen Beförderung der Züge hat man daher auf Mittel gesonnen, diese sich bei längerer Fahrt oft wiederholenden Aufenthalte ganz zu vermeiden. Eine vollkommene Lösung dieser Aufgabe ist dem englischen Ingenieur J. Ramsbottom gelungen. Die Idee dieser sinnreichen und seit dem Jahre 1861 bewährten Erfindung, durch welche die Wasseraufnahme während der Fahrt ermöglicht wird, besteht in Folgendem[20]: Von dem

[20] Die Priorität dieser Idee scheint Mac Donald zu gebühren, welcher schon drei Jahre früher in den Vereinigten Staaten eine ähnliche Einrichtung patentiren liess. Mac Donald

Boden des Wasserkastens abwärts geht ein schlank nach vorn gebogenes Rohr *A* Fig. 16 und 17, Tafel XLVIII, das sogenannte Schöpfrohr, welches sich nach dem unteren Ende zu verjüngt und bis zu den Schienen herabreicht. Im Innern des Wasserkastens ist das Rohr senkrecht nach Oben fortgesetzt und endigt in einem halbkreisförmig umgebogenen Ausguss, welcher etwa die zehnfache Weite der unteren Mündung besitzt, um die Geschwindigkeit des in den Tender eintretenden Wasserstrahles zu vermindern. An denjenigen Bahnstrecken, welche für die Füllung der Tender bestimmt sind, liegt in der Mitte zwischen den Fahrschienen ein aus Gusseisen hergestellter ca. 0,054 Meilen = 400^{m} langer Kanal *C*, welcher oben offen und mit Wasser angefüllt ist. Kommt der Zug in die Nähe dieses Kanals, so wird theils selbstthätig, theils durch Einwirkung des Führers das untere Ende des Schöpfrohres in das Wasser herabgelassen; es steigt das Wasser vermöge der Geschwindigkeit des Tenders in dem Rohre auf und ergiesst sich in die Cisterne.

Das Eintauchen des Schöpfrohres in das Wasser wird einestheils dadurch bewirkt, dass das Gleis sich von beiden Enden des Kanals her mit Gefälle 1 : 100 auf etwa 0^{m},15 senkt, während der Wasserstand im Kanale 0^{m},05 über der normalen Höhe des Gleises liegt; ferner ist das Mundstück *B* des Schöpfrohres nach Willkühr des Führers beweglich, so dass es nicht nur wegen der im Gleise möglicherweise vorkommenden Hindernisse in die Höhe gezogen, sondern auch beliebig in das Wasser herabgelassen werden kann. Die Verbindung des Mundstückes mit dem Schöpfrohr ist in zwei verschiedenen Constructionen aus den Fig. 18 und 19, Tafel XLVIII zu ersehen; beide unterscheiden sich durch die Lage des Drehpunktes für das Mundstück *B*.

Die erste Einrichtung dieser Art legte Ramsbottom im Jahre 1861 auf der Strecke Liverpool-Holyhead der North-Western Bahn an, dann wurde auch die Hauptbahn zwischen Liverpool und Manchester in der Nähe von Wolverton mit solchen Kanälen versehen. Das Resultat der Anlage war ein entschieden günstiges, indem sie ermöglichte, die Schnellzüge von London nach Rugby ohne Unterbrechung zu befördern. Dabei hat sie selbst im strengen Winter ihren Dienst nicht versagt, nur war bei eintretendem Frost jeden Morgen die sich bildende dünne Eisdecke zu entfernen, was durch einen Arbeiter mit Hülfe eines in dem Kanale auf vier kleinen Rädern laufenden Pfluges mit Leichtigkeit ausgeführt wurde. Das Wasserquantum, welches durch die Schöpfrohre in den Tender gelangt, beträgt bei den erwähnten Schnellzügen 1100 Gallons (ca. 5000 Liter) in zwanzig Secunden.

Ein wesentlicher Umstand ist der, dass die Höhe des Wasserstandes im Kanal constant erhalten werde; zu diesem Zwecke wird der Kanal aus einem grösseren Reservoir gespeist, in welchem der Wasserstand durch einen Schwimmer mit Absperrungsvorrichtung regulirt wird.[21])

Der Vortheil dieses Systems der Wasserversorgung besteht neben Abkürzung der Fahrzeit darin, dass die Tender erheblich kleiner construirt, unter Umständen

---

schlug vor, zu beiden Seiten des Gleises hölzerne Wassertröge anzubringen, in welche behufs der Einnahme von Wasser zwei seitlich vom Tender herabhängende, nach vorn gekrümmte Schläuche eintauchen. Diese Schläuche sind unten mit Laufrollen versehen, mit Hülfe deren sie in die Tröge eingeleitet werden und sind ferner im Innern der Cisterne durch Hähne geschlossen.

Einen weiteren Erfolg scheint diese noch ziemlich unvollkommene Einrichtung nicht errungen zu haben. (Dingler's Journal, 147. Bd., p. 313.)

[21]) Eine ausführliche Beschreibung der Ramsbottom'schen Füllvorrichtung findet sich im Organ für Eisenbahnwesen 1862, p. 117; 1864, p. 83 und 1866, p. 73.

selbst ganz erspart werden können, also das todte Gewicht erheblich zu vermindern ist; dass man ferner mit der Anlage nicht an die Stationen gebunden ist, sondern Orte aufsuchen kann, an denen man gutes und billiges Wasser in ausreichender Menge vorfindet. Dennoch stehen aber der Einführung dieses Systems für Deutschland die klimatischen Verhältnisse hindernd entgegen.

§ 11. Besondere Einrichtungen der Tender. — Wie im § 1 dieses Capitels bereits angedeutet, hat man den Tender, wenn auch vereinzelt, noch anderweitig nutzbar gemacht und zwar einestheils dadurch, dass man sein Gewicht zur Vermehrung der Adhäsion der Locomotive anwandte (System Maffei), andrerseits, indem man das hintere Ende der Maschine durch den Tender stützte (System Behne-Kool). Endlich wurde auch der Tender als besonderer Motor construirt, welcher nur insofern von der Maschine abhängig blieb, als der Dampf für denselben aus dem Locomotivkessel entnommen wurde.

Die Idee, das erhebliche Gewicht des Tenders zur Vermehrung der Adhäsion zu benutzen, wurde zuerst von der von Maffei'schen Maschinenfabrik in München zur Ausführung gebracht und zwar an der Maschine »Bavaria«, welche für die epochemachende Concurrenz auf der Semmeringbahn im Jahre 1851 bestimmt war.[22])

Die drei Achsen des Tenders waren ausserhalb der Rahmen mit Kurbelzapfen versehen und durch Kuppelstangen verbunden; ausserdem war zwischen der Vorderachse des Tenders und der Hinterachse der Maschine eine Kuppelung durch eine endlose Vaucanson'sche Kette hergestellt, zu welchem Behufe diese Achsen in der Mitte mit Zahnscheiben versehen waren. Auf diese Weise wurde das gesammte Gewicht des Tenders für die Adhäsion gewonnen.[23]) So erfolgreich sich auch diese Anordnung in Bezug auf die Leistungsfähigkeit erwies, so zeigte sich doch nach kurzer Zeit eine bedenkliche Abnutzung der Kettenkuppelung und es scheint dies die Hauptursache zu sein, dass das Stadium der Versuche nicht überschritten wurde.

Das Bedürfniss, unter Umständen die Adhäsion der Maschine vergrössern zu können, rief noch mehrere Constructionen hervor, welche zum Zwecke hatten, einen Theil des Tendergewichts auf das hintere Ende der Maschine zu übertragen und somit die Treibachsen mehr zu belasten. Es gehört hierher die von R. Paulus vor circa fünfzehn Jahren auf der Schweizerischen Nordostbahn getroffene Einrichtung, vermöge deren man selbst während der Fahrt nach Bedarf eine Mehrbelastung der Triebachsen um 60 — 80 Ctr. hervorbringen konnte[24]); ferner eine auf der Mecklenburgischen Bahn versuchte, im Princip zwar ähnliche aber einfachere Construction.

Alle diese Versuche blieben, so erreichenswerth auch das verfolgte Ziel war, nur Versuche, da sich einer weiteren Anwendung der wesentliche Uebelstand entgegenstellte, dass die Mehrbelastung des hinteren Endes der Maschine unumgänglich eine Entlastung der Vorderachse zur Folge hatte und dass es doch gar zu bedenklich erschien, diese Entlastung von der Willkühr des Führers abhängig zu machen.

Jenen Constructionen steht hinsichtlich des Zweckes die von Behne-Kool gerade gegenüber, indem, wie bereits erwähnt, der Behne-Kool-Tender eine Ein-

---

[22]) Siehe die Werke »Die Locomotive der Staatseisenbahn über den Semmering von W. Engerth« und »Zeitschrift des österreichischen Ingenieur-Vereins, Nr. 17—23, Jahrg. 1851.« »Organ für Eisenbahnwesen 1851, p. 102, 118 u. 165.«

[23]) Eine Abbildung dieses Tenders findet sich im Organ für Eisenbahnwesen, Jahrg. 1852, Tafel VIII. Vergl. auch XVIII. Capitel.

[24]) Siehe Beschreibung und Abbildung im Organ für Eisenbahnwesen 1855. Tafel XVI.

richtung besitzt, vermöge deren er einen Theil des Maschinengewichtes aufnimmt. Bekanntlich bezweckt die dem Ingenieur Behne zuzuschreibende Erfindung, Kohlen von sehr geringer Qualität, namentlich wenig stückreiche Kohlen in den Locomotiven zu verwenden. (S. das V. Capitel, § 8 dieses Bandes.) Zu diesem Ende ist der Feuerbüchse, um einen grossen Rost zu erhalten, eine bedeutende Länge gegeben, welche bei der Lage der Achse zwischen Feuerbüchse und Rauchkammer ein so erheblich überhängendes Gewicht erzeugt, dass eine besondere Unterstützung nothwendig ist. Diese Stütze bietet das vordere Ende des Tenders, welches, wie Fig. 3 und 4, Tafel XXXI veranschaulicht, die Feuerbüchse gabelförmig umfasst; die Vorderachse liegt unter derselben. An dem vorderen Ende beider Wangen befinden sich kräftige Kugelzapfen, ganz gleiche Zapfen an einer unter der Feuerbüchse liegenden Traverse; je zwei übereinander liegende Zapfen sind durch Gehänge verbunden, wie dies im X. Capitel, p. 623 beschrieben und durch die Zeichnungen Fig. 3 und 4 auf Tafel XXXI erläutert wurde. Da die weit überstehende Feuerbüchse bei dem kurzen Radstande der Maschine aber gefährliche Schwankungen hervorbringen würde, so sind in dem vorderen Ende des Tenders zwei horizontale Buffer angebracht, welche den seitlichen Schwankungen entgegenwirken.

Tender dieser Art sind z. B. auf der Braunschweigischen und Hannoverschen Bahn für schwere Güterzugmaschinen zur Anwendung gekommen.

Die Construction derselben an und für sich erschwert das Ankuppeln an die Maschine oder das Lösen von derselben sehr; namentlich ist bei etwaigen Entgleisungen das Losnehmen des Tenders unter Umständen eine sehr schwierige Manipulation.

Zum Schluss möge die bereits angedeutete Erfindung von Sturrock erwähnt werden, welche darin besteht, dass der Tender zu einer vollständigen Dampfmaschine ausgebildet ist, welche von dem Kessel der zugehörigen Locomotive gespeist wird.

Zu diesem Behufe besitzt der Tender zwei Dampfcylinder, vollständige Steuerung und drei gekuppelte Achsen, ist also geeignet, die Zugkraft der ganzen Maschine sehr erheblich zu erhöhen. Tender dieser Art wurden zuerst im Mai 1863 auf der Great-Northern Eisenbahn in Benutzung genommen.

Eine eingehendere Beschreibung solcher Dampftender ist dem XVIII. Capitel dieses Bandes vorbehalten.

Literatur.

Allan's Construction von Verbindungsröhren zwischen Locomotive u. Tender. Organ f. Eisenbahnwesen 1864, p. 85.

Behne-Kool's Maschine nebst Tender. Organ f. Eisenbahnwesen 1862, p. 9 und 51.

Bremsen der neueren Tender der Köln-Mindener Bahn. Organ f. Eisenbahnwesen 1870, p. 249.

Führung der Bremswelle bei einem Tender auf der Wiener Ausstellung von 1873. Organ f. Eisenbahnwesen 1873, p. 212.

Buddicom's Schlauchverbindung. Organ f. Eisenbahnwesen 1851, p. 133.

Dimensionen der Achsen. »Referate über die Beantwortung der Fragen für die Dresdner Conferenz 1865«, p. 140.

Doppeltender von Sachwajeff auf der Moskauer polytechnischen Ausstellung im J. 1872. Organ f. Eisenbahnwesen 1873, p. 63.

Fritz, vierrädriger Tender der Taunusbahn. Organ f. Eisenbahnwesen 1868, p. 227.

Guget's verbesserte Schlauchverbindung. Dingler's Journal Bd. 168, p. 166.

Heberförmige Wasserrohre an den Tendern der sächsich-bayerischen Bahn. Organ f. Eisenbahnwesen 1846, p. 174.

Heberförmiges Saugrohr im Wasserkasten. Erbkam's Zeitschr. f. Bauwesen 1852, p. 60. Organ f. Eisenbahnwesen 1852, p. 61. Polyt. Centralbl. 1853, p. 138.

Heusinger v. Waldegg, Tender mit cylindrischem Reservoir. Organ f. Eisenbahnwesen 1846, p. 33.

Heusinger v. Waldegg, Verbesserungen an älteren Tendern. Organ f. Eisenbahnwesen 1848, p. 193.

Heusinger v. Waldegg, Hufeisenförmige Tender der französischen Bahnen. Organ f. Eisenbahnwesen 1852, p. 77.

Kässner, B., Tender für Schnellzugslocomotiven und deren Abmessungen. Organ f. Eisenbahnwesen 1872, p. 157 und 160.

Kirchweger, Tender auf nordamerikanischen Eisenbahnen. Organ f. Eisenbahnwesen 1867, p. 58.

Kirchweger's Condensationsvorrichtung. Organ f. Eisenbahnwesen 1852, p. 1.

Lagerkasten und Rahmen von den neuern Tendern der Köln-Mindener Eisenbahn. Organ f. Eisenbahnwesen 1870, p. 249.

Mac Donald's Apparat zum Füllen der Tender während der Fahrt. Dingler's Journal Bd. 147, p. 313.

Maffei's Tender der Locomotive »Bavaria«. Organ f. Eisenbahnwesen 1851. Zeitschrift d. österr. Ing. V. 1851, Nr. 17—23. — W. Engerth's »die Locomotive der Staatseisenbahn über den Semmering«.

Paulus' Vorrichtung zum Belasten der Maschine durch den Tender. Organ f. Eisenbahnwesen 1855, p. 121.

Ramsbottom's Apparat zum Füllen der Tender während der Fahrt. Organ f. Eisenbahnwesen 1862, p. 117, 1864, p. 83 und 1866, p. 73. Dingler's Journal Bd. 160. Hft. 5. Polyt. Centralbl. 1865, p. 1298. Zeitschr. d. Vereins deutsch. Eisenb. Verw. 1865, p. 476. — Engineer v. 21. Juli 1865.

Rohrbeck's Condensationsvorrichtung. Organ f. Eisenbahnwesen 1855, p. 122.

Schlauchverbindung an den Maschinen der bayerischen Staatsbahn von Maffei. Organ f. Eisenbahnwesen 1846, p. 45. Dingler's Journal Bd. 97, p. 97. Polyt. Centralbl. Bd. 7, p. 354.

Schlauchverbindung an Borsig's Tendern. Organ f. Eisenbahnwesen 1846, p. 88, 1847, p. 121.

Schlauchverbindung. Dingler's Journal Bd. 141, p. 84. Mechanic's Mag. 1856, p. 1701.

Schlauchverbindung ohne Kugelgelenke an den Maschinen der belgischen Staatsbahn. Organ f. Eisenbahnwesen 1858, p. 235.

Schlauchverbindung zwischen Tender und Locomotive (neue Construction). Organ f. Eisenbahnwesen 1864, p. 85.

Spencer's Schlauchverbindung. London Journal 1857, p. 208. Polyt. Centralbl. 1857, p. 778.

Sturrock's Dampftender. Organ f. Eisenbahnwesen 1865, p. 27.

Stilmant's Keilbremse. Organ f. Eisenbahnwesen 1868, p. 23.

Technische Vereinbarungen des Vereins deutsch. Eisenb. Verw. (Nach den Beschlüssen der in Hamburg 1871 abgehaltenen V. Techniker-Versammlung.) Berlin 1872.

Tendergüterwagen in Norwegen. Engineering Nov. 1870. Organ f. Eisenbahnwesen 1871, p. 158.

Ueber Tender mit zwei Achsen. Organ f. Eisenbahnwesen 1873, p. 25.

Tender der Pariser Ausstellung von 1867. Organ f. Eisenbahnwesen 1868, p. 105 und 109.

Wasserstandszeiger für Locomotivtender. Mit Abbild. Uhlands prakt. Maschinenconstructeur 1873, p. 190. Organ f. Eisenbahnwesen 1873, p. 83.

v. Weber, Tender der Chemnitz-Riesaer Bahn mit cylindrischen Wasserkasten. Organ f. Eisenbahnwesen 1847, p. 13. Polyt. Centralbl. 1847, p. 1124.

Welkner, Notizen über englische Tender. Organ f. Eisenbahnwesen 1853, p. 128.

Liegen noch Gründe vor, welche dafür sprechen, die Construction der Tender entgegen derjenigen der Güterwagen nicht zweiachsig sondern dreiachsig zu wählen? Organ f. Eisenbahnwesen 1871, p. 107 und 196.

XVII. Capitel.

Maschinen für Personen- und Schnellzüge, für gemischte und Güterzüge, mit Ausschluss der Gebirgs- und Rangirmaschinen.

Bearbeitet von

Alphons Petzholdt,

Civilingenieur in Hannover.

(Hierzu Tafel XLIX bis LIII.)

---

§ 1. Allgemeine Betrachtungen. Die Locomotiven gewöhnlicher Bauart, bestimmt für Betriebszwecke normaler Art, die uns in ihren allgemeinen Hauptverhältnissen im Nachfolgenden beschäftigen werden, lassen sich bekanntlich auf sehr mannigfache Weise classificiren und, mehr oder minder systematisch, gruppiren. Mehrere der interessantesten Typen dieser Maschinen wurden auf den Tafeln XLIX bis LI in Skizzenform in $^1/_{100}$ der wahren Grösse zusammengestellt, und bei deren Auswahl auf die neueren und besseren Constructionen ausschliesslich Rücksicht genommen. Nächstdem wurden in den unten folgenden Tabellen die Hauptabmessungen dieser Typen übersichtlich vorgeführt.

Die Eintheilung oder Gruppirung resp. Unterscheidung der verschiedenen Locomotivarten kann entweder nach ihrem Betriebszwecke oder nach ihrer Construction erfolgen, und unterscheidet man demnach Maschinen für Schnellzüge, Güterzüge, gemischte Züge etc. oder solche mit äusseren oder inneren Cylindern, äusseren oder inneren Rahmen, oder endlich solche mit 2, 3, 4 oder mehr Achsen resp. 4, 6, 8 etc. Rädern. Schon mehr in das Wesen der Sache eingehend sind die Unterscheidungen nach der Stellung der Achsen, namentlich die Trennung der Maschinen in solche mit unterstützter und mit nicht unterstützter d. h. überhängender Feuerbüchse. Die Unterscheidung nach Zahl der gekuppelten Achsen resp. Räder (Maschinen mit freier Triebachse, Vier-, Sechs-Kuppler etc.) ist nicht minder gebräuchlich als sachlich angemessen und wurde daher auch in unseren oben beregten Zusammenstellungen beibehalten, wenn auch nicht in der ursprünglichen Einfachheit, da zugleich auf die Lage der Kuppelachsen, die Unterstützung der Feuerbüchse etc. beim System der Gruppirung Rücksicht zu nehmen war. Die auf den Tafeln skizzirten Typen wurden soweit thunlich nach Betriebszwecken geordnet, und demnach Maschinen für Personen- und Schnellzüge, Maschinen für gemischte Züge und Maschinen für Güterzüge unterschieden. Als durchgreifendes Kennzeichen für die Maschinen der erstgenannten

Betriebsgattung dürfte heute nur noch, wenn wir die Tendenz der Construction der gegenwärtig für diesen Zweck bestimmten Motoren uns klar vor Augen führen, nur die unterstützte Feuerbüchse zu gelten haben, mag diese Unterstützung durch eine Laufachse, Kuppelachse oder durch die Triebachse selbst erfolgen und mag die unterstützende Achse hinter oder unter der Feuerbüchse liegen. Bei den gemischten Maschinen liesse sich die überhängende Feuerbüchse und das Vorhandensein eines vorderen Laufwerkes als bedingendes Merkmal bezeichnen, während für die gewöhnlichen Güterzuglocomotiven die Benutzung des ganzen Maschinengewichtes auf Adhäsion [1]) d. h. die Verkuppelung sämmtlicher Achsen charakteristisch ist. Die Feuerbüchse kann dabei unterstützt sein oder überhängend.

Die eigentliche Schnellzugmaschine mit mittlerer oder hinter die Feuerbüchse gelegter Triebachse und vorderem, oder vorderem und hinterem Laufwerk wird zwar in der bezeichneten Construction heute nicht mehr ausgeführt, sie ist indessen in unseren Tafeln und Tabellen mit aufgenommen worden, weil sie noch vielfach in England für den genannten Betriebszweck figurirt und auch auf deutschen Bahnen, welche ältere Maschinenserien ausnutzen, noch vielfach vorkommt und endlich, weil es jedenfalls von Interesse ist behufs anzustellender Vergleiche einige Locomotiven einer früheren Periode vor Augen zu haben, was um so mehr gerechtfertigt ist, da die Personenmaschine in ihrer heutigen Vollendung doch nur auf Grundlage der mit jenen gemachten Erfahrungen hervorgehen konnte.

Die eigentliche Personenzugmaschine (Separatmaschinen für Schnellzüge gehören vergangenen Epochen des Locomotivbaues an) functionirt auf allen Bahnen, die Schnellzüge befördern, zugleich auch für den Betrieb dieser, oder, umgekehrt, als Schnellzugmotor vor den Personenzügen, so dass beide, vom Standpunkte des Betriebes durchaus identificirt werden müssen, wie wir uns denn auch nach einem constructiven Unterschiede beider Typen vergeblich umsehen. Weder das Verhältniss zwischen Hub- und Radhöhe, zwischen Maschinengewicht und Adhäsionsgewicht, noch die Anzahl der Kuppelachsen berechtigt zu irgend welcher Unterscheidung beider Maschinengruppen, die Locomotiven mit freier Triebachse ausgenommen, die jedoch, wir wiederholen es ausdrücklich, nur noch von historischer Bedeutung sind, indem sie bei Neubeschaffungen nirgendswo mehr in Betracht kommen, mithin den »heutigen« Locomotiven, von denen hier allein die Rede ist, nicht mehr zugerechnet werden dürfen.

Wenn nun immerhin auch in einer grösseren Radhöhe und kleinerem Hub (doch auch das ist kaum irgendwie allgemein zutreffend!) ein unterscheidendes Merkmal der Schnellzugmaschine der Personenzugmaschine gegenüber erblickt werden dürfte, welche letztere alsdann als mit kleineren Triebrädern und günstigerem Hubverhältniss ausgerüstet zu betrachten wäre, so ist doch auch dieser Unterschied in der Wirklichkeit nichtig, weil noch Niemand festgestellt hat, bei welchem Hubverhältniss, bei welcher Radhöhe oder bei welchem Adhäsionsverhältniss hört die Personenzugmaschine als solche auf und fängt an Schnellzugmaschine zu werden, oder umgekehrt.

Bei rechter Betrachtung der Sache kann auch eine derartige Präcision der

---

[1]) Wir bitten bei dieser Definition die zweiachsige Locomotive, bei welcher ja auch »sämmtliche« Achsen verkuppelt sind, vorläufig aus dem Gedächtniss zu streichen, indem diese, schon besonderen Betriebszwecken angehörig und in der Regel abweichende Constructionsverhältnisse darbietend, nicht in diesem Capitel abgehandelt wird.

Frage niemals aufgestellt werden (nur allein z. B. vom Standpunkte der Kuppelachsenzahl betrachtet, ist die Schnellzugmaschine bald ungekuppelt bald Vierkuppler, bald Sechskuppler — wie auf der Brennerbahn etc.), indem Alles vom Längenprofil der Bahn und der Bedeutung des Betriebes, sowie namentlich auch von den Frequenzverhältnissen abhängt und abhängig gemacht werden muss.

Da nun aber in Folge der im Allgemeinen gestiegenen Betriebsanforderungen die Unentbehrlichkeit einer mit der Triebachse verkuppelten Achse sich herausstellte, so gehört diese letztere jedenfalls mit zu den charakteristischen Kennzeichen der heutigen Personen- resp. Schnellzugmaschine. Dabei kann diese Kupplung entweder nach vorwärts oder nach rückwärts stattfinden und demnach die Laufachse entweder als Vorderachse oder als Hinterachse auftreten.

Die auf den preussischen Bahnen für diesen Betriebszweck allgemein üblichen Locomotiven sind mit hinterer, die Feuerbüchse unterstützender Kuppelachse angeordnet und zeigen im Ganzen in constructiver Beziehung eine recht erfreuliche Uebereinstimmung.

In Betreff der Fahrgeschwindigkeiten ist die effective, die mittlere und die maximale zu unterscheiden, wovon die erstere, der Quotient aus Fahrzeit und Distance der Endstationen, als die aus den Fahrplänen direct resultirende zu gelten hat und daher für das Publicum von hauptsächlichem Interesse ist, während im bahnpolizeilichen Interesse nur dasjenige Maass der Geschwindigkeit in Betracht kommen kann, welches als Maximum zwischen zwei gegebenen Punkten der Bahn beim regulären Betriebe vorkommt d. h. die Bestimmung der zulässigen Maximalgeschwindigkeit.

Diese Bestimmungen haben sich natürlich zunächst, unter Berücksichtigung der Construction der betreffenden Locomotiven, nach den Bahnverhältnissen und der Verkehrsnatur (ob Personen-, Schnell- oder Güterzug) zu richten, indem die Maximalgeschwindigkeit stets nur die grösste Fahrgeschwindigkeit ausdrückt, welche auf einer Strecke der Bahn überhaupt erreicht wird. Diese Maximalgeschwindigkeiten sind, unserer Kenntniss nach, bei den Personenzügen, die auf allen Zwischenstationen halten, eben so gross oder grösser, als bei den mit gleichförmiger Geschwindigkeit durchfahrenden Schnellzügen, die Fahrzeiten zwischen den Endstationen haben, welche eine geringere mittlere Geschwindigkeit voraussetzen, als die mittlere Geschwindigkeit der Personenzüge zwischen zwei Haltepunkten beträgt. So hat z. B. der Schnellzug auf der 100 Kilometer betragenden Strecke von Lüttich nach Brüssel zwei Stunden Fahrzeit bei dreimaligem Anhalten, der gewöhnliche Personenzug, der natürlich viel schwerer belastet ist, doch mit denselben Maschinen befördert wird, drei Stunden Fahrzeit bei fünfundzwanzigmaligem Anhalten. Ein leichtes Rechenexempel lehrt nun, dass der Personenzug zwischen je zwei beliebigen Stationen beträchtlich schneller fahren muss, als der Schnellzug, wenn anders die Fahrzeit eingehalten werden soll, denn rechnen wir pro Haltepunkt nur drei Minuten Zeitverlust, was gewiss ein Minimum ist (Einlaufen, Halten, Auslaufen), so gehen dem Personenzuge volle fünfundsiebzig Minuten von seiner Fahrzeit verloren, dem Expresszug jedoch nur neun Minuten, dieser hat also eine Stunde einundfünfzig Minuten wirkliche Fahrzeit, jener aber nur eine Stunde fünfundvierzig Minuten, er muss also schon wegen der Zeitverluste in Folge des beständigen Ein- und Ausfahrens local, wenn auch nur auf Bruchtheilen von Minuten viel schneller fahren als der Expresszug. Aehnliche Verhältnisse herrschen auf den meisten Bahnen.

Die Maximalgeschwindigkeit, wenn dieselbe auch nur auf verhältnissmässig wenige Minuten oder Bruchtheile solcher beschränkt bleibt, ist daher bei dem Per-

sonenzuge grösser als beim Schnellzuge, der in der Regel weit günstigere Fahrzeiten hat. [2])

Es kann unter diesen Umständen nicht befremden, dass die Betriebstechnik ihr Augenmerk der Frage der zulässigen Maximalgeschwindigkeit mit besonderem Interesse zuwandte und dass dieser Gegenstand auch unter die Berathungen der vom preussischen Handelsministerium eingesetzten Commission für die zur Erhöhung der Sicherheit im Eisenbahnbetriebe zu ergreifenden Maassnahmen (Conferenz vom 29. October bis 1. November 1873) aufgenommen wurde. Es lautete nämlich die jener Commission zur Beschlussfassung vorliegende, unseren Gegenstand betreffende Frage wie folgt:

»Ist die grösste nach § 25 des Bahnpolizeireglements zulässige Geschwindigkeit von fünf Minuten pro Meile bei Schnellzügen, bezw. von sechs Minuten pro Meile bei Personenzügen, für gewisse Categorien

[2]) In Betreff der Schnelligkeit der Personenbeförderung leistet England bekanntlich das Höchste. Man unterscheidet daselbst folgende Personzug-Categorien:

1) Post-Express- oder Courierzüge (Express, Mail-trains mit nur einer Wagenclasse), deren effective Geschwindigkeit im Durchschnitt zu 70 Kilometer (fahrplanmässig) pro Stunde angenommen werden kann. Die Maximalgeschwindigkeiten sind dem entsprechend grösser. Diese grosse effective Geschwindigkeit wird aber selbstverständlich nur dann erreicht, wenn lange Bahnstrecken ohne Anhalten zurückgelegt werden; dieser Umstand influirt jedoch auf die absolute Zügezahl und bedingt in England jenen charakteristischen Betrieb durch eine grosse Zahl verhältnissmässig leichter, rasch fahrender Züge (ein Betriebsmodus, der auch für viele Gegenden Deutschlands sehr am Platze wäre und daher endliche Einführung verdiente!). So wird die 120 Kilometer lange Strecke Dover-London vom Expresszug ohne anzuhalten in 1 St. 40 Min. also mit einer mittleren Geschwindigkeit von 72 Kilometer pro Stunde zurückgelegt. Der Extra-Expresszug der Great-Western-Bahn durchläuft 126 Kilometer ohne Unterbrechung mit einer mittleren Schnelligkeit von 85 Kilometer pro Stunde; ebenso schnell fährt der Expresszug mit der amerikanischen Post zwischen London und Holyhead. Wie weit indessen in England die Fahrgeschwindigkeit getrieben werden kann, bezeichnen die neuerdings auf der Great-Northern-Bahn mit neuen Personenzugmaschinen gemachten Versuchsfahrten, wobei ein Zug von 16 Wagen in 12 Minuten 24 Kilometer zurücklegte, was 120 Kilometer pro Stunde entspricht.

2) Schnellzüge (Fast-trains mit zwei Wagenclassen), welche eine grössere Anzahl von Stationen bedienen, als die vorgenannten Expresszüge, und deren effective (fahrplanmässige) Geschwindigkeit circa 55 Kilometer beträgt.

3) Personenzüge (Ordinary-trains). Diese bedienen sämmtliche Stationen, haben drei Wagenclassen und fahren mit 40—45 Kilometer effectiver Geschwindigkeit. Uebrigens existiren auf allen uns bekannten Routen in England Expresszüge mit allen drei Wagenclassen. — In Frankreich, und so auch in Belgien, unterscheidet man beim Personentransport Expresszüge (Trains express) und gewöhnliche Personenzüge (Trains omnibus), deren effective Geschwindigkeit im Durchschnitt 55, beziehungsweise 30—40 Kilometer pro Stunde ist. Auch dort besteht die wohlthätige Einrichtung (wahrscheinlich seitens der Regierungen den Gesellschaften auferlegt), dass eine gewisse Anzahl der Schnellzüge alle Wagenclassen führen müssen. Dabei besteht in Belgien, wie in Deutschland, bei Benutzung der Eilzüge eine um 25 % erhöhte Taxe. — In Deutschland sind die effectiven Fahrgeschwindigkeiten denen in Frankreich gleich, doch werden (oder wurden bisher) grosse Maximalgeschwindigkeiten gestattet. Die Eilzüge zwischen Berlin und Hannover über Stendal (mit einer Wagenclasse) fahren in 1 Stunde 63 Kilometer. Die süddeutschen Schnellzüge führen nur zwei Wagenclassen und fahren langsamer, wobei indessen bemerkt zu werden verdient, dass die eine grössere Geschwindigkeit störenden Einflüsse vorzugsweise in den vielen Aufenthalten in kürzeren Intervallen durch die Verbindungsstationen der diversen Abzweigungen veranlasst sind, wo gerade die Schnellzüge regelmässig anschliessen und daher halten müssen. So beträgt z. B. die Entfernung von Bern nach Zürich 130 Kilometer; auf dieser Fahrt muss nun der heutige Schnellzug 11 mal anhalten und braucht im Ganzen 3 St. 24 Min., entsprechend einer effectiven Geschwindigkeit von 38 Kilometer, woraus eine sehr beträchtliche Maximalgeschwindigkeit gefolgert werden darf, die zweiachsigen Maschinen, wie sie in der Schweiz auch für Expresszüge verwendet werden, durchaus nicht zugemuthet werden sollte.

von Locomotiven zu verbieten resp. welche Fahrgeschwindigkeit[3]) ist für jede dieser Categorien als zulässig zu erachten?«

Die Commission sah sich jedoch bewogen, dieser Frage zunächst eine höchst wichtige Vorfrage entgegenzustellen, die übrigens höchst naturgemäss an obigen Wortlaut sich anknüpft, nämlich:

»Ob die nach dem Bahnpolizeireglement zulässige Maximalgeschwindigkeit von fünf Minuten pro Meile überhaupt noch die erforderliche Sicherheit gewähre?«

Diese Frage wurde mit Nein beantwortet und demgemäss im Allgemeinen eine Herabsetzung der zulässigen Maximalgeschwindigkeit auf sechs Minuten pro Meile empfohlen.

In Betreff der Fahrgeschwindigkeiten, mit welcher die verschiedenen Constructionstypen im Maximo verkehren dürfen, wurde im Wesentlichen das Folgende festgesetzt:

1. die für die einzelnen Locomotivcategorien zulässigen Geschwindigkeiten sind abhängig von der Vertheilung der Last der Locomotive auf die Achsen, von der Stellung der letzteren, von dem Durchmesser der Triebräder und von einer guten Balancirung der Massen.

Für Locomotiven, die mit der Maximalgeschwindigkeit von sechs Minuten[4]) pro Meile fahren sollen, wird ein Durchmesser der Triebräder von $1^m,7 - 2^m$ empfohlen, und es sind entsprechend den Vorschriften im § 164 der technischen Vereinbarungen (vergl. weiter unten) Maschinen mit Triebrädern von weniger als $1^m,5$ Durchmesser für diese Geschwindigkeit nicht zulässig.

In Betreff des Radstandes und der Lastvertheilung bei Schnellzug- und Personenzugmaschinen werden die von der Hamburger Techniker-Versammlung getroffenen Vereinbarungen als zureichend erachtet.

Locomotiven, bei denen sämmtliche Achsen vor der Feuerbüchse liegen, dürfen, selbst wenn sie im Uebrigen den vorstehenden Bestimmungen genügen und einen Radstand von mindestens $3^m,45$ haben, höchstens mit acht Minuten Maximalgeschwindigkeit pro Meile fahren. Dieselbe Geschwindigkeit ist für vierräderige Locomotiven mit Rädern von mindestens $1^m,5$ Durchmesser und einem Minimalradstande von $2^m,5$

---

[3]) Unbedingt in »Maximal-Fahrgeschwindigkeit« umzuwandeln!

[4]) 6 Minuten pro Meile entspricht 10 Meilen pro Stunde oder 75 Kilometer, eine Geschwindigkeit, die, wenigstens für die Mehrzahl der Profile, als die Maximale in der That mehr als hinreichend erscheint, zumal ein Ausnutzen der Gefälle aus betriebstechnischen Rücksichten auf das Strengste dem Maschinenpersonale zu untersagen, vielmehr die Einhaltung einer thunlichst normalen und gleichförmigen Geschwindigkeit reglementmässig eingeschärft und das Personal darauf eingeschult werden sollte. Was nun das Zeiteinfahren betrifft, bei welchem Manöver in der Regel die Maximalgeschwindigkeit erreicht oder auch übertroffen wird, — sehr gewöhnlich wird dabei die Meile in 4 Minuten gefahren —, hier können überhaupt nur consequent durchgeführte Controlapparate helfen; so verbietet sich das bei den Personenzügen, die überall halten müssen, von selbst, wohl aber wird es bei den Eilzügen allgemein geübt, wogegen als einziges Mittel — bis zur Erfindung eines Controlapparates — unnachsichtliche Bestrafung zu gelten hat. Gesetzt der Führer erhalte auf der letzten Haltestation das Signal zur Abfahrt um x Minuten zu spät, so muss er genau um x Minuten zu spät an der Endstation ankommen. Da zwischen der fraglichen Haltestation und der Endstation noch eine Anzahl anderer Stationen liegen, an denen der Eilzug nicht hält, so wird es sich gerade auf dieser letzten Strecke, von der hier die Rede ist, hauptsächlich ums Einfahren für das gesammte Zugpersonal handeln, d. h. um das Ueberschreiten der normalen Fahrgeschwindigkeit, was indessen durch obige Bestimmung verhindert wird, da der Telegraph die Abfahrt des Zuges voraus meldet.

zulässig. Für die Locomotiven, welche nicht zu den vorstehend bezeichneten gehören, ist die Maximalgeschwindigkeit auf höchstens zehn Minuten pro Meile festzusetzen.

Hierzu wurde in Betreff leer gehender Maschinen noch beschlossen, dass die Maximalgeschwindigkeit pro Meile, die ihrer Categorie zukommt, um weitere zwei Minuten pro Meile abzumindern sei. In Betreff der Maschinen mit beweglichen Achsen (wozu wohl auch die mit beweglichen Gestellen stillschweigend gerechnet sind) weichen die Ansichten der Maschinentechniker mehrfach von einander ab. Bald wird die Lage eines rückwärtigen Drehpunktes für die Vorderachse (also System Bissel) als gefährlich im Princip bezeichnet, bald wiederum nicht, sobald durch die entsprechend gestalteten Druckauflager für die richtige Wiedereinstellung der Achse gesorgt sei.

Die Frage, ob Maschinen mit beweglichen Achsen von den obigen Bestimmungen überhaupt auszunehmen seien, wird verneint und schliesslich noch in Betreff der Sechskuppler festgesetzt, dass derartige Maschinen für Züge, die mit der Maximalgeschwindigkeit bis zu sechs Minuten fahren nicht zu verwenden sind.

Eine unsern Gegenstand nicht minder betreffende Frage lag der Düsseldorfer Techniker-Versammlung Deutscher Eisenbahnverwaltungen (September 1874) zur Beschlussfassung vor, nämlich:

»Welche Erfahrungen sind über die zulässige Maximalgeschwindigkeit der Locomotiven in Bezug auf Radstand, Triebraddurchmesser, Krümmungshalbmesser und Belastung der Achsen, insbesondere der Vorderachsen gemacht?«

und lautete die auf Grund der verchiedenen Fragebeantwortungen gefasste Resolution:

»Die zulässige Maximalgeschwindigkeit bestimmter Locomotivcategorien ist von einer ganzen Reihe grösstentheils in Beziehung zu einander stehender wichtiger Constructionsmomente der Locomotive abhängig, von denen die vorstehende Frage nur einige herausgreift, die allerdings wesentlichen Einfluss auf diese Bestimmung haben, jedoch an und für sich nicht genügen, um überhaupt die Zulässigkeit einer bestimmt begrenzten Maximalgeschwindigkeit ohne weitere Voraussetzungen festzustellen.

»Die Vorschriften der technischen Vereinbarungen sind als angemessen und genügend zu erachten, und es geben die von den verschiedenen Verwaltungen mitgetheilten Erfahrungen keine Veranlassung, weitergehende oder abändernde Bestimmungen aufzustellen.«

Das Referat ist von mehreren Tabellen begleitet, welche eine Zusammenstellung der wichtigsten Hauptverhältnisse von Locomotiven verschiedener Betriebszwecke auf verschiedenen Bahnen des Vereins in übersichtlicher Ordnung und mit den nöthigen Anmerkungen versehen darbieten; vergl. S. 205 der »Referate über die Beantwortungen der Fragen für die VI. Versammlung der Techniker Deutscher Eisenbahnverwaltungen«; (V. Supplementband des Organs) und erscheint es angemessen, das Wichtigste aus den Einzelreferaten der verschiedenen Bahnen hervorzuheben und sodann die Resultate der in den Tabellen gegebenen Zusammenstellungen in aller Kürze vorzuführen.

Was zunächst den Durchmesser der Triebräder betrifft, so weist die Altona-Kieler Bahn darauf hin, dass diese Grösse von der zulässigen Kolbengeschwindigkeit abhängig sei, letztere beträgt aber drei Meter und ist bekanntlich bei allen Locomotiven fast constant. Es sollen aber »bei den gebräuchlichen Kurbelradien« als Triebraddurchmesser zu empfehlen sein:

Bei Personenzugmaschinen 2^{m},
» gemischten Maschinen $1^{m},7$,
» Güterzugmaschinen $1^{m},4$.

Zugleich wird bedeutet, dass auf die Bestimmung der zulässigen Maximalgeschwindigkeit die Balancirung, die Länge des Kessels (soll wohl heissen »die Länge der totalen Radbasis«), die Lage des Schwerpunktes, die Beschaffenheit der Bahn Einfluss üben, ohne dass darüber sich ausgesprochen wird, welcher Art und welcher Intensität derselbe sei.

Die Oesterreichische Staatseisenbahngesellschaft hat für den Schnellzugdienst dreiachsige ungekuppelte Maschinen, deren Achsen zwischen Feuerbüchse und Rauchkammer liegen, also Typen veralteter Construction. Der Radstand, für Schnellzugdienst jedenfalls höchst knapp bemessen, ist demgemäss nur $3^{m},477$ (also kaum genügend für die Stabilitätsanforderungen, die neuerdings an die Güterzugmaschinen gestellt werden!); der Triebraddurchmesser ist 2055^{mm}. Angegeben wird dabei noch, wie sich aus den Constructionsverhältnissen naturgemäss erwarten lässt, dass diese Maschinen gefährliche Seitenschwankungen zeigen, trotz ihrer guten Balancirung, durch die ein partielles Verbiegen der Schienen und Erweiterung des Gleises entstand, Uebelstände, welche durch Anwendung der festen Tenderkuppelung (vergl. Cap. XII. dieses Bandes) beseitigt wurden, derart, dass die auf vielen Strecken fahrplanmässig vorgeschriebene Maximalgeschwindigkeit von sechs Minuten pro Meile seitdem mit vollkommen sicherem Gange erzielt werde. Nicht minder sicher erscheint es uns, trotz der festen Tenderkupplung, dass die Oesterreichische Staatsbahngesellschaft mit diesen Maschinen noch nicht am Ende ihrer Erfahrungen angelangt ist. Zu denjenigen Bahnen, die ihre Schnellzüge heute noch, trotz aller entgegengesetzten Vereinsbestrebungen, mit Maschinen ohne Unterstützung der Feuerbüchse fahren, gehören unter anderen auch die Oesterreichische Nordwestbahn, die Bayerischen Staatsbahnen und die Oldenburgische Bahn. Letztere thut dies sogar, nach schweizerischem Vorbilde, mit zweiachsigen Maschinen, die einen Radstand von nur 2460^{mm} und einen Raddurchmesser von 1500^{mm} besitzen, womit Personenzüge bis zu reichlich 60 Kilometer per Stunde befördert werden, ohne dass der Gang ein erheblich unruhiger sein soll. Wenn aber 60 Kilometer schon die Normalgeschwindigkeit ist, wie gross wird sich dann wohl die zeitweilig eintretende Maximalgeschwindigkeit stellen, welche diesen Maschinen zugemuthet ist und, wir fragen weiter, wie gross wird bei dieser letzteren der noch restirende Sicherheitsgrad sein? Hoffentlich geben die Erfahrungen der Zukunft hierauf bald die Antwort, wir sagen »hoffentlich«, denn diese Erfahrungen können nur derart sein, dass sie zur principiellen Beseitigung der zweiachsigen Maschine als Schnellzugmaschine führen, wodurch der Betriebssicherheit ein wesentlicher Vorschub geleistet werden wird. Wir erinnern an dieser Stelle nur an das letzte Unglück auf der Schweizerischen Nordostbahn (Entgleisung des mit 72 Kilometer von einer zweiachsigen mit Schlepptender versehenen Maschine geführten Schnellzuges), das insofern mit Eclat spricht, als gerade dieser Unfall lediglich durch die Schwankungen des Laufes und die hierdurch bedingte Entlastung der Vorderachse (laut officiellem Nachweis) seine Erklärung findet. Wenn nun auch etwas Derartiges

bis dato auf den Oldenburgischen Bahnen nicht vorgekommen, so liegt doch die Gefahr, dass es geschieht, in jedem Momente der Fahrt vor, wo die Maximalgeschwindigkeit wirklich stattfindet, ja es kann das Unglück bei einer weit geringeren Geschwindigkeit eintreten, wie denn principiell für zweiachsige Motoren die Maximalfahrgeschwindigkeit auf 45 Kilometer pro Stunde limitirt bleiben sollte, ganz gleichgültig, welche Hauptelemente der Construction im Uebrigen zu Grunde gelegt wurden.

Sehr zweckmässig construirte Maschinen für die Personenzüge, und zwar in zwei Typen, besitzt die Niederschlesisch-Märkische Bahn. Die Maschinen sind nach System Hall gebaut, besitzen zwei gekuppelte Achsen (deren eine die Feuerbüchse unterstützt, wie aus dem Radstande von 4525 mm hervorgeht) und eine vordere Laufachse. Ein Theil dieser Maschinen hat Triebräder von 1829 mm und Laufräder von 1150 mm Durchmesser; die zweite Type hat 1572 mm Triebraddurchmesser, 1098 mm Laufraddurchmesser, 4098 mm Radstand. Die Vorderachsen sind mit 266 resp. 243 Centner belastet, was offenbar mehr als hinreicht.

In Betreff der Güterzugmaschinen dürfte die Benutzung des ganzen Gewichtes auf Adhäsion, also die Kupplung sämmtlicher Achsen, die angemessen verminderte Radhöhe und — wie wir leider hinzufügen müssen — die überhängende Feuerbüchse als charakteristisch zu gelten haben. Selbstverständlich ist damit nicht ausgeschlossen, dass auf vielen Bahnen auch heute noch für diesen Dienst Maschinen mit nur zwei gekuppelten Achsen in Verwendung stehen. Es sind dies namentlich die noch zahlreich vorhandenen älteren Personenzugmaschinen mit vorderer Laufachse und zwei gekuppelten Achsen, alle drei Achsen zwischen Feuerbüchse und Rauchkammer liegend. Als dieselben durch bessere Constructionen aus dem Personenzugdienste verdrängt wurden, benutzte man sie vor gemischten Zügen, weshalb die in Rede stehende Type vielfach den Namen »gemischte« Maschine führt. Nun aber giebt es heute auf der grossen Mehrzahl der Bahnen keine »gemischten« Züge mehr, indem die völlige Trennung des Güter- vom Personenverkehr fast überall auch auf den deutschen Bahnen zur zwingenden Nothwendigkeit des Betriebes geworden ist, es giebt daher im Allgemeinen nur noch auf kleinen Sackbahnen oder auf ganz neuen (noch nicht ausgebauten) Verkehrsstrecken gemischte Züge, indem der noch nicht entwickelte Verkehr die Beförderung selbstständiger Güter- resp. Personenzüge unter Umständen nicht als lohnend erscheinen lässt, in welchem Falle es alsdann vom Standpunkte der Betriebsökonomie gerechtfertigt erscheinen könnte, einen geregelten »gemischten« Betrieb »bis auf Weiteres« einzuführen.[5]) Für den Betrieb der Güter-

[5]) Die auf einzelnen Bahnen noch zopfmässig fortbestehenden Güterzüge mit Personenbeförderung sollten vom fahrpolizeilichen Standpunkte verboten werden, indem die Sicherheit der solche Züge Benutzenden durch den Rangirdienst bedeutend herabgesetzt ist, von den Unzuträglichkeiten der Beförderung eines Zuges, der Personen- und Güterwagen zugleich führt, ganz abgesehen. Bahnpolizeiliche Maassnahmen sollten dergleichen Combinationen ganz und gar vom Schauplatze des Eisenbahnbetriebes nun endlich verschwinden lassen. Uebrigens sind die zwei bis drei, das äusserste Ende des Zuges einnehmenden Personenwagen in der Regel leer, wenn von einigen Localpassagieren und Bummlern abgesehen wird, denen auf die Zeit nichts ankommt, so dass in der That ein den Bahnanstalten aus der Personenbeförderung in solchen Zügen erwachsender Vortheil schwer ersichtlich sein dürfte, mindestens aber kein solcher, der den Unzweckmässigkeiten dieser Betriebsmethode einigermaassen zu compensiren im Stande wäre. Man arrangire dafür eine grössere Anzahl kürzerer aber schnell bewegter Züge, und man wird dahin gelangen, einem wirklichen Bedürfnisse des Publicums Rechnung zu tragen, welches dem System der »Güterzüge mit Personenbeförderung« gewiss gerne Lebewohl sagt, und seine Aversion durch die sparsamste Frequenz dieser Züge bisher genugsam bethätigte.

züge sind die in Rede stehenden gemischten Typen, weit älteren Epochen des Maschinenbaues angehörig, in der Regel zu schwach, mithin einzelne nicht verwendbar. Dagegen lassen sie sich, als Tendermaschinen umgebaut, vortrefflich als Rangirmaschine, im Bauzugdienst etc. verwerthen und bis zuletzt, unter angemessener Verminderung der normalen Kesselpressung, ausnutzen. Es muss unter solchen Umständen geradezu Wunder nehmen, wenn man Bahnanstalten antrifft, die ihre Rangirmaschinen mit schwerem Gelde kaufen, statt die alten, ausrangirten, kostbaren Raum einnehmenden Motoren einer früheren Epoche in den eignen grossartigen Werkstätten zeitgemäss umzubauen und für obige Zwecke sich noch nutzbar zu machen.

Ob und innerhalb welcher Ausdehnung die Sechskuppler für die Beförderung von Personenzügen geeignet erscheinen, wird ganz von der Construction der Type abhängig gemacht werden müssen, insbesondere aber von dem Umstande, ob die Feuerbüchse unterstützt ist oder überhängt. In letzterem Falle steht zu erwarten, dass, wie bei allen Maschinen mit nicht unterstützter Feuerkiste bei grösseren Geschwindigkeiten störende Schwankungen des in den Federn hängenden Baues eintreten, deren Anhäufung zur Ursache einer Existenzgefährdung des Oberbaues und der Betriebsmittel werden kann. Eine solche z. B. einer Entgleisung günstige Anhäufung störender Bewegungen wird aber desto gefährlicher je grösser die Störungen an sich sind; wird nun aber im Momente einer solchen schädlichen Schwingung des Baues eine etwas mangelhafte Gleislage befahren, so ist das Nichtentgleisen in der Regel nur Sache des Zufalles.

Ferner kommt der Radstand und die Radhöhe in Betracht. Bei überhängender Feuerbüchse werden in der Regel Radstände erzielt, die wenig drei Meter übersteigen, 1 m,1 bis 1 m,650 Radhöhe vorausgesetzt. Lange Cylinderkessel und demgemäss schlechte Heizflächenverhältnisse sind bei nicht unterstützter Feuerbüchse ganz unvermeidlich; noch schlimmer aber treten diese constructiven Nachtheile bei den Achtkupplern hervor, die in der Regel mehr auf systematischen Ruin der Bahngestänge als auf Oekonomie des Betriebes hinarbeiten.

Zudem wendet sich die neuere Betriebsorganisation der mitteleuropäischen Bahnen täglich mehr und mehr dem im Westen gebräuchlichen Systeme der Güterbeförderung: viele aber schwach tarifirte Züge, zu, so dass es — wenigstens auf deutschen Bahnen — zu den Seltenheiten gehört, den Güterdienst durch Achtkuppler geschehen lassen zu müssen. In den allermeisten Fällen genügen für diesen Dienst entsprechend construirte Sechskuppler, zumal sich Maschinen dieser Categorie im Verhältniss zu ihrem Eigengewichte mit vortheilhafteren Heizflächen versehen lassen (wie wir weiter unten ausführlicher sehen werden), als die Achtkuppler, bei denen die vermehrte Heizfläche nur auf Rechnung der vier Meter überschreitenden und oft fünf Meter erreichenden Rohrlänge kommt. Wir wissen aber, dass für die Zwecke der Dampfbildung die langen Rohre verhältnissmässig nur einen geringen Werth haben, indem sich deren hauptsächliche Wirksamkeit nur bis auf 3 m,3 erstreckt, durch die ertheilte Mehrlänge werden aber schwerere Kessel erzielt ohne dass es möglich ist, die Leistungsfähigkeit (Zugkraft) des Motors in demselben Maasse zu steigern, als das Gewicht, denn nur in diesem Falle kann ja die Gewichtsvermehrung d. h. der Gewinn an Adhäsion überhaupt von Nutzen sein.

Wir gehen nach diesen allgemeinen Betrachtungen zur Sichtung der in den am Schluss beigefügten Tabellen aufgeführten Locomotivtypen über. Behufs einigermaassen präciser Gruppirung dieser Gegenstände, musste von der gewöhnlich üblichen Eintheilung (Schnellzugmaschinen, gemischte Maschinen etc.) aus den bereits Eingangs entwickel-

ten Gründen Abstand genommen werden. Viel besser und sachgemässer ist die Eintheilung dieser Motoren nach irgend einem constructiven Princip, sei es nach der Zahl der Räder, nach dem Cylinderdurchmesser, oder, wie unsererseits geschah, nach der Vertheilung und Gruppirung der Achsen, nach Zahl und Lage der Kuppelachsen etc.

In der That ist es lediglich die Achsengruppirung, die Achsenvertheilung und das Kuppelungsverhältniss, welches über das »System« der Locomotive gewöhnlicher Construction entscheidet. Denkt man sich demnach rechts die Rauchkammer und links die Feuerbüchse (den Zeichnungen gemäss), so lässt sich das System der Locomotive in einfachster Weise durch Buchstaben darstellen, ohne dass weitschweifige Satzbildungen oder Skizzen erforderlich wären. Bezeichnet nämlich A die Triebachse, B, C etc. die mit ihr verkuppelten Achsen, a, b etc. Laufachsen, so lässt sich jede Type durch eine höchst simple Gruppirung dieser Zeichen ohne Weiteres darstellen. Statt also zu schreiben: die Maschine besitzt drei gekuppelte Achsen, die mittelste ist Triebachse, die Hinterachse liegt hinter der Feuerbüchse etc., stellen wir den Ausdruck hin:

$$C — A\ B,$$

der Strich zwischen der Hinterachse C und der Triebachse A bedeutet die Trennung beider durch die Feuerbüchse. Liegen alle drei Achsen unter dem Langkessel, so heisst es:

$$C\ A\ B.$$

Liegt die Hinterachse unter der Feuerbüchse, so wird geschrieben:

$$\bar{C}\ A\ B.$$

Die Type der gewöhnlichen Personenzugmaschine mit hinterer Kuppel-, vorderer Lauf- und mittlerer Triebachse ist gegeben in den drei Buchstaben:

$$C — A\ a.$$

Oder bei vornliegender Kuppel- und hinterer Laufachse:

$$a — A\ B.$$

Demnach wäre die Cramptonmaschine:

$$A — a\,a.$$

Die amerikanische Maschine, oder Maschinen mit vorderem Wendeschemel werden dargestellt mit:

$$C — A\ \widehat{a\,a}.$$

Oder mit einachsigem mobilem Laufwerke:

$$C — A\ \hat{a}.$$

Behufs Vervollständigung dieser Idee liesse sich leicht noch ein Zeichen anbringen, um anzudeuten, ob die Cylinder aussen oder innen liegen, sowie auch in Betreff der Rahmen etc.

Wir sehen demnach, dass sich jede Type durch die Buchstabengruppirung sofort darstellen lässt, und zwar ohne weitschweifige Satzbildungen, die nur das Bild verwirren, wenn sie überhaupt gelesen werden.

§ 2. Maschinen mit freier Triebachse. — Die in den angefügten Tabellen aufgenommenen vier Typen sind, mit Ausnahme der Cramptonmaschine, englischen Bahnen angehörig und besitzen sämmtlich unterstützte Feuerbüchsen, weshalb sie für grosse Fahrgeschwindigkeiten geeignet erscheinen. Untersuchen wir diese Maschinen etwas näher in Betreff ihrer constructiven Hauptelemente, so finden wir zunächst, dass die Cylinderdurchmesser zwischen 406 und 458^{mm}, die Kolbenwege (der Hub) zwischen 533 bis 610^{mm} variiren. Es sind sämmtlich sechsrädrige Maschinen, deren Triebachse, mit Ausnahme der Cramptonmaschine, zwischen den Laufachsen, und zwar unmittelbar vor der Feuerbüchse angeordnet ist.

Die Triebradhöhen sind, wie zu erwarten steht, beträchtlich, und liegen zwischen den Grenzen von 1981 bis 2465^{mm}; Letzteres dürfte überhaupt als das Maximum

des Zulässigen erscheinen, insofern in der Zugkraftformel D bekanntlich als Divisor auftritt, die Zugkraft also mit der Radhöhe abnimmt, die heutigen Verkehrsverhältnisse aber derart sind, dass selbst für Schnellzüge die Zugkraft eine nicht unwichtige Rolle spielt, welchem Umstand man, wie bekannt, nicht sowohl durch angemessene Verminderung der Radhöhe als auch durch Anordnung einer Kuppelachse Rechnung zu tragen sich gezwungen sah.

Das Verhältniss zwischen Radhöhe und Kolbenhub $\left(\frac{l}{D}\right)$ d. h. zwischen Lastarm und Kraftarm ergiebt sich nach Obigem bei unseren 4 Typen zu 0,25; 0,25; 0,28 und 0,26, im Mittel demnach genau zu 0,26; es beträgt also die Länge der Kurbel nur um ein Viertel des Radhalbmessers, ein in Betreff der Zugkraft allerdings höchst ungünstiges Verhältniss, indessen haben wir es hier mit Maschinen zu thun, welche eben nicht mit Rücksicht auf Entwickelung von Zugkraft gebaut sind, sondern die vielmehr zur Beförderung leichter Züge mit grossen Geschwindigkeiten in winterlosem Klima dienen.

Die Heizflächenverhältnisse dieser Typen sind als günstig zu bezeichnen, da in Folge der unterstützten Feuerbüchse nicht sowohl grosse Roste als zugleich auch andrerseits kurze Cylinderkessel erzielt werden. Wir finden die Zahl der Röhren zwischen 161 und 217, die Rohrlängen sehr constant, nämlich nur zwischen 3400 und 3558^{mm} variabel. Die directen Heizflächen liegen zwischen 6 und 11,3 Quadratmeter, während die indirecten zwischen 77 und 97, die totalen zwischen 83 und 108 Quadratmeter liegen.

In Betreff der Adhäsion kommen wir bei diesen Maschinen wiederum auf den alten Standpunkt der zulässigen Achsenbelastung überhaupt zurück, da es sich hier um die Concentration eines möglichst grossen Gewichtes auf einem einzigen Räderpaare handelt. Die im vorliegenden Falle ertheilten Adhäsionen, d. h. Triebachsenbelastungen variiren zwischen 12 und 15 Tonnen und dabei ist noch immer das Verhältniss zwischen dem Adhäsionsgewichte und dem totalen Maschinengewichte ein überaus ungünstiges, wie das ja ganz in der Natur der Sache liegt. Bezeichnen wir die Maschinengewichte mit 1, so sind die Adhäsionen in unseren vier Typen 0,40; 0,40; 0,45; 0,45; ein Verhältniss, welches nicht sowohl durch Ueberlastung der Triebachse, als auch gleichzeitig durch entsprechende Entlastung der beiden Laufachsen (namentlich natürlich der Hinterachse) möglich geworden ist.

In constructiver Beziehung zeichnet sich die in der Tabelle sub 1 behandelte Maschine nicht sowohl durch ihre schönen Formen und gigantischen Dimensionen, als auch zugleich durch einen sehr vortheilhaft disponirten Laufschemel aus, der mit dem beträchtlichen Radstande von $1^m,9$ eine ebenso einfache als solide Construction verbindet.

Die Zugkraft dieser Maschinen stellt sich, wenn man in die bekannte Formel

$$Z = 0{,}65 \cdot p \cdot \frac{l}{D} \frac{d^2 \pi}{4}$$

die bezüglichen Werthe einsetzt auf 2470, 1820, 2600 und 2141 Kilogramm; die betreffenden Maschinengewichte sind jedoch 39000, 31650, 30500 und 26750 Kilogramm. Sie beträgt demnach pro Tonne Maschinengewicht bei unseren vier Typen beziehentlich 62; 57; 85; und 80 Kilogramm; oder pro Tonne Adhäsionsgewicht 165, 145, 190 und 178 Kilogramm.

Es bleibt uns schliesslich noch zu untersuchen übrig das Verhältniss der Zugkraft, sowie der Adhäsion pro Quadratmeter Heizfläche. Die bezüglichen Heizflächen

betragen 108, 100, 96 und 83 Quadratmeter, die bezüglichen Zugkräfte hingegen 2170, 1820, 2600 und 2141 Kilogramm, woraus sich für unsere vier Typen die betreffenden Zugkräfte von 23, 18, 27 und 25 Kilogramm pro Quadratmeter Heizfläche ergeben, während die Adhäsion pro Quadratmeter Heizfläche die beziehentlichen Werthe von 139, 125, 142 und 143 Kilogramm repräsentirt.

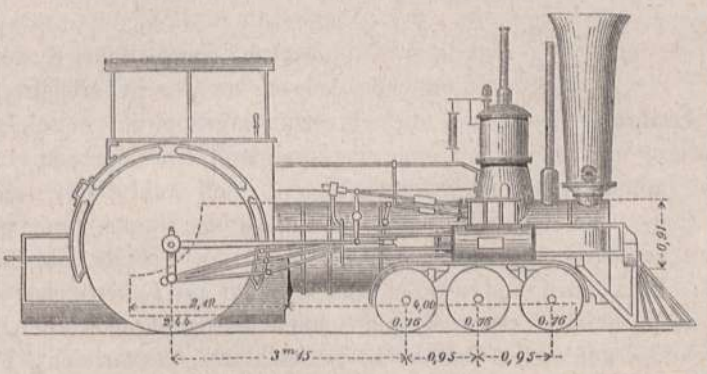
Wird der Tangentialwiderstand am Bandagenumfange d. h. Coëfficient der Reibung zwischen Triebrädern und Schiene zu $^1/_7$ der Belastung angenommen, was für mittlere Verhältnisse der Praxis angemessen erscheint, so erhalten wir für die beziehentlichen Typen die Werthe von 2142, 1785, 1957 und 1914 Kilogramm. Die aus der Formel resultirenden Zugkräfte waren jedoch durchgängig grösser, nämlich 2470, 1820, 2600 und 2141 Kilogramm, woraus hervorgeht, dass jene Kräfte in der That mehr als hinreichend sind, um den Widerstand am Bandagenumfange d. h. die Reibung zwischen Rad und Schiene zu überwinden.

Setzt man, um den Widerstand der Eigenbewegung des Motors zu ermitteln, 8 Kilogramm pro Tonne Maschinengewicht sammt Tender (was erfahrungsmässig für nicht gekuppelte Maschinen hinreicht), so erhält man die beziehentlichen Kraftleistungen zu 312, 253, 244 und 213 Kilogramm, welche von obigen Totalleistungen (Zugkräften) subtrahirt werden müssen, um die thatsächlich geführten Bruttolasten zu ermitteln. Es werden demnach die beziehentlichen Zugkräfte 2158, 1567, 2356 und 1928 Kilogramm. Sollen diese Werthe nun in geförderten Bruttolasten dargestellt werden, so ist im vorliegenden Falle für Schnellzugbetrieb (60 und mehr Kilometer pro Stunde) ein Zugwiderstand schon des Anrückens wegen, in Folge der zusammengeschraubten Buffer) von nicht unter 15 Kilogramm pro Tonne Bruttolast zu Grunde zu legen, und demnach würden die geführten Lasten sich auf die beziehentlichen Werthe von 144, 105, 158 und 127 Tonnen stellen, was jedoch selbstverständlich nur für die horizontale Bahn gilt. Für die Steigung erhebt sich bekanntlich der Kilogrammwiderstand pro Tonne einfach um die Millimeterzahl pro Tausend des Steigungsverhältnisses. Steigt also die Bahn z. B. mit 5 pro 1000 (1 : 200) und ist der Zugwiderstand auf der Horizontalen 15 Kilo, so wächst er auf der Steigung zu $5 + 15 = 20$ Kilo pro Tonne Zuggewicht und Metergewicht heran, und es wird daher die Fahrgeschwindigkeit eine dem vermehrten Widerstande entsprechende Verminderung erfahren, im Uebrigen gleichbleibende Verhältnisse und gleichmässige Bedienung auf beiden Strecken vorausgesetzt. Aus obigen Zahlen folgt endlich, dass unsere vier Typen pro Tonne Maschinengewicht die beziehentlichen Bruttolasten von 3,6; 3,3; 5,1 und 4,8 Tonnen auf horizontaler Bahn mit Expressgeschwindigkeit zu führen im Stande sind.

§ 3. Duplexmaschine. — An die Maschinen mit freier Triebachse, die soeben den Gegenstand unserer Betrachtungen bildeten, schliesst sich eine zu London (1862) von der Maschinenfabrik der österr. Staatsbahn-Gesellschaft ausgestellte Locomotive mit vier Cylindern und Kurbeln ohne todte Punkte an, deren constructive Verhältnisse jedenfalls Interesse erregen müssen, obgleich sie in Folge ihres complicirten Baues keinerlei Nachahmung gefunden hat und dieselbe auch bei den auf Einheit und Einfachheit gerichteten Tendenzen des modernen Maschinenbaues schwerlich finden dürfte. Die Maschine ist für Bahnen mit Steigungen von 1 : 150 und Krümmungen von $282^m,5$ Radius und zur Beförderung der Schnellzüge auf der Linie Wien-Neu-Szöny bestimmt. Es wurden, beiläufig bemerkt, 12 Stück dieser Locomotiven erbaut und zwar ist eine derselben in Fig. 8 auf Taf. LIII dargestellt, während die anderen 11 Stück sich von dieser nur insoweit unterscheiden, als die Doppelkurbeln an den Triebrädern und damit die Doppelcylinder durch einfache ersetzt und die Räder mit Gegengewichten ver-

sehen sind. Wie ersichtlich liegt die Triebachse auch bei der Duplexmaschine noch vor der Feuerbüchse, doch soll durch Verlegung dieser Achse hinter die beiden Laufachsen, durch eine geringere Belastung der zweiten Laufachse gegen die der vorderen, und durch die Wirkung der zwei Kolben jederseits auf die um 180° versetzten Doppelkurbeln etc. ein ausserordentlich ruhiger Gang erzielt werden, indem das Zucken und Schlingern auf ein Minimum reducirt wird, wogegen allerdings die übrigen störenden Bewegungen, wie Nicken, Wanken etc. ebenso auftreten, wie bei Maschinen gewöhnlicher Construction. Die ausserhalb am Rahmen vor der Vorderachse zugleich mit der Rauchkammer befestigten Doppelcylinder sind aus einem Stück gegossen und nur mit einem Dampfschieber versehen, weshalb die innerhalb der Räder auf den Achsen sitzenden Excenterscheiben an Zahl und Art den gewöhnlichen gleich sind. Die an den äusseren Enden der Triebachse aufgesteckten Doppelkurbeln aus Krupp'schem Gussstahl laufen nach dem Hall'schen Systeme in den Achslagern, wie dies bei den österreichischen Maschinen vielfach angewandt ist. Die Maschine wurde in den Werkstätten der k. k. priv. österreichischen Staatsbahn-Gesellschaft unter Haswell's Direction erbaut. Die Hauptdimensionen sind folgende:

Fig. 1.



Kolben und Cylinder. Hub 632, Durchmesser 276mm Neigung der Cylinderachsen (convergirend gegen den Horizont 2° 30′ (vergl. Fig. 8 auf Tafel LIII); die Bleuelstangen besitzen die beträchtliche Länge von 2m,212 und die Dicke der Kolbenstange beträgt 50mm.

Kessel. Rostfläche 1m,299 × 1m,115 = 1,4 Quadratmeter

Heizfläche { der Feuerbüchse . . . 7,75 -
der Rohre . . . . . 117,16 -
totale . . . . . 124,91 -

Länge des Cylinderkessels . . . 4m,319
Mittlerer Durchmesser 1m,211
Blechstärke 13mm
Höhe der Kesselachse über Schiene 1m,825

Rohre. Anzahl 160 Stück
Aeusserer Durchmesser 52,7mm
Rohrlänge 4m,424

Räder. Durchmesser der Triebräder 2m,054
- - Laufräder 1m,264
Radstand, totaler 3m,476

Ehe wir die Maschinen ohne Kuppelachsen verlassen, sei noch der Anwendung des Crampton-Principes auf Maschinen amerikanischer Construction gedacht, wie vorstehende Skizze einer Schnellzugmaschine der Camden and Amboy-Bahn (erbaut von Norris) in $^1/_{100}$ der wirklichen Grösse darstellt. Dieselbe hat, wie ersichtlich, eine hinter resp. über der Feuerbüchse liegende Triebachse (Cramptonachse) und es konnte durch diese Anordnung dieselbe sehr hoch, der Kessel sehr tief gelegt und der Raddurchmesser ohne Schwierigkeit auf das Maass von $2^m,446$ gebracht werden. Unter dem vordern Theile des cylindrischen Kessels befindet sich das für amerikanische Locomotiven stereotype bewegliche Vordergestell, hier jedoch weiter nach rückwärts placirt und mit drei Achsen versehen, deren Räder 760^{mm} Durchmesser besitzen. Der Führerstand wird durch die Radgehäuse seitlich begrenzt, der vorne liegende Kesseldom hat, wie ersichtlich, eine ziemliche Höhe behufs Erzielung trockenen Dampfes.

§ 4. Maschinen mit zwei Kuppelachsen. — Die Maschinen dieser Categorie treten uns in sehr mannigfacher Anordnung entgegen, je nachdem die Verkupplung nach rückwärts oder nach vorwärts stattfindet, mit oder ohne Unterstützung der Feuerbüchse. Wir unterscheiden demgemäss

1. Maschinen mit Kuppelachse hinter der Feuerbüchse.
2. „ „ „ unter „ „
3. „ „ vorderer Kuppelachse (französisches System)
4. „ „ sämmtlichen Achsen vor der Feuerbüchse.

In Betreff der Laufräder lassen sich diese Maschinen gruppiren, in solche mit vorderer, solche mit hinterer und solche mit einer vorderen und einer hinteren Laufachse. Dabei können die Rahmen innen oder aussen liegen, auch wohl doppelt angeordnet sein. Die Cylinder können aussen oder innen, vorne an der Rauchkammer oder zu den Seiten des Langkessels liegen, wie z. B. bei Nr. 5 der Tabelle, abgebildet auf Tafel XLIX, Fig. 1. Es können und werden, insofern nur die Feuerbüchse unterstützt ist, mit allen diesen Maschinen Personen- und Schnellzüge gefahren werden, ja es verdient Hervorhebung, dass auf vielen Bahnen in Deutschland, Oesterreich, Frankreich und Russland die Personen- und Schnellzüge noch mit Maschinen gefahren werden, deren Feuerbüchse nicht unterstützt ist, indem nur in Preussen ein bahnpolizeiliches Verbot besteht, welches die Benutzung solcher Maschinen für die eben genannten Betriebszwecke ausdrücklich verbietet. Dank dieser Bevormundung sieht man auf preussischen Bahnen Maschinen, deren Feuerbüchse nicht unterstützt ist, nirgends mehr für Personenzüge in Anwendung, während in den übrigen, minder streng policirten Ländern über kurz oder lang die Erfahrung und die stetig wachsende Entwickelung des technischen Verständnisses überhaupt zur Beseitigung solcher Maschinen aus dem Personenzugsdienste führen muss.

Betrachten wir indessen, nach diesen allgemeinen Vorbemerkungen, die in Rede stehenden Vierkuppler etwas näher in Betreff ihrer constructiven Verhältnisse, wobei wir Veranlassung nehmen werden, die interessanteren in unserer Tabelle enthaltenen Typen specieller zu berücksichtigen.

§ 5. Maschinen mit einer Kuppelachse hinter der Feuerbüchse. — (Nr. 5—10 der Tabelle.) Die Sichtung der Tabelle lehrt, dass die Cylinderweiten zwischen 400 und 440^{mm} variiren, während die Kolbenwege zwischen 560 und 632^{mm} liegen. Die Triebradhöhen sind im Allgemeinen beträchtlich, doch durchschnittlich kleiner als bei den ungekuppelten Maschinen; sie liegen zwischen den Grenzen von 1600 bis 2100^{mm}, also beiläufig im Ganzen um einen halben Meter verschieden. Es kommt

indessen bekanntlich für die Zugkraft nicht die Radhöhe, sondern lediglich das Verhältniss der Kurbellänge zum Radhalbmesser in Frage, erstere ist indessen eine Function des Kolbenhubes, der seinerseits wiederum durch constructive Rücksichten sowie namentlich durch die Capacität des Kessels auf enge Grenzen limitirt ist. Man kann daher nie die Kurbellänge in demselben Maasse steigen lassen, als der Raddurchmesser wächst, obwohl man sich aus diesen Rücksichten, im Hinblick auf den Gewinn einer angemessenen Zugkraft unter gleichzeitiger Beibehaltung hoher Räder, vielfach veranlasst sah, auch den Personen- und Schnellzugmaschinen das überhaupt zulässige Maximum des Kolbenhubes zu ertheilen und dafür, um nicht ungebührlich grosse Cylinder zu erhalten, die der Kessel nicht zu bedienen im Stande wäre, lieber mit dem Kolbendurchmesser auf ein Minimum herabzugehen. So besitzt die neueste Personenzugmaschine der Galiz. Carl-Ludwigsbahn (erbaut von Kessler in Esslingen) den colossalen Hub von 632^{mm} und den winzigen Cylinderdurchmesser von 396^{mm}. Aehnliches tritt uns auch bei der von Sigl erbauten, zu Wien 1873 ausgestellten Personenzugmaschine der Oesterreichischen Südbahn entgegen, deren Hub gleichfalls 632^{mm} misst, während der Cylinderdurchmesser nur 411^{mm} beträgt. Die Type ist auf Tafel XLIX, Fig. 1 abgebildet (Nr. 9 der Tabelle). Das Verhältniss zwischen Kraftarm und Lastarm ergiebt sich für die 6 Typen Nr. 5—10 unserer Tabelle zu 0,28; 0,30; 0,33; 0,30; 0,33 und 0,35; im Mittel demnach 0,315. Es beträgt demnach die Länge der Kurbel circa $^1/_3$ des Radhalbmessers, was für diese Maschinen als charakteristisch gelten darf. Wir finden demnach, dass diese Maschinen in Hinsicht der Zugkraft mehr leisten als die ungekuppelten Maschinen, bei denen jenes Verhältniss in keinem Falle $^1/_3$ erreicht, sondern wenig mehr als $^1/_4$ beträgt.

Die Heizflächenverhältnisse dieser Typen sind als durchaus günstig zu bezeichnen, da in Folge der unterstützten Feuerbüchse nicht sowohl grosse Roste als zugleich auch kurze Cylinderkessel, also werthvolle indirecte Heizflächen erzielt werden. Die Rostflächen sind indessen bei dieser Type im Ganzen als klein zu bezeichnen, indem dieselben zwischen 1,15 und 1,660 Quadratmeter liegen. Die Zahl der Röhren variiren zwischen 179 und 223, während die Rohrlängen 3000 bis 3580^{mm} betragen, ein für die Dampfbildung äusserst günstiges Verhältniss. Den kleinen Feuerkasten entsprechend liegen die directen Heizflächen zwischen 6,60 und 8 Quadratmeter, die indirecten zwischen 73 und 105 Quadratmeter, während die Extreme der Totalheizflächen zwischen 81 und 112 Quadratmetern variiren.

Die Adhäsionsverhältnisse gestalten sich in Folge der Verkupplung einer Achse mit der Triebachse wesentlich günstiger als bei den ungekuppelten Maschinen, indem man, statt einer, zwei Achsen zur Ertheilung der Adhäsion disponibel hat, die Zugkraft mithin dem entsprechend vermehrt wird. Die bei den vorliegenden 6 Typen ertheilten Belastungen der Trieb- und Kuppelachse variiren d. h. die totalen Adhäsionsgewichte liegen zwischen 19300 und 23000 Kilogramm, je nach der absoluten Achsenbelastung, welche als Antheil des Maschinengewichtes auf die betreffenden Achsen übertragen wird, wobei als constructive Regel gilt, dass die durch die Kuppelstange verbundenen Achsen gleichmässig zu belasten sind, eine Anforderung, die in der Praxis so weit als möglich erfüllt wird, aber keineswegs streng durchführbar ist.

Die nach der bekannten Formel berechneten Zugkräfte stellen sich für unsere 6 Typen (immer in der numerischen Reihenfolge laut Tabelle) auf: 3720, 3614, 4312, 4144, 4375 und 4574 Kilogramm, im Mittel ergiebt sich demnach für diese Maschinencategorie eine mittlere Zugkraft von 4123 Kilogramm, was circa 35 % mehr ist als bei den ungekuppelten Maschinen.

Die verhältnissmässig grosse Zugkraft der russischen Locomotive (Nr. 10) unserer Tabelle wird durch die niedrigen Räder, keineswegs jedoch durch die Kessel- und demnach Cylinderverhältnisse motivirt, welche sehr bescheidene Dimensionen für sich in Anspruch nehmen, wobei nur nochmals in Erinnerung gebracht wird, dass D in der Zugkraftformel im Nenner steht und dass mithin diese Kraft direct mit der Radhöhe abnimmt, alle übrigen Verhältnisse als gleichbleibend vorausgesetzt. Hierin liegt vielleicht die Ursache, weshalb vielen Constructeuren die Radhöhe ein sehr delicater Factor ist, und dass dieselben die Ansicht vertreten, die geringste Aenderung im Raddurchmesser bedinge nothwendig — aus constructiven Gründen — die Aenderung der Cylinder- resp. Kolbendimensionen und demgemäss natürlich auch der gesammten Kesselverhältnisse. Wir fürchten indessen zu weit abzuschweifen und verfolgen daher diesen Gegenstand nicht, obwohl derselbe gewiss nicht nur der Theorie, sondern gleichzeitig auch der Praxis angehört, der es vorbehalten bleiben muss, hierauf bezügliche Untersuchungen anzustellen; — ersetzt man doch in der Praxis bei ganzen Serien von Locomotiven zuweilen die zu hoch im Durchmesser gegriffenen Trieb- und Kuppelrädersätze durch niedrigere, was an sich nicht den geringsten Anstand hat.

Setzt man nun, um den Widerstand der Eigenbewegung des Motors zu ermitteln, 12 Kilo pro Tonne Maschinengewicht (was erfahrungsmässig für Vierkuppler hinreicht), so erhält man die beziehentlichen Effecte zu 396, 344, 408, 378, 444 und 378, welche wiederum von den obigen Totalleistungen (Zugkräften) abgezogen werden müssen, um die thatsächlich geführten Bruttolasten zu ermitteln. Es werden demnach die beziehentlichen Zugkräfte sich in 3324, 3270, 3904, 3766, 4131 und 4196 Kilogramm verwandeln. Behufs Darstellung dieser Werthe in geförderten Bruttolasten ist unter Berücksichtigung von Personenzugbetrieb, also für Geschwindigkeiten die zwischen 40—60 Kilometer liegen, 8 bis 12 Kilogramm pro Tonne Bruttolast anzunehmen. Bei Zugrundelegung von 12 Kilo pro Tonne Bruttolast würden die geführten Lasten sich auf die beziehentlichen Werthe von 277, 272, 325, 314, 344 und 349 Tonnen stellen. Dies gilt indess nur für die Horizontale. Steigt die Bahn mit 10 : 1000, so wachsen die Zugwiderstände um 10 Kilogramm pro Tonne, wenn daher die Geschwindigkeit der Maschine genau dieselbe bleiben soll, wie auf der Horizontalen, so muss die Last im entsprechenden Maasse abnehmen. Wir erhalten mithin für die Zugwiderstände $10 + 12 = 22$ Kilo pro Tonne Bruttolast, und für die Locomotive selbst (Maschine Nr. 10 der Tabelle als Beispiel herausgegriffen):

$$10 + 12 = 22 \text{ Kilo pro Tonne Maschinengewicht.}$$

Die Leistung der Maschine ist alsdann ersichtlich aus der Gleichung

$$P = \frac{4196 - (31{,}5 \times 22)}{22} = 160 \text{ Tonnen.}$$

In der Praxis lässt sich aber auf der Steigung die Zuglast nicht vermindern, man ist daher gezwungen sie mit geringerer Geschwindigkeit zu befahren, wobei natürlich vorausgesetzt wird, dass die Bahnverhältnisse etc. im Uebrigen sich gleich bleiben.

In constructiver Beziehung aus der Reihe der in Rede stehenden 6 Typen als zunächst hervortretend zu bezeichnen ist Nr. 5 unserer Tabelle, abgebildet auf Tafel XLIX, Fig. 1 und ausgestellt zu Wien 1873 seitens der Firma Couillet et Marcinelle bei Charleroi in Belgien. Die Cylinder sind an den Aussenseiten des Langkessels, etwas vor dessen Mitte angeordnet, derart, dass die mittleren Positionen der Gleitmassen in die durch den Schwerpunkt gedachte verticale Querebene fallen, eine Construction, durch welche bekanntlich das Nicken in das minder schädliche Wogen verwandelt und das unangenehme Schlingern fast gänzlich beseitigt wird. Die eigentliche Triebachse liegt, wie bei Crampton, hinter der Feuerbüchse und ist mit einer vor der

Büchse liegenden Achse verkuppelt. Die Federn beider Kuppelachsen sind durch einen tiefliegenden Balancier verbunden. Die Maschine besitzt innere Rahmen und eine weit nach vorn gestellte feste Laufachse. Der Kessel erweist, wie aus den Zahlen der Tabelle ersichtlich, ein günstiges Verhältniss der directen zur indirecten Heizfläche, erzielt durch kurze Röhren und Vielzahl derselben, daher ein dem entsprechendes Leistungsvermögen von diesen an sich sehr leichten Locomotiven entwickelt wird.

Der Hauptdimensionen der Feuerungsanlage sind:

	Rostlänge	$1^{m},700$
	Rostbreite	$0^{m},980$
	Rostfläche	$1^{m},660$
Roststäbe.	Länge	$0^{m},440$
	Dicke	$0^{m},008$
Durchlassweiten		$0^{m},008$
Feuerbüchse.	Höhe vorn	$1^{m},550$
	- hinten	$1^{m},100$
Breite.	Maximum	$1^{m},040$
	Minimum	$0^{m},986$
Kupferstärke		13 mm
Rohrwandstärke		24 -

Die Rohrdimensionen[6]) und Heizflächen vergleiche sub Nr. 5 der Tabelle.

Aeusserer Kessel.	Feuerbüchse.	Länge	$1^{m},900$
		Breite	$1^{m},160$
	Rauchkammer.	Länge	$0^{m},780$
		Breite	$1^{m},250$
	Cylinderkessel.	Länge	$3^{m},220$
		Weite	$1^{m},220$
Totale Kessellänge			$5^{m},900$
Blechstärke			13 mm
Innere Capacität			4,450 Cubikmeter
Wasservolumen			2,880 (bei 100 mm Wasserstand über der Feuerbüchse.)
Schornsteinweite			0,420 (Basis)
			0,540 (Mündung)
Schornsteinhöhe			4,270 (ab Schiene)

Da die Roste vorn $1^{m},550$, hinten $1^{m},100$ unter der inneren Feuerbüchsendecke liegen, so beträgt die Neigung gegen die Rohrwand $\frac{450}{1700}$.

Der Cylinderkessel ist aus drei Ringen zusammengesetzt. Durchmesser im Lichten $1^{m},220$. Die Rauchkammer bildet die directe Fortsetzung des cylindrischen Theiles. Belpaire-Kiste; Feuerrahmen demgemäss die Hauptthür mit umschliessend. Das äussere Mantelblech der Feuerbüchse ist aus dem Ganzen erwalzt, daher Vermeidung der zwei oberen Nietreihen. Dom auf dem Mittelbleche. Kesselspeisung durch zwei Injectoren nach Friedmann von 7 und 9 mm Düsenweite. Höhe der Kesselachse über Schiene $1^{m},950$. Das Manometer ist nach System Rau von innen erleuchtbar, daher mit transparentem Zifferblatt versehen.

---

[6]) Unter Rohrlänge wird stets der lichte Abstand der Rohrwände verstanden. Dieselbe Abmessung repräsentirt zugleich die theoretische Länge des Cylinderkessels. Die absolute Länge des letzteren ist abweichend und ergiebt sich aus der Construction des Kessels. Sie gehört in keinem Falle zu den Hauptdimensionen der Locomotive.

Gestell. Imenabstand der Rahmen $1^{m},200$,
Minimalsection . . . . 25×310^{mm},
Ganze Maschinenlänge . $8^{m},495$ (incl. Buffer),
» Rahmenlänge . . $8^{m},015$,
Platformhöhe über Schienen $1^{m},757$ (in der Mitte),
» » » $1^{m},280$ (an den Enden).

Rahmenbleche aus dem Ganzen. Radstand $4^{m},930$, worin 2300^{mm} Entfernung der Kuppelachsen. Die Vorderachse ist 830^{mm} hinter der Verticalachse der Rauchkammer angeordnet. Gleichmässige Vertheilung der Last auf beide Kuppelachsen. Der Schwerpunkt des Motors liegt 160^{mm} von der Mittelachse. In Betreff der Gewichte, Raddurchmesser, Kolbendimensionen etc. vergleiche No. 5 der Tabelle.

Doppelschiebersteuerung nach System Guinotte, welches bekanntlich in der Anwendung der Heusinger von Waldegg'schen Steuerung auf das System der Doppelschieber in der Weise besteht, dass der Vertheilungsschieber durch die genannte Steuerung bewegt wird, von welcher auch zugleich die Bewegung der Expansionscoulisse eingeleitet wird. Die Cylinderachsen liegen 900^{mm} tiefer als die Kesselachse und da die mittlere Position des Kolbens vom Mittel der Triebachse um $3^{m},810$ absteht, so geschieht die Umsetzung unter besonders günstigen Bedingungen.

Der Horizontalabstand der Cylindermittel ist $1^{m},950$. Die Leistung im regulären Dienste wird zu 60 Kilometer pro Stunde mit 21 Wagen auf Rampen von 1 : 200 angegeben; und mit 40 Kilometer und 9 Wagen auf Rampen von 1 : 55, wie sie auf den Linien des Grand Central Belge vorkommen. Fünf Maschinen dieser Type wurden 1864 in Betrieb gesetzt, weitere zwei 1865, vierzehn im Jahre 1867 und die sieben letzten im Jahre 1873. Sie wurden sämmtlich in der genannten Fabrik erbaut. Die Consumtion ergab sich im Durchschnitt zu 9,66 Kilogr. halbfette Klarkohle (charbon menu demi-gras) pro Dienstkilometer.

Die Nummern 7, 8 und 9 unserer Tabelle besitzen zweiachsige bewegliche Vordergestelle mit den beziehentlichen Radständen von $1^{m},020$ (Kessler in Esslingen, Tafel L, Fig. 13), $1^{m},750$ (Grant & Comp., Verein. Staaten, Tafel L, Fig. 8) und $1^{m},320$ (Sigl, Wiener Neustadt, Tafel XLIX, Fig. 7). Letztere Maschine, die Personenzuglocomotive der Oesterreichischen Südbahn für die günstig profilirten Strecken des Netzes, verdient, trotz der unvortheilhaften Anordnung und Construction des Vordergestelles, immerhin noch als musterhaft hervorgehoben zu werden, wenn man dieselbe mit dem Wendeschemel der Personenzugmaschine der Württembergischen Bahnen, der Sächsischen (insofern dort noch zweiachsige Gestelle vorhanden), der Badischen Staatsbahn und der Oesterreichischen Nordwestbahn vergleicht, deren Radstände gar nur 1^{m} betragen.

Die in Rede stehende Locomotive (No. 9 der Tabelle), bietet im Uebrigen in constructiver Beziehung mehrfaches Interesse. Sie ist nach System Hall erbaut und besitzt demgemäss Aussenrahmen, Aussencylinder und Aussensteuerung, wobei die Neigung der Schieberstangen 1 : $7^{1}/_{2}$ beträgt. Die Federn und Achsenlager sind ohne Balancierverbindungen. Gegengewichte noch zwischen den Speichen separat eingenietet vermöge Platten; sie bilden also kein Ganzes mit den Rädern. Die Excenter sitzen auf dem verlängerten Achsenhalse zwischen Rahmen und Kurbel und bildet letztere sammt dem Excenterpaare ein Schmiedestück. Steuerung vermittelst Hebel und gezahntem Sector. Die Cylinder sind mit dem Anschütz'schen (für Oesterreich patentirtem) Selbstöler versehen.

Nach ähnlichen Principien gebaute Typen, werden, wie schon angedeutet, für

den Personenverkehr der Badischen, Württembergischen und Sächsischen Staatsbahnen verwendet, und dienten dieselben — wir müssen sagen leider — der Construction der Oesterreichischen Südbahnmaschine als Vorbild. Die Radstände (Greifweiten) aller dieser Wendeschemel sind nämlich viel zu gering, um eine einigermaassen richtige Einstellung in den Curven, geschweige denn einen ruhigen Gang in den geraden Strecken zu motiviren; auch im Uebrigen sind diese Apparate noch zu unvollkommener Construction und zu ungünstig angeordnet (à la Norris 1830), als dass es der Mühe werth wäre uns mit den Details dieser constructiven Verirrungen zu befassen, um so mehr, da ein besonderes Capitel dieses Bandes den beweglichen Gestellen speciell gewidmet ist.

No. 10 unserer Tabelle (Tafel L, Fig. 5, Wien 1873) ist bekanntlich die Type der neueren russischen Personenzugmaschine, deren der Construction zu Grunde gelegtes norddeutsches Vorbild ganz unverkennbar hervorleuchtet; es muss die allgemeine Anwendung dieser Type, vom Standpunkte der unterstützten Feuerbüchse betrachtet, auch für Russland speciell als ein Fortschritt bezeichnet werden, denn noch vor wenig Jahren wurden dergleichen Maschinen nur erst ausnahmsweise beschafft und der ganze Maschinenpark z. B. für die ausgedehnten Linien der Grossen Russischen Eisenbahngesellschaft mit nicht unterstützter Feuerbüchse (aus den Fabriken Frankreichs, Englands und Deutschlands bezogen), wie dies für die von Odessa ausgehenden Linien noch heute immer wieder von Neuem geschieht. Die dortigen Bahnen werden mit Sechskupplern nach System Hall (von Kessler in Esslingen und von Evrard in Brüssel) befahren.

§ 6. Maschinen mit directer Unterstützung der Feuerbüchse. — Wir zählen hierher alle diejenigen Locomotiven, bei denen die Hinterachse weder vor noch hinter, sondern unter der Feuerbüchse gelagert ist. Wir haben eine Anzahl Typen dieser Categorie von No. 11—17 in unsrer Tabelle in Betreff ihrer Hauptdimensionen zusammengestellt und bieten die Tafeln XLIX bis LI die Skizzen derselben, worin die von Borsig construirte Maschine No. 3031 (Wien 1873) in ihren näheren Details auf Tafel LII im Maassstab von 1:40 vor Augen geführt ist. Die Hauptdimensionen dieser Maschine sind sub 11 unserer Tabelle bereits enthalten, weshalb hier nur ein Hinweis auf einige der interessantesten Einzelheiten gegeben wird.

Die Rahmen sind aussenliegend, aus Platten von 26^{mm} ausgestossen und besitzen in den schwächsten Stellen noch 320^{mm} Höhe; lichter Abstand $1^{m},814$. Von den beiden gekuppelten Achsen, deren Materialstärke 196^{mm} beträgt, steht die vordere (die Triebachse 896^{mm} von der Feuerbüchse entfernt. Die auf die verlängerten Achsenhälse gepressten Separatkurbeln sind mit den Zapfen aus einem Stücke geschmiedet und sitzen auf 170^{mm} starken und 270^{mm} langen Schenkeln. Die Zapfen messen 115^{mm} im Durchmesser bei 115^{mm} Sitzlänge und die Kuppelzapfen beziehw. 90^{mm} und 90^{mm}. Die Laufachse, vorn liegend, hat 164^{mm} Stärke und 125^{mm} Durchmesser bei 195^{mm} Lagerhalslänge. Die Lager, von gewöhnlicher Construction, lassen den Achsen circa 5^{mm} seitlichen Spielraum.

Die Platform liegt $1^{m},416$ über Schienenoberkante und erhebt sich über den Triebrädern auf $1^{m},540$ Höhe. Die Federn liegen über dem Rahmen und umfassen mit ihren gespaltenen Stützen die Rahmenbleche. Sie sind bei den Triebachsen $1^{m},100$, bei den Laufachsen 940^{mm} in den Aufhängepunkten lang und bestehen aus je 14 Stahlblättern von 100×10^{mm} Querschnitt. Die Federn der Kuppelachsen sind auf jeder Seite durch einen Balancier verbunden, der in einem Ausschnitte der Rahmen gelagert ist. Die Cylinder sind horizontal angeordnet, liegen vorn an der

Rauchkammer, so dass ihre Mitten mit deren Mittellinien zusammenfallen und der Abstand der Cylindermittel $2^{m},328$ beträgt, woraus eine colossale Breitenausladung resultirt, welche die Grenze des überhaupt Zulässigen erreicht und Folge der Hall'schen Rahmen ist, und wenn dieselben ihrerseits allerdings eine tiefe Lage der Kesselachse gestatten, so muss dies nur im Allgemeinen gelten, denn im vorliegenden Falle liegt trotz der Hall'schen Construction die Kesselachse $1^{m},920$ über Schiene, was jedenfalls das wünschenswerthe Maass nicht minder überschreitet als die oben citirte enorme Breitenausladung und der durch die langen Dampfwege nothwendig herabgezogene Effect. Die Umsteuerung erfolgt, unter gänzlicher Fortlassung des Hebels, durch die Schraube, deren Bock auf dem erhöhten Radgehäuse der Kuppelachse befestigt ist.

Die Maschine ist mit Turner'schen Entlastungsschiebern versehen, dessen nähere Beschreibung man im Organ 1875, p. 136, ersehen wolle. Uebrigens ist die beschriebene Construction als eine Modification (Verbesserung oder Verschlechterung?) der entlasteten Schieber von Adams & Parson (1869 bei der französischen Nord-, West- und Ostbahn eingeführt) zu betrachten, welche zudem noch durch Webbs im Jahre 1870 verbessert wurde (Engineering, 1870 p. 372).

Da an diesem Schieber drei Gleit- und eine Sitzfläche genau parallel zu bearbeiten, und dicht herzustellen und zu erhalten sind, so dürften hierbei dieselben Schwierigkeiten zu überwinden bleiben, welche seinerzeit zur Verwerfung einfacherer Constructionen mit nur zwei Gleitflächen genügten. Zudem kommt neuerdings, in Folge der ganz allgemeinen Durchführung der Steuerschraube, ein Hauptmotiv, welches für die Anwendung von Entlastungsschiebern spricht, gänzlich in Wegfall, so dass diejenigen Entlastungschieber (wobei ja überhaupt der Begriff von »Entlastung« nur in sehr partiellem Sinne aufzufassen ist, da von einer vollständigen Entlastung nicht die Rede sein kann, indem es sich immer nur um die Druckflächen handelt, welche sich durch einigermaassen erhebliche Complication und schwierige Unterhaltung (wie der sogen. Turner'sche) auszeichnen, schwerlich auf Lebensfähigkeit Anspruch zu machen berechtigt sind.

Die Hinterachse unterstützt die Feuerbüchse im letzten Viertel ihrer Länge, deren Rost nach Belpaire construirt, auf $1^{m},820$ horizontale Länge 680^{mm} geneigt liegt. Leider ist nicht angegeben, für welche Art von Brennstoff diese Feuerungsanlage bestimmt ist (ihrer Anordnung nach scheint sie für erdige Braunkohle bestimmt zu sein). Die kupferne innere Feuerbüchse hat eine flache Decke von 20^{mm} Stärke mit abgerundeten Seitenkanten, welche durch Ankerbolzensysteme (wiederum nach System Belpaire, welchem eine ganz allgemeine Einführung auf deutschen Bahnen bevorzustehen scheint, während sich die ersten Tendenzen hierzu selbst in Oesterreich unter dem Namen System Becker hervorwagen) gegen die ähnlich geformte äussere Feuerbüchsendecke abgesteift ist, nur fehlen noch die horizontalen Schraubenbolzensysteme Belpaire's, die hier durch einige Winkeleisenstreben ersetzt wurden, indem die Flächen des äussern Feuerkastens (wie Fig. 3 auf Tafel LII sehr deutlich zeigt) nach einem grossen Halbmesser gekrümmt sind. Leider besteht das äussere Mantelblech (trotz der noch nicht zwei Meter erfordernden Walzbreite) auch bei dieser »Mustermaschine« nicht aus dem Ganzen, sondern aus drei Theilen, nämlich der Haube A und den verticalen Platten B und B_1, woraus die beiden horizontalen Nietreihen c und c_1 resultiren.

Die Seiten- und Hinterwände sind 15^{mm} stark; die Rohrwand ist, so weit sie von den Röhren in Anspruch genommen ist, auf 26^{mm} verstärkt. Der äussere Feuer-

kasten hat durchweg eine Eisenblechstärke von 15^{mm}. Die eiserne Rauchkammerrohrwand besitzt 25^{mm} Dicke. Der cylindrische Kessel besteht aus conischen Schüssen von 18^{mm} Eisenstärke und verjüngt sich ihr äusserer Durchmesser von $1^{m},280$ hinten auf $1^{m},228$ vorn, wodurch natürlich der ganze Kessel eine sehr beträchtliche Verjüngung von hinten nach vorn zu erhält, eine Anordnung, deren Zweck nicht recht ersichtlich und daher jedenfalls seitens des Constructeurs einer Erklärung werth wäre in Anbetracht ihrer (offenbar vorhandenen) Vortheile.

Der Kessel schliesst sich, wie bereits erwähnt, mit der erweiterten Rauchkammer am Vordertheile fest an den Rahmen an, während der Feuerkasten sich mit Hülfe der gewöhnlich verticalen Absteifungsplatten (die zugleich als Dilatationsplatten figuriren müssen) auf die Rahmen stützt. Diese Blechplatten sind sowohl an die Feuerbüchse als auch an die Rahmen vermöge Winkeleisen solide vernietet.

Betrachten wir nun die Maschinen mit direct unterstützter Feuerbüchse in ihren constructiven Eigenthümlichkeiten etwas näher, so findet sich zunächst, dass die directe Unterstützung der Feuerbüchse vorerst durch die grosse Feuerungsanlage an sich, als durch die Rostlänge motivirt wurde, welche ihrerseits äussere Feuerbüchsenlängen bis zu 3 Meter nicht selten involvirt. Will man daher bei sehr grossen Rosten die stützende Achse hinter die Feuerbüchse legen, so erhält man zu grosse Radstände und zu lange Kuppelstangen, die bekanntlich ein grosser Uebelstand sind. Man ist daher gezwungen, die Achse in solchen Fällen unter der Feuerbüchse anzuordnen, mithin einen Theil dieser Letzteren überhängen zu lassen, eine Grösse, die von $^2/_3$ bis Null der gesammten Feuerbüchsenlänge variiren kann, je nach den besonderen Constructionsrücksichten; indessen sollte man immer die stützende Achse soweit als irgend möglich nach hinten zu bringen suchen, um nicht wieder in den alten Fehler des überhängenden Gewichtes zu verfallen. Behufs Anordnung einer Kuppelachse unter der Feuerbüchse ist natürlich den Rosten eine entsprechend hohe Lage zu ertheilen, während der Aschenkasten eine Einziehung erhält, welche die Achse nach oben hin vor der strahlenden Wärme des Rostes schützt, während sie nach unten hin ganz frei liegen muss; in keinem Falle darf die Achse ohne Weiteres durch den Aschenkasten geführt werden. In Folge dieser Construction besitzt der Aschenkasten von dem Punkte ab, wo er die Achse bedeckt, zwei nach vor- und rückwärts hin abfallende Flächen, welche zugleich eine sehr bequeme Entleerung der Asche gestatten.

Während wir daher bei den Maschinen dieser Categorie in der Kolbendimension, Radhöhe, Hubverhältnisse etc. keine Verschiedenheit gegen die Maschinen mit hinter der Feuerbüchse liegender Kuppelachse finden, zeigen schon die Rostflächen eine beträchtliche Grösse, die zwischen 1,650—3 Quadratmeter variirt, während diese Flächen bei den Maschinen mit hinterer Kuppelachse (wo die Achsen oft nur rahmenartig den quadratischen Feuerkasten umschliessen) zwischen 1,15—1,660 Quadratmeter liegen, also durchschnittlich nur halb so gross sind, als bei den neueren Maschinen mit unter der Feuerbüchse liegender Achse (vergl. No. 11—17 der Tabelle).

Die Radstände werden bei diesen Maschinen innerhalb nicht weiter Grenzen liegen und durchschnittlich kleiner sein, als bei ganz hinten liegender Achse. In der That finden wir bei letzteren Maschinen (abgesehen von denen mit beweglichen Gestellen) weit grössere Radstände und grössere Variationen in dieser Abmessung, als bei ersteren, wo die Radstände zwischen den sehr mässigen Grenzen von $4^{m},267$ bis $4^{m},650$ liegen. Die Adhäsionsgewichte sind, den grösseren Kesseln entsprechend, durchschnittlich höher, während das Verhältniss zwischen Adhäsions- und Maschinen-

gewicht natürlich dasselbe bleibt wie oben; doch wird bei diesen Kesseln, in Folge der Vergrösserung der directen Heizfläche, das Leistungsverhältniss beträchtlich erhöht. Während wir oben die directen Heizflächen zwischen 6,60 und 8 Quadratmeter fanden, liegen dieselben hier zwischen den Werthen von 6,50 und 12 Quadratmeter, während die Rostflächen in beiden Fällen gleich bleiben.

Nach diesen allgemeinen Betrachtungen kommen wir schliesslich auf einige constructive Details der in Rede stehenden Categorie (No. 11—17 der Tabelle) zurück, insoweit dieselben von Interesse erscheinen.

Zunächst tritt uns in No. 12 (Tafel XLIX, Fig. 11) die von der Société d'Exploitation (Tubize in Belgien) zu Wien 1873 ausgestellte Personenzugmaschine entgegen. Aussenliegende Steuerung nach Heusinger von Waldegg. Belpaire-Kessel. Die Kuppelachse liegt unter der Feuerbüchse und zwar um eine geringe Grösse vor deren Mitte. Der bewegliche (horizontale) Theil des Rostes liegt an der Rohrwand, also im tiefsten Theile, und ist vermöge Schraube und Winkelhebel in der gewöhnlichen Weise dirigirbar. Der Dom sitzt auf dem Mittelringe des Langkessels. Die Langträger sind aus dem Ganzen gewalzt, innen liegend. Die Balancirung der Kuppelachsen erfolgt durch in die Rahmenebene gelegte Winkelhebel und Zugstange. Die lichte Entfernung der Rahmen beträgt $1^{m},254$ bei 30^{mm} Plattendicke, $8^{m},035$ Rahmenlänge und $8^{m},950$ totale Maschinenlänge.

Die Federn bestehen aus 17 Elementen und besitzen die Sehnenlänge von 900^{mm} bei 30^{mm} Pfeilhöhe. Die Räder ganz Schmiedeeisen ohne Gegengewichte, Bewegung der Coulissen vermöge der Combination von Schraube und Hebel nach Belpaire. Die Hauptdimensionen sind aus der Tabelle ersichtlich und soll daher nur noch des zweiachsigen Tenders dieser Maschine gedacht werden, dessen Rahmen gleichfalls aus einfachen, aus dem Ganzen geschnittenen Trägern gebildet ist. Bremsvorrichtung auf beide Achsen vermöge einseitiger Backen auf die inneren Bandageseiten, in den Hängeeisen nach amerikanischem Princip gegliedert, wodurch man bekanntlich auf sämmtliche Räder gleiche Pressungen erzielt, was bei den Bremsen der gewöhnlichen Construction bekanntlich nicht der Fall ist. Capacität des Wasserreservoirs 8000, des Kohlenraumes 3000 Kilogr., was für längere Fahrten vor Personenzügen durchaus hinreichend. Die Speisung erfolgt durch zwei Injectoren nach Friedmann, unter der Platform am Rahmen befestigt.

Die fraglichen Locomotiven sind zum Personenzugdienst auf den Linien der Exploitation bestimmt, deren Rampen 15 pro 1000 (1 : 66) erreichen. Die Roste consumiren klare Staubkohle in mageren oder halbfetten Sorten. Die ersten Maschinen dieser Type wurden vor beiläufig 15 Jahren für die Linie Antwerpen-Rotterdam erbaut und durchlief eine derselben (No. 35) in 2 Jahren 161000 Kilometer ohne Reparaturkosten. Wir haben allerdings keine ganz neue, aber eine höchst nachahmenswerthe Anordnung kräftiger Personenmaschinen in dieser Type vorgeführt, deren vorzügliche Abmessungen weitgehenden Anforderungen auf Zugkraft in Verbindung mit grosser Geschwindigkeit Genüge zu leisten vermögen, und sind wir deshalb einen Augenblick bei ihr verweilt.

No. 13 der Tabelle (Tafel XLIX, Fig 5) stellt die tausendste Nummer der Hannoverschen Maschinenbaugesellschaft, vorm. Egestorff, vor, die gleichfalls in Wien 1873 figurirte. Die Maschine repräsentirt vollkommen die norddeutsche Personenzugmaschine in den neuesten Tendenzen der Construction. Die Kuppelachse liegt etwas hinter der Rostmitte, so dass nur wenig überhängendes Gewicht vorhanden. Rahmen innen liegend. Länge des Rahmens $7^{m},486$; Platformhöhe $1^{m},270$, Kessel-

achse $2^m,019$, letztere beide über Schienen. Der Kessel stützt sich vorn auf die Querfeder der Vorderachse, hinten auf die Drehpunkte der Balanciers, welche die Federn der Kuppelachsen verbinden und ist demnach auf drei Punkten gelagert. Die Steuerungstheile liegen innen. Allan'sche Coulissen. Reversion mittelst Schraube.

No. 14 unserer Tabelle, abgebildet auf Tafel XLIX, Fig. 4, war gleichfalls in Wien 1873 ausgestellt und entstammt der André Köchlin'schen Maschinenfabrik in Mühlhausen[7]), bestimmt für die Gesellschaft der oberitalienischen Bahnen. Aussencylinder. Vordere feste Laufachse. Kurzer Cylinderkessel, lange Roste; daher im Ganzen sehr günstige Heizflächenverhältnisse. Schnellzugtype für Bahnen günstiger Längenprofile. Balancirung der Kuppelachsen durch beiderseitig in der Rahmenebene befindlichen Balancier. Steuerung nach Gooch, innen liegend. Excenterhub $0^m,120$; Bleuelstangenlänge $1^m,955$.

Nr. 15 der Tabelle giebt die Hauptdimensionen der Personenzugmaschine Nr. 500 von Vulkan in Stettin, abgebildet auf Tafel XLIX, Fig. 2, die gleichfalls zu Wien 1873 ausgestellt war. Die Maschine zeichnet sich mehr durch interessante Constructionsverhältnisse aus. Sie ist, behufs gesicherter Befahrung von Curven mit 300^m Radius, mit vorderem einachsigem Wendeschemel nach System Bissel versehen (beschrieben in Cap. XIII dieses Bandes und gezeichnet auf Tafel XXXVIII, Fig. 1 bis 3). Der Kessel stützt sich vorn auf die Querfeder des Vordergestelles, hinten auf die Drehpunkte der die Kuppelachsen verbindenden, in der Rahmenebene gelagerten Balanciers. Lagerung demnach auf drei Punkten. Die Kuppelachse liegt hinter der Mitte der Feuerbüchse. Sicherheitsventile nach Ramsbottom, die heute in Deutschland ziemlich allgemeinen Eingang finden, nachdem man ihre Vortheile schätzen gelernt hat. Die Rahmen sind aus dem Ganzen erwalzt, die Gegengewichte der Räder mit den Speichen verschweisst. Die Balancirung ist eine sehr vollkommene, indem die Störungen der Vorderachse durch die Beweglichkeit derselben sowie durch die Querfeder, die der Kuppelachsen durch die in der Rahmenebene befindlichen Balanciers äquilibrirt werden. Allan'sche, ganz aussenliegende Steuerung. Die Leistung dieser Maschine ist angegeben zu 140 Tonnen (excl. Maschinen- und Tendergewicht) auf 1:72 Steigung (14 pro 1000) in Curven von 300 Meter Radius mit einer mittleren Geschwindigkeit von 50 Kilometer (6,6 Meilen) pro Stunde. Wir fügen hinzu, dass das gewählte günstige Verhältniss des Kraftarmes zum Lastarme (grosser Hub, kleine Radhöhe) in der That eine sehr vortheilhafte und vielseitige Verwendung dieser Type gestatten dürfte, welche auch anderwärts häufigere Nachahmung verdiente, weil man dann weniger oft genöthigt wäre, die regulären Personenzüge mit zwei Maschinen zu fahren (also doppeltes Personal und doppelte Consumtion bezahlen zu müssen) deren Triebräder 1848^{mm} Höhe haben, mit denen man, trotz der Kuppelachse, eben nur leichte Züge zu fahren im Stande ist (Hannoversche Staatsbahn). Die in jüngster Zeit sich wiederum bemerkbar machende Tendenz einer Vermehrung der Triebradhöhe (bei den heutigen Betriebszuständen gewiss sehr übel angebracht!) wird nicht minder schnell der entgegengesetzten Richtung weichen und zwar auf Grund gemachter Erfahrungen.

Nr. 16 der Tabelle (Tafel XLIX, Fig. 12) zeigt die Personenzugmaschine der Belgischen Staatsbahn (deren eine zu Paris 1867 figurirte und mit der goldenen

[7]) Da diese Maschine zu Wien 1873 im Portale des Mont-Cenis-Tunnels stand, so musste sie natürlich die »Tunnelmaschine des Mont Cenis« sein. Dies ist indessen wenig wahrscheinlich, da man in der Praxis Wasserscheiden von 35 pro 1000 Steigung weder mit 2010^{mm} hohen Triebrädern, noch mit festen Radständen von 4650^{mm} befährt.

Medaille geziert wurde). Sie führt Züge von 15 Wagen mit 55 Kilometer mittlerer Geschwindigkeit auf Steigungen von 1 : 200, was Maximalgeschwindigkeiten von circa 75 Kilometer voraussetzt; die Consumtion pro durchlaufenen Kilometer beträgt im Durchschnitt 8 Kilo Klarkohle (in fetten und halbfetten Sorten), deren durchschnittlicher Preis sich auf 9 Francs pro Tonne stellt. Rahmen aussen, daher die Kupplungskurbeln auf die verlängerten Achsenhälse gepresst sind. Cylinder und Steuerung (System Belpaire — Stephenson). Der Rahmen ist zum Theil doppelt construirt in Folge der vierfachen Lagerung der Triebwelle; die Rahmen sind auf beiden Flächen behobelt und besitzen 25^{mm} Dicke. Die Triebachse, in äusseren und inneren Rahmen gelagert, ist natürlich Kropfachse. Die Federn der Kuppelachsen sind durch in der Rahmenebene liegende Balanciers, bei den neueren Serien jedoch vermöge Winkelhebel und Zugstange mit einander verbunden. Belpaire-Feuerkiste mit angeschlossenem kurzen Cylinderkessel. Anschlussplatte aus dem Ganzen, daher zugleich die Vorderwand der äusseren Feuerbüchse bildend. Blechstärke 11^{mm}. Steuerungsapparat vermittelst Combination von Hebel und Schraube (beschrieben und gezeichnet im constructiven Theile des die Steuerungen behandelnden Capitel VIII. B. dieses Bandes). Das im dienstfähigen Zustande 33300 Kilo betragende Gewicht, ist wie folgt, vertheilt: Vorderachse 9100 Kilo, Triebachse 12400 Kilo, Kuppelachse 11800 Kilo. Auf Kosten der Belastung der Vorderachse wird demnach eine Adhäsion von 24200 Kilo erzielt. Achsen aus Bessemerstahl, Räder ganz Schmiedeeisen, ohne Gegengewichte, die Achsenbüchsen aus Bessemerstahl. Bandagen aus Bessemer mit 63^{mm} Stärke im Laufringe. Die Bleuelstangen sind aus Eisen, die Kuppelstangen hingegen wiederum aus Bessemer (!). Alles laut Vorschrift der Staatsbahn. Die Kolben sind aus einem Stücke mit der Stange aus Bessemerstahl erschmiedet. Wie wir sehen, zeichnet sich die behandelte Type nicht nur durch ihre ganze Erscheinung, sondern auch in den Details durch bemerkenswerthe Eigenthümlichkeiten aus, auf welche in aller Kürze hinzuweisen, nicht versäumt werden durfte.

Endlich zeigt Nr. 17 unserer Tabelle die durch ihre stereotype Wiederholung ziemlich abgelebte Type preussischer Personenzugmaschinen mit überhöhter Feuerkiste, wie dieselbe namentlich für die Rheinische, die Bergisch-Märkische, die Köln-Mindener, die Berlin-Stettiner und die Ostbahn aus Berliner Fabriken im letzten Decennium in vielen Hunderten von Locomotiven hervorgegangen ist und heute noch hervorgeht, auf deren nähere Beschreibung daher mit Recht verzichtet werden darf. Siehe Skizze auf Tafel L, Fig. 10.

§ 7. Maschinen mit beiden Kuppelachsen vor der Feuerbüchse. — Die Maschinen dieser Categorie (Nr. 18—26 der Tabelle) können unterstützte oder auch überhängende Feuerbüchsen haben. Die Laufachse kann entweder vorn, oder, die Feuerbüchse unterstützend hinten liegen, auch kann ein vorderes oder auch ein hinteres bewegliches Gestell vorhanden sein, sowie eine vordere und eine hintere Laufachse gleichzeitig zur Anwendung kommen.

Als ein Beispiel für letztere, übrigens höchst selten zur Anwendung zulässige Construction, bietet die in Skizze Fig. 7 auf Tafel LIII, im Längendurchschnitt vor Augen geführte Locomotive, die von Schneider & Comp. in Creuzot für die Grosse Russische Eisenbahngesellschaft erbaut wurde. Die Maschine zeichnet sich durch gigantische Dimensionen und eine aussergewöhnlich grosse Feuerungsanlage aus (1^{m},900 Rostlänge), weshalb es auch nöthig wurde, die Feuerbüchse durch eine weit nach hinten gelegte Achse zu stützen. Die Feuerbüchse hat einen doppelten nach vorn geneigten Rost, dessen vorderer Theil beweglich ist. Die Decke wird durch

17 querliegende Rippenanker versteift und ist durch Hängeanker mit dem äusseren Mantel verbunden. Der cylindrische Kessel nimmt bis zur vorderen Rohrwand stufenweise im Durchmesser ab, indem die überplatteten, einfach genieteten Kesselringe von hinten nach vorn in einander eingeschoben sind. Der Regulatorschieber ist horizontal und befindet sich nicht in einem eigentlichen Dome, sondern in einem besonders construirten, mit Scheidewand versehenem gusseisernen Kasten vorn auf dem Kessel unmittelbar hinter der Rauchkammer, in welchen der Dampf durch ein horizontales, im Dampfraume liegendes (durchlöchertes) Sammelrohr eingeführt und bei Oeffnung des Schiebers nach den Cylindern abgeführt wird. [8]) Die Maschine besitzt äussere und innere ganz durchlaufende Rahmen, zwischen denen sich die Cylinder mit beiden solide verbunden, befinden, eine Construction, welche bereits auf Tafel XXV, Figur 6 und 7 dieses Bandes gezeichnet ist. Die gekuppelten Räderpaare liegen, wie die Cylinder, zwischen den Rahmen und sind ihre Achsen im inneren Rahmen gelagert, während die beiden Laufachsen ihre Lagerung aussen erhalten, wodurch die Maschine grosse Stabilität erhält. Die Kuppelachsen stützen sich gegen oberhalb des Rahmens angebrachte und an umgekehrte (tiefliegende) Tragfedern aufgehängte Längenbalanciers.

Die Hauptdimensionen dieser Maschine sind folgende:

Cylinder.	Durchmesser	440 mm	
	Kolbenhub	600 -	
	Abstand der Mittel	1930 -	
	Stangenlänge	1650 -	
Kessel.	Rostfläche	$2^{m},304$	
	Länge, horizontal	$1^{m},900$	
	- , in der Neigung	$2^{m},304$	
	Rohre. Zahl	180	
	Länge	$4^{m},350$	
	Weite	$0^{m},046$	
	Kesselweite	$1^{m},330$	(innerer Durchmesser des grössten Ringes)
	Kesselachse über Schienen	$2^{m},050$	
	Rauchkammer. Länge	$0^{m},907$	
	Weite	$1^{m},330$	
	Schornstein. Höhe, absolute	$5^{m},180$	
	- , relative	$2^{m},465$	
	Blasrohrweite, grösste	184 mm	
	- , kleinste	44 -	
Rahmen.	Lichte Weite der innern	$1^{m},310$	
	- - - äusseren	$2^{m},460$	
	Stärke der inneren	24 mm	
	- - äusseren	20 -	
	Platformhöhe ab Schiene	$1^{m},255$	
Räder.	Durchmesser der Kuppelräder	$2^{m},100$ [9])	

---

[8]) Die horizontalen Regulatoren mit Sammelrohr im Dampfraum und Regulatorgehäuse in der Rauchkammer sind vor etwa einem Decennium in England, Frankreich, Italien und Russland mit besonderer Vorliebe construirt resp. beschafft worden und bei einer sehr grossen Anzahl von Maschinen in Anwendung gekommen. Auch gelangt diese Anordnung noch heute vielfach zur Ausführung. Sie hat unstreitige Vortheile, auf die hier einzugehen nicht der Ort ist.

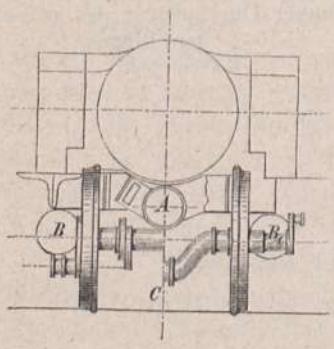
[9]) Dies ist das ursprünglich ertheilte Maass der Radhöhe, zu welchem wir nur bemerken, dass diese Räder gleich in den ersten Monaten des Betriebes (1862) bei der ganzen Serie beseitigt

Räder.	Durchmesser der Laufräder .	$1^m,300$	
	Achsenstärke (im Lagerhalse)	180 resp. 150	mm
	Radstand	$5^m,800$	
Gewicht.	Dienstfähig. Laufachse, vordere	10100	Kilogr.
	Triebachse . . .	10600	-
	Kuppelachse . .	10500	-
	Laufachse, hintere	7800	-
	Total:	39000	Kilogr.

Dieses grosse Totalgewicht kann indessen nur theilweise auf Adhäsion verwerthet werden, indem die Laufräder 17900 Kilo absorbiren, so dass für die Kuppelräder nur 21100 Kilo verbleiben, was in Anbetracht des hohen Eigengewichtes des vierachsigen Motors als ein überaus ungünstiges Verhältniss zu bezeichnen ist; es darf unter diesen Umständen in der That nicht überraschen, wenn man die ursprünglich gewählte Radhöhe von 2100mm auf das Normalmaass zurückführte, und muss hinzugefügt werden, dass der Personenzugbetrieb mit den Maschinen der ursprünglichen Construction geradezu unmöglich war. In Folge des grossen Radstandes (nahe an 6 Meter!) der vier Parallelachsen, sind diese Maschinen natürlich nur für curvenfreie Bahnen geeignet oder für solche, deren Radien mindestens 600 Meter betragen (Technische Vereinbarungen des Vereins D. E.-V. § 106) und müssen selbst in diesen letzteren einen fehlerhaften, steifen Gang behalten, in Verbindung mit der Tendenz zum Auseinanderdrängen der Schienen und vorzeitigen Ruin der Bandagen; Alles Nachtheile, welche die Vortheile der erzielten grossen Stabilität bei dieser Type völlig illusorisch erscheinen lassen.

Als besondere Eigenthümlichkeit sei hier noch, weil ebenfalls zu den Personenzugmaschinen gehörig, Morandière's dreicylindrige Locomotive erwähnt, welche Holzschnitt Fig. 2 im Querdurchschnitt vorführt, wie dieselbe zum Betrieb schwerer Personenzüge für die Metropolitan-Bahn in London entworfen wurde, wir vermögen indessen nicht anzugeben, ob dieselbe zur praktischen Ausführung gelangt und können nur sagen, dass die auf der Metropolitan Eisenbahn coursirenden Locomotiven eben nicht so, sondern anders construirt sind. Bei der in Rede stehenden Maschine soll das ganze Gewicht auf Adhäsion nutzbar gemacht werden und um das Zusammenkuppeln einer Anzahl von Achsen zu vermeiden, sind die Räder in zwei Gruppen von je zwei Paaren formirt. Die Achsen der Vordergruppe werden durch zwei in der gewöhnlichen Weise ausserhalb der Rauchkammer angebrachte Cylinder (B und B_1) in Bewegung gesetzt; während die Achse des vorderen Räderpaares der Hintergruppe in ihrer Mitte gekröpft ist behufs Bildung einer Kurbel, welche durch die Kolbenstange eines unter dem Langkessel angebrachten (geneigten) Cylinders (A) umgedreht wird, wie die Skizze zeigt. Die Räder der Hintergruppe sind mittelst aussenseitiger Kurbeln wie gewöhnlich zusammengekuppelt, indem die Achsen äussere Lagen haben, während bei der Vordergruppe die Räder Kurbelnaben besitzen, da die Lager der Achsen innerhalb liegen. Als weitere Eigenthümlichkeit muss bemerkt werden, dass der Admissionsdampf aus dem Kessel zuerst in den Mittelcylinder tritt,

Fig. 2.



und Sätze mit der Radhöhe der gewöhnlichen Personenzugmaschine der Gesellschaft (1600 mm) untergestellt wurden. Je höher nämlich der Schnee im Winter liegt, um so niedriger müssen die Räder sein, eine Praxis, die sich in Russland sehr rasch erlernt.

wo er als Volldampf wirkt, und von da erst in die beiden Seitencylinder exhaustirt wird, welche die Vordergruppe umtreiben, so dass mithin erst in diesen der Dampf zur eigentlichen Expansionswirkung gelangt. Wir erblicken in dieser Idee die Anwendung des Woolff'schen Principes auf Locomotivenbetrieb. In den seitlichen Wasserbehältern soll dieselbe einfache Condensationsvorrichtung, wie bei den Locomotiven der Metropolitan-Eisenbahn angebracht werden, und um der Maschine eine grössere Kraft beim Anfahren zu ertheilen, ist die Einrichtung getroffen, dass der Dampf je nach Erforderniss aus dem Kessel direct in alle drei Cylinder als Volldampf admittiren kann. Die skizzirte Maschine besitzt folgende Hauptdimensionen: Durchmesser der Räder 4′ 8″ engl., Radstand jeder Gruppe 5′. Abstand der Mittelachsen (d. h. der zweiten und dritten Achse) 6′. Aus diesen Abmessungen resultirt ein Radstand von 16′, welcher, da er ein fester, offenbar zur Befahrung von Bahnen in oder unter Grossstädten kaum geeignet erscheinen dürfte, indem alle diese Bahnen ihrer Natur nach zu den curvenreichsten und dabei engcurvigsten gehören, die überhaupt vorkommen. Um genügende Stabilität, wie dieselbe für schnellen Personenzugbetrieb unerlässlich ist, zu erreichen, ist man daher bei allen diesen Bahnen gezwungen, bewegliche Radgestelle anzuwenden, mithin Adhäsion zu opfern, oder sich zur Fairlie-Maschine zu entschliessen, welche mit ihrer Eigenschaft als Curvenmaschine die Verwerthung des ganzen Maschinengewichtes auf Adhäsion verbindet. Bei jeder anderen Construction geht entweder die Stabilität oder der leichte Curvendurchgang oder die Adhäsion verloren.

Die nunmehr zu betrachtenden Typen Nr. 18 — 21 besitzen die gemeinsame Eigenthümlichkeit, dass die Vorderachse mit der Triebachse verkuppelt und dass die Feuerbüchse durch eine Laufachse unterstützt ist. Die Categorie bietet sonach die umgekehrte Anordnung im Vergleich zu den Maschinen mit hinterer Kuppel- und vorderer Laufachse. Die Benutzung der Vorderachse als Kuppelachse bietet in der That den unstreitigen Vortheil einer besseren Verwerthung des Maschinengewichtes auf Adhäsion, weil es nämlich in der Regel nothwendig ist, die Vorderachse ebenso stark zu belasten, wie die Triebachse, während dies bei der Hinterachse nicht nothwendig ist.[10]) Es erscheint also vom Standpunkte des Gewinnes an Adhäsion allemal lohnender, die Vorderachse zur Kuppelachse umzuwandeln, als die Hinterachse. Wir werden nach diesen allgemeinen Bemerkungen an den bezüglichen Nummern noch einige constructive Details hervorheben, ehe wir zu den Maschinen mit überhängender Feuerbüchse übergehen.

Die Maschine Nr. 18 unserer Tabelle, von Kessler in Esslingen erbaut, „und zu Wien 1873 als Eilzugmaschine der Carl-Ludwigsbahn ausgestellt, nimmt in Folge ihrer sehr wohldurchdachten Construction unsere Aufmerksamkeit zunächst in Anspruch (vergl. Abbild. auf Tafel XLIX, Figur 10). Die Rahmen sind aus gewalzten Platten von 26^{mm} Dicke gebildet, mit noch 235^{mm} über den Achslagern verbleibender Höhe, innenliegend, bei $1^{m},250$ Abstand im Lichten. Die schmiedeeisernen Speichenräder besitzen Stahlbandagen von 55^{mm} Dicke im Laufringe 139^{mm} Breite und stehen im Lichten $1^{m},357$ von einander entfernt. Die Stärke der Achsen im Lager-

[10]) § 107 der Techn. Vereinb. D.-E.-V. lautet:

»Bei der Gewichtsvertheilung ist vorzugsweise auf eine angemessene Belastung der Vorderachse, bei dreiachsigen Personenmaschinen mindestens $^1/_4$ des Maschinengewichtes nothwendig. Ist die Hinterachse der dreiachsigen Locomotive Laufachse, so ist dieser nicht unter $^1/_5$ des Locomotivgewichtes zuzutheilen. Eine gleiche Vertheilung der Last auf die gekuppelten Achsen wird empfohlen.«

halse beträgt 165^{mm} bei 140^{mm} Sitzlänge. Die Zapfen der Triebkurbeln haben 84^{mm} Durchmesser und 80^{mm} Sitzlänge, und in der Kuppelstange (die demgemäss dicht an den Radebenen liegt, während die Bleuelstange aussen angreift) 108^{mm} Durchmesser. Die Federn der Kuppelachsen sind unterhalb der Büchsen angeordnet und gleichen ihre Spannung paarweise durch einen horizontalen Balancier aus, der in einem Ausschnitte der Rahmenmitte spielt. Die Federn sind 950^{mm} lang und bestehen aus neun Stahlblättern von 80 $\times$ 13^{mm} Querschnitt. Die Federn der Laufachse stehen dagegen direct auf den Achsenbüchsen in Aussparungen des Rahmens, sind 875^{mm} lang und aus 6 Stahlblättern derselben Art zusammengesetzt. Cylinder vorne, symmetrisch zur Rauchkammer unter 1^{m},360 Abstand der Mitten von der Vorderachse. Die 65^{mm} starken Kolbenstangen sind einseitig durch die Cylinderdeckel geführt und mit Kreuzköpfen zwischen Linealen von 300^{mm} Abstand und aussergewöhnlicher Länge geführt (Folge des aussergewöhnlichen Hubes!), welche zur Vermeidung von Vibrationen durch Stehbolzen gegen einander abgesteift sind, die in der Mitte ringartig ausgeschmiedet, die Kolbenstange hindurchlassen. Stangenlänge 2^{m},075, im mittleren Theile 75 $\times$ 35^{mm} und gegen den Kreuzkopf hin wie gewöhnlich verjüngt. Steuerung nach Allan mittelst geschlossener Coulisse. Die Schieber sind als Kanalschieber construirt, mit Doppeleinströmung. Der im Ganzen kleine Kessel, dessen Hauptverhältnisse der Tabelle zu entnehmen sind, hat eine innere Feuerbüchse mit horizontaler Decke, die Roste sind gegen die Rohrwand sanft geneigt und bilden eine einfache Reihe. Der Feuerrahmen liegt hinten 1^{m}390, vorn 1^{m},510 unter der horizontal begrenzten Decke der inneren Feuerbüchse, deren Versteifung gegen die Kistendecke hier noch durch Rippenanker erfolgt, welche parallel zur Kesselachse liegen und an vier Stellen mit dem äusseren Mantel verbunden sind. Die Rauchkammer bildet die directe Fortsetzung des Cylinderkessels, wodurch die Kesselform sehr einfach und gefällig wird. Der Schornsteinkopf trägt den Ressig'schen Funkenfänger in seiner damaligen Form (die indessen heute, nach früheren Analogien zu schliessen, höchst wahrscheinlich wieder mehrfach abgeändert ist), welcher im Organ 1873, p. 173, Tafel XIII, ausführlich beschrieben und in allen Details gezeichnet ist. Da das Dienstgewicht 32000 Kilo und die Laufachse nur mit 7500 Kilo belastet ist, so beträgt die disponible Adhäsion 24500 Kilo, was als überaus günstig zu bezeichnen ist und lediglich auf Rechnung der zur Kuppelachse erhobenen Vorderachse kommt. Aehnliche Verhältnisse zeigen selbstverständlich alle Maschinen der in Rede stehenden Categorie d. h. solche, mit vorderer Kuppel- und hinterer Laufachse, weshalb es gerade diese Maschinen sind, welche vor schweren Personenzügen auf nur mässig günstigen Profilen Verwendung finden sollten. Die Anstände, welche sich aus einem etwaigen Uebermaass der gewählten Radhöhe naturgemäss ergeben, wofern diese Maschinen für grosse Geschwindigkeiten, wie die vorliegende, bestimmt sind, wurden bereits an einem anderen Orte zum Gegenstande der Erörterung gemacht (Cap. XI. dieses Bandes).

Eine ganz ähnliche Construction, doch in wesentlich kleineren Dimensionen zeigt Nr. 19 der Tabelle und Fig. 2 auf Tafel L. Die hintere Laufachse verschiebbar nach System Adams. Sie ist seitens der Berliner Maschinenfabrik, vorm. Schwartzkopf, erbaut und repräsentirt den seit einer langen Reihe von Jahren für den Betrieb der gemischten Züge der Berlin-Hamburger Bahn (die bekanntlich unterwegs übernachten) eingeführten Motor, der im Uebrigen, ausser der etwas hoch gegriffenen Belastung der Kuppelachsen (Folge der Construction als Tendermaschine) zu weiteren Betrachtungen keinen Anlass bietet.

Die sub Nr. 20 aufgeführte Engerth-Maschine ist in den Wiener Werk-

stätten der Oesterreichischen Staatsbahngesellschaft erbaut. Sie bietet ausser dem dreiachsigen Tendergestelle (die gewöhnlichen Engerth-Tender sind bekanntlich zweiachsig) keinerlei Modification gegen die seit nunmehr 2 Decennien auf den Linien der Staatsbahngesellschaft coursirende Type. Wegen der Hauptabmessungen wird auf die Tabelle verwiesen, in Hinsicht der Construction dieses in mehrfacher Beziehung interessanten Motors jedoch das Nachfolgende hinzugefügt. Maschinenrahmen innen, Tenderrahmen aussen. Cylinder innen geneigt. Zwei gekuppelte Achsen. Die Vorderachse ist als Kuppelachse beansprucht. Die mobile Anordnung des Tendergestelles, auf dessen Vorderachse sich die Feuerbüchse stützt, gestattet das sichere Befahren scharfer Curven unter Beibehaltung eines ruhigen Ganges. Das Wesen des Systemes besteht einfach darin, dass der vordere Theil des Tenderrahmens die Feuerbüchse der Locomotive umfasst, wodurch die vordere Tenderachse zur Laufachse der Maschine wird. Der Tenderrahmen ist um einen vor der Feuerbüchse unter dem Langkessel im eigentlichen Maschinenrahmen gelagerten verticalen Kugelzapfen drehbar. Die Stützflächen an den Aussenseiten der Feuerbüchse besitzen das erforderliche Lateral- und Longitudinalspiel auf der Oberkante des Tenderrahmens. Der Dom sitzt auf dem Vorderringe des Langkessels. Absteifung der Feuerbüchsendecke mittelst Rippenanker, welche parallel der Kesselachse angeordnet sind.

Zweiachsiges Maschinengestell mit einem dreiachsigen Tendergestell drehbar verbunden. Die Tenderrahmen sind aus Parallelblechen versteift, die Maschinenrahmen jedoch aus dem Ganzen geschnitten. Stephenson'sche Coulissensteuerung ganz innerhalb der Maschinenrahmen. Gleitkopfführung in Büchsen auf Rundstangen nach alter österreichisch-amerikanischer Weise. Der Regulator wird horizontal gezogen und ist der Handhebel seitlich der Feuerbüchse neben dem Steuerhebel angebracht.

Der Engerth-Tender, dessen Vorderachse zugleich Maschinenachse ist (jedoch Laufachse), besitzt $3^m,477$ festen Radstand und $0^m,948$ Radhöhe. Er wurde und wird in der Regel zweiachsig angeordnet und ist im Wesen der Sache nichts Weiteres als ein reiner Schlepptender, dessen Eigenthümlichkeit nur auf der besonderen Verkupplung mit der Maschine beruht. Sein Wasserkasten reicht zwischen die Mittel- und Hinterachse hinab, wodurch der Fassungsraum wesentlich vermehrt wird. Die Type coursirt seit 20 Jahren vor den Personenzügen der Strecke Brünn-Prag-Bodenbach der Staatsbahn, und wurde Maschine Nr. 1244 seitens der Betriebsdirection zu Wien 1873 ausgestellt.

Nr. 21 endlich stellt eine aus den Werkstätten der französischen Midibahn hervorgegangenen Type der in Rede stehenden Maschinencategorie vor (abgebildet auf Tafel XLIX, Fig. 9), die sich durch höchst bemerkenswerthe Verhältnisse auszeichnet. Sie dient angeblich zur Beförderung von Schnellzügen auf starken Steigungen.

Um mehr Breite für die Rostanlage zu erhalten, ist das Rahmengestell für die Laufachse an der Feuerbüchse seitlich hinausgerückt (wie die Figur deutlich erkennen lässt) und es sind dann die Laufräder innerhalb dieses Rahmentheiles gelagert, während die gekuppelten Räderpaare ausserhalb des vorderen Rahmens liegen. Zu den in der Tabelle gegebenen Abmessungen, werden noch beigefügt

Rost.	Länge	$1^m,236$
	Breite	$1^m,020$
Inhalt des Feuerraums		1,638 Cub.-Met.
Blechstärke des Kessels		11 mm

Volumen des Kessels bei 100 mm	Dampfraum	1,750 Cub.-Met.
Wasserhöhe über der Büchsendecke	Wasserraum	3,000 - -
Rauchkammer	Länge, innere	0^m,774
	Breite, innere	1^m,214
Durchmesser des Schornsteins (innen)		0^m,420
Tender. Zweiachsig. Radstand		2^m,500
Raddurchmesser		1^m,100
Gewicht des	Wassers	5000 Kilogr.
	Brennstoffs	4000 -
	leeren Tenders	10390 -
Belastung der Vorderachse		10900 -
- - Triebachse		10900 -
- - Laufachse		6800 -

§ 7. Vierkuppler mit überhängender Feuerbüchse. — Bei dieser Maschinencategorie liegen bekanntlich sämmtliche Achsen, sowohl Lauf- als Triebachsen unter dem Langkessel. Gewöhnlich liegt vorn die Laufachse, so dass sich das verkuppelte Achsenpaar zwischen ihr und der Feuerbüchse befindet. Die Mittelachse ist die Triebachse. Dies ist die ganz stereotype Anordnung der sub Nr. 22—26 aufgeführten Typen, eine Ausnahme könnte nur in Nr. 22 (Florisdorfer Maschinenfabrik) die Personenzugmaschine der Oesterreichischen Nordwestbahn (Tafel XLIX, Fig. 8) erblickt werden, indem dieselbe statt der einfachen Laufachse einen zweiachsigen Wendeschemel besitzt. Bei Nr. 23 ist die Vorderachse verschiebbar (Sächsische Maschinenfabrik vorm. Hartmann) (Tafel L, Fig. 6, Nr. 24 der Tabelle), hervorgegangen aus den Werkstätten der Midibahn (Tafel L, Fig. 9) zeichnet sich durch die grosse Radhöhe (2^m) - die ganz nach aussen gelegte Steuerung und den Modus der Balancirung aus. In Folge der hochliegenden Kesselachse und der überhängenden Feuerbüchse muss jedoch bei den hohen Fahrgeschwindigkeiten, für welche die Type bestimmt ist, der Gang ein sehr gestörter werden, wozu die schweren, ganz aussenliegenden Gleitmassen das Ihrige ausserdem noch beitragen.

Nr. 25 der Tabelle giebt die Hauptdimensionen des Normalvierkupplers der Bayerischen Staatsbahnen, mit denen die Personen- und Schnellzüge gefahren werden; sie sind erbaut von Maffei in Hirschau und durchgängig nach System Hall angeordnet. Es darf nicht Wunder nehmen, dass sich auf dem einheitlich geleiteten Netze einer Staatsbahn (wie Bayern, Württemberg, Baden, Sachsen) auch eine einheitliche Locomotive im Laufe der Jahre herausbilden musste und zu bedauern bleibt eben nur, dass es eine so grosse Vielzahl solcher »einheitlich geleiteten« Netze in Deutschland giebt, und hieraus eben entfliesst im Grossen und Ganzen die kaum mehr zu übersehende Mannichfaltigkeit der Constructionen.

Eine auf den Aussterbeetat gesetzte Construction zeigt endlich Fig. 12 auf Tafel L (Nr. 26 der Tabelle), die von der Hannover'schen Maschinenfabrik (damals Egestorff) erbaut und in vielen Serien für die Hannover'sche Staatsbahn geliefert wurde. Sie diente zum Betrieb der Güterzüge, der heute mit Sechskupplern geschieht, während der Personenverkehr durch die Cramptonmaschine besorgt wurde.

Im Allgemeinen sind die Adhäsionsverhältnisse dieser Type günstiger, als bei hinter der Feuerbüchse liegender Kuppelachse, weil beide Achsen dem Schwerpunkte näher liegen; freilich absorbirt die vordere Laufachse ebenso viel Gewicht, als bei den anderen Categorien. Indessen werden durch die in Rede stehende Anordnung, trotz der drei festen Parallelachsen, kleine Radstände erzielt, die meist wenig drei Meter überschreiten und daher, ohne zu Hülfenahme complicirter Constructionen, die Type

auf kleinen Bahnen mit ungünstigen Profilen zuweilen als höchst brauchbar erscheinen lassen, besonders bei mässigen Fahrgeschwindigkeiten.

§ 8. Maschinen mit drei gekuppelten Achsen. — Wir haben hier wiederum zwei Gruppen zu unterscheiden, nämlich Maschinen mit unterstützter und solche mit überhängender Feuerbüchse. Die ersteren eignen sich unter gewissen Verhältnissen in Folge ihrer grösseren Stabilität für den Betrieb der gemischten Züge, hier und da wohl auch der Personen- und Schnellzüge. Auf Bahnen von kurzer Erstreckung werden z. B. in England die Züge aller Categorien mit einem zweckmässig construirten Sechskuppler gefahren und zwar die Personenzüge mit Personenzugsgeschwindigkeit, die Güterzüge mit der ihrer Belastung angemessenen Geschwindigkeit, wie dies ja naturgemäss von einer Type, die sich gleich gut für alle Betriebsgattungen eignen soll, nicht anders verlangt werden kann. Die Radhöhe der in Rede stehenden Sechskuppler wird in der Regel grösser gegeben werden (bis zu 1700^{mm}) als es für einen Güterzugdienst in der Regel geschieht, wo bis zu 1^{m} herabgegangen wird, obwohl man sich gewöhnlich mit $1^{m},100$ als Minimum zu begnügen hat, indem bei noch weiterer Verminderung der Radhöhe, abgesehen von anderen Unzuträglichkeiten, die angemessene Construction der Triebstangenlager unmöglich würde, indem dieselben mit ihrem tiefsten Punkte noch um eine gewisse Grösse (130^{mm}) über der Schiene abstehen müssen[11]), wodurch der zu ertheilende Hub allerdings sehr beschränkt wird.

a. Maschinen mit unterstützter Feuerbüchse. — Betrachten wir zunächst die Hauptverhältnisse der Sechskuppler mit unterstützter Feuerbüchse, Nr. 27—31 der Tabelle, so ergiebt sich zunächst das Verhältniss des Kraftarmes zum Lastarme, also $\frac{l}{D}$ bei den beziehentlichen 5 Typen zu $0^{m},35$; $0^{m},41$; $0^{m},41$; $0^{m},38$ und $0^{m},43$, im Mittel demnach zu $0^{m},40$, während bekanntlich bei den Personenzugmaschinen dieses Verhältniss im Durchschnitt nur $^1/_3$ erreicht und bei den Maschinen mit freier Triebachse gar nur $^1/_4$ beträgt. Die Adhäsion entspricht hier natürlich dem vollen Maschinengewichte, da sämmtliche Achsen durch die Kuppelstange in Connex stehen. In Betreff einzelner, besonders wichtiger Constructionen dieser Type ist zunächst die Maschine von Carels in Gent zu erwähnen (Nr. 27 der Tabelle und abgebildet auf Tafel L, Fig. 1). Die Cylinder liegen etwas unter der Kesselachse an den Aussenseiten der Feuerbüchse angeordnet und sind vermöge besonderer Supporte mit dem Rahmen in solider Verbindung. Die Uebertragung der Bewegung auf die Triebachse erfolgt vermöge eines in verticaler Ebene schwingenden Balancier, deren Oscillationsachse in Supporten des Rahmens liegt, welche in der Höhe der Platform der Maschine auf dem verlängerten Hauptträger fixirt sind. Die Dampfvertheilung erfolgt nach einem ganz besonderen, von Belpaire neu combinirtem System, ohne Anwendung von Excentern oder eine diese vertretende Vorrichtung. Der Kessel ist nach der allgemeinen Disposition von Belpaire construirt und erlaubt daher die Verwendung von Brennstoffen in klarer Form, in Verbindung mit Rauchverbrennung, gesicherter Dampfbildung und grosser Leistung. Der bewegliche Rost liegt an der Rohrwand, also im tiefsten Theile der Feuerbüchse. Feuerrahmen nach Belpaire mit dem Heizthür-

[11]) § 103 der Technischen Vereinb. D.-E.-V. lautet:

Die Breite der Locomotiven soll an keiner Stelle mehr als 3050^{mm} betragen. Die tiefsten Punkte der Maschine müssen stets 130^{mm} über der Oberkante der Schienen bleiben. Die Höhe der Schornsteine soll, von der Schienenoberkante ab gemessen, nicht mehr als 4570^{mm} hoch sein. Im Uebrigen müssen sämmtliche Abmessungen gegen das Normalprofil einen Spielraum von mindestens 50^{mm} gewähren.

rahmen aus dem Ganzen, so dass die Roste hinten im Niveau der Feuerthür liegen und von dort gegen die Rohrwand hin sanft abfallen. Der Cylinderkessel besteht aus drei Ringen, dessen hinterster den Dampfdom trägt, damit die Verbindung der Dampfrohre mit den an den Aussenseiten der Feuerbüchse liegenden Cylindern so kurz als möglich ausfalle. Die Rahmen sind aus dem Ganzen erwalzt mit 25^{mm} Plattendicke. Balancirung der Mittel- und Hinterachse (Triebachse) vermöge Winkelhebel und Zugstange in der Rahmenebene, behufs Ausgleichung der Belastungsdifferenz der Vorderräder. Die Lager der Vorderachse (Kuppelachse) durch ähnliche Winkelhebel mit einem Querbalancier verbunden, der in der Mitte, unter der Rauchkammer seinen Drehpunkt hat und in horizontaler Ebene schwingt. Das gewählte Arrangement gestattet dem Maschinisten eine gute Uebersicht der Maschinentheile, weshalb etwaigen Störungen rechtzeitig vorgebeugt werden kann. Die Hub- und Adhäsionsverhältnisse sind, beiläufig bemerkt, derart, dass die Verwendung des Motors vor Zügen jeder Natur keinerlei Anstände haben dürfte, ein Umstand, der jedoch mit der besonderen Anordnung der Bewegungstheile in keinerlei Beziehung steht.

Nr. 28 der Tabelle giebt die Hauptdimensionen der Gütermaschine der Belgischen Staatsbahn, die, beiläufig bemerkt, auch vor Personenzügen verwendet wird, sobald diese besonders stark sind und zwei Maschinen der Personenzugtype erfordern würden, was auf den Rampen von Lüttich nach Herbesthal häufig der Fall ist.

Der Kessel ist genau wie voriger dimensionirt und liefert in Folge der grossen directen Heizfläche und der kurzen Rohre die für raschen Hubwechsel erforderlichen Dampfmengen, während die gewählte Radhöhe von 1^{m},450 nicht minder dieser gemischten Verwendung entspricht. Dasselbe gilt auch vom Radstande, welcher $2 + 2 = 4$ Meter beträgt, so dass der Stabilität eben noch genügende Rechnung getragen wird, während der Curvendurchgang wenig beeinträchtigt erscheint. Alle Verhältnisse sind so gewählt, um die ausgedehnteste Verwendung der Type zu ermöglichen, obschon sie speciell für den Betrieb der Güterzüge bestimmt ist. Letztere sind aber in Belgien viel schwächer tarifirt, als anderwärts und folgen sich in kürzeren Pausen und in grösseren Geschwindigkeiten, und eben diesen Bedingungen angemessen musste auch die Construction der Gütermaschine gewählt werden.

Nr. 29 der Tabelle, Tafel L, Fig. 7 führt die zu Wien ausgestellte Wöhlert'sche gemischte Maschine vor Augen. Sie ist als Tendermaschine gebaut und zum Betrieb gemischter Züge auf gewissen Strecken der Oberschlesischen Bahn bestimmt. Die Reservoire befinden sich an den Aussenseiten des Langkessels, die Kohlenbehälter auf der Platform des Maschinisten. Die Federn der Vorder- und Mittelachse sind durch in der Rahmenebene angeordnete Balanciervorrichtungen mit einander verbunden. Die Hinterräder sind mit Bandagenbrems versehen. Schraubenverankerung beider Feuerbüchsdecken. Sicherheitsventile nach Ramsbottom. Der Feuerkasten war mit dem Stösger'schen Rauchverbrennungsapparate versehen. Steuerung nach Stephenson, zwischen den Rahmen angeordnet, doch von aussen gar nicht sichtbar und überhaupt nur von der Feuergrube her zugänglich, wenn man nicht zwischen den Rädern hindurchkriechen will. Die Hauptabmessungen der Locomotive deuten insgesammt auf ihre günstigste Verwendung vor gemischten Zügen, eventuell Personenzügen, auf Bergstrecken, weniger vor reinen Güterzügen, für welche schon die gewählte Radhöhe (1410^{mm}) zu wenig Zugkraft ergeben würde.

Nr. 30 der Tabelle, Tafel LI, Fig. 3, führt die nach ähnlichen Principien wie die belgische Gütermaschine gebaute Type der englischen Normalgütermaschine vor

Augen d. h. einen Sechskuppler mit hinter der Feuerbüchse liegender Achse und meist ansehnlicher Radhöhe.

Die sub Nr. 31 der Tabelle in ihren Hauptabmessungen vorgeführte und auf Tafel LI, Fig. 12 skizzirte Gütermaschine der französisch-belgischen Nordbahn besitzt ähnliche Verhältnisse und findet im Allgemeinen vor Zügen aller Betriebsgattungen Verwendung.

§ 9. Sechskuppler mit überhängender Feuerbüchse. — Maschinen dieser Categorie (Nr. 32—40 der Tabelle) bilden bekanntlich in vielen Ländern den Motor für Güterbetrieb, und zeichnen sich dieselben im Allgemeinen durch kleine Feuerungsanlagen (damit das überhängende Gewicht nicht zu gross werde) und lange Cylinderkessel aus, wodurch die Heizflächenverhältnisse und folglich die Dampfproduction entsprechend ungünstig werden. Während bei den Sechskupplern mit unterstützter Feuerbüchse die Rohrlängen zwischen 3200 und 3510^{mm} liegen, finden wir hier dieselben im Allgemeinen zwischen 4 und 4$^1/_2$ Meter liegen, einige Ausnahmen abgerechnet, die wir weiter unten hervorheben werden. Die Radhöhen sind, behufs Entwickelung angemessener Zugkraft, beträchtlich niedriger als bei voriger Categorie und betragen im Durchschnitt 1^m,300, wobei sehr häufig auf 1^m,250, seltener jedoch auf 1^m,100 herabgegangen wird, wofern dies nicht die Kleinheit der Maschine an sich rechtfertigt (z. B. Nr. 39 der Tabelle, Sigl'scher Sechskuppler für ungarische Secundärbahnen 1180^{mm}). Eine aussergewöhnlich kleine Radhöhe besitzt die in den Werkstätten der Oesterreichischen Staatsbahn-Gesellschaft erbaute Gütermaschine (Haswell Nr. 1231), deren Hauptdimensionen sub Nr. 37 der Tabelle enthalten sind. Der gleichfalls zu Wien 1873 ausgestellte Normal-Sechskuppler der Bayerischen Staatsbahn zeichnet sich durch den aussergewöhnlichen Kolbenhub von 660^{mm} aus, eine Grösse die uns sonst nirgends wieder begegnet.

In Betreff der Constructionsverhältnisse, welche aus der Tabelle der Hauptdimensionen nicht hervorgehen, sei bezüglich der einzelnen Typen das Nachfolgende bemerkt. Nr. 32 der Tabelle, Tafel LI, Fig. 5 (Hannover'sche Maschinenfabrik Nr. 996) stellt die Normalgütermaschine der Elsass-Lothringer Reichsbahnen vor. Sie besitzt sämmtliche Achsen zwischen Feuerbüchse und Rauchkammer, daher langer Cylinderkessel, überhängende Feuerbüchse und ungünstige Heizflächenverhältnisse. Die Rahmen liegen innen und die Kesselachse befindet sich 1^m,955 über den Schienen.

Die Langträger besitzen 30^{mm} Stärke, 1223^{mm} lichten Abstand, 7970^{mm} Länge zwischen den Bufferbohlen und 262^{mm} tragende Höhe über den Ausschnitten der Achsenbüchsenführungen. Die Federn der Vorderachse liegen über der Platform und stehen mit ihren Stützen direct auf den Achsenbüchsen; sie bestehen aus je 11 Lamellen von 90 $\times$ 13^{mm} Querschnitt, wobei die Länge von Mitte zu Mitte der Halter 942^{mm} beträgt. Die beiden Vorderenden gleichen ihre Spannung durch einen Querbalancier aus, dessen Drehpunkt zwischen zwei die Rahmen verbindenden Traversen gelagert ist. Die beiden Hinterachsen haben zwei gemeinschaftliche Federn, die zwischen den Rädern unter dem Rahmen gelagert sind; sie werden von 26 Stahllamellen 90 $\times$ 13^{mm} Querschnitt gebildet. Jede Feder hängt mit ihren Endpunkten durch Stangen an einer über dem Rahmen liegenden Traverse, welche letztere mit ihren Endpunkten und Stützen auf den Achsbüchsen ruht. Die Federhülse trägt einen hängenden Querzapfen, auf welchen sich die Rahmen mit je zwei Flacheisen, die Feder umfassend, stützen. Dieselben Flacheisen, welche an den Rahmen unbeweglich befestigt sind, dienen in ihrer Verlängerung nach oben dem mittleren Zapfen der Traverse als Führung, indem sie in vertical länglichen Löchern denselben genügenden Spielraum für die Vertical-

bewegung lassen. Die Cylinder liegen am Vordertheile mit ihrer Mitte 1200^{mm} vor der Vorderachse, 650^{mm} ab Schienenoberkante und in 2040^{mm} Entfernung der Achsenmittel. Die schmiedeeisernen Kolben sind mit gusseisernen Ringen (Selbstspannern) armirt und passen mit ihrer einseitigen Aushöhlung in die entsprechend geformten vorderen Cylinderdeckel. Die Kolbenstangen besitzen 72^{mm} Dicke und greifen nicht durch den Vorderdeckel. Die Lineale sind 105^{mm} breit bei 300^{mm} Parallelabstand. Die Schieber sind mit Doppeleinströmung nach System Trick versehen. Die Länge der Dampfkanäle ist 340^{mm}, wobei die Eintrittskanäle 36, die Austrittskanäle 65, und die Stege 26^{mm} Breite haben. Die Schieberlänge nach der Hubrichtung beträgt 227^{mm}, die Breite (Höhe) 406^{mm}, bei 19^{mm} äusserer und $1^1/_2$ innerer Ueberdeckung. Die grösste Kanalöffnung (bei $^3/_4$ Füllung) ist 24^{mm}; bei $^1/_4$ Füllung 6^{mm}. Stephenson'sche Steuerung mit offenen Stangen 66^{mm} Excentricität und 14° Voreilungswinkel. Umsteuerung vermittelst Schraube unter Fortlassung des Hebels.

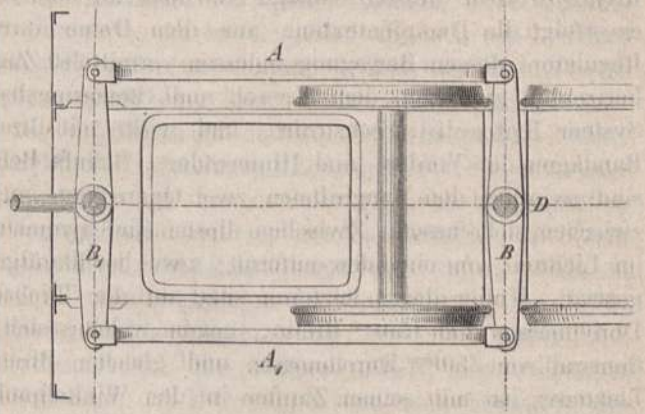
Der Kessel ist im cylindrischen Theile aus drei Ringen von 15^{mm} Stärke, deren mittlerer auf den beiden äusseren sitzt und einen inneren Durchmesser von 1360^{mm} hat. Der Dom sitzt auf dem Mittelringe. Der Schornstein ist nach Prüsmann, unten 320^{mm}, oben 420^{mm} weit und nach hinten schräg abgeschnitten. Das Blasrohr besitzt die constante Weite von 86,6 Quadratmillim. Die im Verhältniss zum Cylinderkessel sehr kleine Feuerkiste ist 16^{mm} im Kupfer stark und verdient Bemerkung, dass deren Verkleidungsbleche sowohl, als auch die betreffenden Rahmentheile vor jedem Stehbolzen durchgelocht sind, um den etwaigen Bruch dieser letzteren ohne Weiterungen erkennen zu lassen, in ähnlicher Weise, wie dies auch beim Henschel'schen Kessel der Fall ist.

Sehr ähnlich der vorigen ist Nr. 33, erbaut von Henschel & Sohn in Cassel, die wie vorige der Ausstellung in Wien 1873 würdig erachtet wurde, indessen wenig Beachtenswerthes darbietet, noch viel weniger jedoch irgend etwas Lobenswerthes. Decke der inneren Feuerbüchse flach behufs Stehbolzenverankerung; der äussere Mantel ist oben vermöge aufgenieteter Decktafel auf 719^{mm} Breite abgeflacht, wodurch zwei unangenehme Nietreihen parallel der Kesselachse entstehen. Die so gebildete Haube trägt die ganze Verankerung. Der Langkessel besteht aus vier cylindrisch gebogenen Schüssen. Schornstein aus Gusseisen nach Prüsmann. Kesselachse 2^m,062 über Schienen, was bei einem Sechskuppler mit 1280^{mm} Radhöhe und innerem Rahmen ungebührlich hoch ist. Die Lager der Mittel- und Hinterachse sind durch je einen in die Rahmenebene gelegten Balancier mit einander verbunden. Stephenson'sche Coulissensteuerung, innen. Regulator mit doppelter Hebelverbindung versehen, behufs bequemeren Angriffs in Brusthöhe (Folge der hohen Kessellage und der niedrigen Platformhöhe von 1010^{mm}).

Nr. 34 der Tabelle und Tafel LI, Fig. 8 stellt einen von der Firma Claparède in St. Dénis erbauten Achtkuppler vor, dessen Construction manches Eigenthümliche darbietet. Die Maschine ist nach Angabe Forquenot's, Ingenieur der Paris-Orléansbahn erbaut. Die innere Feuerbüchse hat eine horizontale Decke von 14^{mm} Blechstärke, die Seitenwände 13^{mm}. Der Rost liegt 1^m,560 unter der Feuerbüchsdecke und 700^{mm} unter der tiefsten Rohrreihe. Das hintere Ende des Rostes kann vermöge Schraubenmechanismus um 150^{mm} gesenkt werden, behufs Schlackenentleerung. Der Cylinderkessel ist 13^{mm}, die Rohrwand 25^{mm} im Kupfer, und 18^{mm} im Eisen stark. Die Röhren, 214 an der Zahl, sind auf halber Länge nochmals in einer Querwand gelagert und beiderseitig wie gewöhnlich mit Rohrringen gedichtet. Diese mittlere Rohrwand ist so gross, dass sie die Röhren umfassen kann und schliesst sich

mit einzelnen Ecken an den Kesselkörper an, so dass der nöthige Spielraum für die Wassercirculation ringsum verbleibt. Steuerung nach Gooch, aussen liegend, Excentriks auf Gegenkurbeln mit 60^{mm} Excentricität. Distance der Cylindermittel 2090^{mm}. Kolbenstangen durch die beiderseitigen Cylinderdeckel geführt. Mittelachse, Triebachse. Triebstangenlänge 1850^{mm}. Der Durchmesser der Kurbelzapfen ist 140^{mm} bei 135^{mm} Länge im Sitz. Die Kupplung zwischen Tender und Maschine ist ähnlich der Polonceau'schen, indem Zugstangen (A und A_1) an einem horizontalen Querbalancier B anfassen, dessen Drehpunkt D in der Kesselmitte an Querverbindungen der Rahmen, zwischen den Trieb- und Hinterrädern angebracht ist. Ein Balancier gleicher Construction B befindet sich unter der Platform des Maschinisten und sind die Enden beider durch ausserhalb der Räder liegende, oben bereits erwähnte Zugstangen mit einander verbunden. Der vorstehende Holzschnitt Fig. 3 verdeutlicht die besprochene Einrichtung ohne weitere Erklärung.

Fig. 3.



Nr. 35 stellt eine den vorbeschriebenen in hohem Grade ähnliche Güttermaschine vor, erbaut in den Werkstätten der Grossen Russischen Gesellschaft zu Petersburg. Die Type in ihren Abmessungen und Constructionsverhältnissen ist eine ziemlich treue Copie der norddeutschen Sechskuppler für Güterbetrieb d. h. solcher mit nicht unterstützter Feuerbüchse, und theilt daher die Vorzüge dieser. Die Verbindung der Vorderachse mit der Mittelachse durch in die Rahmen gelegte Balanciers darf jedoch als eigenthümlich bezeichnet werden, indem diese Vorrichtung bei den übrigen Typen dieser Categorie entweder fehlt, oder die Federn der Mittel- und Hinterachse verbindet.

Der Maffei'sche auf den Bayerischen Staatsbahnen eingeführte Sechskuppler (Nr. 36 der Tabelle, abgebildet Tafel LIII, Fig. 1—6) zeichnet sich, wie bereits angedeutet, durch aussergewöhnlich grossen Hub und beträchtlichen Kolbendurchmesser aus, weshalb die nach der bekannten Formel berechnete Zugkraft sehr gross wird und den schwersten Achtkupplern völlig gleichkommt. Fraglich ist nur ob die Heizflächenverhältnisse derart sind, dass die Maximalleistung dauernd stattfinden kann. Die ungeheuren Cylinder dürften mit der Heizfläche von 130 Quadratmeter, wovon 122,50 Quadratmeter auf die Fläche der 4100^{mm} langen Rohre kommen, nicht sehr wohl harmoniren; indessen ist andrerseits zu beachten, dass bei der concessionirten hohen Pressung (10 Atmosphären) eine ökonomische Benutzung des Dampfes zulässig und dass der Motor nur für kleine Fahrgeschwindigkeiten (2 Meilen) bestimmt ist, so dass die Zahl der Füllungen pro Minute eine verhältnissmässig sehr geringe bleibt. Rahmenconstruction nach System Hall.

Eigenthümlich ist noch die Form des gusseisernen Rostes, die dem Brennmaterial sehr günstige Stützpunkte und vortheilhaften Luftzutritt darbietet, indessen dürfte es schwer sein einen solchen Rost von Schlacken frei zu halten, weshalb nur

Brennmaterial von nicht schlackender Natur darauf zu verwerthen sein dürfte. Die Heizthüren sind (nach englischem Muster) als zweiflügelige Schiebethüren construirt und werden wie gewöhnlich durch einen Handhebel mit Winkelübersetzung symmetrisch gleichzeitig bewegt. Auf dem Kessel befinden sich zwei Sicherheitsventile nach Ramsbottom (dessen Vorzüge erst spät auf dem Continente erkannt wurden), und es erfolgt die Dampfentnahme aus dem Dome durch einen gewöhnlichen verticalen Regulator, dessen Bewegung indessen vermittelst Zugstange erfolgt, deren Handhebel horizontal zwischen dem Kessel und Steuerungsbocke liegt. Die Bremse ist nach System Heberlein construirt, und wirkt mit Bremsschuhen von Stahlguss auf die Bandagen der Vorder- und Hinterräder. Behufs Befestigung der Frictionsvorrichtung sind zwischen den Langrahmen zwei Querträger angebracht, welche die Triebachse zwischen sich fassen. Zwischen diesen sind symmetrisch zur Längenachse und 325^{mm} im Lichten von einander entfernt, zwei hochkantige Flacheisen als Langträger eingesetzt. Unter diesen letzteren sitzt auf der Triebachse ein Frictionsrad von 400^{mm} Durchmesser und 150^{mm} Breite, gegen welches sich beim Bremsen ein zweites Frictionsrad von 350^{mm} Durchmesser und gleicher Breite von hinten und oben anlegt. Letzteres ist mit seinen Zapfen in den Winkelpunkten von zwei Winkelhebeln gelagert, deren kürzerer 175^{mm} langer Schenkel nach oben und vorwärts unter 45° zur horizontalen stehen und mit ihren Enden an den erwähnten Langträgern in Zapfen drehbar aufgehängt sind; während die längeren Schenkel horizontal nach rückwärts stehen und mit ihren Enden ein Gewicht zwischen sich fassen. Zwei Federn, an je einem der beiden Langträger befestigt, drücken mit ihren losen Enden auf Zapfen, welche an den inneren Seiten der Winkelhebel ungefähr auf halber Länge der horizontalen Schenkel angebracht sind. Zu beiden Seiten befinden sich zwischen den Winkelhebeln und der beweglichen Frictionsrolle, an letzterer befestigt, kleine Kettentrommeln, welche bei der Drehung kurze Gliederketten aufrollen. Die eigentliche Bremswelle liegt zwischen Trieb- und Vorderachse in Rahmen gelagert und wird durch zwei rückwärts stehende lange Hebel und die erwähnten Gliederketten angezogen, welche Bewegung sich auf gewöhnliche Weise den Bremsbacken mittheilt. Bei Aufrollung der Gliederketten erfolgt daher ein festes Zusammenziehen der Frictionsrollen. Sollen diese ausser Berührung treten, so zieht der Locomotivführer eine Zugstange an und hakt dieselbe fest, wodurch vermittelst kleiner Zwischenwelle und Hebelübersetzung die mehr erwähnten Winkelhebel mit der beweglichen Frictionsrolle gehoben und dadurch sofort arretirt werden.

Nr. 37, Tafel LI, Fig. 4, zeigt den zu Wien 1873 ausgestellten, aus den Werkstätten der Oesterreichischen Staatsbahn hervorgegangenen Sechskuppler nach System Haswell, der sich durch einige constructive Eigenthümlichkeiten auszeichnet, die nicht übergangen werden dürfen. Die Feuerbüchse ist über den Rahmen gelegt, weshalb die Kesselachse sehr hoch zu liegen kommt (2170^{mm}), indem der Feuerrahmen mit der Rahmenoberkante bündig liegt behufs Verbreiterung des Rostes (die äussere Feuerbüchsbreite wird dadurch 1450^{mm}, übertrifft also die Spurweite!). Bei näherer Betrachtung ergiebt sich indessen, dass der Gewinn dieser gesuchten Construction ein sehr kleiner ist; vielmehr muss die Vergrösserung der directen Heizfläche in der Längenrichtung des Kessels (und damit die Abkürzung der zwecklosen Rohrlänge), eine Dimension, in welcher man durch Nichts beschränkt ist, als durch Vorurtheile, und welche keine Erhöhung der Kesselachse, noch irgend sonstige Unzuträglichkeiten involvirt, als der allein richtige Weg erkannt werden zur Anstrebung

grosser Rostflächen, deren zwingende Nothwendigkeit von Tag zu Tag sich mehr Geltung verschafft.

Der Kessel ist am tiefsten Punkte mit einem conischen Schlammreservoir versehen, welches mittelst eines Kegelventiles am Boden geschlossen ist. Das Reservoir sitzt in dem der Feuerbüchse nächsten Ringe des Cylinderkessels. Nicht ersichtlich ist, warum sich der Schlamm gerade in diesem Reservoir absetzen soll, indem hierzu gar keine Veranlassung vorliegt, wohl aber könnte — und diese Einrichtung sollte auch bei Locomotiven längst durchgeführt sein — der Apparat als Bodenbläser, in ähnlicher Weise wie bei Schiffskesseln dienen (Entfernung der Bodenschlämme unter Dampfdruck vermittelst der sogenannten Bodenbläser, die in kurzen Pausen zugesetzt werden sollten, verhütet auf diese Weise d. h. bei principiellem und sorgfältigem Gebrauch dieser Apparate das Ansetzen der Steinkrusten, die allein in Betracht kommen, bei Schiffskesseln fast vollständig und eben darum wäre es vielleicht an der Zeit, zu versuchen, ob die Segnungen des Bodenbläsers nicht vielleicht auch der Locomotive zu Theil werden könnten, bei der man bisher den Schlamm festbrennen liess, in der Einbildung, ihn sodann mittelst des lebendigen Wasserstromes in den Heizhäusern beseitigen zu können, wobei doch höchstens die Entfernung des flüssig gebliebenen Schlammes stattfindet und selbst diese nur sehr unvollständig.

Als weitere Eigenthümlichkeit muss die Construction der Achsenlagerung bezeichnet werden. Die Lagerbüchsen jeder Achse stehen unter sich in fester Verbindung durch Hochkantplatten, deren Mitte um einen horizontalen Zapfen drehbar ist, welcher seinerseits in einer Verticalführung gleitet. Die Achsen sind auf diese Weise frei beweglich und ausserdem wird die Ausgleichung der Belastungsdifferenzen je zweier auf einer Achse sitzenden Räder eine sehr vollkommene sein müssen, weil die Achse selbst den Balancier vertritt. Die Verbindung der Achsenbüchsen unter sich schliesst natürlich die Anordnung von irgend welchen Maschinentheilen auf der Achse aus. Der ganze Bewegungsmechanismus muss daher ausserhalb der Rahmen angeordnet werden.

Nr. 38 der Tabelle, Tafel LI, Fig. 10, zeigt die von Sigl in Wiener-Neustadt erbaute Normalgütermaschine der Kaiser Ferdinands-Nordbahn. Rahmen und Kurbel nach System Hall. Cylinder aussen, horizontal, Steuerung innen. Dom auf dem Vorderringe des Cylinderkessels. Construction der Feuerkiste nach System Becker mit 5 Längsreihen verticaler Deckenschrauben. Bessemer-Kessel. Jeder Ring aus 2 Platten zusammengenietet, deren obere 11 und deren untere 12^{mm} Dicke zeigt. Aufhängung des Kessels direct in den Tragfedern ohne Anwendung von Balanciervorrichtungen. Mit Rücksicht auf Schonung des Oberbaues wurde die Achsenbelastung dieser Maschinen auf höchstens 120 Z.-Ctr. pro Rad, also 12 Tonnen pro Achse normirt, was als höchst angemessen zu bezeichnen ist und überhaupt nirgends überschritten werden sollte.

Es genügen diese Maschinen auf den Linien der K. F. Nordbahn zur Beförderung der schwersten Güterzüge auf den ungünstigsten Profilen (10000 Z.-C. auf 1 : 150). Von den erwähnten Sechskupplern waren bis Mai 1873 bereits 30 Stück beschafft, und sind dieselben für Normalgütermaschine der K. F. Nordbahn definitiv bestimmt worden.

Einen etwas kleineren Sechskuppler, gleichfalls von Sigl erbaut und nach System Hall construirt, zeigt Nr. 39 der Tabelle und Fig. 6 auf Tafel LI. Der Cylinderkessel besteht aus drei Ringen, deren vorderster den Dom trägt. Die Rah-

men, deren lichter Abstand 1738^{mm} beträgt, sind aus zwei Platten versteift von 8^{mm} Dicke in 36^{mm} Parallelabstand. Die Federn haben unter sich keinerlei Balancierverbindungen, 930^{mm} Länge und bestehen aus je 13 Lamellen.

Nr. 40 der Tabelle giebt die Hauptabmessungen der von Cockerill erbauten Güterzugmaschine der Gesellschaft der oberitalienischen Bahnen, welche, wie die vorhergehenden Maschinen ebenfalls zu Wien 1873 ausgestellt war. Die Räder sind nach System Biquet fabricirt und demnach sammt Gegengewichten und Kurbelnabe unter gleichzeitiger Anwendung eines besonderen (inneren) Radkranzes aus dem Ganzen hergestellt. Aussencylinder; Innenrahmen; innen liegende Steuerung nach Stephenson; Bewegung der Coulissen mittelst Schraube. Rahmen aus dem Ganzen gewalzt mit 28^{mm} Plattendicke. Totale Rahmenlänge 8^{m},542. Die Achsenabstände sind ungleich 1970 + 1600 = 3370^{mm} (Radstand). Vorrichtungen zur Ausgleichung der Achsenbelastungen nicht vorhanden. Als Eigenthümlichkeit wird noch hervorgehoben die quadratische Führung der Schieberstangen in auf Traversen der Rahmen befindlichen Lagern, wobei die Stangen vermöge geschlossener Bügel die Vorderachse umfassen.

Untersuchen wir schliesslich das Hubverhältniss bei den Sechskupplern mit überhängender Feuerbüchse, so ergeben sich für das Verhältniss des Kraftarmes zum Lastarme $\left(\frac{l}{D}\right)$ für die Typen Nr. 32 bis 40 unserer Tabelle die beziehentlichen Werthe von 0^{m},48; 0^{m},45; 0^{m},46; 0^{m},49; 0^{m},53 (Maffei); 0^{m},58; 0^{m},52; 0^{m},50 und 0^{m},50; im Mittel demnach 0^{m},50 d. h. die Kurbel besitzt bei diesen Maschinen die halbe Länge des Radhalbmessers. Wir gehen nun zu den Achtkupplern über.

§ 10. Achtkuppler. — Die Achtkuppler repräsentiren in ihrer Categorie im Allgemeinen die grössten und schwersten Motoren, die auf den heutigen Eisenbahnen vorkommen; sie besitzen bei kleinster Radhöhe die grössten Cylinder und demgemäss die grössten Heizflächen, ob schon die Vermehrung dieser letzteren in der Regel leider auf Rechnung der Rohre kommt, zu deren Verlängerung man sich entschliessen musste um dem vierachsigen Radsysteme unter dem Langkessel Platz zu machen. Dem Zwecke dieser Maschinen gemäss sind die Radhöhen durchschnittlich noch kleiner als bei den Sechskupplern mit unterstützter Feuerbüchse, und liegen dieselben bei den in der Tabelle von Nr. 41 bis 49 aufgeführten Achtkupplern zwischen 1070 und 1300^{mm}. Um das so erzielte System steifer Parallelachsen etwas curvengefügig zu machen, werden eine oder beide Endachsen, je nach Erforderniss, verschiebbar angeordnet, was trotz der Verkupplung, innerhalb enger Grenzen möglich ist. Selbstverständlich wird aber der Zweck, der leichte Curvendurchgang, bei den Achtkupplern nie in der Vollständigkeit erreicht, wie bei denjenigen Anordnungen, welche selbstständige bewegliche Gestelle bilden und mithin Adhäsion absorbiren. Die Dienstgewichte dieser Motoren liegen zwischen 40 und 50 Tonnen und sind dieselben zugleich als Adhäsionsgewichte zu betrachten, über welche disponirt werden darf, wenn — die Zugkraft dazu ausreicht, sie zu überwinden. Bei manchen dieser Motoren stellt sich die berechnete Zugkraft kleiner als die Adhäsion, so dass nur bei Annahme eines entsprechend kleinen Coëfficienten die Reibung zwischen Rad und Schiene der berechneten Zugkraft gleichkommt; doch ist hier nicht der Ort auf diesen Gegenstand einzugehen.

Die Heizflächen sind im Allgemeinen gross, selbst die directen, deren Grösse zwischen 9 und 11 Quadratmeter beträgt, was allerdings im Interesse der Dampfbildung viel bedeuten will, jedoch vom Standpunkte der Stabilität betrachtet als ein

ungünstiges Moment zu bezeichnen ist, indem das überhängende Gewicht der ungeheuren Doppelkiste einen schleudernden Gang bedingt, die nur allein mit Rücksicht auf die kleine Fahrgeschwindigkeit dieser Maschinen (12 Kilometer) minder bedenklich erscheint. Die Radstände der Achtkuppler liegen innerhalb enger Grenzen und variiren bei den 9 Typen der Tabelle zwischen $3^1/_2$ und 4 Meter (genau zwischen 3450 und 4250^{mm}).

Das Kuppeln von vier Parallelachsen zum Zwecke der Gewichts- und Leistungsvermehrung der Locomotion muss als eine Errungenschaft der Neuzeit erkannt werden, die als nothwendiges Uebel zu betrachten ist und daher nur im Falle des wirklichen Zwanges in Anwendung kommen darf. Wo irgend möglich, wird man mit Sechskupplern auszukommen suchen.

Betrachten wir schliesslich noch das Verhältniss des Kraftarmes zum Lastarme dieser mit ausschliesslicher Rücksicht auf Zugkraft gebauten Motoren, so ergeben für die Nummern 41 bis 49 der Tabelle die beziehentlichen Quotienten: 0^m,52; 0^m,50; 0^m,53; 0^m,55; 0^m,57; 0^m,57; 0^m,52; 0^m,50 und 0^m,50. Wir sehen demgemäss, dass bei den Achtkupplern die Länge der Kurbel im Durchschnitt etwas mehr als die Hälfte des Radhalbmessers ausmacht.

In Hinsicht ihrer constructiven Details zeigen die verschiedenen Typen der Achtkuppler im Ganzen geringe Modificationen. Stets ist die vorletzte Achse die Triebachse.

Nr. 41 giebt die Hauptdimensionen des von der Sächsischen Maschinenfabrik, vorm. Hartmann in Chemnitz, für die Elisabethbahn erbauten Achtkupplers, der zu Wien 1873 ausgestellt war. Die Rahmen liegen innen und es sind die Lager der Triebachse mit der Hinterachse durch in die Rahmenebene gelegten Balancier verbunden. Schornstein mit Funkenfänger versehen in Form eines kegelförmigen Mantels, welcher das cylindrische innere Rohr umgiebt, dessen Mündung mit einem stumpfen Conus bedeckt ist. Steuerung nach Gooch, innen liegend, besonders schwer zugänglich. Klappenausströmungsregulator.

Nr. 42 der Tabelle, Tafel LI, Fig. 9 (Wien 1873), zeigen einen Achtkuppler von Schneider & Comp. in Creuzot, dessen Construction in mehrfacher Beziehung Interesse bietet. Die Hauptdimensionen sind aus der Tabelle zu ersehen. Der Radstand konnte bei 1200^{mm} Radhöhe nicht unter 3900^{mm} vermindert werden, so dass auf den curvenreichen Gebirgsbahnen, für welche die Maschine bestimmt ist, eine Seitenverschiebung der hinteren Endachse von 20^{mm} angeordnet werden musste. Zu diesem Behufe stehen die Federstützen auf den Büchsen mittelst doppelt geneigter Ebenen, denen die gleiche Form der Lagerdeckel entspricht, wie dies auch bei vielen anderen hierher gehörigen Constructionen erforderlich wird. Die im Minimum 300^{mm} hohen, 30^{mm} starken Rahmen liegen innerhalb der Räder 1^m,218 von einander entfernt. Der Achsenhalsdurchmesser ist 200^{mm} bei 260^{mm} Länge. Zwei Schenkel einer Achse liegen von Mitte zu Mitte 1090^{mm} auseinander. Der Radsitz hat bei sämmtlichen Achsen 215^{mm} Durchmesser und bei den Endachsen 170^{mm}, bei den mittleren 180^{mm} Länge. Die Federn haben 880^{mm} von Mitte zu Mitte Halter, 90^{mm} Breite und bestehen aus 13 Blättern von 12^{mm} Stärke. Die vier Federn der beiden Vorderachsen liegen innerhalb der Rahmen unter der Platform mit ihren Stützen direct auf den Achsenbüchsen, wobei je zwei auf einer Seite liegend, durch einen kurzen Balancier verbunden sind. Dagegen liegen die vier Federn der beiden Hinterachsen ausserhalb der Rahmen über der Platform und sind zu je zwei über jeder Achse auf einer Quertraverse gestützt, welche sich unter dem Cylinderkessel durchbiegt und mit

gelenkig angeschlossenen Stützen sich auf die Achsbüchsen stellt. Auch diese Federn sind unter sich durch kurze Balanciers in der Rahmenebene verbunden, wodurch das vierachsig gekuppelte System gewissermaassen in zwei partielle von einander unabhängige Gruppen zerfällt. Cylinder aussen horizontal mit 2100^{mm} Abstand der Achsenmittel. Die Kolbenstangen haben die sehr beträchtliche Dicke von 75^{mm}, die Lineale besitzen 300^{mm} Parallelabstand und 130^{mm} Breite. Schubstangenlänge 2520^{mm}, wodurch sie allerdings etwas schwer wird. Am schwachen Ende beträgt der Stangenquerschnitt 95 $\times$ 52^{mm} und 120 $\times$ 52^{mm} am starken, und hat dabei das Kreuzkopflager 95^{mm} Durchmesser und 92^{mm} Länge, und dasjenige am Triebrade 130^{mm} Durchmesser bei 140^{mm} Länge. Die Kuppelstangen bestehen je aus einem Mittelstücke von 90 $\times$ 37^{mm} Querschnitt, welches die Triebachse mit der zweiten Achse kuppelt und aus zwei äusseren Stücken, welche 80 $\times$ 37^{mm} Querschnitt haben und vertical gelenkig an das Mittelstück angeschlossen sind. Die Steuerung ist nach Stephenson und ganz aussenliegend. Die Hauptverhältnisse derselben sind: Excentrität 75^{mm}; Voreilungswinkel 30°; grösster Schieberweg 150^{mm}; Schieberlänge 280^{mm}, Schieberhöhe (Breite) 130^{mm}; äussere Ueberdeckung 30^{mm}, innere 3^{mm}; Maximum der linearen Voreilung (Kanalöffnung beim Kolbenwechsel) 6,75^{mm} und Minimum derselben 2,24^{mm}. Die lineare Voreilung ist demnach sehr merklich variabel, Dank dem gewählten Steuerungssysteme. Der Füllungsgrad soll zwischen 5 und 80 % des Kolbenweges differiren können, ein Resultat, was jedoch mit den vorhandenen einfachen Schiebern kaum zu vereinbaren sein dürfte, trotz der 30^{mm} Ueberdeckung. Der Regulator ist als horizontaler Doppelschieber construirt und wird durch eine horizontale Zugstange mittelst eines horizontalen Hebels bewegt, eine in Frankreich bekanntlich allgemein beliebte Anordnung, die in der That weit bequemer ist, als die Verticalbewegung des Regulatorgriffes. Die Maximalöffnung des Regulators beträgt 132 Quadratcentimeter; der Querschnitt des Einströmungsrohres 130 Quadratcentimenter und der jedes Admissionsrohres zu den Cylindern 85 Quadratcentimeter. Das Blasrohr ist mit einem gewöhnlichen Klappenausströmungsregulator versehen (ein höchst schädlicher Luxusartikel!), der Variationen der Ausströmungsöffnung von 36 bis 195 Quadratcentimeter Querschnitt gestattet.

Ueber der obersten Rohrreihe liegt in der Rauchkammer ein horizontales Gitter als Funkenfänger, durch welches das Blasrohr hindurchgeht. Der Schornstein ist nach unten in die Rauchkammer verlängert bis auf 50^{mm} über diesen Funkenfänger, woselbst er, conisch erweitert, an eine horizontale Abschlusswand der Rauchkammer sich anschliesst. Die Kesseldimensionen sind aus der Tabelle ersichtlich und wird daher nur noch Folgendes hinzugefügt. Der Deckel der inneren Feuerbüchse ist horizontal und durch 16 Traversen versteift. Der Rost liegt horizontal. Die Speisung erfolgt mittelst liegendem Injector mit fester Düse, der auf der linken Seite der Maschine sitzt und ausserdem durch eine Speisepumpe mit kurzem Hub, welche durch ein Excenter von der zweiten Achse aus getrieben wird. Der Plunger hat 130^{mm} Dicke und 145^{mm} Hub. Diese Pumpe wird benutzt, wenn der Bremsapparat mit Gegendampf (nach System Le Chatelier) in Thätigkeit ist, weil sie zu dieser Zeit sehr leicht versagt und der Gebrauch der Pumpe an und für sich schon auf den Gefällen der vortheilhaftere ist.[12]) Die Maschine hat ausserdem eine Schraubenbremse, welche

[12]) Auf den Gefällen sind bekanntlich die Pumpen vortheilhaft, da ihre gesammten Bewegungswiderstände ein sehr wirksames Bremsmittel sind; man wird daher bei der Thalfahrt die Pumpe und bei der Bergfahrt die Injectoren benutzen, wie das jeder geschickte Führer von selbst thut.

einseitig auf die Hinterräder wirkt. Durchmesser der Bremsspindel 90mm, der Schraube 42mm bei 8mm Steigung. Die Schraubenbremse wird, wie dies allgemein auf den französischen Bahnen üblich, zum raschen Halten in den Bahnhöfen etc. benutzt, während die Le Chatelier-Bremse auf den langen Gefällen functionirt.

Nr. 43 der Tabelle (Wien 1873) giebt die Hauptdimensionen eines aus der Maschinenfabrik der Oesterreichischen Staatsbahngesellschaft hervorgegangenen Achtkupplers) Nr. 1000 (Normalachtkuppler der genannten Gesellschaft). Die im Ganzen veraltete Construction bietet auch im Einzelnen nur wenig interessante Details. Steuerung nach Gooch, innen; Rahmen innen, aus Doppelblechen versteift. Dritte Achse Triebachse; sie ist mit der Hinterachse durch in der Rahmenebene gelagerte Balanciers verbunden, deren Drehpunkte durch eine unter dem cylindrischen Kessel durchgebogene Traverse (die also normal zur Kesselachse steht) vereinigt werden. Absteifung der Feuerbüchsdecke vermöge Rippenanker, die parallel der Kesselachse liegen. Es ist ersichtlich, dass dieses Ankersystem in Folge seiner Schwere die beinahe 2 Meter lange Kistendecke über Gebühr belastet. Die Platformlänge von der rückwärtigen Büchsenwand bis Rahmenstirn (also die ganze Tiefe des Maschinenstandes) beträgt nur 623mm. Diese Abmessung ist trotz der Tenderklappe durchaus unzureichend, da sie das Stehen auf der Klappe oder auf dem Tender selbst unvermeidlich macht. Da die ungeheure Kiste überhängt, so musste allerdings der überstehende Rahmen und folglich der Maschinenstand möglichst gekürzt werden; eine Folge, die als neuer Beweis für die Unzweckmässigkeit der Construction mit überhängender Feuerbüchse dient, wenn es deren noch weiterer bedürfte.

Nr. 44 der Tabelle (Tafel LI, Fig. 7) stellt den Sigl'schen Achtkuppler der Oesterreichischen Südbahn vor, wie dieselbe zum Betriebe der Güterzüge über den Semmering dient. Der Kessel zeichnet sich durch grosse Capacität von 6,184 Cubikmeter aus (bei 150mm Wasser über der Feuerbüchse), wohinzu ein Dampfraum von 2,062 Cubikmeter tritt. Es sind zwei Sicherheitsventile vorhanden von 120mm Weite. Der Schornstein hat an der Basis 450mm, an der Mündung 500mm Weite im Lichten, bei 4400mm Höhe ab Schiene, während die Kesselachse 2020mm über den Schienen absteht. Die Absteifung der Feuerbüchsendecken erfolgt bei den letzten Serien dieser Type (bis Mai 1873 waren bereits 75 Stück dieser Maschinen beschafft) durch sieben Reihen Schraubenbolzen, in ähnlicher Weise wie beim Belpaire-Kessel. Als Funkenfänger dienen horizontale Drahtgitter in der Rauchkammer über der obersten Rohrreihe. Dampfbrems nach Le Chatelier. Seitliches Spiel des vierten Räderpaares nach jeder Seite 20mm (total 40mm). Verschiebung der Vorderachse um 5mm nach beiden Richtungen. Die Tragfedern haben 915mm Länge und 75mm Pfeilhöhe (im unbelasteten Zustande); sie bestehen aus 17 Blättern von à 10mm Dicke und 105mm Breite. Steuerung aussen liegend, nach Stephenson. Länge der Kurbelstangen 2400mm, woraus sehr schwere Stangen resultiren. Grösster Schieberweg 130mm, Füllungsgrad (Maximum) 70% des Kolbenweges. Dimensionen der Dampfkanäle im Schieberplane: a. Admission 45 × 316mm,

b. Exhaustion 84 × 316mm.

Neigung der Schieberstange 1 : $7\frac{1}{2}$. Umsteuerung vermittelst Schraube. Ablesung der Füllungsgrade (Expansionen) auf geradliniger Scala vermöge eines an der Steuerschraubenmutter angebrachten Stiftes. Schwedische Kolben mit gusseisernen selbstspannenden Ringen. Schmiervorrichtung nach Anschütz. Die eine grosse Rolle spielenden Sandbüchsen fassen je $\frac{1}{3}$ Cubikmeter.

Die allmähliche Vermehrung des Gewichtes der Semmeringmaschine wurde er-

zielt durch Vermehrung der Rohrlänge und Rohrzahl, mithin durch eine Vergrösserung der Capacität des Langkessels, während man die übrigen Dimensionen ziemlich unverändert beibehielt. Die betreffenden Maschinen sind nicht nur für den Betrieb der Semmeringbahn, sondern zugleich für den Karst, den Brenner und Villach-Franzensfeste bestimmt, die sämmtlich Rampen von 1 : 40 in Radien von 180 Meter aufweisen. Als Grundlage ihrer Construction diente die Anforderung: 2 Meilen pro Stunde mit 4000 Centner Bruttolast auf 1 : 40 in Radien von 180 Meter. Zugleich sollen die Maschinen bestimmt sein, auf günstigeren Längenprofilen mit grösseren Geschwindigkeiten zu laufen, mithin ein dem entsprechend grösseres Dampfbildungsvermögen zu entwickeln. Die in Anbetracht des Bergbetriebes, des eigentlichen Zweckes der Locomotive, sehr niedrig gegriffene Radhöhe (1100^{mm}), sowie der der Construction innewohnende schleudernde Gang, dürften jedoch letztere Verwendung — den Verkehr mit »grösseren« Geschwindigkeiten, schon mit Rücksicht auf die Betriebssicherheit ausschliessen.

Ein gleichfalls von Sigl erbauter Achtkuppler (Nr. 45 der Tabelle, Tafel LI, Fig. 11), ist die Gebirgsmaschine der Ersten ungarisch-galizischen Eisenbahn. Sie ist der vorhergehend beschriebenen sehr ähnlich. Rahmen nach System Hall. Stephenson'sche Coulissensteuerung ausserhalb der Rahmen; Umsteuerung vermittelst Schraube ohne Reversirhebel. Ein sehr kräftiger Motor mit im Ganzen wohl studirten Abmessungen, der, ähnlich disponirt wie die Semmeringmaschine, doch mit einem leichteren Kessel eine grössere Heizfläche und ein günstigeres Heizflächenverhältniss verbindet, mithin nicht nur relativ, sondern absolut stärker ist, als der um 20% mehr wiegende Achtkuppler der Südbahn. Als Berglocomotive aufgefasst, steht er daher weit über dieser. Die ungeheure Feuerkiste von 10 Quadratmeter Heizfläche hängt aber, wie bei der Semmeringmaschine, auch hier hinten über, woraus ein schleudernder Gang und rasche Zerstörung des Materiales unvermeidlich resultiren. Alle derartigen Constructionen beweisen nur, dass es nothwendig und dringend zeitgemäss ist, auf die Bedeutung der Tendermaschinen (womöglich in Verbindung mit Motorgestellen nach Meyer oder Fairlie) für die Zwecke des zukünftigen Betriebes der eigentlichen Bergbahnen unausgesetzt hinzuweisen. Ein Theil der Inconvenienzen des Betriebes der Bergbahnen wird dann erst schwinden, wenn jenen Typen endlich die gebührende Beachtung geschenkt wird.

In Betreff der noch weiter aufgeführten Typen Nr. 46—49 wird auf die in die Tabelle eingetragenen Hauptdimensionen verwiesen und hinzugefügt, dass deren Construction sich im Wesentlichen an die beschriebenen Typen so innig anschliesst, dass weitere Beschreibungen nur zwecklose Wiederholungen der bereits geschilderten Constructionsverhältnisse und Constructionsfehler sein würden. Wir beschliessen somit den speciellen Theil dieses Capitels und gehen nur noch auf einige allgemeine Fragen ein, welche die Locomotive gewöhnlicher Construction betreffen.

So lag der Dresdener Techniker-Versammlung Deutscher Eisenbahnverwaltungen die interessante Frage zur Discussion vor:

> »Ist es möglich, eine Maschine zu construiren, die gleich zweckmässig für den Betrieb von Schnell-, Personen- und gemischten Zügen verwendet werden kann?«

und lautete der gefasste Beschluss:

> »Nach den bisherigen Erfahrungen ist es nur in dem Falle möglich, eine Locomotive zu construiren, welche sowohl für leichte, schnellgehende, als auch für schwere, mit mässiger Geschwindigkeit zu befördernde

Züge unter allen Verhältnissen gleich zweckmässig verwendet werden kann, wenn die Geschwindigkeit der Schnellzüge und die Belastung der gemischten Züge in mässigen Grenzen gehalten wird.«

»Muss es hiernach im Allgemeinen als zweckmässig erachtet werden, für die einzelnen Zuggattungen besonders construirte Maschinen zu verwenden, so kann es gleichwohl für diejenigen Bahnen, deren Steigungsverhältnisse an und für sich gekuppelte Maschinen erfordern, unter Innehaltung einer mässigen Geschwindigkeit der Schnellzüge vortheilhaft sein, für Schnell-, Personen- und gemischte Züge ein und dieselbe Gattung gekuppelter Maschinen zu benutzen, deren specielle Construction in jedem einzelnen Falle nach den Steigungsverhältnissen der betreffenden Bahn, der zu befördernden Last und der Maximalgeschwindigkeit der Schnellzüge bemessen werden müssen.«

Das nähere Studium der einzelnen Fragebeantwortungen lehrt, dass die Ansichten der Eisenbahnverwaltungen in Betreff dieses Gegenstandes ziemlich divergiren. So spricht sich z. B. die Braunschweigische Bahn im verneinenden Sinne aus, indem sie hervorhebt, dass der Dienst der Schnell- und Courierzüge, bei denen es sich um Beförderung geringer Lasten mit grosser Geschwindigkeit handelt, principiell eine andere Construction der Maschine verlangt, als dies für die Beförderung von gemischten Zügen der Fall sei, bei denen es vorzugsweise auf grosse Zugkraft, weniger auf Geschwindigkeit ankomme. Im Uebrigen glaubt die Mehrzahl der Bahnen die beregte Frage in der aufgestellten allgemeinen Form unbedingt verneinen zu müssen, ist jedoch der Ansicht, dass auf einzelnen Bahnen Fälle eintreten, die den Gebrauch, ein und derselben Maschine für Schnell-, Personen- und gemischte Maschinen relativ als zweckmässig erscheinen lassen. Die Oesterreichische Südbahn bemerkt dazu noch, dass eine Maschine nicht gleiche Güte besitzen könne für diese drei Arten von Zügen, die mit so verschiedenen Belastungen und Geschwindigkeiten zu verkehren haben. Dennoch könnte es auf gewissen Linien von Vortheil sein, ein und dieselbe Maschinenart für die drei verschiedenen Zugsgattungen zu verwenden, insbesondere dann, wenn die Steigungen nicht bedeutend sind. Auf diese Art würde der Betriebsdienst vereinfacht und man könnte auf Linien mit schwachem Verkehr eine bessere Ausnutzung der Arbeitskraft der Maschinen erlangen.

§ 11. System Hall. — In Betreff besonderer Locomotivsysteme ist bisher in den officiellen Fragestellungen nur vom System Hall die Rede gewesen, indem der Düsseldorfer Techniker-Versammlung (1874) die Frage vorlag:

»Haben sich die Locomotiven nach System Hall bewährt?«

worauf die Beschlussfassung erfolgte:

»Die vorliegenden Erfahrungen ergeben, dass sich gegen die Verwendung der Maschinen nach dem Hall'schen System im Allgemeinen keine Anstände herausgestellt haben.«

Jedenfalls liegt in diesem Wortlaut eine Empfehlung des genannten Systemes, wie sie lauer und schwankender kaum redigirt werden konnte; prüfen wir daher etwas näher die einzelnen Referate, um zu erfahren, was sind die Fehler und was die Vorzüge dieser Construction?

Die Frage wurde von 25 Verwaltungen erörtert, die sich ziemlich übereinstimmend in Betreff der Ruhe des Ganges zu Gunsten dieses Systemes äussern, was nicht befremden darf, indem die tiefe Lage der Kesselachse, die weit ausladenden Rahmen und der Aufhängemodus vollkommen geeignet sind, die Stabilitätsverhältnisse

zu begünstigen. Andrerseits wird hingegen über die geringe Dauer der Kurbeln und Zapfen geklagt, namentlich auf Strecken mit vielen Curven, sowie über die verhältnissmässig rasche Ausnutzung des Achslagers, grösserer Schmierverbrauch, häufiges Warmlaufen, Losewerden der Kurbeln, und endlich wird der erhebliche Arbeitsverlust betont, welcher angeblich dadurch entstehen soll, dass die Achslager statt auf der Achse auf den Kurbelhälsen laufen müssen.

Diese letztere Behauptung ist jedoch vorläufig nicht auf Treu und Glauben hinzunehmen, sondern erst durch vergleichende Versuchsreihen näher zu prüfen, mit deren Anstellung sich aber bisher noch Niemand befasst hat.

Unbedingt günstig äussern sich über die Hall'schen Maschinen im Ganzen nur 6 Bahnen, nämlich die Franz-Josephsbahn, die Elisabethbahn, die Südnorddeutsche Verbindungsbahn, die Berlin-Potsdam-Magdeburger, die K. Ungarische Staatsbahn und die K. Niederschlesisch-Märkische Bahn, die indessen nicht sämmtlich derartige Maschinen in genügender Anzahl besitzen, um ein maassgebendes Urtheil zu fällen.

Als Resumé dürfte der Schluss erlaubt sein, dass das System Hall keinerlei durchschlagenden Vortheil gegen die Maschinen anderer, einfacherer Systeme aufzuweisen vermag, wofern ein solcher nicht in der allgemein anerkannten Ruhe des Ganges zu erblicken ist (bedingt durch die tiefe Kessellage) und dass es jedenfalls einer längeren Praxis vorbehalten bleiben müsse, darüber zu entscheiden, ob jener Vorzug im Stande ist, der ganzen Reihe von Nachtheilen, die dem Systeme von Natur anhängen, die Waage zu halten; wobei noch obendrein bemerkt werden muss, dass es nicht an anderweiten Locomotivsystemen fehlt, die in Betreff der Ruhe des Ganges der Hall'schen Locomotive bedeutend voranstehen, indem letztere, in Folge des grossen Abstandes der Cylinderachsen niemals frei von einem höchst unangenehmen Schlingern ist, welches namentlich bei grösseren Fahrgeschwindigkeiten hervortritt.

§ 12. Reduction des Maschinengewichtes. — Wenn im Allgemeinen die thunlichste Verminderung des nicht für die Leistung productiven Maschinengewichtes angestrebt werden muss, d. h. die Concentration einer möglichst grossen Leistung bei kleinstem Eigengewichte, so bedingen andrerseits die so überaus verschiedenen Betriebsanforderungen und die nicht minder verschiedenen Bahnverhältnisse öftere Abweichungen von obigem Grundsatze. So kann z. B. die Nothwendigkeit eines drehbaren Vordergestelles die Aufopferung eines Theiles der Adhäsion rechtfertigen etc. Doch muss selbst in diesem Falle der obige Grundsatz gelten und kein Theil schwerer gemacht werden als seinem Zwecke und seiner Beanspruchung zukommt. Man wird daher nicht z. B. Kesselbleche von 18^{mm} Eisenstärke verwenden, wo solche von 14^{mm} genügt hätten (gleich gutes Material in beiden Fällen vorausgesetzt), und das todte Gewicht des Kessels um circa 20% zu vermehren bei um Nichts gesteigerter Leistung.

Diese wenigen Beispiele mögen genügen, um zu zeigen, dass man dem oben ausgesprochenen Grundsatz huldigen darf, ohne gleich ohne Weiteres die Verkupplung sämmtlicher Achsen als alleiniges Palliativ oben anstellen zu wollen, hingegen können erhebliche Gewichtsreductionen durch die Construction und Anordnung der Theile, sorgfältigste Wahl des Materials etc. erzielt werden. Es darf bei der hohen Wichtigkeit des Principes der Gewichtsverminderung nicht befremden, wenn schon der Dresdner Versammlung Deutscher Eisenbahn-Techniker die Frage vorlag:

»Auf welche Weise und durch welche Mittel kann das Gesammtgewicht der Locomotive auf das der Zugkraft entsprechende Minimum gebracht

werden, oder mit andern Worten: Wie kann das todte, bei der Adhäsion nicht mitwirkende Gewicht der Locomotive auf zweckmässige Weise gänzlich entbehrt werden?«

Der gefasste Beschluss lautet:

»Durch Beseitigung aller Laufachsen, ferner durch Anwendung zweckmässigen Materiales, welches bei grösserer Festigkeit eine Reduction in den Dimensionen und somit auch in den Gewichten zulässt. Die Anwendung oder Weglassung von Laufachsen muss in jedem Falle dem Ermessen überlassen bleiben.«

Seitens der einzelnen Fragebeantwortungen wird mehrfach hervorgehoben, dass die Frage für Maschinen mit grossen Geschwindigkeiten überhaupt nicht zu lösen sei, weil die nothwendige Kesselcapacität ein Gesammtgewicht nothwendig macht, das für die erforderliche Adhäsion nicht vollständig ausgenutzt werden kann. Andrerseits wird darauf hingewiesen, dass die Reducirung der Gewichte durch grössere Verwendung von Gussstahl, Vermeidung von Gusseisen, die Anwendung von Tendermaschinen und die Beseitigung aller nicht unbedingt nöthigen Massen und Bestandtheile dazu beitragen werde, das todte Gewicht der Maschine zu vermindern. Richtig ist jedenfalls, dass zunächst die unter den heutigen Betriebsverhältnissen überall geforderte grosse Leistung einen grossen Kessel voraussetzt, der entsprechend stark construirt sein muss, da mit hoher Pressung behufs günstiger Benutzung der Expansion durchgängig gearbeitet wird. Die grosse Leistung des Kessels an sich aber wird erzielt durch die Anwendung grosser Rostflächen, also Vergrösserung der directen Heizfläche der Feuerbüchse unter gleichzeitiger angemessener Verkürzung des Langkessels, d. h. der nutzlosen Rohrlänge; während das absolute Gewicht eines solchen Kessels gleichzeitig durch Verwendung von Gussstahl (womit Oesterreich in so ruhmvoller Weise vorangeht!) wesentlich herabgemindert werden könnte. Beide Bedingungen vereinigt, werden also die Concentration der grössten Leistung in einem Kessel kleinsten Gewichtes für jetzt sowohl als in der Zukunft erzielen lassen.

Bei den übrigen Theilen der Locomotive ist man in den meisten Fabriken nicht minder bestrebt, das unnöthige Gewicht der Locomotive zu mindern und Constructionen zu vermeiden, welche einen grossen Materialaufwand erfordern. Namentlich gehört hierher die Anwendung der Achsen, Bandagen, Stangen, Achslager und Kolbenführungen aus Gussstahl, die Herstellung der Lager aus Schmiedeeisen oder Stahl, die Herstellung der Rahmen und Kesselträger aus einem Walzstücke etc.

Schliesslich wird seitens einiger Verwaltungen auf die Kupplungsverhältnisse hingewiesen, und dabei ganz besonders die Unzweckmässigkeit betont, die Vorderachse der Maschinen als Kuppelachse zu beanspruchen, namentlich für grössere Geschwindigkeiten, wobei zugleich auf die Unzuträglichkeiten aufmerksam gemacht wird, welche eine mehrfache Verkupplung im Betriebe stets zur Folge hat; und wird schliesslich gefolgert, dass man sich, im Falle sämmtliche Achsen gekuppelt werden sollen, auf vierrädrige Maschinen zu beschränken habe. Da man aber alsdann in Folge der pro Rad beschränkten Belastung sehr oft in der Lage sein dürfte, für den Kessel nicht die nothwendige Capacität zu erhalten, die zur Erreichung des Zweckes der Locomotive erforderlich ist, so wird man genöthigt sein, die dritte Achse, sei es als Lauf- oder Kuppelachse hinzuzulegen oder aber die Kesselcapacität zu theilen, d. h. statt einer grossen Locomotive zwei kleine zu verwenden, — eine Frage, die in der That beim Bergbahnbetriebe ihre praktische Lösung gefunden hat.

Tabelle der Hauptverhältnisse von Maschinen für Schnell- und Personenzüge, gemischte und Güterzüge.

Laufende Nummer.	Firma des Fabrikanten.	Fabriknummer.	Lage der Cylinder.	Lage der Steuerung.	Lage der Rahmen.	Kolben Durchmesser. Mm.	Kolben Hub. Mm.	Rostfläche. Qm.	Heizröhren Zahl.	Heizröhren Länge. Mm.	Heizröhren Weite (äusserer). Mm.	Heizfläche Directe. Qm.	Heizfläche Indirecte. Qm.	Heizfläche Totale. Qm.	Durchmesser des Cylinderkessels (aussen). Mm.	Kesselpressung. Atm.	Räder Zahl.	Räder Zahl der gekuppelten Räder.	Räder Totaler Radstand. Mm.	Räder Durchmesser der Triebräder. Mm.	Räder Durchmesser der Laufräder. Mm.	Gewicht Leer. Kilo.	Gewicht Dienstfähig. Kilo.	Gewicht Adhäsionsgewicht. Kilo.	Bemerkungen.
	A. Maschinen ohne Kuppelachse.																								
1	Great-Northern, Bahnwerkstatt, Doncaster		aussen	innen	innen	458	610	1,635	217	3358	46	11,338	96,895	108,233	1182	9,4	8	—	6989	2465	1245		39000	15000	Taf. XXXIX. Fig. 8 u. 9. Mit amerikan. Vordergestell.
2	Compagnie Lilleshall, Shropshire		innen	innen	aussen	406	533	1,67	186	3400	46	9,00	91,00	100,00	1290	9,25	6	—	5030	2134	1290	27700	31650	12500	Taf. XLIX. Fig. 6.
3	Rob. Stephenson & Comp., Newcastle		innen	innen	aussen	406	559	1,29	161	3454	51	7,70	88,72	96,42	1219	12,75	6	—	4776	1981	1143	27400	30500	13700	
4a	Georg Egestorff, Linden (1862) .		aussen	aussen	aussen	406	560	1,10				6,00	77,00	83,00	1300	8	6	—	3750	2130	1220	24000	26750	12000	Taf. XLIX. Fig. 9. Crampton-Maschine.
4b	Maschinenfabrik Karlsruhe . . .		aussen	aussen	aussen	400	560	1,10				6,00	77,00	83,00	1300	8	6	—	3750	2130	1220	24000	26750	12000	Taf. XLIX. Fig. 9. Crampton-Maschine.
	B. Maschinen mit zwei gekuppelten Achsen.																								
	a. Kuppelachse hinter der Feuerbüchse.																								
5	Société Marcinelle & Couillet . . .	291	aussen	aussen	innen	440	600	1,660	223	3308	45	7,100	99,58	106,68	1220	8	6	4	4930	2100	1200	31000	33200	21700	Taf. XLIX. Fig. 1. Wien 1873.
6	Werkstätten der London & North-Western, Crewe		innen	innen	innen	400	610	1,35		3200		8,00	91,50	99,50	1200	8	6	4	4770	1980	1070	26000	28700	19300	Ta. L. Fig. 3.
7	Kessler in Esslingen		aussen	innen	innen	430	610	1,15		3580		6,60	105,00	111,60	1230	9	8	4	5010	1830	930	31000	34000	20000	Taf. L. Fig. 13. Personenzugmaschine der Württembergischen Staatsbahn.
8	Grant & Comp., Verein.-Staaten .		aussen	innen	innen	400	500	1,50		3350		7,60	73,40	81,00	1240	11	8	4	6700	1680	760	28000	31500	19500	Taf. L. Fig. 8.
9	Sigl, Wiener Neustadt	1657	aussen	aussen	aussen	411	632	1,600	179	3550	50	7,90	99,80	107,70	1260	10	8	4	5360	1900	950	33500	37500	23000	Taf. XLIX. Fig. 7. Wien 1873. System Hall.
10	Maschinenfabrik Kolomna (Moskau)	100	aussen	innen	innen	408	560	1,530	180	3000	45	7,430	82,200	89,600	1295	10	6	4	4150	1600	1000	28500	31500	21500	Taf. L. Fig. 5. Wien 1873.
	b. Kuppelachse unter der Feuerbüchse.																								
11	Borsig in Berlin.	3031	aussen	innen	aussen	432	560	1,730	169	3705	50	7,000	97,00	104,00	1280	10	6	4	4400	1940	1220	32300	36100	24100	Taf. LII. Wien 1873.
12	Société d'Exploitation, Tubize .	177	aussen	aussen	innen	420	600	2,225	217	3680	45	8,80	100,21	109,01	1307	9	6	4	4300	1800	1100	32500	35940	25000	Taf. XLIX. Fig. 11. Wien 1873.
13	Hannov. Maschinenbau-Gesellsch.	1000	aussen	innen	innen	420	560	1,95	190	3343	48	7,50	90,20	97,70	1295	9	6	4	4267	1848	1205	31300	35000	23500	Taf. XLIX. Fig. 5. Wien 1873.
14	André Köchlin in Mülhausen . .	2236	aussen	aussen	innen	430	620	2,205	191	3500	50	9,030	94,46	103,49	1240	9	6	4	4650	2010	1365	34000	37500	25000	Taf. XLIX. Fig. 4. Wien 1873.
15	Vulkan in Stettin	500	aussen	aussen	innen	420	600	1,650	188	3790	46	6,50	89,50	96,00	1260	10	6	4	4100	1530	1000	31750	35750	25500	Taf. XLIX. Fig. 2. Wien 1873. Bisselachse.
16	Cockerill in Seraing	656	innen	innen	aussen	430	560	2,959	208	3060	45	11,694	84,651	96,345	1286	8	6	4	4640	2000	1200	30190	33300	24200	Taf. L. Fig. 12. Paris 1867. Pers.-Zugmaschine der Belg. Staatsb.
17	Borsig in Berlin	diverse	aussen	innen	innen	400	560	1,700		3160	50	7,50	88,00	95,50	1250	8	6	4	4400	1830	1220	31000	34500	23000	Taf. L. Fig. 10. Type der Personen-Zugmaschine der norddeutschen Bahnen.
	c. Maschinen mit vorderer Verkupplung.																								
18	Kessler in Esslingen	1249	aussen	innen	innen	396	632	1,490	155	3930	53	7,92	90,00	97,92	1230	8	6	4	4110	1896	1002	28750	32000	24500	Taf. XLIX. Fig. 10. Wien 1863.
19	Berl. Maschinenfabr. Schwartzkopff	476	aussen	innen	innen	420	560	1,230	156	3165	49	6,50	67,90	74,40	1150	8	6	4	3714	1373	915	28500	35150	26100	Taf. L. Fig. 2. Wien 1873. Tender-Maschine.
20	Maschinenfabr. d. Oesterr. Staatsbahn	1244	innen	innen	innen	412	579	1,750	179	4241	52	8,00	125,00	133,00	1303	9	10	4	8319	1580	948	36250	50600	24050	Taf. L. Fig. 4. Wien 1873. System Engerth.
21	Paris-Lyon. Bahnwerkstatt . . .	diverse	innen	innen	innen u. aussen	420	560	1,260	158	4000	50	7,40	91,28	98,68	1236	8	6	4	4600	1800	1100	23400	28600	21800	Taf. XLIX. Fig. 9.
	d. Maschinen mit überhängender Feuerbüchse.																								
22	Florisdorfer Locomotivfabrik . .	110	aussen	aussen	aussen	410	632	1,700	174	4300	52	7,50	120,00	127,50	1300	$8^1/_2$	8	4	4175	1580	980	32000	36000	24000	Taf. XLIX. Fig. 8. Wien 1873. Wendeschemel.
23	Sächs. Masch.-Fabr., Hartmann .	diverse	aussen	aussen	innen	380	560	1,070		4000	50	6,50	74,00	80,50	1150	7	6	4	3570	1370	760	25000	28000	21600	Taf. L. Fig. 6. Nowotny-Achse.
24	Paris-Lyon. Bahnwerkstätten . .	–	aussen	aussen	innen	420	650	1,330		4890		7,50	122,50	130,00	1250	8	6	4	4000	2000	1300	31000	35000	25000	Taf. L. Fig. 9. (Erbaut 1869.)

Laufende Nummer.	Firma des Fabrikanten.	Fabriknummer.	Lage			Kolben		Rostfläche.	Heizröhren			Heizfläche			Durchmesser des Cylinderkessels (aussen).	Kesselpressung.	Räder					Gewicht			Bemerkungen.
			der Cylinder.	der Steuerung.	der Rahmen.	Durchmesser.	Hub.		Zahl.	Länge.	Weite (äusserste).	Directe.	Indirecte.	Totale.			Zahl.	Zahl der gekuppelten Räder.	Totaler Radstand.	Durchmesser der Triebräder.	Durchmesser der Laufräder.	Leer.	Dienstfähig.	Adhäsionsgewicht.	
						Mm.	Mm.	Qm.		Mm.	Mm.	Qm.	Qm.	Qm.	Mm.	Atm.			Mm.	Mm.	Mm.	Kilo.	Kilo.	Kilo.	
25	Maffei in Hirschau	diverse	aussen	aussen	innen	400	610	1,150		3800		7,50	97,00	104,50	1220	8	6	4	3050	1570	1100	25700	28500	20000	Taf. L. Fig. 11. System Hall 1869. Personenzugmasch. der Bayerischen Staatsbahn.
26	Georg Egestorff in Hannover . .	-	aussen	innen	innen	400	560	1,320		4325		7,50	100,50	108,00	1160	8	6	4	3050	1740	1110	25500	28500	20000	Taf. L. Fig. 12.
	C. Maschinen mit drei gekuppelten Achsen.																								
	a. mit unterstützter Feuerbüchse.																								
27	Carels in Gent	47	aussen	aussen	aussen	450	600	3,0578	226	3510	45	10,92	99,63	110,55	1300	9	6	6	4300	1700	—	35000	38000	38000	Taf. L. Fig. 1. System Belpaire. Wien 1873.
28	Cockerill in Seraing	diverse	innen	innen	aussen	450	600	3,0578	226	3467	45	12,508	99,157	111,665	1300	9	6	6	4000	1450	—	30206	33500	33500	Güterzugmasch. d. Belg. Staatsb. Syst. Belpaire.
29	Wöhlert in Berlin	386	aussen	innen	innen	445	630	1,426	211	3250	46	10,60	87,90	98,50	1318	9	6	6	3766	1410	—	34500	40000	40000	Taf. L. Fig. 7. Wien 1873.
30	Fowler & Comp., Glasgow . . .	diverse	innen	innen	aussen	430	610	2,340		3200		9,00	100,00	109,00	1300	10	6	6	4730	1600	—	33500	37000	37000	Taf. LI. Fig. 3. Normaltype der engl. Güterzugmaschine.
31	Schneider & Comp., Creuzot . .	-	innen	innen	innen	380	610	1,410				6,00	85,00	91,00	1213	8	6	6	3600	1420	—	24200	27200	27200	Taf. LI. Fig. 12. Güterzugmasch. der Franz. Nordbahn.
	b. mit überhängender Feuerbüchse.																								
32	Hannoversche Maschinen-Fabrik .	996	aussen	innen	innen	471	610	1,470	218	4270	46	8,00	118,50	126,50	1360	9	6	6	3191	1301	—	34800	39250	39250	Taf. LI. Fig. 5. Wien 1873.
33	Henschel & Sohn, Cassel	558	aussen	innen	innen	413	583	1,470	200	4312	46	6,97	124,60	131,57	1400	10	6	6	3055	1280	—	33150	37600	37600	Taf. LI. Fig. 1. Wien 1873.
34	Claparède in St. Dénis	46	aussen	aussen	innen	480	650	1,386	214	4390	44	8,70	134,45	143,15	1406	8	6	6	3430	1376	—	30750	33600	33600	Tag. LI. Fig. 8. Wien 1873.
35	Grosse Russ. Eisenbahngesellsch., Werkstätte Petersburg	4	aussen	innen	innen	458	640	1,640	168	4270	52	8,40	112,70	121,100	1 308	8	6	6	3350	1300	—	29000	31450	31450	Wien 1873. Type der russ. Güterzugmaschine.
36	Maffei in Hirschau	900	aussen	innen	aussen	484	660	1,600	181	4100	51	7,50	122,50	130,00	1360	10	6	6	3180	1245	—	32500	36500	36500	Taf. LIII. Fig. 1—6. Wien 1873. System Hall. Güterzugmasch. der Bayerisch. Staatsbahn.
37	Werkstätte d. Oesterr. Staatsbahn	1231	aussen	aussen	innen	395	632	2,000	183	3130	52	7,80	95,70	103,50	1344	10	6	6	2847	1077	—	28500	32200	32200	Taf. LI. Fig. 4. Wien 1873. Syst. Haswell.
38	Sigl, Wiener Neustadt	1393	aussen	innen	aussen	434	632	1,920	200	4109	52	9,29	136,07	145,36	1310	9	6	6	3239	1205	—	32000	36100	36100	Taf. LI. Fig. 10. Güterzugmasch. der K.-F.-Nordbahn.
39	dito	1462	aussen	innen	aussen	345	580	0,871	101	3700	52	5,123	61,00	66,123	1000	8½	6	6	3000	1180	—	20000	21900	21900	Taf. LI. Fig. 6. Wien 1873. System Hall.
40	Cockerill in Seraing	969	aussen	innen	innen	450	650	1,384	195	4250	50	8,00	117,00	125,00	1380	9	6	6	3370	1310	—	30627	34376	34376	Taf. LI. Fig. 2. Wien 1873. Güterzugmaschine der oberital. Bahnen.
	D. Maschinen mit vier gekuppelten Achsen.																								
41	Sächs. Masch.-Fabr., Hartmann .	644	aussen	innen	innen	450	580	1,760	199	4775	52	9,40	141,58	150,98	1400	9½	8	8	3582	1106	—	38000	42350	42350	Wien 1873. Elisabethbahn. A
42	Schneider & Comp., Creuzot . .	1549	aussen	aussen	innen	450	610	1,900	270	4900	50	10,85	197,15	208,00	1540	9	8	8	3860	1200	—	48200	55000	55000	Taf. LI. Fig. 9. Wien 1873. Midibahn.
43	Masch.-Fabr., Staatsbahn Wien .	1000	aussen	aussen	innen	470	632	1,960	207	5008	52	9,80	170,60	180,40	1397	9	8	8	3794	1186	—	39000	44350	44350	Wien 1873.
44	Sigl, Wiener Neustadt	1583	aussen	aussen	innen	500	610	2,160	205	4760	52	10,70	159,30	170,00	1500	9	8	8	3560	1106	—	44000	50500	50500	Taf. LI. Fig. 7. Wien 1873. Güterzugmaschine der Südbahn.
45	Sigl, Wiener Neustadt	1533	aussen	aussen	aussen	520	610	2,000	223	4660	52	9,80	169,70	179,50	1460	8½	8	8	3600	1070	—	41000	45000	45000	Taf. LI. Fig. 11. Wien 1873. Erste ungar.-galizische Bahn.
46	Masch.-Fabr., Staatsbahn Wien .	800	aussen	innen	innen	500	610	1,840	228	4625	52	9,50	172,30	181,80	1450	9	8	8	3450	1070	—	41250	47300	47300	Haswell 1867. Brenner.
47	Sigl, Wiener Neustadt		aussen	aussen	aussen	530	632	1,820	220	4724	51	9,68	166,32	176,00	1524	9	8	8	3885	1220	—	43500	49000	49000	Paris 1867. System Hall. Kursk-Charkow.
48	Société de Cail, Paris	1509	aussen	aussen	innen	500	650	2,260	249	4100	50	9,00	146,70	155,70	1500	8	8	8	4250	1300	—	38500	43500	43500	Paris 1867. Type der Französ. Nordbahn.
49	André Köchlin, Mülhausen . . .		aussen	aussen	innen	600	610	2,460	226	5200	53	10,70	195,57	206,27	1480	9	8	8	4025	1200	—	44600	49600	49600	1870. System Beugniot, oberital. Bahnen.

Literatur.

a. Personen- und Schnellzugmaschinen.

Baude, Bericht über die von Tourdot projectirte Locomotive für Eilzüge, mit Abbd. Organ f. Eisenbahnwesen 1865, S. 171. (Bulletin de la Soc. d'Encouragm. März 1864, p. 145).

Behne, Schnellzugslocomotiven nach dem System Behne und Kool. Scheffler's Organ 1862, p. 57.

Ueber die auf der Berliner Gewerbeausstellung vorhandenen Dampfwagen von Borsig und Egells. Hartmanns Eisenhahnzeitung 1845, p. 79—83.

Verhältnisse der in der Maschinenbauanstalt von A. Borsig erbauten Locomotiven »Beuth«. Verhandl. des preuss. Gewerbvereins 1846, p. 75—82. Heusinger v. Waldegg, Organ 2. Bd. (1847) p. 8—13. Polyt. Centralbl. 1846, 8. Bd. p. 421—428.

Burg's, A., Bericht über die erste in der Maschinenwerkstätte der Wien-Gloggnitzer Bahn erbaute Locomotive. Eisenbahnzeit. 1843, p. 95.

Burg, Prof., Ueber die Dampfwagen aus der Wiener Neustädter Maschinenfabrik; Inneröstr. Industrie- u. Gewerbebl. 1843, p. 16; u. Polyt. Centralbl. 1843, 2. Bd. p. 241.

Clauss, Schnellzuglocomotive »Duplex« mit 4 Cylindern. Mit Abbild. Scheffler's Organ 1862, p. 228.

Mc. Connel's Locomotiven (für Eilzüge; Eisenbahnzeit. 1852, p. 212; Polyt. Centralbl. 1853, p. 89.

Crampton's, J. R., Locomotive »Namur«. Civ. Eng. and Arch. London 1847, Mai p. 154; u. Polyt. Centralbl. 1847, p. 1058, 59.

Ueber Crampton's Locomotive vom Institut der Civil-Ingenieure in London. Eisenbahnzeitung 1849, p. 195—197 u. Polyt. Centralbl. 1849, p. 845—51. 1430. Der Ingenieur. 2. Bd. p. 402—407.

Notiz über die Locomotiven nach dem System Crampton der Paris-Strassburger Bahn. Heusinger v. Waldegg, Organ 1855, p. 5.

Crampton's neueste Verbesserung an den Locomotiven. Heusinger v. Waldegg, Organ. 2. Bd. p. 169—173; Pract. Mech. and Eng. Mag. 1846; Dingler's polyt. Journal Bd. 100. p. 486; Polyt. Centralbl. 1846, 8. Bd., p. 420, 21. Eisenbahnzeitung 1847, p. 118, 126 u. 322.

Crampton'schen Locomotiven, die auf der französischen Nordbahn. Heusinger v. Waldegg, Organ 1853, p. 152; Pol. Centralbl. 1853, p. 1356.

Ueber Crampton's neueste Locomotive. Annales des mines 1851, III Livr.; Moniteur industr. 1851, Nr. 1566; Heusinger v. Waldegg, Organ 1861, p. 137—141; Polyt. Centralbl. 1851, p. 1235—36; Eisenbahnzeitung 1851, p. 170, 171.

Eilzuglocomotive auf der Industrie-Ausstellung in München, gebaut von J. A. v. Maffei; Organ f. d. Fortschr. d. Eisenb. 1854, p. 97.

Fenton's »Jenny Lind« Locomotiven. Eisenbahnzeitung 1848, p. 196, 197.

Gillingham u. Winans' Dampfwagen auf der Leipzig-Dresdner Bahn. Pol. Centralbl. 1838, p. 593, 94.

Gouin's, Ernst, Locomotive auf der Pariser Ausstellung. Moniteur industriel 1849, Nr. 1356; Polyt. Centralbl. 1849, p. 1427—29.

Haswell's Locomotive mit 4 Cylindern für die Londoner Industrie-Ausstellung. Mit Abbild. Scheffler's Organ 1862, p. 131.

Hackworth's Locomotive »Sansparail« für Eilzüge. The Pract. Mech. Journal 1850 Apr., May and Aug. p. 25; Polyt. Centralbl. 1850, p. 778—80; Heusinger v. Waldegg, Organ 1851, p. 136, 37.

Heusinger v. Waldegg, über Robt. Stephenson's neueste Patent-Locomotive. Dessen Organ f. Eisenbahnwesen. 1. Bd., p. 8—13.

Kessler's, E., Patent-Locomotive. Eisenbahnzeitung 1851, p. 85; Polyt. Centralbl. 1851, p. 905—7.

Dampfwagen von Kessler u. Martiensen in Karlsruhe auf der Gewerbeausstellung in Mainz; Bayer. Kunst- u. Gewerbebl. 1842, p. 707.

Le Chatelier, Beschreibung der von J. J. Meyer in Mühlhausen gebauten Locomotive für die Oesterr. Nordbahn. Bulletin de l'Encour. 1849, Juin p. 246—255; Polyt. Centralbl. 1849, p. 1430. Der Ingenieur. 2. Bd., p. 305—313.

Leistung ausserordentl. einer Crampton'schen Locomotive. Zeitschr. des Hannov. Arch. f. Ingen. Ver. II. Bd. S. 134; Dingler's Journ. 140. Bd. p. 393.

Jul. Morandière, Locomotive mit 3 Cylindern, mit Abbd. Organ f. Eisenbahnwesen 1867, p. 261. (Engineering 1866, p. 392).

Jul. Morandière; Les locomotives à l'Exposition de Vienne en 1873. (Notices & dessins).

Beschreibung der Passagier-Locomotive von der Caledonian-Eisenbahn. Gebaut von Vulcan Foundry & Co. in Warrington. Nach Tredgold on the Steam Engine Divis. A. 7. Pap. Heusinger v. Waldegg, Organ 1851, p. 158—163.

Personenzuglocomotive, amerikanische, für Holzfeuerung. Artizan 1859, Febr. Scheffler's Organ 1860, p. 23.

Beschreibung der Personenzugmaschine »Wrekin« gebaut von Bury, Curtis u. Kennedy zu Liverpool, für die Birmingham-Shrewsbury« Eisenbahn. Heusinger v. Waldegg, Organ 1850, p. 140.

Peschell, J., Abbildung und Beschreibung der zuletzt von J. Meyer in Mülhausen auf die Oestreichische Staatsbahn gelieferten Locomotiven. Heusinger v. Waldegg, Organ 1848, p. 1—5. Polyt. Centralbl. 1848, p. 696, 697.

Reincelius, dreicylindrige Locomotive. Zeit. des Ver. deutscher Eisenbahn-Verw. 1866, p. 480.

Notiz über die badischen Schnellzugslocomotiven. Organ f. d. Fortschr. d. Eisenbahnwesens 1854, p. 138.

Ueber die Möglichkeit der Gewichtsverminderung bei Schnellzugslocomotiven. Engineer. 1863, 21. Aug. Scheffler's Organ 1863, S. 273.

Die Schnellzugslocomotive »Duplex«. Zeit. des Ver. deutsch. Eisenb.-Verw. 1862, p. 785.

Stephenson's, Rob., neue Locomotive für Eilzüge. The Pract. Mech. Journal 1849, Juni p. 67; Heusinger v. Waldegg, Organ 1850, p. 7, 8.

Die Stephenson'schen Patent-Locomotiven (mit langen Kesseln). Eisenbahnzeitung 1846, p. 45, 90, 91.

Stephenson's, G. und W. Howe's pat. Locomotive mit 3 Cylindern. London, Journ. of arts, Dec. 1846; Heusinger v. Waldegg, Organ, 2. Bd., p. 80—82. Berliner Gewerbe-Ind. u. Handelsbl. 1846, Bd. 20; u. Polyt. Centralbl. 1846, 8. Bd., p. 419, 20; 1847, p. 1057 u. 1201. Eisenbahnzeitung 1846, Nr. 23, 1847, Nr. 17. Civ. Eng. and Arch. Journ. 1847, p. 120, 121.

Stephenson's, R., Dampfwagen. Portef. ind. du Conserv. T. 1; Dingler's pol. Journ. Bd. 59. p. 401—443.

Schnellzuglocomotiven, Organ f. Eisenbahnwesen 1867, p. 83. (Engineering, 1866, p. 199).

Stephenson's, Rob., Locomotive. Civ. Eng. a. Arch. Journ. 1842, p. 38, 39; Polyt. Centralbl. 1842, S. 815, 16.

Beschreibung der Locomotive für Schnellzüge nach Crampton's Systeme gebaut von Derosne u. Cail in Paris. Armengaud, Publicat. industr. Vol. VII, p. 224—31; Heusinger v. Waldegg, Organ 1852, p. 189—98.

Stubb's, Will. und John Isaijah Gryll's, in Llandly, Dampfwagen (mit 12′ hohen Triebrädern). Rep. of pat. inv. 1847, p. 321—325; u. Polyt. Centralbl. 1847, p. 1059.

Sturrock, Expresszug-Locomotive der Great-Northern-Eisenbahn, mit Abbd. Organ f. Eisenbahnwesen 1867, p. 212. (Engineering 1867, p. 39).

Trewhitt's H. u. Th. R. Crampton's Verbesserungen an den Locomotiven. London, Journal 1850, March, p. 86; Polyt. Centralbl. 1850, S. 594—96.

Weallens, Ueber eine von R. Stephenson & Comp. erbaute Locomotive für Eilzüge. Pract. Mechan. Journal 1849, June p. 67; Polyt. Centralbl. 1849, p. 976, 77.

b. Locomotiven für gemischte Züge und Güterzüge.

J. Armstrong, Normal-Güterzugmaschine der Great-Western-Eisenbahn, mit Abbd. Organ f. Eisenbahnwesen 1867, p. 209. (Engineering 1866, p. 448 u. 8. Febr. 1867).

Baldwin und Whithney's Locomotiven für schwere Lastzüge und starke Steigungen. Eisenbahnzeitung 1845, p. 255—257.

Baldwin und Vails Locomotive für Lastzüge. Eisenbahnzeitung 1844, p. 323; Förster's Bauzeitung 1842, p. 364. Hartmann's Eisenbahnzeitung 1845, p. 99.

Behne-Kool's Locomotivesystem. Zeit. des deutsch. Eisenbahnvereins 1862, p. 37 u. 473.

Blenkinsop, Ueber das Locomotivsystem Behne und Kool zur Erzielung einer rationellen Steinkohlenheizung und über eine für die Herzogl. Braunschweigische Eisenbahn nach diesem System erbaute Lastzuglocomotive »Bruno«. Scheffler's Organ 1862, p. 9.

Brockmann, Ueber schwere Güterzugmaschinen, mit Abbd. Organ f. Eisenbahnwesen 1865, p. 55.

Clauss, Lastzuglocomotiven der Grande Société des chemins de fer russes. Mit Abbild. Scheffler's Organ 1862, p. 183.

Colossale Locomotive. Heusinger v. Waldegg, Organ 1849, p. 166.

J. E. Craven, schwere Güterzugmaschine. Organ f. Eisenbahnwesen 1867, p. 167. (Engineering 22. Febr. 1866).

Demarteau, Amédée, Ueber die Meyerschen Locomotiven und ihre Leistungen. Dingler's polyt. Journal XCII, p. 228—233; u. Polyt. Centralbl. 1844. 4. Bd., p. 250—255; u. Hartmann's Eisenbahnzeitung 1845, p. 85, 86.

Fairlie's Locomotive für starken Güterverkehr, mit Abbd. Organ f. Eisenbahnwesen 1867, p. 74. (Engineer. Jan. 13, 1866.)

Haswell's, J., Beschreibung der Locomotive »Wien-Raab« in der Pariser Ausstellung. Heusinger v. Waldegg, Organ 1855, p. 69.

Klein, L., Ueber achträdrige Locomotiven von Eastwick u. Harrison in Philadelphia. Eisenbahnzeitung 1844 u. Hartmann's Zeitung f. Eisenbahnwesen 1845, p. 24, 25.

Lastzug-Locomotive, gebaut von André Koechlin & Comp. in Mülhausen. Annales des mines Bd. 18. — Zeit. des Ver. deutsch. Eisenb. Verw. 1862, p. 537.

Lastzugmaschinen in England & Nordamerika. Zeit. des Ver. deutsch. Eisenb.-Verw. 1865, p. 178.

Die Locomotiven der North-London Bahn. Zeit. des Ver. deutsch. Eisenb. Ver. 1866, p. 247 nach dem Engineer v. 2. März 1866.

Zwei mächtige Locomotiven aus der Wien-Gloggnitzer Bahnwerkstätte. Heusinger v. Waldegg, Organ, 1. Bd., p. 200; Dingler's polyt. Journ. Bd. 100, p. 342; u. Pol. Centralbl. 1846, 8. Bd., p. 420.

Locomotive mit vier gekuppelten Rädern in der Münchener Industrie-Ausstellung aus der Maschinenfabrik von G. Egestorff in Hannover; Organ f. die Fortschr. des Eisenb. 1854, p. 98.

Locomotive mit vier gekuppelten Rädern und innenliegenden Cylindern auf der Münchener Industrie-Ausstellung von der Maschinenfabrik der Wien-Raaber Eisenbahngesellschaft. Organ f. d. Fortschr. d. Eisenbahnw. 1854, p. 100.

Merbach, H. O., von der Wirkungsweise gekuppelter Locomotiven. Polyt. Centralbl. 1849, p. 321—25.

Milholland, grosse amerikanische Locomotive. Organ f. Eisenbahnwesen 1864, p. 86 (London Journal of Arts, Octbr. 1863, p. 208).

Beschreibung der Maschinen für gemischte Züge auf der Eisenbahn von Paris nach Lyon. Construirt von E. Gouin. Organ f. d. Fortschr. des Eisenbahnwesens 1854, p. 26.

Gütermaschinen der französ. Nordbahn. Heusinger v. Waldegg, Organ 1855, p. 172 nach Journ. des chemin de fer.

Güterzugslocomotiven der englischen Eisenbahnen. Zeit. des Ver. deutsch. Eisenbahnverwaltung 1863, p. 380.

Güterzugmaschine, neue, aus der Maschinenfabrik der k. k. Oestr. Staatsbahn-Gesellschaft u. Resultate der Versuchsfahrten damit. Heusinger v. Waldegg, Organ 1856, p. 1—3.

Maschine zum Gütertransport aus der Maschinenfabrik Carlsruhe. Heusinger v. Waldegg, Organ 1849, p. 126—128 u. 139—144.

Ueber die Locomotiven aus der Egestorff'schen Fabrik in Hannover. Mittheil. des Hannov. Gewerbver. Lief. 60, p. 217—19; Polyt. Centralbl. 1851, p. 1097—99.

Normal-Locomotive der North-London-Eisenbahn, mit Abbd. Organ f. Eisenbahnwesen 1867, p. 75. (The Engineer März 2. 1866).

Norri's zehnrädrige Locomotive. Eisenbahnzeitung 1848, p. 66.

Notizen über die Locomotiven der Schweizerischen Centralbahn (nach dem Engerth'schen System. Heusinger v. Waldegg, Organ 1855, p. 136.

Polonceau, M., Güterzugmaschine mit sechs gekuppelten Rädern. Civilingenieur, 1849, Hft. 1; Scheffler's Organ 1859, p. 43—58.

Die Probe mit der grossen Locomotive »Great-Western«, Civil-Eng. Journ. 1846, p. 198; Heusinger v. Waldegg, Organ, 2. Bd., p. 35; u. Polyt. Centralbl. 1846, 8. Bd. p. 418, 19.

Rothwell u. Comp. Zehnrädrige Locomotive mit doppeltem Drehgestelle u. Wasserbehältern. Deutsche Gewerbezeitung 1857, p. 155.

Riesenlocomotive für Kohlenzüge. Zeit. des Ver. deutsch. Eisenbahnverwaltung 1864, p. 91.

Sharp, Stewart's & Comp. verbesserte Güterzuglocomotive. The Artizan 1857, Febr. Scheffler's Organ 1857, p. 93—96.

Beschreibung einer von R. Stephenson zu Newcastle erbauten Locomotive zum Gütertransport mit senkrechten Schieberventilen, mit veränderlicher Expansion u. Dampfentweichung. Armengaud Publication industr. IV, p. 20; u. Hartmann's Eisenbahnzeitung 1845, p. 65—68.

Versuche mit kräftigen Locomotiven auf der Midland-Eisenbahn. The pract. Mech. Journ. 1848, Juni p. 49, 60; Heusinger v. Waldegg, Organ 1848, p. 189—191; Pol. Centralbl. 1848, p. 1203—1205.

Wilder's, R. A., Güterzuglocomotiven mit Steinkohlenfeuerung auf der Mine Hill und Schuylkill Haven Eisenbahn ausgeführt von W. Baldwin & C. Dingler's Journ. 150. Bd. p. 1; Pol. Centralbl. 1858, p. 1625.

XVIII. Capitel.

Gebirgsmaschinen (System Meyer, Fairlie, Beugniot, Engerth, Vaessen etc.).

Bearbeitet von

Alphons Petzholdt,

Civilingenieur in Hannover.

(Hierzu die Tafeln LIV bis LVII.)

§ 1. Vorbemerkungen. — Wir betrachten im Nachfolgenden die Gebirgsmaschine für Bahnen, deren Steigungsverhältnisse mit den gewöhnlichen Hülfsmitteln (glatte Räder, glatte Schienen) also ohne künstliche Adhäsion überwunden werden, und knüpfen daran der Vollständigkeit wegen einige Bemerkungen über die Maschinen mit künstlicher Adhäsion.

Die Grenzen des Locomotivbetriebes ohne Zuhülfenahme künstlicher Adhäsion betragen 50 pro 1000 (1 : 20), indem bei Ueberschreitung dieses Verhältnisses der Betrieb mit Locomotiven gewöhnlicher Construction auf gewöhnlichem Oberbau entweder an sich unmöglich oder ökonomisch unvortheilhaft sich gestaltet. Im Allgemeinen wird man das Steigungsverhältniss von 1 : 40 (25 pro 1000) als Maximum der zulässigen Steigung zu betrachten haben, namentlich in Bezug auf die Rentabilitätsverhältnisse und in Bedeutung der Bahn an sich, deren Leistung natürlich um so kleiner ist, je grösser die Betriebsschwierigkeiten sich darstellen und je häufiger die Betriebsstörungen werden. Dies gilt indessen, wie gesagt, nur im Allgemeinen; und schliesst daher keineswegs aus, dass auch hier und da eine Bahn, die mehr als 1 : 40 steigt, rentabel sein könne. Die in neuester Zeit in Mexico, Chili, Peru, Bolivia und Brasilien erbauten Gebirgsbahnen erreichen mit ihren Steigungen sämmtlich die Grenze des gewöhnlichen Locomotivbetriebes und werden mit Fairlie-Locomotiven bedient, die sich dort ganz vortrefflich zu bewähren scheinen; doch müssen erst weitere Erfahrungen der Praxis abgewartet werden, um ein sicheres Urtheil über die Brauchbarkeit dieses Systemes fällen zu können. Diejenigen Bahnen und deren Motoren jedoch, welche für künstliche Adhäsion geschaffen mit oder ohne Mittelschiene resp. Zahnstange (denn letztere ist nichts Anderes als eine Mittelschiene) bestimmt sind, sollen nicht hier, sondern in einem Ergänzungsbande, die Secundär- und Tertiärbahnen betreffend, eingehende Behandlung finden, weshalb wir diese Systeme hier sowohl, wie in den nachfolgenden Betrachtungen gänzlich ausschliessen.

Es bleibt uns demnach die Berglocomotive auf Hauptbahnen als Gegenstand unserer Abhandlung.

Wie aber werden die Bedingungen einer rationellen Berglocomotive im Allgemeinen lauten und welche Anordnung wird zum Bergbetrieb überhaupt geeignet sein? Offenbar diejenige Construction, die mit Entwicklung der grössten Kraft bei der Bergfahrt, die grösste Stabilität und Sicherheit bei der Thalfahrt darbietet, die am leichtesten die engen Curven ohne übermässige Abnutzung der Spurkränze und des Oberbaus zu durchlaufen vermag und die schliesslich die mindesten Zug- und Unterhaltungskosten erweist.

Wir fügen gleich hier hinzu, dass das Problem der rationellsten Berglocomotive (in den Grenzen die uns hier beschäftigen) keineswegs bisher gefunden wurde, wie schon der so überaus verschiedene Betriebsmodus der Bergbahnen und die noch mehr divergirenden Ansichten der Fachmänner in Hinsicht der Construction der zweckmässigsten Berglocomotive zur Genüge die Unklarheit bekunden, in der sich die Maschinen- und Betriebstechnik in Hinsicht dieses Gegenstandes zur Zeit noch befindet.

§ 2. Allgemeine Bedingungen einer Berglocomotive. — Die Hauptbedingungen der Berglocomotive: die grosse Leistungsfähigkeit und Vermeidung jeder todten Last, damit das Verhältniss des Maschinengewichtes zu jenem des Zuges möglichst günstig ausfalle; ferner kleiner Radstand oder hinreichende Achsenbeweglichkeit um scharfe Curven mit Sicherheit zu befahren — bieten in ihrer praktischen Ausführung constructive Schwierigkeiten, weil sich die obigen Anforderungen ihrer Natur nach so zu sagen, gegenseitig ausschliessen. Eine grosse Leistungsfähigkeit verlangt vor Allem eine grosse Dampfbildungsfähigkeit des Kessels und ein grosses Adhäsionsgewicht, d. h. einen schweren Motor, dessen ganzes Gewicht auf Adhäsion verwerthet wird, dessen sämmtliche Achsen mithin gekuppelt sind.

Die wünschenswerthe Leistung einer Berglocomotive lässt sich aus der Widerstandsfähigkeit der gebräuchlichen Zugvorrichtungen (falls nämlich die Maschine nicht schiebend wirkt) und aus der üblichen Geschwindigkeit auf Bergbahnen für jeden speciellen Fall angeben. Setzt man die normale Geschwindigkeit auf der eigentlichen Bergstrecke zu $1^1/_2$ Meilen pro Stunde, und beträgt der Querschnitt der durchgehenden Zugstangen 1,5 Quadratzoll, so gestatten dieselben bezüglich der Elasticitätsgrenze bei $2^1/_2$facher Sicherheit eine Zugkraft von 150 Zollcentner (7,5 Tonnen), wonach sich die erforderliche Maximalstärke der Locomotive zu 312,5 Pferdekraft ergiebt. Rechnet man nun pro Pferdekraft 5 Quadratfuss Heizfläche (was erfahrungsmässig vollständig genügt), so würde die erforderliche Heizfläche zu 1560 Quadratfuss resultiren, was einen sehr beträchtlichen Kessel voraussetzt.

Das Adhäsionsgewicht muss dabei das 7 bis 8fache der Zugkraft, als 1050 bis 1200 Zollcentner betragen. Dabei sollen aber gleichzeitig — ein ebenso hochwichtiger als oft vernachlässigter Umstand — die Räder nicht übermässig belastet werden (nie über 12 Tonnen pro Achse und bei Berglocomotiven womöglich nicht über 10 Tonnen); es ist daher eine grosse Anzahl gekuppelter Achsen erforderlich, die ihrerseits die Anordnung in zwei getrennten, gegenseitig im Hauptrahmen drehbaren Untergestellen erforderlich macht, wofern man nicht mit den Uebelständen einer zu grossen Radbasis zu kämpfen haben, und die Bandagen und Schienen systematisch ruiniren will.

Soll aber endlich jede todte Last bei Bergmaschinen vermieden werden, so ist die Kupplung sämmtlicher Achsen keineswegs hinreichend, sondern es ist auch erforder-

lich, das todte Gewicht des Schlepptenders zu beseitigen und zwar kann dies auf dreierlei Weise geschehen, nämlich durch Kupplung der Tenderachsen mit den Maschinenachsen, durch Construction der Locomotive als Tendermaschine, indem man die Munition auf der Locomotive selbst unterbringt und endlich drittens indem man den Tender als selbstständigen Motor gestaltet.

Dabei darf jedoch nicht vergessen werden, dass alle diese Bedingungen gleichzeitig erfüllt sein müssen, denn es kann anderenfalls, sobald nur ein Factor vernachlässigt bleibt, von einer »Berglocomotive« im eigentlichen Sinne des Wortes keine Rede sein, sondern höchstens noch von Gebirgszugmaschinen. Eine Gebirgszugmaschine ist aber jede Locomotive, die auf Gebirgsbahnen verwendet wird, welcher Umstand sie indessen noch lange nicht zur Berglocomotive stempelt.

§ 3. Berglocomotiven zu Wien 1873. — So weist die Wiener Weltausstellung 1873 unter dem Namen »Gebirgsmaschinen« eine Reihe von Achtkupplern auf, die zu den schwersten und mächtigsten gehören, die jemals gebaut wurden. Wir glauben gern, dass dieselben in der That für den Dienst auf Gebirgsstrecken bestimmt sind, dennoch aber waren es keine Berglocomotiven, denn eine solche muss nach obigen Grundlagen — ganz abgesehen von ihren Dimensionen — vor allen Dingen drei grosse Hauptbedingungen erfüllen:

1) sie muss Tendermaschine sein;
2) sie muss Curvenmaschine sein;
3) sie muss mit voller Adhäsion arbeiten.

Eben darum ist die Semmeringmaschine »in ihrer heutigen Gestalt« nur Gebirgsmaschine, niemals aber eine Berglocomotive, denn sie ist erstens kein Curvenfahrzeug, sie schleppt zweitens einen Tender hinter sich her und arbeitet demzufolge drittens nicht mit der vollen disponiblen Adhäsion.

Die obigen drei Bedingungen der Berglocomotive fanden sich zu Wien 1873 gleichzeitig nur in der von Evrard ausgestellten Maschine (System Meyer) vereinigt, wobei noch bemerkt wird, dass das System Fairlie, welches schon ziemliche Verbreitung auf beiden Continenten gewonnen hat, dieselben Bedingungen in ähnlicher Weise erfüllt, weshalb denn die Ausstellung einer Fairlie-Maschine in Wien 1873 ein durchaus zeitgemässes Unternehmen gewesen wäre, indem sich alsdann den Fachmännern die Gelegenheit geboten hätte, beide Systeme der Locomotiven mit Motorschemeln gründlich mit einander zu vergleichen.

§ 4. Einfache und getheilte Motoren für Bergbahnbetrieb. — Ein in hohem Grade beachtenswerther Gegenstand ist bei jedem Bergbahnbetriebe die Frage, ob es vortheilhafter sei, die Berglocomotive als einfachen mächtigen Motor resp. als Doppellocomotive, oder dieselbe als Zwillingsmaschine zu verwenden, indem man zwei Tendermaschinen gleicher Construction rückseitig verkuppelt zusammen arbeiten lässt, so dass beide Maschinen ein Ganzes bilden. Indem man alsdann, je nach den Last- und Witterungsverhältnissen eine einfache, eine doppelte oder auch zwei Doppelmaschinen verwendet, ist man offenbar im Stande die Maschinenkraft vortheilhafter auszunutzen, als mit den grossen, einfacheren Motoren. Letztere aber bieten den Vortheil einfachen Personals und grösserer Oekonomie im Brennstoffverbrauche. Schon die allgemeine Erfahrung lehrt, dass man zum Eisenbahnbetriebe immer stärkere Locomotiven verwendete und dadurch im Allgemeinen grossartige Vortheile erzielte, denn es sind abgesehen von den Ersparnissen im Verkehrs- und Stationsdienste, auch die Kosten der Zugbeförderung nicht unwesentlich gesunken. So werden z. B. auf den nördlichen Linien der Oesterreichischen Staatsbahn zwischen Prag

und Trübau die Güterzüge durch Locomotiven zweier verschiedener Categorien befördert, deren durchschnittlicher Kohlenverbrauch in denselben Monaten aus folgender Zusammenstellung zu ersehen ist.

Type.	Gewicht in Zoll-Centnern.		Heizfläche in Quadratfuss.	Kohlenverbrauch pro 1000 Centner und Meile.			
	Totales.	Auf den Triebrädern.		März.	April.	Mai.	Juni.
Truckgestell und zwei gekuppelte Achsen	582	403	1040	40,1	38,9	33,5	31
Tendermaschine nach Engerth, 3 gekuppelte Achsen	1021	582	1420	37,4	33,7	30,4	27,8
Verhältniss des Kohlenverbrauchs . .	—	—	—	1 : 0,93	1 : 0,88	1 : 0,91	1 : 0,90

Die stärkeren Locomotiven brauchen also durchschnittlich auf dieser Linie bei ganz gleichen Verhältnissen circa 10% weniger Brennmaterial; es bleibt indessen unentschieden, ob und inwieweit dieses den grossen und einfachen Motoren günstige Resultat auch anderwärts als gültig zu erachten ist; auch haben wir es im vorliegenden Falle, wenn auch keineswegs mit einer günstig profilirten Flachlandbahn, so doch auch nicht mit einer Bergbahn zu thun, deren Motoren im Princip anders construirt werden müssten, als die obigen zwei, nicht einmal mit voller Adhäsion arbeitenden Typen. Vielmehr zeigt das angeführte Beispiel eben nur auf's Neue die bekannte Thatsache, dass grössere Kessel vortheilhafteren Dampf erzeugen und dass stärkere Maschinen denselben ökonomischer verwerthen.

Zu Gunsten der Zwillingsmaschinen lässt sich hingegen anführen, dass das Anlagecapital und die Unterhaltungskosten für kleine zusammengehängte Locomotiven geringer seien, weil man bei Dienstuntauglichkeit der einen Maschine nicht auch die zweite ausser Betrieb zu setzen braucht. Dieser Nachweis kann indessen nur da geführt werden, wo Motoren beider Art in Verwendung sind. Ein derartiger Betrieb findet auf der geneigten Ebene bei Giovi zwischen Genua und Novi statt. Die bezügliche Bergstrecke hat nur $6^1/_2$ engl. Meilen Länge, bietet aber dem Betriebe die grössten Schwierigkeiten. Die geneigte Ebene beginnt bei Pontedecimo, in $8^1/_2$ Meilen Entfernung von Genua, und steigt dann mit verschiedenen Gradienten von 1 : 50; 1 : 36; 1 : $28^1/_2$; zuletzt 1 : $34^1/_2$ in einem Tunnel von 3280 Yards (2974^m,8) Länge, im Durchschnitt mit 1 : 38 bis Busalla hinauf. Auf dieser Gebirgsstrecke werden die Personenzüge gegenwärtig durch eine Beugniot-Maschine hinaufgezogen, die gemischten Züge gewöhnlich durch eine Zwillingsmaschine geschoben, und die Güterzüge mit zwei Zwillingsmaschinen befördert, eine vor und eine hinter dem Zuge. Hier wäre also der Ort um vergleichende Studien in Betreff der Frage anzustellen, ob getheilte kleinere, oder einfach grosse Motoren für Bergbetrieb die ökonomisch vortheilhaftesten sind, und es bleibt lebhaft zu bedauern, dass die zahlreichen Berichterstatter, welche die genannte Bahn und ihren Betriebsmodus bisher zum Gegenstande der Discussion machten den wichtigsten Hauptfragen in Betreff der beziehungsweisen Reparatur, Unterhaltungs- und Verbrauchskosten, auf gleiche Bruttoleistungen zurückgeführt, keinerlei Aufmerksamkeit zugewendet haben. Nach A. Brunner's Beobachtungen wurde beispielsweise am 19. November 1870 ein gemischter Zug, bestehend aus 8 Personenwagen und 10 Güterwagen von zusammen 164 Tonnen Gewicht, durch

eine Beugniot-Maschine von 51 Tonnen Adhäsionsgewicht (bei 69 Tonnen Maschinengewicht) und eine Zwillingsmaschine von 54 Tonnen Gewicht über jene Gebirgsstrecke hinübergeschafft. Mit Einschluss der Maschinen betrug also das gesammte Bruttogewicht des Zuges 287 Tonnen, und wenn man den Zugwiderstand zu 80 Pfund pro Tonne abschätzt, so berechnet sich die erforderliche Zugkraft zu $10^1/_2$ Tonnen oder $^1/_{10}$ des Adhäsionsgewichtes der Maschinen. Die Beobachtung ergab, wahrscheinlich in Folge des herrschenden Nebels durch welchen der Coëfficient der Adhäsion noch mehr herabgesetzt wurde, dass die Triebräder der Beugniot-Maschine, welche den Zug führte, stark schleuderten und nur mit Hülfe der Sandbüchse zum Angriff gebracht werden konnten; während bei der Zwillingsmaschine hinter dem Zuge kein Schleudern stattfand. Die Hinauffahrt erfolgte in 37 Minuten oder mit 10 engl. Meilen Geschwindigkeit per Stunde.

Im vorliegenden Falle wurde demnach die Zwillingsmaschine schiebend verwendet, während die grosse einfache Locomotive ziehend und beständig schleudernd an der Spitze des Zuges sich befand und eben darum höchst wahrscheinlich von der hinten befindlichen nicht schleudernden Zwillingsmaschine mitsammt dem ganzen Zuge die Steigung hinaufgeschoben wurde. Die Sache wäre daher unter Anwendung der Zwillingsmaschine allein wesentlich besser von Statten gegangen. Doch vermag dieses Factum wiederum nichts Allgemeines in Betreff obiger Frage zu lehren, da es sich auf einen einzelnen Localfall bezieht.

Will man aber einen mächtigen Kessel von entsprechender Heizfläche anwenden, so erhält derselbe eine beträchtliche Längenausdehnung, welche zur Anwendung doppelter (von einander unabhängiger) Achsensysteme in drehbaren Gestellen geführt hat, deren Einzelradstand die Befahrung der engsten Curven gestatten, welche auf Haupt- oder Secundärbahnen vorkommen. Oder aber ist man gezwungen, zum Engerth-System zu greifen, mithin einen sehr beträchtlichen Antheil der Adhäsion zu verlieren. Selbst die Frage, ob ein einfacher Kessel vortheilhafter sei, wie ihn das System Meyer darbietet, oder endlich, ob der Kessel in der Mitte durch die daselbst angebrachte Feuerbüchse in zwei symmetrische, durch die Construction fest verbundene Röhrenkessel getheilt wird, wie beim System Fairlie, hat ebenfalls bis jetzt noch Niemand entschieden. Dass Beides angeht, ist allerdings durch die Praxis erwiesen. Voraussichtlich indessen dürfte der Fairlie-Kessel die bessere Construction sein, weil er kurze Röhren bedingt, der einfache Meyer-Kessel jedoch gerade umgekehrt die längsten Röhren erfordert, wie dieselben überhaupt sonst nur bei den schwersten Achtkupplern vorkommen, indem daselbst die Anordnung von vier steifen Parallelachsen die Anwendung langer Röhren naturgemäss erfordert.

Einen wichtigen Impuls erhielt die Construction der Berglocomotive bekanntlich durch die Concoursausschreibung für die Semmering-Strecke im Jahre 1851.[1]) Nach-

[1]) Da sich die Commission schematisch an den Wortlaut des Programmes zu binden hatte, wonach eben nur das Bestehen der Probefahrten unter bestimmten Bestimmungen verlangt und eben nicht das System, sondern vielmehr nur die verbrauchten Holzscheite berücksichtigt wurden, so passirte die noch heute allgemeine Heiterkeit verdienende Historie, dass gerade die unbrauchbarste Construction prämiirt wurde, während diejenigen Systeme, welche die ernsteste Prüfung verdient hätten, gleich von vorn herein bei Seite geschoben wurden. Dies gilt namentlich von der Maschine »Neustadt«, heute als System Meyer bekannt, und der Maschine »Seraing«, welche letztere bekanntlich in unseren Tagen als »Fairlie-Maschine«, sogar als »little wonder« eingeführt, die staunende Mitwelt so sehr entzückte. An der Erfindung des Systems der Maschine Seraing hat übrigens Cockerill keinen Antheil, indem die Firma nach den Plänen des Maschinenmeisters Laussmann arbeitete, der bereits in Preussen auf seine »Doppellocomotive« Patent genommen hatte.

dem die Resultate dieser Ausschreibung als ungenügend befunden wurden, gelangte man von der Kettenkupplung zunächst zur Zahnradkupplung (die bei richtiger Construction in hohem Grade lebensfähig ist) und von dieser alsbald aber zur Tenderlocomotive mit einem einzigen grossen Kessel, mit zwei gegen einander drehbaren Untergestellen (Engerth-Kupplung) mit einfachem Mechanismus und partieller Adhäsion.

Die älteren Semmering-Locomotiven, welche unmittelbar nach Beseitigung der Concursmaschinen auftraten, nach System Engerth mit Zahnradkupplung sind nach Obigem principiell durchaus richtig construirt, und wenn die Uebelstände, welche der ersten Ausführung noch anhingen mit Consequenz und redlichem Willen beseitigt worden wären, so hätte man in ihr schon damals die allein richtige Berglocomotive geschaffen, die schwerlich seitdem durch irgend ein anderes System, wenigstens durch keines derjenigen, die seitdem, also in 24 Jahren, zu Markte gebracht wurden, hätte verdrängt werden können.

Die Zahnradkupplung hat indessen ohne Zweifel thatsächliche Unzuträglichkeiten in ihrem Gefolge, so zunächst die verhältnissmässig kleinen Raddurchmesser und die hierdurch bedingte geringe Zähnezahl, daher grosse Reibungswiderstände, deren Folge jedenfalls eine beträchtliche Abnutzung herbeiführen muss, zumal sich die Räder nicht vor Staub schützen lassen. Das Erforderniss eines starken Rahmenbaues und die Schwierigkeit einer zweckmässigen Verkupplung beider Gestelle, sowie jene einer vortheilhaften Gewichtsvertheilung sind fernerweite Mängel, welche sich gegen die Zahnradkupplung geltend machen lassen. Namentlich jedoch veranlasste der erst angeführte Uebelstand das so voreilige Aufgeben der Zahnradkupplung im Princip, so, dass selbst sehr wesentliche Verbesserungen, welche der verdienstvolle Herr Fischer von Rösslerstamm (heute Ingenieur an der Elisabethbahn) an einer Zahnradmaschine zur Ausführung brachte (Vorrichtung zum Auslösen der Räder, Anzahl der Zähne beim Zwischenrade verschieden von der der zwei anderen Räder etc.), dem Systeme dennoch nicht wieder zu Recht verhelfen konnten und scheint in der That das damalige definitive officielle Aufgeben dieses Systemes eine sehr nachhaltige stüpende Wirkung auf das Genie der Erfinder, Constructeure, Unternehmer und Besteller ausgeübt zu haben, da es in 24 Jahren Niemand gewagt hat, mit einer neuen Zahnradmaschine aufzutreten, wozu doch die vier Weltausstellungen dieses Zeitraumes treffliche Gelegenheit geboten hätten.

Doch auch die zuletzt angedeutete Construction der Semmering-Maschine (drei Kuppelachsen und Engerth-Tender) scheint jetzt seitens der Südbahn definitiv aufgegeben zu sein, und durch die vierachsig gekuppelten Maschinen mit separatem Schlepptender ersetzt zu werden; angeblich unter namhaften Ersparnissen. Letztere sind indessen dahin zu erläutern, dass in den Zugförderungskosten zugleich die Reparaturkosten enthalten sind; diese letzteren aber sind bei den Achtkupplern sehr klein, da sie sämmtlich neu sind, bei den Engerth-Maschinen grösser, weil sie sämmtlich alt sind und schliesslich muss gesagt werden, dass sich die Zugförderungskosten in der letzten Zeit bei allen österreichischen Bahnen vermindert haben und dass es also nicht befremden darf, wenn beispielsweise auch die Südbahn zufällig mit daran participirt.

Demnach geschieht also der Betrieb der Gebirgsstrecken der Südbahn mit Achtkupplern und Schlepptendern — deren einer als »Semmering-Maschine in ihrer neuesten Gestalt« ein Coloss von 50½ Tonnen Dienstgewicht, und demnach übermässiger Achsenbelastung zu Wien 1873 ausgestellt war, nicht gerade zur beson-

deren Herzensfreude der Fachtechniker, indem diese gezwungen sind an die Lösung des Problems der geeigneten Berglocomotive ganz andere Bedingungen zu knüpfen, als sie im Achtkuppler der Südbahn realisirt fanden.

Die Locomotiven von Beugniot (eingeführt auf einigen Apenninen-Bahnen und der oben erwähnten Bergstrecke von Giovi) mit vier parallel verschiebbaren und gekuppelten Achsen mögen sich etwas leichter in den Curven bewegen als die steifen Achtkuppler (wenn auch deren Endachsen um einige Millimeter parallel verschiebbar sind, so hat man es immer doch nur mit einem System steifer Parallelachsen zu thun, das zur richtigen Einstellung der Parallelverschiebung keineswegs genügt, sondern vielmehr eine Drehung der Achse erforderlich wird); indessen hat die Beugniot-Maschine eine sehr geringe Stabilität, wodurch der Gang in den Curven sowohl als in den Geraden ein unstäter und daher unsicherer wird. Daneben wirkt noch, wie bei der Semmering-Maschine in ihrer heutigen Gestalt, die todte Last des Schlepptenders einem ökonomischen Betriebe hindernd entgegen.

Die von Petiet unter Benutzung des Systemes Beugniot construirte Locomotive hat vier Cylinder und sechs parallele Achsen, wovon die zweite und fünfte im Rahmenbau festliegen und die übrigen vier sich derart parallel verschieben können, dass die zunächst vor und hinter der festen Achse liegenden Achsen durch eine Parallelogrammverbindung gezwungen werden (wie in dem Capitel über die beweglichen Gestelle gezeichnet und erläutert wurde) sich in entgegengesetztem Sinne zu verschieben. Diese Locomotive hat gegenüber der Beugniot'schen den Vortheil grösserer Stabilität und jenen der Vermeidung todter Last. Wenn auch diese Maschine erfahrungsmässig in Curven von 135 Klafter (256m) Radius ohne Anstand verkehren, und selbst Curven von 80 Klafter (151m,7) passiren kann, so steht doch fest, dass diese Maschine einen regelmässigen Dienst auf Bahnen mit engen Curven schwerlich auf die Dauer in vortheilhafter Weise zu leisten vermag. Sie wird vielmehr, wie die Achtkuppler mit Schlepptender, auf Bahnen mit wenigen und schwachen Curven, starkem Güterverkehr (z. B. grossartigem Kohlentransport) und geringen Steigungen, und für geringe Geschwindigkeit die geeignetste Verwendung finden, insoweit man nicht auch dort sich veranlasst sieht, den im Grunde, bei zweckentsprechender Construction, jederzeit vortheilhafteren Sechskupplern den Vorzug zu geben.

Die von der Oesterreichischen Staatseisenbahngesellschaft für die Steierdorfer Kohlenbahn gebaute Locomotive »Steierdorf« (die im speciellen Theile unserer Abhandlung näher betrachtet wird) ist eine Tendermaschine nach System Engerth mit drei Achsen im Maschinen- und zwei Achsen im Tendergestelle, die sämmtlich vermöge eingeschalteter Blindachse zusammen arbeiten. Wir haben demnach eine Maschine mit fünf gekuppelten Achsen vor uns. Diese von Pius Fink vorgeschlagene und construirte Verkupplung gegen einander drehbarer Achsen mittelst gewöhnlicher Kuppelstangen unter Anwendung einer Blindachse beruht auf dem einfachen Principe, die Achsen möglichst nahe der Radebene genau ebenso mit einander zu verbinden, wie es die Kurbelzapfen sind. Die Locomotive »Steierdorf« entspricht daher vollständig den Eingangs aufgestellten Bedingungen einer Berglocomotive.

Diesen Bedingungen nicht durchaus entsprechend sind die vom Director der Lütticher Locomotivfabrik, Herrn Vaessen construirten und für spanische und belgische Bahnen ausgeführten 2 Typen einer Berglocomotive, deren eine für Personenzüge, die andere für Güterzüge dient. Wir kommen auf diese Objecte im speciellen Theile zurück und bemerken hier nur noch, dass die Vaessen'sche Construction in Folge des vorderen Laufwerkes nicht das ganze Gewicht der Maschine auf Adhäsion

verwerthet. Indessen ist die Construction derart bemessen, dass der Adhäsionsverlust in mässigen Grenzen bleibt. Die übrigen Bedingungen des Programms der Berglocomotive: Tendermaschine, Curvenmaschine, Vermeidung unproductiven Gewichtes sind sämmtlich erfüllt, weshalb die Vaessen'sche Locomotive für manche Fälle der Praxis (man braucht ja nicht immer die volle Adhäsion der Maschinen) eine sehr annehmbare Lösung der Aufgabe darbietet, curven- und rampenreiche Bahnen mit Geschwindigkeit zu befahren. Endlich hat man versucht, den Tender selbst in eine Locomotive umzuwandeln und ihn zu diesem Behufe mit einem vollständigen Bewegungsmechanismus versehen, welcher ganz unabhängig vom Gange der Locomotive arbeitet, seinen Dampf jedoch von daher empfängt. Dieses System ist vor einigen Jahren auf den Linien des Grand Central Belge eingeführt worden und dient hauptsächlich zur Beförderung schwerer Kohlenzüge auf Rampen, die 1 : 60 erreichen.

Ob die Doppelschemellocomotive, in theoretischer Beziehung die vollkommenste Construction der Berglocomotive in sich schliessend, die Signatur der zukünftigen Epochen des Bergbetriebes werden wird oder nicht, muss vorläufig dahin gestellt bleiben. Jedenfalls wird Ersteres nur dann der Fall sein können, wenn es gelingt, die den ausgeführten Constructionen anhaftenden Mängel gründlich zu beseitigen; dass Solches möglich, unterliegt keinem Zweifel, sobald nur der Wille und die Energie, gepaart mit einiger Geduld, jenen Systemen seitens der Erbauer und Besteller zugewandt werden. Anderenfalles jedoch wird es jenen Systemen ergehen, wie der Zahnradkupplung, man wird sie zurückstellen, ohne sie durch etwas Besseres ersetzen zu können, und der Sieg wird dem Achtkuppler mit Schlepptender bleiben, der ja bereits den Kampf mit dem Engerth-System, trotz dessen 24jähriger Verdienste im Betrieb einer der schwierigsten Bergbahnen, so glänzend bestanden hat.

§ 5. Doppelmaschinen mit 4 Cylindern. — Bevor wir zur näheren Betrachtung der einzelnen Constructionen übergehen, muss einer unsern Gegenstand betreffenden Frage gedacht werden, welche bereits (1865) der Dresdner Versammlung Deutscher Eisenbahn-Techniker zur Entscheidung vorlag, nämlich:

> »Sind für Gebirgsbahnen Locomotiven mit 2 Cylindern und einer grösseren Zahl gekuppelter Achsen den Doppelmaschinen mit 4 Cylindern vorzuziehen, und ist es besser die Doppelmaschinen mit 4 Cylindern und einem Kessel durch 2 einfache Maschinen zu ersetzen?«

worauf die Beschlussfassung lautete:

> »Die Maschinen mit 4 Cylindern und einem Kessel können nach den heutigen ungenügenden Erfahrungen nicht empfohlen werden; für die Construction derselben muss erst eine glückliche Lösung gefunden werden, indem die nach diesem Principe gebauten Maschinen nicht in jeder Beziehung vollkommen befriedigen können.«

Das nähere Studium der einzelnen Fragebeantwortungen lehrt, dass sich die Mehrzahl der Bahnen gegen die sogenannten Doppelmaschinen mit 4 Cylindern und einem Kessel ausspricht. Die Systeme mit Motorgestellen (Fairlie und Meyer) waren damals noch nicht bekannt, doch ist es auch heute noch nicht möglich über deren definitiven Werth sich positiv auszusprechen, um so weniger, als bis jetzt überhaupt nur das eine der beiden Systeme einige Verbreitung gefunden hat, während das andere erst in zwei Exemplaren (verschiedener Construction) vertreten ist, die beide dem Grand Central Belge angehören und deren eines in Wien 1873 auf der Weltausstellung figurirte. Die Maschine war, in constructiver Beziehung, in der

That die einzige der Ausstellung, welche auf den Namen einer Berglocomotive gerechten Anspruch machen konnte.

Einige Verwaltungen sprechen sich für die Verwendung von kräftigen Maschinen mit 2 Cylindern und einer grösseren Anzahl von Kuppelachsen aus, wobei wohl stillschweigend vorausgesetzt ist, dass die Bahncurven den Parallelismus dieser »grösseren« Anzahl von Kuppelachsen gestatten, indem nur eine Bahn speciell die Vervollkommnung dieses Systems in dem Sinne empfiehlt, dass eine Kupplung sämmtlicher Achsen bei hinreichender Beweglichkeit derselben in den Curven erzielt werde.

Eine Anzahl von Verwaltungen, welche gleichfalls den Maschinen mit 2 Cylindern vor jenen mit 4 Cylindern den Vorzug geben, sind der Ansicht, dass wenn bei Gebirgsbahnen eine kräftige Maschine nicht genüge, 2 einfache Maschinen zusammengekuppelt werden sollen. Eine grössere Zahl als drei gekuppelte Achsen wird nicht empfohlen und eine Verwaltung empfiehlt gar nur zwei zweiachsige Locomotiven zusammengekuppelt zu verwenden. Ob aber alle diese Maschinen als Tendermaschinen figuriren oder mit Separattendern versehen sein sollen, darüber spricht sich keine Verwaltung aus. In der That würde es einen interessanten Anblick gewähren, zwei zweiachsige Locomotiven, jede mit einem dreiachsigen Schlepptender ausgerüstet, für die Bergfahrt in Anwendung zu sehen. Diese Betrachtungen führen uns auf die Anwendung der zwei- oder dreiachsigen Tendermaschine, als Zwillingsmaschine, mit den Feuerbüchsen verkuppelt, mit einfachem Personal, wobei der Vorzug der leichteren Theilung der Kraft jedenfalls in hohem Grade zu beachten ist.

Uns scheint, als ob gerade dieses System für viele Bergbetriebe die günstigste, wenn auch nicht versuchte Lösung der Frage eines relativ bestehenden Betriebes dargeboten haben würde; aber eben weil die Anwendung der doppelten symmetrischen Tendermaschine mit voller Adhäsion als das einfachste und nächstliegende Mittel zur Erreichung des obengenannten Zweckes naturgemäss sich darbietet, fand es Vernachlässigung und wurde überhaupt nur in einem einzigen Falle (aber dort mit grossem Vortheil), nämlich auf der bereits früher citirten Pontedecimo-Rampe in praktische Anwendung gebracht und bis auf den heutigen Tag beibehalten, trotz der später hinzubeschafften Beugniot-Maschine (mit Schlepptender!), die mehrfach zur Verbesserung der Betriebsbilancen nur in negativem Sinne beizutragen vermögen.

Specielle Hervorhebung verdient endlich der Umstand, dass die Doppelmaschine mit vier Cylindern als einfacher Motor, im Personal allerdings nur einfache Bedienung bedarf und weniger consumirt als zwei kleinere Maschinen von zusammen derselben Kraftentwicklung. Dem gegenüber lässt sich aber geltend machen, dass im ersteren Falle der Maschinenbestand der Bahn ein grösserer sein muss, weil im Fall der Reparatur der einen Maschine auch die andere zugleich unbrauchbar ist. Auch lässt sich die grosse Doppelmaschine wegen ihres colossalen Gewichtes in den Werkstätten und bei Entgleisungen etc. nur schwierig handhaben und sind namentlich die Reparaturen umständlich. Die Oesterreichische Südbahn spricht endlich die Ansicht aus, dass eine Maschine mit zwei Cylindern ohne Anstand nicht mehr als vier Achsen oder acht gekuppelte Räder zu tragen im Stande sei, sogar dann, wenn die zu durchlaufenden Curven den Parallelismus von mehr wie vier Achsen erlauben würden, und glaubt, dass, wenn die Leistungsfähigkeit einer Maschine mit vier gekuppelten Achsen nicht hinreichend ist, eine einzige Maschine mit einem einzigen Kessel und Truckgestellen von je drei Räderpaaren und zwei Cylindern anrathen zu müssen[2]),

[2]) Bei alledem bleibt es nur befremdend, dass die Südbahn diese Praxis selbst nicht zu befolgen für gut findet, sondern genau das Gegentheil der oben ausgesprochenen Grundsätze. Sie

in der Meinung, dass diese letztere Maschine vortheilhafter sei, als zwei einfache Maschinen.

§ 6. Adhäsionsverhältnisse. — In Betreff dieses gerade für Bergbahnbetrieb so hochwichtigen Gegenstandes finde zunächst die Bemerkung Platz, dass das zwischen der Zugkraft einer Maschine und deren Adhäsionsgewicht bestehende Verhältniss grossen Variationen unterliegt, die durch äussere Umstände veranlasst werden. Während nämlich jene constant bleibt (wenigstens auf einem bestimmten Grade bei sonst richtiger Construction und Bedienung jederzeit erhalten werden kann), ist diese (die Adhäsion) in hohem Grade veränderlich. Daher ist der bekannte Satz zunächst (wenigstens in seiner Allgemeinheit) grundfalsch, »dass das Gewicht einer jeden Locomotive eine durch den zu überwältigenden Widerstand bedingte, ganz bestimmte Grösse sei, denn die Adhäsion ist ein Bruchtheil des Maschinengewichts und was vom Ganzen gilt, gilt nothwendig auch vom Theil. In der That kommt, wie wir früher betonten, z. B. im Schnellzugbetriebe, die Nothwendigkeit sehr grosser Maschinengewichte bei verhältnissmässig kleiner Adhäsion vor, weil grosse Kessel ertheilt werden müssen, der zu überwältigende Widerstand bedingt demnach eben nicht das Gewicht der Maschine, indem wesentlich andere Rücksichten rein constructiver Natur für letzteres als maassgebend in den Vordergrund gestellt werden müssen. Bei den Berglocomotiven lässt sich am Gewicht der Gestelle, Räder etc. wenig reduciren, um so mehr ist es hingegen vom grössten Vortheil, dieses Gewicht soviel wie möglich für die Heizfläche auszunutzen; auch hat diese Frage bereits (vorwiegend in Oesterreich) zur Anwendung von Gussstahl zu den Kesseln geführt, indem man dieselben dort jetzt fast durchgängig aus Reschitza'er Bessemerstahl herzustellen sich veranlasst sieht.

Wenn die Frage, ob für die Berglocomotive das ganze todte Gewicht des Motors zu unterdrücken sei, mit ja beantwortet werden muss, so ist die nächste Consequenz nicht nur die Kupplung sämmtlicher Achsen, sondern zugleich auch die Beseitigung des Separattenders und die Unterbringung der Munition auf der Maschine, eine Einrichtung, die bekanntlich an sich nicht die geringsten Schwierigkeiten hat. Der einzige Vorwurf, den man der Tendermaschine als Berglocomotive machen kann, ist der, dass die Maximalbelastung der Achsen, also das Maximum der Adhäsion, bei Beginn der Fahrt also in der Regel auf der geringsten Steigung stattfinde, dass die Adhäsion im weiteren Verlaufe der Bergfahrt stetig abnehme und in der Nähe der Wasserscheide am kleinsten sei, weil daselbst die Munition verbraucht ist. Dieser im System begründete Mangel, die allmählich abnehmende Adhäsion, ist indessen, gegenüber den allgemein anerkannten Vortheilen des Systems ohne Bedeutung und in der Praxis überhaupt noch gar nicht herausgefunden worden.

Der ganze Einwand hat übrigens, trotz seiner offenbaren, praktischen Richtigkeit, doch in Folge seiner Raffinirtheit ein so theoretisches Gewand, dass er dem Erfinder alle Ehre macht, der nur noch um die näheren Nachweise der aus diesem

---

befördert ihre Züge mit zwei einfachen Maschinen (Achtkuppler), von denen die eine ziehend, die andere schiebend wirkt; es werden also gerade da zwei einfache Maschinen verwendet, »wo die Leistungsfähigkeit einer Maschine mit vier gekuppelten Achsen nicht hinreichend ist«, und obigem Programme gemäss daher »eine Maschine mit einem einzigen Kessel und Truckgestellen von je 3 Räderpaaren und 2 Cylindern« angewendet werden müsste, indem diese letztere Maschine, über deren System leider keine nähere Angabe gemacht wird, angeblich nach Obigem vortheilhafter sein soll, als der Betrieb mit zwei kleinen Motoren.

Mangel resultirenden effectiven Betriebsnachtheile ersucht wird, welche die Tendermaschine als Berglocomotive seither den verschiedenen Bahnanstalten verursacht hat.

Anders steht es mit der Adhäsion, soweit dieselbe von der Beschaffenheit der Contactflächen (also vom Coëfficienten) abhängt. Die theuer erkaufte Belastung der Triebräder genügt oft nicht, sobald sich dieser Coëfficient plötzlich auf seinen niedrigsten Werth ($^1/_{13}$) stellt. Beim Gebirgsbetriebe kommen, abgesehen von den Tunneln, häufig Strecken vor, welche vor Sonne und Wind völlig geschützt und daher beständig feucht sind. Namentlich ist aber der im Hochgebirgsklima so häufig herrschende feine Staubnebel als der gefährlichste Feind der Adhäsion zu betrachten, indem derselbe mit dem auf der Schiene befindlichen Staube, Roste etc. einen Ueberzug über die Schienenköpfe (und folglich Bandagen) bildet, der in seinen Wirkungen vollständig der Seife gleichkommt; während bei wirklichem Regen und der hierdurch bedingten vollständigen Benetzung der Schienen und Bandagen die Adhäsionsverhältnisse bekanntlich keineswegs ungünstig sich gestalten, oft sogar vollständig dem Mittelwerthe entsprechen. Es rührt dies daher, weil das lebhaft strömende Wasser den oben erwähnten seifenartigen Ueberzug vollständig von den Schienenköpfen abwäscht.'

Bei den oben citirten Feuchtigkeitszuständen leisten allerdings die Sandbüchse und eine möglichst grosse Radbelastung an sich (die wir jedoch auf 12 Tonnen im Maximo limitirt wissen wollen) gute, aber keineswegs ausreichende Dienste, so dass schliesslich noch die Frage offen bleibt, ob es denn nicht möglich sein sollte, den Zustand der Schienen endlich in die Gewalt zu bekommen. Es würde sich dabei eben nur um die Beseitigung der äusserst dünnen Feuchtigkeitsschicht der Schienen handeln, um die Locomotiven so construiren zu können, dass die Triebräder nur diejenige Belastung erhalten, welche dem trockenen Zustande, d. h. dem Reibungscoëfficienten $^1/_5$ entspricht. Schon im Jahre 1857 (Eisenbahnzeitung Nr. 13, Jahrgang 1857) hat Paulus darauf hingewiesen, dass in der Rauchkammer der Locomotive eine grosse Masse erhitzter Gase sich befinden, welche ohne weitere Benutzung durch den Schornstein entweichen. Wenn man nun einen Theil dieser erhitzten Luftmenge mittelst einer bei nassen Schienen in Gang zu setzenden Luftpumpe aus der Rauchkammer auf die Schienen vor die Triebräder leiten würde, so müsste wahrscheinlich, bei nicht zu schnellem Gange der Locomotive (die Geschwindigkeit ist aber bei der Bergfahrt sehr gering) die sehr dünne Feuchtigkeitsschicht der Schienen beseitigt werden können und der günstigste Adhäsionszustand eintreten. Paulus meint, dass die Kraft zur Bewegung der Pumpe jedenfalls sehr gering sei und sich dadurch wieder bezahlt mache, dass die Anfachung des Feuers unterstützt wird und demnach die Blasrohrwirkung verringert werden könne. Das Saugrohr der Pumpe müsste unterhalb des Blasrohrs angebracht sein, damit nur heisse Luft, aber kein Dampf angesaugt wird. Voraussichtlich wird sich jedoch die erhitzte Luft (die obendrein von dem Blasrohr beeinflusst wird) schwerlich so leicht ansaugen lassen. Im Uebrigen könnten nur anzustellende Versuche das Nähere ergeben.[3])

Wir gehen nach diesen allgemeinen Betrachtungen der Berglocomotive nunmehr zu den einzelnen Constructionen über und werden zunächst diejenigen behan-

[3]) Statt so complicirter und dabei gänzlich wirkungsloser Vorrichtungen, erschiene es doch wahrlich einfacher, ein Dampf- oder Wasserröhrchen aus dem Kessel vor die Triebräder zu leiten, um jene Kruste abzuspülen, was bei der hohen Pressung der ausströmenden Flüssigkeit von unbedingtem Erfolge ist, mögen praktische Versuche es bisher bestätigt haben oder nicht.

deln, welche nicht das volle Maschinengewicht auf Adhäsion ausnutzen, doch aber als Tendermaschine, sowie als vollständiges Curvenfahrzeug construirt sind und daher jedenfalls im besseren Sinne des Wortes Berglocomotiven sind als z. B. Achtkuppler mit Schlepptendern, die überhaupt gar nicht zu den Berglocomotiven, sondern vielmehr zu den gewöhnlichen Gütermaschinen gehören und daher schon im vorigen Capitel abgehandelt wurden.

§ 7. Berglocomotive nach System Vaessen. — Dieses Locomotivsystem besitzt zwei getrennte Achsencomplexe, nämlich ein vorderes mobiles Laufwerk und ein nach rückwärts gestelltes System gekuppelter Achsen, deren hinterste die Feuerbüchse unterstützt, welche nach System Belpaire construirt ist. Die Figuren 1—5 auf Tafel LVII, erläutern die betreffenden Details. Diese Figuren stellen die allgemeine Anordnung der Vaessen'schen Locomotive vor.

Die festen Kuppelachsen (R, R_1 etc.) geben der Längenachse der Maschine ihre Richtung. Der Zapfen O des Laufwerkes ist auf dem Wendeschemel M befestigt, welcher den Achsen nicht allein gestattet, sich nach allen Richtungen zu bewegen, um sich in die Curven einzustellen und sich nach den Ueberhöhungen der äusseren Schiene zu neigen, sondern auch die erforderliche Seitenverschiebung zulässt. Das Gestell repräsentirt demnach die Combination des Bisselarmes mit einer centralen Articulation und eben hierin besteht das Wesen des Systemes. Der Kessel ruht dabei vermittelst zweier Paare Gleitbahnen SS auf dem Wendeschemel M; und dieser dreht sich selbst um den festen Zapfen T. Die Gleitbahnen SS bilden geneigte Ebenen und erlauben ein Verstellen des Wendeschemels in den Curven, indem sie zugleich bezwecken, denselben wieder in die Längenachse der Maschine zurückzuführen. Näheres vergleiche man in dem Capitel über die beweglichen Gestelle und verschiebbaren Achsen p. 748.

Die Cylinder sind aussen, ziemlich hoch und geneigt zu den Seiten der Rauchkammer angeordnet und wirken die Bleuelstangen bei der Güterzugmaschine auf die vorderste der drei Kuppelachsen. Die Steuerung ist ganz aussen liegend und nach dem in Belgien zu so hoher Anerkennung gelangten System Heusinger von Waldegg construirt. Die mittelste Kuppelachse hat ein seitliches Spiel von 3^{mm} in den Achshaltern, welches ihr gestattet, sich in den Bahncurven entsprechend zu verschieben. Da ferner die gekuppelten Achsen ganz unabhängig von den Rädern des Wendeschemels sind, so ist klar, dass diese Maschinen ohne Schwierigkeit alle Curven durchfahren können, welche der Achsstand der gekuppelten Räder (im vorliegenden Falle $2^{m},60$) überhaupt gestattet. Da die Locomotiven als Tendermaschinen construirt sind (die Reservoire für Kohle und Wasser sind an den Aussenseiten des Langkessels und der Feuerbüchse angeordnet), so werden die Kuppelräder auf zweckmässige Weise belastet, wie auch andrerseits die todte Tenderlast wegfällt, die auf starken Steigungen bekanntlich von grossem Einfluss ist. Die Maschinen wiegen in betriebsfähigem Zustande 45000 Kilogramm, wobei der Wendeschemel mit 17 Tonnen belastet ist.

Von den Figuren 1—3 auf Tafel LVII giebt Fig. 1 die Seitenansicht der Personenzugmaschine; Figur 2 deren Haupttheile im Grundriss; Figur 3 zwei Querschnitte, den einen vor der Feuerkiste genommen, während das dem System Vaessen angehörige vordere bewegliche Gestell bereits gehörigen Ortes ausführlich abgehandelt und gezeichnet wurde, daher hier nicht nochmals darauf eingegangen wird.

Die Figuren 4 und 5 auf Tafel LVII geben den Aufriss und Querdurchschnitt der nach ähnlichem Princip construirten Vaessen'schen Güterzugmaschine mit drei

gekuppelten Achsen und vorderem, beweglichen Gestell. Sie kann natürlich auch vor schweren Personenzügen mit Vortheil Verwendung finden.

Behufs Verwendung billigen Brennmaterials wurden die Maschinen mit Belpaire'schen Feuerbüchsen versehen, welche bekanntlich eine vortheilhafte Verwerthung der Klarkohle, bei gesicherter Dampfbildung und grosser Leistung gestatten.

Die seitlichen Verschiebungen für verschiedene Curven betragen:

Für 250^m Radius, Verschiebung nach jeder Seite 28^{mm},
» 200^m » » » » » 35^{mm},
» 150^m » » » » » $46^m,6$,
» 100^m » » » » » 70^{mm}.

Die Maschinen wurden in zwei Typen construirt, nämlich als Personen-, und als Güterzugmaschine. Die Hauptdimensionen der ersteren, Fig. 1—3, Taf. LVII, sind folgende:

Kolben		460×610^{mm}
Durchmesser der	Triebräder	$= 1^m,58$
- -	Laufräder	$= 0^m,90$
Radstand a.	Triebräder	$= 2^m,30$
b.	Laufräder	$= 1^m,40$
Totalradstand		$= 5^m,60$ (Distance der Endachsen)
Feuerbüchse.	Länge	$= 2^m,4$
	Höhe	$= 0^m,8 - 1^m,10$
	Breite	$= 1^m,1 - 1^m,16$
Röhren.	Anzahl	$= 200$
	Durchmesser	$= 50^{mm}$ (innerer)
	Länge	$= 3^m,42$
Durchmesser des	Cylinderkessels	$= 1^m,30$
Dampfspannung		$= 8$ Atm.
Heizfläche.	Feuerkiste	$= 9,80$ Quadratmtr.
	Siederöhren	$= 107,45$ Quadratmtr.
	Totale	$= 107,25$ Quadratmtr.
Rostfläche		$= 2,55$ Quadratmtr.
Inhalt der	Wasserkasten	$= 4500$ Liter (Kilo)
- -	Kohlenbehälter	$= 1500$ Kilogr.

Die Güterzugmaschinen, Fig. 4 und 5, Tafel LVII, sind nach demselben Systeme erbaut und ausgerüstet, aber mit sechs gekuppelten Rädern versehen, während die Personenzugmaschinen nur zwei gekuppelte Achsen besitzen. Sie wiegen bei voller Munition gleichfalls 45000 Kilo, wovon 35 Tonnen auf das Adhäsionsgewicht kommen, welche sich gleichmässig auf die drei gekuppelten Achsen vertheilen. Diese Güterzugmaschinen sind in den Fig. 4 u. 5 vorgeführt und zwar zeigt Fig. 4 die Seitenansicht der Maschine, sowie Fig. 5 zwei Querschnitte in den Hauptabmessungen.

Die Hauptdimensionen dieser Locomotiven sind folgende:

Kolben		$= 460 \times 610^{mm}$
Durchmesser der	Kuppelräder	$= 1^m,20$
- -	Laufräder	$= 0^m,80$
Radstand der	Triebräder	$= 2^m,60$
- -	Laufräder	$= 1^m,20$
Totalradstand		$= 5^m,60$
Feuerbüchse.	Länge	$= 2^m,40$
	Höhe	$= 0^m,8 - 1^m,10$
	Breite	$= 1^m,11 - 1^m,16$

Rostlänge		= $2^m,30$
Rostbreite		= $1^m,11$
Durchmesser des Cylinderkessels		= $1^m,30$ (innen)
Dampfdruck		= 8 Atmosphären
Rohre. Anzahl 200 von 50 ^{mm} äusserem Durchmesser und $4^m,12$ Länge im Lichten zwischen den Wänden.		
Heizfläche.	Feuerkiste	= 9,80 Quadratmtr.
	Rohre	= 129,36 Quadratmtr.
	Totale	= 139,16 Quadratmtr.
Cubischer Inhalt der Wasserkasten		= 4000 Liter
- - - Kohlenkasten		= 1500 Kilogr.

Die ersten Maschinen der vorstehend beschriebenen Categorie wurden im Mai 1861 auf der Isabella-Bahn (Spanien) in Betrieb gesetzt; sie passiren daselbst in freier Bahn Curven von 200—250^m Radius und auf den Stationen solche von 125 bis 150^m ohne die geringste Schwierigkeit, trotz des Totalradstandes von $5^m,6$, der seinerseits dazu beiträgt dem Fahrzeug eine hohe Stabilität zu ertheilen. Auf den Rampen von 18—20^{mm} pro Meter, sollen die Güterzugmaschinen Züge von 200—250 Tonnen befördern, was als eine ganz ausserordentliche Leistung zu betrachten ist. Die Maschinen wurden im October 1860 seitens der Gesellschaft der Isabella-Bahn bestellt, nach Maassgabe der von Vaessen, dem Director der Locomotivfabrik St. Léonard zu Lüttich, ausgearbeiteten, und von der Gesellschaft genehmigten Projecte. Uebrigens wurden später auch für belgische und holländische Bahnen Maschinen nach diesem System von Vaessen ausgeführt, auch figurirte eine derselben auf der Pariser Weltausstellung 1867. Obwohl diese Maschinen in mancher Hinsicht, sogar in Hauptpunkten, die Qualitäten der Berglocomotive besitzen, so wird doch immer die durch den Wendeschemel bedingte todte Last ein Hinderniss für ihre allgemeine Einführung im Bergbetriebe bleiben; es sind eben keine vollen Adhäsionsmaschinen.

§ 8. Die Engerth-Locomotiven. — Die ursprüngliche Engerth-Maschine war bekanntlich als Zahnradmaschine construirt und arbeitete mit voller Adhäsion, indem die Räder des Tendergestelles mit den Rädern der Locomotive verkuppelt waren. Die spätere Modification liess jedoch die Zahnradkupplung fort und beschränkte sich auch in Betreff der Adhäsion auf die Kuppelachsen der Locomotive allein, wobei das bewegliche Hintergestell wiederum als todte Last figurirte. Es dürften jedoch, ehe wir auf die nähere Beschreibung der verschiedenen Typen eingehen, einige historische Notizen am Platze sein.

Wohl keinem unserer Leser dürfte es unbekannt sein, dass das Oesterreichische Ministerium für Handel etc. während der Erbauung der Semmering-Bahn eine Preisertheilung für Herstellung einer Berglocomotive ausschrieb, in Folge der vier Locomotiven und zwar

1 Stück aus der Fabrik von Maffei in München mit Namen »Bavaria«,
1 Stück aus der Fabrik von Günther in W.-Neustadt, mit Namen »W.-Neustadt«,
1 Stück aus der Fabrik von Cockerill in Seraing, mit Namen »Seraing«,
1 Stück aus der Fabrik der Wien-Gloggnitzer Eisenbahngesellschaft, mit Namen »Vindobona«

geliefert wurden, die im August des Jahres 1851 ihre Probefahrten ablegten.

Es würde zu weit führen und liegt ausserhalb des Zweckes dieser Abhandlung, die Construction dieser Maschinen und die Resultate der Probefahrten zum Gegenstande der Discussion zu machen, vielmehr muss in Betreff dieser Gegenstände

auf die bezügliche Literatur verwiesen werden (vergleiche die am Schlusse des Capitels aufgeführten Quellen). Wir bemerken nur, dass, obgleich fast alle Maschinen den gestellten Probebedingnissen Genüge leisteten, dennoch keine zur regelmässigen Dienstleistung auf der Semmeringstrecke für geeignet erkannt, noch weniger aber in Betreff ihrer Construction im Princip als nachahmungswürdig für spätere Ausführungen erkannt wurde.

Die Aufgabe der Construction einer betriebsfähigen (definitiven) Semmering-Locomotive wurde bekanntlich an Engerth übertragen und von diesem in durchaus befriedigender Weise gelöst. Die ersten Locomotiven nach Engerth's Construction wurden von der Maschinenfabrik Esslingen geliefert. Die Type ist auf Tafel LIV dargestellt, woraus ersichtlich, dass diese Maschinen aus zwei Gestellen bestehen, dem vorderen oder Maschinengestell, und dem hinteren oder Tendergestell. Das Tendergestell, welches sich unter einen Theil des Kessels erstreckt und auf diese Art zum Unterstützen der Feuerbüchse bestimmt ist, nimmt die Munition und das Führerpersonal auf. Die beiden Gestelle sind vor der Feuerbüchse mittelst starker Traversen und eines Kugelbolzens in der Weise mit einander verbunden, dass eine beliebige Bewegung sowohl in verticaler als horizontaler Richtung stattfinden kann, so dass diese Maschinen sich leicht in die Bahncurven[4]) einstellen. Der Durchmesser der Räder wurde nur zu 3 Fuss 6 Zoll angenommen. Die Dampfcylinder haben 18 Zoll Durchmesser und 23 Zoll 2 Linien (24″ engl.) Kolbenhub.

Die Heizfläche der Feuerbüchse ist 70 Quadratfuss,
- - - Röhren 1330 -
Total 1400 Quadratfuss.

Die 189 Heizröhren haben 15 Fuss Länge und 2 Zoll äusseren Durchmesser. Die beiden zur Seite des cylindrischen Kessels angeordneten Wasserkasten fassen 200 Cubikfuss, während der Brennstoffraum des Hintergestelles 170 Cubikfuss beträgt. Das ganze Gewicht der mit Wasser und Brennmaterial ausgerüsteten Maschine beträgt 1002 Wiener Centner, welche auf die fünf Achsen in folgender Weise vertheilt sind:

Vorderste Maschinenachse	$245\frac{1}{2}$	Centner
Zweite Maschinenachse	223	-
Dritte Maschinenachse	$233\frac{1}{2}$	-
Erste Tenderachse	145	-
Zweite Tenderachse	155	-
Total	1002	Centner.

Diese Maschinen haben die Erwartungen in Betreff der Leistung übertroffen; die vom k. k. österr. Ministerium aufgestellten Bedingungen erforderten für die Strecke Payerbach-Semmering bei günstiger Witterung und trockenen Schienen die Führung von 2000 Wiener Centnern mit einer mittleren Geschwindigkeit von 2 Meilen die

[4]) Die grösste Schwierigkeit der Semmeringstrecke liegt bekanntlich nicht in den Steigungen, sondern in den ausserordentlich engen Curven begründet. Die Curven von 100 und 150 Klafter Radius wechseln continuirlich. So besteht z. B. die Strecke von Payerbach nach Eichberg aus 15 Gegencurven von 100—150 Klafter Radius in der Gesammtlänge von 1700 Klafter, zwischen welchen die geraden Strecken von zusammen 1134 Klafter liegen. Von Eichberg nach Klamm ist die ungünstigste 1895 Klafter lange Strecke. Die ganze Strecke hat eine Steigung von 1 : 40 und besteht aus 14 Gegencurven von 150 Klafter Radius und einer Gesammtlänge von 1383 Klafter, wobei die vermittelnden geraden Bahnstrecken je 20 bis 40 Klafter Länge betragen. Von Klamm nach Breitenstein kommen 16 Curven von beinahe sämmtlich 100 Klafter Radius vor, welche zusammen die Bahnlänge von 1630 Klftr. ausmachen. Weit günstiger sind bekanntlich die Verhältnisse auf der andern Seite der Wasserscheide.

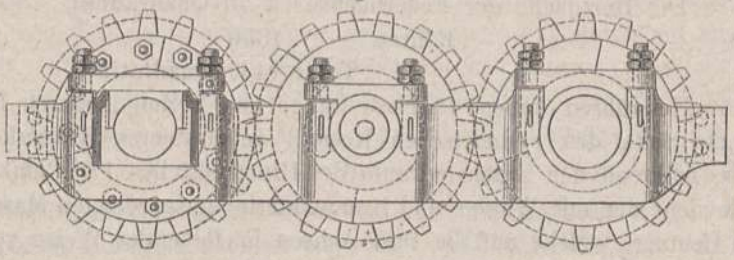
Stunde, wobei höchstens $^2/_3$ Klafter weiches Holz per Zeitstunde verbrannt werden durfte.

Die Bahn wurde December 1853 für den Güterverkehr und im Juli 1854 für den Personenverkehr eröffnet, und ergab sich gleich in den ersten Betriebsmonaten in Betreff der Leistung der Locomotiven, dass bei der vorgeschriebenen Geschwindigkeit von 2 Meilen (die indessen oft mehr betrug) die Locomotiven

bei der schlechtesten Witterung (Wind und Schneegestöber) 2000 Centner
bei mittlerer Witterung 2500 -
bei günstiger Witterung (trockene Schienen) bis 3000 -

Bruttolast von Payerbach nach Semmering beförderten, wobei die mittlere Dampfspannung im Kessel 90 Pfund pro Quadratzoll und der durchschnittliche Holzverbrauch $^1/_2$ Klafter per Zeitstunde betrug; wobei noch bemerkt zu werden verdient, dass dieselben Maschinen auf der mit 1 : 117 steigenden Strecke Gloggnitz-Payerbach 7500 Centner mit 2 Meilen pro Stunde remorquiren. Wie die beigegebene Zeichnung lehrt, sind sämmtliche 5 Achsen der Locomotive gekuppelt, indessen so, dass die 2 Achsen des Tendergestelles für sich, und die drei Maschinenachsen ebenfalls für sich gekuppelt sind, wodurch beiden Gestellen die freie Beweglichkeit in den Curven gewahrt bleibt und dennoch das ganze Gewicht zur Adhäsion nutzbar gemacht wird. Nach Engerth's Angabe wurden an einer der Semmering-Maschinen alle Achsen vermöge Zahnräder ver-

Fig. 1.



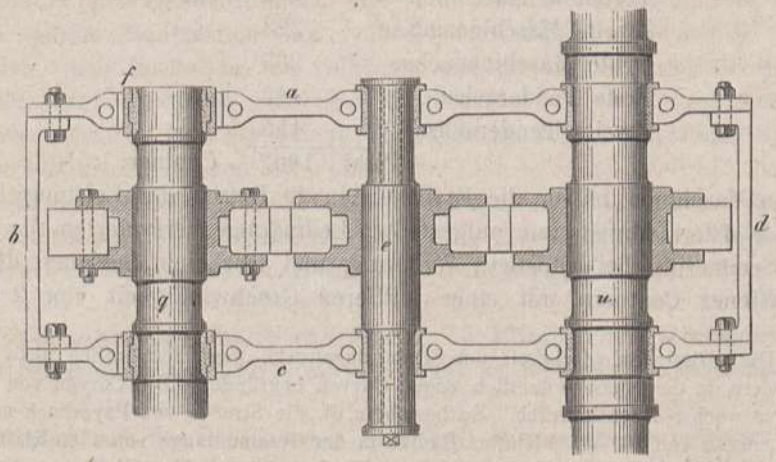


Fig. 2.

kuppelt und die übrigen Maschinen so vorgerichtet, dass die Zahnradkupplung ohne Weiteres durchgeführt werden konnte, falls sie sich bei der einen bewährte. Aus vorstehendem Holzschnitt Fig. 1 u. 2 ist die Anordnung dieser Zahnräderverbindung deutlich ersichtlich. Die zu kuppelnde dritte Maschinenachse q und die erste (vorderste) Tenderachse u

werden von dem gemeinsamen schmiedeeisernen Rahmen *a b c d* umfasst, in welchem sie zugleich solide in Halszapfen ruhen. Die Lager der Träger *a* und *c* auf der Triebachse *u* sind fest, jene (*f*) auf der Tenderachse *q* sind in Coulissenführung verschiebbar, um eine Drehung der Achsen gegeneinander zu gestatten. Die beiden Träger *a* und *c* tragen eine Zwischenachse (*e*) und alle drei Achsen *u e* und *q* sind mit Zahnrädern identischer Construction versehen. Die Räder selbst bestehen aus schmiedeeisernen Scheiben, in welche die Gussstahlzähne, je 6 Zähne in einem Stück, eingesetzt sind. Der Drehungspunkt des Tendergestelles befindet sich dabei genau über dem Eingriffe der auf den Achsen *u* und *e* befindlichen Räder, und die mittlere Achse *e* ist so verschiebbar, dass die Zahnräder, falls sie nicht nöthig sind, ausser Dienst gesetzt werden können. In Folge dieser Anordnung bleiben die drei Mittelpunkte der Zahnräder immer in einer geraden Linie, während die horizontale Drehung der Achsen gegeneinander nur zwei Grad beträgt, weshalb zu erwarten, dass diese Räderkupplung ihren Dienst nicht versagen werde. Das Schmieren der Zahnräder geschah auf eine einfache und nachhaltige Weise, indem die Räder zum Schutze vor Sand und Staub in einen Blechkasten eingeschlossen waren, auf dessen Boden eine dünnflüssige seifige Schmiere und Oel sich befanden, in welche Mischung die Zähne eintauchten. Das Schmieren der Zähne soll auf diese Weise sehr regelmässig und auch ökonomisch stattgefunden haben, da bei der geringen Umfangsgeschwindigkeit und bei dem Umstande, dass die Räder gegeneinanderliefen von der Schmiere nichts verworfen wurde. Sonach bedurfte die Räderkupplung während der ganzen Fahrt keinerlei Bedienung. Der Gang war ruhig, das Eingreifen der Zähne unhörbar, Klemmungen in den Bahncurven resp. Ueberhöhungen sind nicht wahrgenommen worden.

Aus alledem geht hervor, dass man sehr mit Unrecht die Zahnradkupplung verlassen hat, wenn auch zugestanden werden muss, dass dieselbe in ihrer damaligen Ausführung etwas höchst Unvollkommnes war. Statt der Cycloidenverzahnung hätte unbedingt die Evolventenverzahnung gewählt werden müssen, da diese gesicherten Eingriff auch bei nicht völligem Parallelismus und nicht constant bleibender Entfernung der Achsen gestattet. Sodann hätten die Zähne verstärkt und dafür in verminderter Zahl in Anwendung kommen müssen. Die Zusammensetzung des Zahnrades aus einzelnen Theilen ist verkehrt, da die Sectoren selbstverständlich mit der Zeit schlottrig werden müssen, wenn auch der Vortheil der leichteren Auswechslung etwa gebrochener Zähne zugestanden werden muss. Behufs Erzielung grösstmöglichster Solidität, Einfachheit, Billigkeit und Betriebssicherheit würden diese Räder zukünftig aus bestem Bessemerstahl zu erschmieden, die Zähne aus der ganzen Masse auszustossen sein und müssten dieselben auf einem verstärkten Theile der Welle placirt und jedenfalls als Ganzes montirt, mithin vor dem Aufpressen der Schienenräder auf ihre Wellen fertig aufgebracht werden.

Mit Aufgabe der Zahnradkupplung erschien sodann die Engerth-Maschine als dreiachsig gekuppelte Locomotive mit 40 Tonnen Adhäsion und dem drehbaren Hintergestell mit 17 Tonnen todter Last, die vorher durch die Zahnradkupplung mit auf Adhäsion verwerthet worden waren, jedoch in Folge der geschehenen Modification zur Zugkraft jetzt nichts mehr beitragen. Taf. LIV führt die Zahnradmaschine in ursprünglicher Gestalt vor Augen, wie dieselben in Esslingen und Seraing seiner Zeit erbaut wurden und trotz ihrer Mängel mit bestem Erfolge in Betrieb waren.

Die in der That in hohem Grade befremdliche, ganz unbegreiflich rasche Aufgabe der Zahnradkupplung hat unter Anderen eine Reclamation seitens des Oberingenieur Fischer von Röslerstamm hervorgerufen, der sich um die Verbesserung der

Zahnradkupplung wesentliche Verdienste erworben, derselben jedoch nicht mehr zum Eingang verhelfen konnte. In der bezüglichen Reclamation bezieht sich Fischer auf die mit der Zahnradkupplung versehene Maschine Nr. 610 und sagt unter Anderem in Betreff des Zahnradapparates, dass nach Beseitigung einiger Mängel in der Construction der Zahnradkupplung die Maschine Nr. 610 (bis damals) bereits 2700 Meilen zurückgelegt habe und zwar mit dem günstigsten Erfolge, und dass der derzeitige Zustand der Kämme noch die Dauer einiger Radreifenbezüge oder eine Gesammtdauer von mindestens 20000 Meilen verspreche.

Unter diesen Umständen kann in der That nur gewünscht werden, dass recht bald ein neuer Erfinder der alten Zahnradkupplung auftreten möge, indem diese letztere offenbar die einfachste Lösung des Problems der Verkupplung der Motorachsen getrennter, gegeneinander beweglicher Gestelle darbietet.

In Betreff der durch die Engerth-Gestelle bedingten Gliederung und der hieraus weiter folgenden Plasticität des ganzen Complexes dürften die Ansichten der Fachmänner ziemlich ungetheilt günstig lauten, denn neben der gruppenweisen Einstellung der Achsen in die Radien, accommodiren sich die gegliederten Rahmen zugleich auf vortheilhafte Art an die Unebenheiten des Bahngestänges, ein Umstand der namentlich am Semmering, wo man zu bedeutenden Curvenüberhöhungen gezwungen ist, von nicht zu unterschätzender Bedeutung ist. Während der ganzen Epoche des Betriebes mit den gegliederten Maschinen hat sich herausgestellt, dass dieselben in Folge ihrer grossen Stabilität und Flexibilität nur höchst selten entgleisen, und dürfte schon allein dieser Umstand den Vortheil des leichteren Einhebens der steifen Maschinen reichlich überwiegen.

Wir bemerken nur noch, dass in Betreff der Personenzugmaschinen der Semmeringstrecke die für die Güterzüge ertheilten Hauptverhältnisse beibehalten wurden, dies gilt insbesondere von den drei gekuppelten Achsen, deren Räder jedoch etwas grösser, nämlich 4′ $^3/_4$″ (1^m,283) ertheilt wurden. Im Gewichte sind dieselben etwas vermindert worden. Die Dimensionen der übrigen Bestandtheile dieser Locomotiven weichen von denen für den Gütertransport bestimmten nicht ab.

Zur Vervollständigung der vorstehenden Mittheilungen dient die folgende Zusammenstellung der Hauptdimensionen von einigen der neueren Engerth-Maschinen, sowie einiger anderer Berglocomotiven, welche weiter unten den Gegenstand unserer näheren Betrachtung bilden werden.

§ 9. Locomotivsystem Fink. — Die Locomotive »Steyerdorf«, welche auf zwei Weltausstellungen figurirte (London 1862, und Paris 1867) löst das Problem der fünffachen Verkupplung mit Hülfe von Zwischenkurbeln und ist im Uebrigen ganz als Engerth-Maschine construirt. Die grosse Complication des Uebertragungsmodus mag indessen wohl die Ursache gewesen sein, dass die Type, trotz ihrer zweimaligen Weltpräsentation, trotz der reichen Literatur, die ihr zu Theil wurde, und endlich trotz aller Reclame in Hinsicht ihrer erstaunlichen Leistungen, anderwärts keinerlei Nachahmung gefunden hat und, wir fügen hinzu, bei den heutigen Tendenzen des Maschinenbaues, eine solche schwerlich finden dürfte. Indessen gehört die nähere Behandlung dieser Maschine hierher, indem sie alle Bedingungen einer Berglocomotive (wenigstens in ihrer ursprünglichen Ausführung) erfüllt und zwar in so sinnreicher Weise, dass dem Constructeur alle Ehre gezollt werden muss. Auch haben die Betriebsresultate im Laufe der Jahre die praktische Lebensfähigkeit des Systems genügend erwiesen, so dass es mithin nicht mehr allein die Zahnradkupplung ist, welche die Verkupplung von Achsensystemen in gegeneinander drehbaren Gestellen vermittelt.

Uebersicht der Hauptdimensionen von Berglocomotiven

(in englischen Maassen).

Bahn.	Grösste Steigung.	Type.	Cylinderweite.	Hub.	Raddurchmesser.	Dampfdruck im Kessel.	Heizfläche.			Gewicht der Maschine.	Gewicht des Tenders.	Adhäsionsgewicht.	Gewicht von Maschine und Tender.	Grösstes Zuggewicht excl. Maschine.	Geschwindigkeit in engl. Meilen per Stunde.
							Feuerbüchse.	Rohre.	Total.						
			Zoll.	Zoll.	Zoll.	Pfund.	Quadratfuss.			Tonnen.	Tonnen.	Tonnen.	Tonnen.	Tonnen.	
Semmering . .	1 : 40	8 Räder gekuppelt, mit Tender (System Engerth mod.) . . .	18 3/4	24	42	140	75	1570	1645	46 1/2	19 1/2	46 1/2	66	175	10
	1 : 40	8 Räder gekuppelt, mit Tender (System Hall)	19 11/16	24	42 1/8	135	102	1850	1952	47	20	47	67	175	11
Brenner . . .	1 : 40	Dergl., desgl.	19 11/16	24	42 1/8	135	102	1850	1952	47	20	47	67	150	11
Poretta	1 : 40	6 Räder gekuppelt, mit Tender . .	17 3/4	25 5/8	51 1/2	120	80	1267	1347	34	20	34	54	110	12
Givoi	1 : 28 1/2	4 Räder gekuppelt, Zwillingsmaschine	14	22	41 3/8	105	150	1398	1548	54	—	54	54	120	11
	1 : 28 1/2	6 Räder gekuppelt, Zwillingsmaschine	16	22	48	115	157	2005	2162	66	—	66	66	140	11
	1 : 28 1/2	8 Räder gekuppelt, (System Beugniot)	23 5/8	24	47 1/4	135	102	1915	2017	51	18	51	69	120	11
Hauenstein [5] .	1 : 37	6 Räder gekuppelt, (System Engerth)	17 1/8	24	45 1/4	105	68	1210	1278	36	14	36	50	93	15
	1 : 37	6 Räder gekuppelt, Tendermaschine	17 1/8	24	45 1/4	120	74	936	1010	40	—	40	40	93	15

[5] Auf der Bergstrecke der Schweizerischen Centralbahn, welche zwischen Sissach und Olten die Hauenstein-Kette durchschneidet, ist die grösste Steigung 1 : 37 in Curven von 1188 Fuss Radius. Der grosse Hauenstein-Tunnel, dessen Erbauung so vielen Menschen das Leben kostete, liegt in einer Steigung von 1 : 38. Die Personenzüge, von durchschnittlich 85 Tonnen Gewicht, werden zwischen Basel und Sissach, wo die Bahn mit 1 : 100 steigt, durch eine Personenzugmaschine, von Sissach nach Olten durch eine dreifach gekuppelte Güterzugmaschine, während die Güterzüge von durchschnittlich 160 Tonnen Gewicht auf der letzteren Strecke durch zwei solcher Güterzugmaschinen hinaufgeschafft werden. Letztere Maschinen sind theils als Tendermaschinen, theils nach Engerth construirt. Ihr Adhäsionsgewicht beträgt 35—40 Tonnen.

Die Maschine ist für den Dienst der Bergbahn von Orawitza nach Steyerdorf (Banat) bestimmt, welche die Verbindung zwischen den Kohlengruben und den Eisenhütten vermittelt; die kleinsten Radien betragen 60 Klafter (113m,76), die grösste Steigung indessen nur 1:50[6]). Zudem sind in Folge des leichten Oberbaues keine schweren Radbelastungen zulässig; dennoch aber erschien der Betrieb schwerer Züge im Hinblick auf die Billigkeit der Massentransporte wünschenswerth, so dass man es jedenfalls nicht für ungerechtfertigt hielt, in Betreff der Locomotive zu Ausnahmsconstructionen seine Zuflucht zu nehmen.

Die Locomotive soll nach dem seinerzeit aufgestellten Programme auf der angedeuteten Bergbahn 25 leere Wagen von 2200 Zollcentner Bruttolast bergauf mit $1^1/_2$ bis 2 Meilen befördern. Die nöthige Zugkraft wurde für diese Daten mit circa 100 Zollcentner (5 Tonnen) und das Adhäsionsgewicht mit circa 800 Zollcentner festgesetzt, der Coëfficient mithin zu $^1/_8$ vorausgesetzt. Da nun mit Rücksicht auf die schwachen Schienen (16 Pfund pro laufenden Fuss) die Achsenbelastung 190 Centner ($9^1/_2$ Tonnen) nicht wohl überschreiten durfte, so ergab sich eine Maschine von 5 gekuppelten Achsen, welche aber mit Rücksicht auf die engen Curven in zwei verschiedenen, gegeneinander drehbaren Gestellen montirt werden mussten. Dem entsprechend entstand die Maschine Steyerdorf als Tenderlocomotive mit 5 gekuppelten Achsen, deren Kessel auf den bekannten, mittelst Drehbolzen unter sich verbundenen Gestellen ruht (System Engerth). Die Kupplung der Räderpaare des Vordergestelles mit jenen des zweiten Gestelles geschieht mittelst einer Blindwelle nach der Angabe von P. Fink. Die weitere Anordnung der Maschine ist aus Tafel LV ersichtlich. Es stellt daselbst Fig. 1 die Seitenansicht der Locomotive sammt Zubehör vor; während Fig. 2 den Grundriss bietet, welcher zur Hälfte einen horizontalen Schnitt unter dem cylindrischen Kessel und oberhalb der Räder, zur anderen Hälfte einen horizontalen Schnitt durch die Achsen der Räder darstellt.

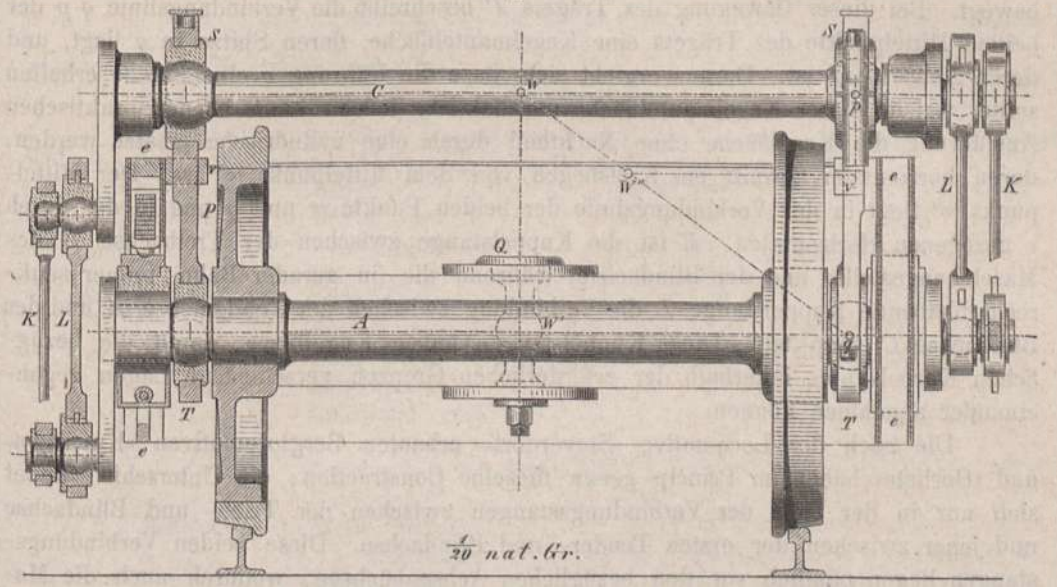
Die Rahmen und Kurbeln sind nach System Hall, so dass sich in der Maschine »Steyerdorf« die drei Constructeure Hall, Engerth und Fink harmonisch die Hand reichen. Die Räder sind Scheibenräder mit Stahlbandagen, die, den starken Curven der Bahn entsprechend, $^1/_{10}$ Conicität besitzen. Die Rahmen beider Gestelle sind mit den erforderlichen Querverbindungen gegeneinander versteift und namentlich an den gegeneinander stossenden Stirnen, welche den gemeinsamen Drehzapfen enthalten, mit starken Traversen behufs Kupplung beider Gestelle versehen. Der Radstand eines jeden der beiden Gestelle ist 7′ (2m,212), weshalb die engsten Curven ohne Anstand passirt werden. Die Kupplung geschieht mittelst eines starken Bolzens, welche in derselben Höhe in die Kugelform übergeht. Das entsprechende Kugellager befindet sich in der Querverbindung des Tendergestelles und gestattet ausserdem noch eine verticale Bewegung, so dass die beiden Gestelle jede Lage, wie sie der Curvendurchgang und das Federspiel erfordern, gegen einander einnehmen können. Die Feuerbüchse ruht mittelst eines den Aschenkasten umfassenden Bügels auf dem Tendergestelle und ist auf diesem vermittelst einer Rolle verschiebbar. Die Dampfcylinder, Bewegungsmechanismus und Steuerung sind am Maschinenrahmen angebracht, während sich die Bestandtheile des Blindachsenmechanismus, sowie die Platform für das Maschinenpersonal und die Kohlenbehälter auf dem Tendergestelle angeordnet sind.

Die grösste Merkwürdigkeit der Maschine »Steyerdorf«, d. h. der Kupplungs-

[6]) Die mittlere Steigung beträgt nur 1 : 100; die Maximalsteigung von 1 : 50 jedoch in einer ununterbrochenen Strecke von 2,14 Meilen, in welcher gleichzeitig die obigen Curven von 60 Klaftern Radius auftreten.

modus der Achsen der beiderseitigen Gestelle geht aus den Fig 1 u. 2 auf Tafel LV und aus dem nachstehenden Querschnitt Fig. 3 hervor.[7]) Es ist daselbst A die Vorderachse des Tendergestelles, welche mit der Triebachse B des Vordergestelles zusammengekuppelt ist. Es geschieht dies durch Vermittlung der Blindwelle C, welche über der Tenderachse A in den Lagern der Träger (p) liegt, während Q den Kupplungsbolzen beider Gestelle bezeichnet. P ist ein auf der Tenderachse A senkrecht montirter Träger, welcher mit seinem unteren Lager T auf der Tenderachse aufliegt, und am oberen Ende ein Lager S zur Aufnahme der Blindachse enthält. Die in den Lagern

Fig. 3.



T und S liegenden Zapfen sind kugelförmig, und gestatten den beiden Achsen A und C ihre Lage gegeneinander bei der oscillirenden Bewegung der Träger P zu verändern, ohne dass die Entfernung zwischen der Blind- und Tenderachse, in der Längenachse der Träger P gemessen, eine andere wird. Diese Kugellager gestatten ferner, dass die Blindwelle sich um ihren Mittelpunkt (w) gegen die Tenderachse horizontal drehen kann; auch vermag dadurch die Blindwelle den Bewegungen der Tenderachse zu folgen, welche aus den Unvollkommenheiten der Bahn oder sonstigen zufälligen Hindernissen resultiren. F sind Verbindungsstangen zwischen den Lagern der Maschinenachse und den Lagern der Blindwelle. Diese Stangen bezwecken die Erhaltung der Blindachse in (nahezu) gleicher Entfernung von der Maschinenachse und sind dieselben in r und s an die Lager der Maschinen- und Blindachse mittelst kugelförmiger Bolzen befestigt, weshalb sie bei einer in der Richtung der Maschinenachse stattfindenden Verschiebung der Blindwelle eine schiefe Lage gegen die Achse des Maschinengestelles annehmen können. Zugleich wird durch die Verbindungsstangen F und die Träger P die Blindwelle in den Bahncurven horizontal erhalten. Die Kupplung der beiden Gestelle der Locomotive ist dabei eine solche, dass, wenn sich (z. B. in Folge der Curvenwirkung) das eine Ende der Tenderachse sich der Maschinenachse zu nähern sucht, sich gleichzeitig auf der anderen Seite der

[7]) Die Construction dieser Achsenkuppelung ist im Wesentlichen vom Maschinendirector Kirchweger in Hannover zuerst angegeben. Siehe Zeitschrift des österreich. Ingenieur-Vereins 1853, p. 225. Anmerk. der Redact.

Maschine die entgegengesetzte Tendenz und zwar in gleichem Werthe geltend macht. Da jedoch die Blindwelle durch die Verbindungsstangen F in Bezug auf die Maschinenachse an beiden Extremitäten in beständig gleicher Entfernung gehalten wird, so müssen diese letzteren (die beiden Enden der Blindwelle) sich in Bezug auf die Tenderachse nach entgegengesetzten Seiten, jedoch um gleiche Werthe bewegen, wobei sie die Träger P, in deren Lagern sie liegen, mitnehmen.

v ist eine Führung für die verticale Verbindungsstange (vergl. Fig. 3) P, welche an den Tenderrahmen e befestigt ist. Diese Führung ist in einem horizontalen Schnitte eine kreisförmige Coulisse, in welcher die Verbindungsstange P sich bewegt. Bei dieser Bewegung des Trägers P beschreibt die Verbindungslinie $q\,p$ der beiden Mittelpunkte des Trägers eine Kegelmantelfläche, deren Spitze in q liegt, und deren Achse $q\,w'$ ist. Daraus ergiebt sich, dass die Führung v eine Fläche erhalten sollte, welche dieser Kegelmantelfläche parallel ist; jedoch kann in der praktischen Ausführung die Kegelfläche ohne Nachtheil durch eine cylindrische ersetzt werden, deren horizontaler Schnitt ein Kreisbogen von dem Mittelpunkt w'' ist. Der Mittelpunkt w'' liegt in der Verbindungslinie der beiden Punkte w und q und in der durch v gezogenen Horizontalen. K ist die Kuppelstange zwischen der Treibachse B des Maschinengestelles und der Blindachse, während die (in gerader Bahn) immer senkrecht bleibende Kuppelstange L die Verbindung zwischen der Tenderachse A und der Blindachse C vermittelt. Diese Kuppelstangen haben Kugellager, damit die bezüglichen Kurbelzapfen innerhalb der erforderlichen Grenzen verschiedene Lagen gegeneinander annehmen können.

Die nach der Locomotive »Steyerdorf« erbauten Berglocomotiven »Krassowa« und »Gerliste« haben im Princip genau dieselbe Construction; ein Unterschied findet sich nur in der Lage der Verbindungsstangen zwischen der Trieb- und Blindachse und jener zwischen der ersten Tender- und Blindachse. Diese beiden Verbindungsstangen liegen nämlich vor den bezüglichen Achsenbüchsen, wodurch auch die Maschinen- und Tenderrahmen in eine Ebene zu liegen kommen. Die vorliegende Kupplungsmethode wäre in der That mathematisch genau, wenn die Verbindungsstangen der Achsen mit den Kuppelstangen der Kurbelzapfen in einer Verticalebene lägen, was jedoch praktisch nicht der Fall ist. Die hieraus entspringenden Fehler sind jedoch so klein, dass sie für die Praxis keinerlei Beachtung verdienen. Bei der Maschine »Steyerdorf« ergeben sich die grössten desfallsigen Fehler bei der grösstmöglichen Verdrehung der Gestelle gegen einander bei der schiefen Kupplung mit 0‴,08 und bei der verticalen Kupplung 0‴,5. Da sich diese Fehler auf vier Lager vertheilen können, so ist es hinreichend erklärlich, dass sie sich durch keinerlei Anstände bemerklich machen können. In der zweiten Ausführung ist dem Umstande, die Kuppelstange der Kurbelzapfen und die Verbindungsstange der Achsen möglichst in eine Ebene zu bringen mehr Rechnung getragen, und sind deshalb die oben genannten Fehler bei den zuletzt gebauten Maschinen verschwindend und im Maximo gleich 0,06 Linien.

Nach den Leistungsbedingungen des Programms muss die Maschine eine Zugkraft von circa 100 Zollcentner (5 Tonnen) besitzen, um auf den grössten Steigungen von 1 : 50 und in den schärfsten Curven der Bahn einen Zug mit 25 leeren Kastenwagen zu befördern, wobei die Geschwindigkeit in den schwierigsten Bahnstrecken beliebig klein sein konnte. Die demnach zu verrichtende Leistung in Pferdekräften ist:

$$N = \frac{10000 \times 10}{475} = 210 \text{ Pferdekraft.}$$

Die nöthige Heizfläche pro Pferdekraft ist erfahrungsmässig 5 bis 6 Quadratfuss und genügt für den vorliegenden Fall die Grösse von 1230 Quadratfuss. Der Dampfdruck pro 1 Quadratzoll Kolbenfläche kann nach Abzug aller Reibungswiderstände des Mechanismus und bei 65 bis 70 % Füllung der Cylinder gleich 0,45 der absoluten Dampfspannung im Kessel gesetzt werden; es ist also

$$p = 0{,}45 \times 114 = 51 \text{ Pfund.}$$

Der Durchmesser der Triebräder ist $D = 3{,}16$ Fuss (3′ 2″). Der Kolbenhub $l = 2$ Fuss. Der Durchmesser der Dampfcylinder ergiebt sich nun (wenn z die Zugkraft bedeutet) aus folgender Gleichung

$$2\,p\,\frac{d_2\,\pi}{4} \times 2\,l = \pi\,D.\,z$$

woraus nach Substitution der Werthe folgt

$$d = 17{,}6 \text{ Fuss.}$$

Mit Zugrundelegung dieser Hauptdaten wurde die Maschine »Steyerdorf« construirt und sind ihre wesentlichsten Abmessungen im Folgenden zusammengestellt.

Rost.	Länge	4′ 7″ 10‴
	Breite, vorn	2′ 9″ 10‴
	– , hinten	3′ 2″ 4‴
	Fläche	14 Quadratfuss
Feuerbüchse.	Länge (unten)	4′ 7″ 10‴
	Breite (unten vorn)	2′ 9″ 10‴
	Höhe (vorn, im Lichten)	4′ 2″ 11‴
	Kupferstärke	7‴
	Rohrwand (oben)	12‴
	– (unten)	7‴
	Durchmesser der Stehbolzen	12‴
	Entfernung	48‴
Cylinderkessel.	Weite, grösste	3′ 11″ 0‴
	– , kleinste	3′ 9″ 0‴
	Plattendicke	6‴
	Nietstärke	9‴
	Entfernung der Nieten	1″ 9‴
	Rohrzahl	158 Stück
	Länge der Rohre im Lichten	14′ 0″ 0‴
	Aeusserer Rohrdurchmesser	2″ 0‴
	Wanddicke	1‴
Heizfläche.	Röhren	1157 Quadratfuss
	Feuerbüchse	73 –
	Totale Heizfläche	1230 –
Kolben.	Durchmesser	1′ 5″ 6‴
	Hub	2′ 0″ 0‴
Kanäle.	Höhe (Länge)	1′ 0″ 0‴
	Breite, Einströmung	0′ 1″ 6‴
	– , Ausströmung	0′ 3″ 0‴
Steuerung.	Schieberlänge	10″ 6‴ } äussere
	– breite	1′ 3″ 0‴ } äussere
	– fläche	157 Quadratzoll
	Aeussere Ueberdeckung	1″ 1‴
	Innere –	$2\frac{1}{2}$‴
	Grösster Schieberweg	4″ 2‴
	Excenterhub	6″ 2‴
	Voreilungswinkel, vorwärts	15°
	– , rückwärts	15°
	Excenterstangenlänge	4′ 5″ 0‴
	Radius der Coulissen	3′ 5″ 0‴

Stangen.	Triebstangenlänge . . .	6′ 2″ 0‴
	Länge der vorderen Kuppelstange	3′ 0″ 6‴
	- - hinteren -	3′ 6″ 0‴
	- - Tenderkuppelstangen	7′ 0″ 0‴
Gestellkupplung.		
Blindachse.	Länge von Mitte zu Mitte Kugellager	5′ 8″ 6‴
	Ganze Länge	7′ 3″ 3‴
	Stärke	5 Zoll
	Leitstangenlänge	3′ 4″ 0‴
	Tragstangenlänge (Höhe)	2′ 0″ 0‴
	Kuppelstangenlänge (zwischen Triebachse und Blindwelle)	5′ 0″ 0‴
	- (zwischen Tenderachse und Blindwelle)	2′ 0″ 0‴
Dampfbrems.	Durchmesser des Dampfcylinders	7″ 6‴
	Hub	9″ 6‴
	Länge des Balancier	1′ 3″ 0‴
	- - Bremsschuhhebels	1′ 10″ 0‴
	Hebelübersetzung	9 : 10
Räder.	Anzahl	10
	Durchmesser	3′ 2″ 0‴
	Bandagenbreite	5″ 4‴
	Conus der Bandagen	1/10
	Aeusserster Radstand der parallelen Achsen am Maschinengestell	7′ 0″ 0‴
	- - - - - - Tendergestell	7′ 0″ 0‴
	- - - - - - Gepäckwagen	7′ 0″ 0‴
Tender.	Inhalt des Brennstoffraumes	60 Cubikf.
	- - Wasserraumes	170 -
Grösste Maschinenbreite (an den Cylindern gemessen)		9′ 4″ 6‴
- - länge (von Buffer zu Buffer)		45′ 9″ 0‴
Adhäsionsgewicht der Maschine		848 Z.-Ctr.
Ganzes Gewicht sammt Gepäckwagen		1152 Z.-Ctr.

Als Curiosität zur Maschine »Steyerdorf« sei schliesslich das Nachfolgende in Erinnerung gebracht.

Bei der Locomotive »Steyerdorf«, wie sie in London 1862 figurirte, trug das Tendergestell die Wasserkasten und die Kohlenbehälter, genau in der Weise, wie dies bei den Engerth-Gestellen der Fall ist. Die letzte Achse war in Folge dessen im Maximo mit 240 Zoll-Ctr. belastet, was die programmgemässe Belastung um die Kleinigkeit von 50 Z.-Ctr. überstieg. Um diesen Anstand zu beseitigen, wurde das Tendergestell abgeändert, so dass es nunmehr nur die Kohlenbehälter trägt, während die Wasserkasten in einem besondern Wagen, der zugleich als Gepäckwagen figurirt, untergebracht wurden. Man hat demnach der Maschine, deren Tenderkuppelung mit so grossen Opfern erkauft wurde, dennoch nachträglich den grössten Theil der bereits gewonnenen Tenderadhäsion wieder entzogen, indem man das Wassergewicht — nunmehr sofort todte Last! — im Gepäckwagen unterbrachte. Gerade so, als hätte man in der vollständig gekuppelten Adhäsionsmaschine etwas zu Vollkommenes gehabt und daher wiederum zu den alten Halbheiten zurückkehren müssen. Die angeblichen Vortheile der Umwandlung des »doch nicht zu vermeidenden« Gepäckwagens in einen Tender stellen sich bei näherer Betrachtung sammt und sonders als nichtig, ja sogar als Nachtheil dar, wenn festgehalten wird, dass es sich hier um Bergbahnbetrieb handelt. Der beregte Tendergepäckwagen enthält in dem untern Theile, welcher als Tender behandelt und daher ganz aus Eisen hergestellt ist, kaum für 170 Cubikfuss Wasser, und in dem oberen Theile, der als Wagenkasten behandelt ist, ein Coupé für den Conducteur und eine grössere Abtheilung zur Aufnahme von Werkzeugen und Gepäck, welch' letzteres meist aus Artikeln für die Proviantirung des Streckenpersonals besteht. Auf Tafel LV ist der Tender-Gepäckwagen nicht enthalten, die Kuppelung mittelst Kugelbolzen bei *Z* angedeutet.

§ 10. System Beugniot. — Der Uebelstand mangelnder Adhäsion derjenigen Engerth-Maschinen, die für den Dienst starker Güterzüge auf der französischen

Nord- und Ostbahn in Frankreich erbaut wurden[8]), sowie namentlich auch die mangelnde Stabilität beim Bergabfahren, wurden Ursache zur Erfindung eines neuen Systems, durch welches man das Non plus ultra der Flexibilität und Stabilität — freilich leider wieder unter Beifügung eines Schlepptenders — endlich gefunden zu haben glaubte. Der Beugniot'sche Kessel hat 173 Quadratmeter Heizfläche, den (selbst für damals geringen) Druck von 7 Atmosphären, 9,4 Quadratmeter Heizfläche der Feuerbüchse, während die 222 Röhren von 43^{mm} äusserem Durchmesser und vier Meter Länge die übrigen 163,6 Quadratmeter ausmachen. Kolben 540 × 560, Radhöhe 1200^{mm}. Adhäsion 48 Tonnen dienstfähig.

Die Abwägung der Achsenbelastungen ergaben bei 7500 Liter Wasser im Tender und 2500 Kilogramm Brennstoff folgende Gewichtsvertheilung

Vorderachse der Maschine	11800	Kilogr.	
Erste Mittelachse	11800	-	Adhäsionsgewicht
Zweite Mittelachse	11800	-	= 47300 Kilogr.
Hinterachse	11900	-	
Erste Tenderachse	5200	-	
Zweite -	9160	-	Todtes Gewicht
Dritte -	9190	-	= 23550 Kilogr.
Totalgewicht für Maschine und Tender	70850	Kilogr.	

Maschinen dieser Art sollen unter klimatisch ungünstigen Bedingungen auf der Steigung 25 pro 1000 die Maximallast des der Construction zu Grunde liegenden Programmes (150—160 Tonnen) mit einer Geschwindigkeit von 16 Kilometer geführt haben, während der Kessel und alle Organe in einer durchaus normalen Weise arbeiteten, die Speisung leicht von statten ging, die Maschine mit vollem Drucke auf die Höhe der Steigung gelangte und schliesslich das Feuer in vollkommen gutem Zustande sich befand.

Die Maschine wird, gleichsam um das Engerth-System nicht gänzlich im Stich zu lassen, von fünf Achsen getragen, von vier gekuppelten unter dem Langkessel angeordneten Maschinentheilen, und von der Vorderachse des Tenders, welche letztere, wie wir oben sahen, besonders schwach belastet ist.

Die vier gekuppelten, auf Räder von 1200^{mm} Durchmesser gestellten Achsen bedingen einen Radstand von $3^{m},9$. Um die Steifigkeit, die aus diesem Radstande entspringen würde, zu beseitigen, wurde vermittelst Organe das Problem der Achsenverschiebung in einer zur Bahn transversalen Richtung, aber unter Beibehaltung ihres Parallelismus zu lösen versucht. Jede Achse hat zu diesem Behufe vier Hälse: zwei äussere und zwei innere. Die Achsbüchsen der inneren Hälse haben oben und unten vertical stehende Zapfen und sind stets zu zweien auf derselben Seite von einer zur anderen Achse vermittelst innerer beweglicher Rahmen verbunden. Das System der Articulation besteht also aus vier solcher beweglicher Rahmen, die sich um vier, an

[8]) Diese Maschinen besitzen 190 Quadratmeter Heizfläche und ruhen auf 12 Rädern, von denen die 8 verkuppelten Maschinenräder einen Radstand von $3^{m},950$ haben; die vier nicht gekuppelten Räder tragen das drehbare Hintergestell, welches als Kohlenbehälter dient, während die Wasserreservoire an den Langseiten sich befinden. Sie erzeugen den Dampf unter ökonomischen Bedingungen und haben, je nach der vorhandenen Wassermenge ein Adhäsionsgewicht von 39—41 Tonnen. Diese für Steigungen bis zu 5^{mm} pro Meter sehr genügende Adhäsion, ist ungenügend im Gebirge, und ferner macht die Steifigkeit der vier Parallelachsen den sicheren Curvendurchgang unmöglich.

die Kesselträgerbleche angenietete Kugelzapfen drehen können. Vermittelst dieser Zapfen, von denen jeder in einem auf dem inneren Rahmen befestigten Lager ruht, werden ungefähr $^3/_4$ des Maschinengewichts auf die acht inneren Hälse übertragen. Der Rest des Gewichtes ruht auf den Achsbüchsen der äusseren Hälse. Dieselben werden von einem ausserhalb liegenden steifen Rahmenbau umfasst und geführt, der mit seiner Vorder- und Hintertraverse ein die Maschine umschliessendes Rechteck bildet, das durch die Kesselträger abgesteift und an der Rauchkammer auf möglichst solide Weise befestigt ist Dieser äussere Rahmenbau trägt zugleich auch die Cylinder, sowie die Zug- und Stossapparate, er nimmt daher die vorkommenden Erschütterungen und Stösse für sich allein auf; die äusseren Achsbüchsen, die unter sich durch diesen Rahmen streng parallel gehalten werden, haben in ihren bezüglichen Führungen ein transversales Spiel von 40^{mm}, also 20^{mm} auf jeder Seite.

Die beweglichen Rahmen sind bekanntlich durch Balanciers ersetzt worden, deren Enden in Hälse der Kuppelachsen vermöge Gabeln eingreifen. Es wurde diese Modification auf Tafel XXXIX, Fig. 4—6 in ihren Details gezeichnet.

Wenn derartige Maschinen in eine Curve einlaufen, so pflanzt sich der von den Schienen gegen die Spurkränze der Räder der ersten Achse jeder Gruppe ausgeübte Druck vermittelst der senkrecht stehenden Zapfen von den Achsbüchsen der inneren Hälse zu den beweglichen inneren Rahmen fort. Diese ziehen, indem sie sich um ihre Kugelzapfen drehen, die zwei anderen Achsen jeder Gruppe mit sich fort, indem sie dieselben zwingen, sich in der Richtung ihrer eigenen Verlängerung zu verschieben. Die Mittelschnitte der Kuppelstangen liegen alsdann in unter sich nicht mehr parallelen Verticalebenen, bis die Spurkränze der führenden Räder nicht mehr gegen die Schienen in der Curvenstrecke angedrückt werden. Läuft die Maschine aus der Curve in die Gerade, so nimmt Alles sogleich seine normale Stellung wieder ein. Die durch die schiefe Lage der Stangen und in Folge des gleichbleibenden Achsenabstandes bedingte Verlängerung soll kaum $^1/_2{}^{mm}$ [9]) betragen und deshalb vernachlässigt werden können. Auch sollen die Lager der Kuppelstangen und die Kuppelzapfen nicht häufiger warm gehen als bei den gewöhnlichen Constructionen, was wir indessen, in Folge der aussergewöhnlichen Pressungen, welche jene Zapfen und Lager zu erleiden haben, in hohem Grade bezweifeln. Als weitere Vortheile dieser eigenthümlichen Achsenanordnung werden noch angegeben:

Die grosse Reibungsfläche an den Achsenhälsen, wodurch die Belastung pro Einheit dieser Fläche vermindert, ein leichtes Schmieren gestattet und so das Warmgehen der Achsen verhindert werden soll.

Der grosse Abstand zwischen den äusseren Hälsen, was dem Systeme mehr Stabilität in der zur Bahn transversalen Richtung geben, und ohne Gefahr die Gegencurven zu durchfahren gestatten soll.

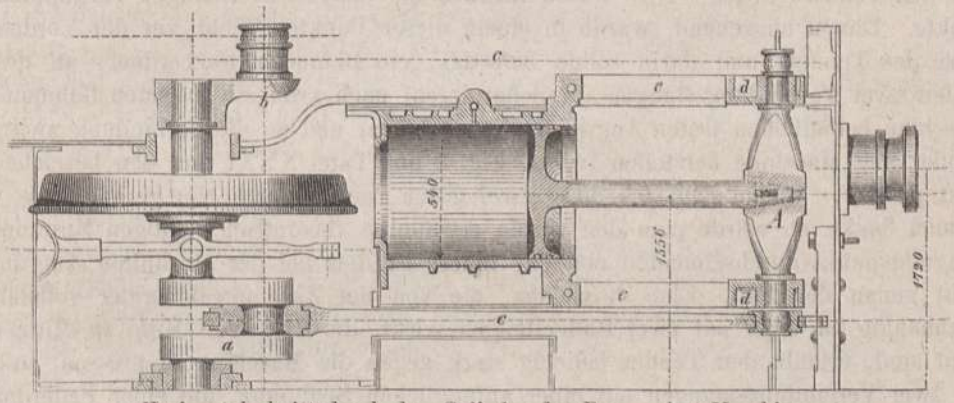
Die vollkommene Aufhängung vermittelst 16 Federn, soll vorzugsweise die Wirkung des Druckes auf die Schienen schwächen, was man besonders an schlechten Bahnstellen bemerkt haben will, wo andere Maschinen unangenehme Erschütterungen erleiden. Schliesslich noch ein Wort über die Functionen der vorderen Tenderachse und die besondere Anhängung des Tenders an die Maschine. Die betreffende Achse hat ebenfalls vier Hälse; die äusseren tragen einen ihnen zufallenden Theil des Ten-

[9]) Selbst vorausgesetzt, dass es mit dem halben Millimeter seine Richtigkeit hat, und es sich in der That um keinen grösseren Werth der Stangenlängendifferenzen handelt, so wäre doch auch jener halbe Millimeter mit nichten zu vernachlässigen, der immerhin eine beachtenswerthe Grösse bleibt.

dergewichtes von etwa 3500—3800 Kilogr.; die inneren Hälse werden dagegen von zwei besonderen Achsgabeln gefasst, und auf ihren Achsbüchsen ruhen Federn, die 20^{mm} Senkung per Tonne haben. Jede Feder stützt sich gegen ein ähnlich geformtes Gegenstück, das in seiner Mitte in ein vertical stehendes vierseitiges Prisma ausläuft. Dieses Stück bewegt sich, den Bedingungen der Feder folgend in verticalem Sinne, ist durchbohrt und mit innerem Gewinde versehen und trägt darin eine starke Spindel, die in einen kugelförmigen Kopf ausläuft, der eine bronzene Pfanne trägt. Letztere hat oben eine ebene Fläche, die sich an den unteren Theil der Hintertraverse der Maschine anlehnt, und welche, wenn man die Spindel herausschraubt, vermittelst dieser und der oben erwähnten Feder eine gewisse Last der Maschine auf die inneren Hälse der vorderen Tenderachse überträgt. Durch Wiegungen lässt sich genau ermitteln, welche Last man von der Hinterachse der Maschine wegnimmt, wodurch im Dienste eine zweckmässige Vertheilung der Last möglich wird, ohne die ganze Maschine von Neuem abzuwiegen. Im Uebrigen sollen diese zwei Stützpunkte des Hintertheiles der Maschine einen sanfteren Gang des Fahrzeuges herbeiführen.

Ganz eigenthümlich ist die Anordnung der Cylinder, welche in nachstehender Fig. 4 dargestellt ist. Die Achsenmittel sind, behufs Vermeidung des Schlingerns, einander möglichst nahe gerückt, so dass der Abstand der Mittel nur 1556^{mm} beträgt.

Fig. 4.



Horizontalschnitt durch den Cylinder der Beugniot-Maschine.

Die Vorderachse ist Triebachse. Sie ist als Kropfachse construirt und trägt ausserdem noch äussere, separat aufgekeilte Kurbeln (*b*) von gleichem Hube und gleicher Stellung wie die Kurbeln (*a*), so dass vermittelst zweier Bleuelstangen (*cc*) und einer die Gleitköpfe (*d*) der Führungen (*ee*) verbindenden starken Traverse (*A*), in welcher die Kolbenstange befestigt ist, die Bewegung erfolgt. Demnach äussert jeder Kolben seine Wirkung auf zwei Kurbeln gleichzeitig, auf die innere Kurbel der Kropfachse und auf die auf dem verlängerten Achsenhalse aufgekeilte äussere Kurbel. Durch diese Anordnung meint man, in Verbindung mit den in den acht Rädern angeordneten Gegengewichten, die durch die hin- und hergehenden Massen bedingten Störungen bedeutend herabgemindert zu haben.

Die Excenter sitzen auf den äusseren Kurbeln der Triebachse, während auf den Kurbeln der Hinterachse die Excenterscheibe zum Betriebe der Speisepumpe[10]) sitzt.

[10]) Es wurde bereits früher angedeutet, dass es beim Betriebe der Bergbahnen keineswegs vortheilhaft ist, ausschliesslich mit Injectoren zu speisen, sondern dass das Vorhandensein einer (wohl in Stand gehaltenen) Pumpe auf den langen Gefällen grosse Vortheile als Bremsmittel darbietet, wobei man sich gemächlich den erschöpften Kessel mit Wasser füllen kann.

Die ganze Steuerung liegt demnach gleichfalls aussen, der vorhandene Bandagenbrems wirkt auf die sechs Tenderräder gleichzeitig. Auch wird auf den Gefällen eine Art Dampfbremse in Thätigkeit gesetzt, wobei der eintretende Dampf gleichsam wie ein elastisches Kissen wirkt, gegen das die Kolben drücken, wodurch es möglich werden soll, die Geschwindigkeit in bestimmten Grenzen zu halten, so dass man sich nur bei feuchten Schienen des Bandagenbremses ausserdem noch zu bedienen hätte. Auch liesse sich noch als Vortheil dieser Dampfbenutzung geltend machen, dass die gleitenden Theile, wie Schieber und Kolben und deren Stangen, beim Bergabfahren beständig in Feuchtigkeit erhalten werden, was mit der Möglichkeit, ein wenig Oel durch geeignete Apparate zuzuführen (vergleiche Capitel IX dieses Bandes) die Stücke vor Abnutzung schützt, die sonst stets bei geschlossenem Regulator eintritt. Schliesslich noch ein Wort in Betreff der Kupplung zwischen Tender und Maschine. Um in den Curven schiefe Stoss- und Zugrichtungen, die meistens durch die zu geringe Länge der Kupplungsstange vermehrt werden, zu vermeiden, wurde die Anordnung der Verbindung beider Fahrzeuge auf die nachfolgende Betrachtung begründet. Wenn sich Maschine und Tender in einer Curve von beispielsweise 100 Meter Radius befinden, so kann man sich (durch Zeichnung etc.) sehr leicht zwei Punkte bestimmen, welche gleichzeitig in der Achse der Curve, und wiederum gleichzeitig in der Achse der Maschine und des Tenders liegen. Dies wären nämlich die theoretisch richtigen Verkupplungspunkte. Davon ausgehend, wurde in einem dieser Punkte, dicht vor der Vordertraverse des Tenders und darin solide befestigt, ein Balancier angeordnet, an dessen Enden zwei Verbindungsstangen (in Scharnieren) nach zwei am äusseren Rahmen der Maschine befindlichen festen Angriffspunkten reichen, und so die Verbindung zwischen Tender und Maschine herstellen (vergl. Fig. 2 auf Tafel XXXI und den bezeichneten Text p. 618). Wenn man sich diese zwei festen Punkte durch eine gerade Linie verbunden denkt, so würde man den vorhin erwähnten theoretisch richtigen Zusammenhängungspunkt durchschneiden müssen, indess ist dies bei der gewählten Anordnung nicht genau der Fall. Eine Stossfeder, die von der Zusammenhängung vollständig unabhängig ist, aber auf zwei Bufferstangen wirkt, die $0^{m},8$ von Mitte zu Mitte entfernt sind, erlaubt den Tender beliebig stark gegen die Maschine zu pressen, so dass die zwei Verbindungsstangen mit einer anfänglichen Spannung, die einer Federdurchbiegung von 40^{mm} entspricht, an ihren Platz gebracht werden. Bei der Bergfahrt zieht die Maschine an einem festen Punkte; bei der Thalfahrt wird der Stoss des Zuges auf den Tender durch die Stossfeder gemildert, ehe er zur Maschine gelangt, weil die Feder jetzt frei zu spielen vermag, indem der Kuppelzapfen ein Spiel von 60^{mm} in der Längenrichtung im Balancier gestattet.

Dies sind die hervorragenden Eigenthümlichkeiten der Beugniot-Maschine, die indessen, wie bereits angedeutet, auf das Prädicat einer Berglocomotive schon wegen des dreiachsigen Schlepptenders keinerlei Anspruch erheben darf. Ferner dürfte der überaus complicirte Rahmenbau, die Schwierigkeiten der Montirung, die ungeheuern Widerstände der Eigenbewegung des Motors, die Beanspruchung der Vorderachse als Trieb- und obendrein als Kropfachse (einzig im Locomotivbau dastehend!), die nie endenden Reparaturen und die in Folge dessen grosse jährliche Reparaturstandszeit kaum als einladende Factoren zur Beschaffung derartiger Monstrositäten zu gelten haben. Nicht einmal von historischem Werthe kann die Rede sein, da überhaupt das bezügliche System nur in einzelnen Exemplaren, deren jedes wiederum eine andere Modification darbietet, vor etwa einem Decennium zur Ausführung gekommen ist, auch möglicherweise in Zukunft noch zeitweilig zur Aus-

führung gelangen wird, wenn auch freilich nicht seitens derer, denen Gelegenheit zu praktischen Erfahrungen mit diesem System geboten war.

§ 11. Rahmenkupplung. — Eine solche wird im Engineering, Mai 1870, mitgetheilt, ohne dass jedoch irgend eine Angabe darüber gemacht wird, ob, wann, wo und mit welchem Erfolge dieselbe zur praktischen Ausführung gelangt ist. Die Idee der Rahmenkupplung entstammt offenbar dem bekannten System der österreichischen Locomotive Steyerdorf, wo die Adhäsion der Tenderräder durch jene (oben bereits abgehandelte) sinnreiche Verkupplung mit auf Zugkraft verwerthet ist. Wir erinnern nur, dass diese Kupplung in einer Combination von Kurbeln an festen und schwingenden Drehpunkten mit den nöthigen Kuppelstangen an den beiden Räderreihen der Locomotive und des Tenders, in Verbindung mit einem am richtigen Orte gelegenen Drehpunkte zwischen Locomotive und Tender besteht. Die doppelte Drehbarkeit, wie sie bei Anwendung einer Kuppelstange auftritt, fällt weg, so dass sämmtliche Theile der beiden Fahrzeuge bei ihren Drehungen und Schwankungen sphärische Kreisbögen um diesen Kupplungspunkt beschreiben. Die erwähnte Verkupplungsart der vier zu einander gekehrten Räder der beiden Fahrzeuge erlaubt den Rädern jene Bewegung in gewissen Grenzen und hält zugleich die verlangte exacte Verkupplung der Räder aufrecht. Die damit zu vergleichende englische Construction benutzt die relative Ruhe der Drehpunkte, wie es z. B. das bekannte Engerth'sche Zahnradsystem auch thut, doch abweichend von dieser schafft sie zwei Drehpunkte durch Bildung einer steifen Kupplung von der Länge des Abstandes der beiden betreffenden Achsen und schaltet zwischen die nur in unveränderlicher Entfernung von einander liegenden Achsenpunkte eine entsprechende Achsenkupplung. Die nähere Einrichtung ist auf Tafel LVII Figur 9 und 10 dargestellt. Die beiden angrenzenden Achsen der zu kuppelnden Fahrzeuge besitzen in ihren Mitten je eine gekröpfte Kurbel (*a*) und zu beiden Seiten derselben eingedrehte Lagerhälse (*b*). Erstere werden von einer Kuppelstange (*h*) umfasst, letztere nehmen den eigenthümlichen, die erwähnte Kuppelstange umfassenden steifen Kupplungsrahmen auf. Es besteht nämlich dieser letztere aus dem (doppelten) verticalen Gitterträger (*c*) von der Höhe, dass dem Kurbelspiele Raum bleibt. Die Enden der Träger sind oben und unten durch die Traversen (*d*) verbunden, welche in ihrer Mitte das Bolzenloch (*e*) besitzen, so dass dieses ganze Stangensystem einen beiderseits offenen Kasten mit vier Bolzenlöchern repräsentirt, dessen Länge gleich ist der Entfernung der zu verkuppelnden Achsen. Um die festen Punkte für diese Rahmenkupplung zu erhalten, sind die oben erwähnten Lagerhälse jeder Achse von den starken Bügeln (*f*) umfasst, die in der Verticalebene der Radachsen stehen und längliche Rahmen bilden, in welche die Kurbelköpfe in einer zur Rahmenebene senkrechten Ebene rotiren. Die höchsten und tiefsten Punkte dieser Rahmen sind mit verticalen festen Kupplungsbolzen vermöge der Bolzenlöcher (*e*) verbunden. Um nun aus dem Mechanismus die todten Punkte zu entfernen, die bei den gewöhnlichen Räderverkupplungen durch die Anwendung von zwei Stangen und die Winkelstellung der Kurbelzapfen unschädlich gemacht ist, befindet sich eine dritte Kurbel (*g*) ausserhalb der Centrallinie, auf dem oberen Rande des Gitterträgers so angebracht, dass die Achse der Kurbel auf den beiden Gitterträgern eingelagert ist, während die Kurbel selbst mit der Kurbel der beiden zu kuppelnden Achsen bei paralleler Stellung der letzteren in ein und derselben Verticalebene rotirt. Die drei Kurbeln sind demnach mit einander durch Stangen verkuppelt und schaffen demgemäss einen Rotationsmechanismus ohne todte Punkte. Damit der Apparat auch den Drehungen zwischen Locomotive und Tender um die Längenachse der Bahn entspreche, ist dafür gesorgt,

dass sich die vier Kupplungsbolzen seitlich in den Löchern der Gitterkupplungsstange verschieben können, und letztere bei diesen Verschiebungen gleiche Entfernungen von den Mittelpunkten der gekröpften Achsenkurbeln einhalte, was einfach durch seitlich verschiebbare Lager in den Traversen und durch eine Biegung der Bügel und Traversen an ihren Auflagerungsstellen erreicht wird. — Das Ganze ist, wie aus Obigem zur Genüge hervorgeht, eine jener zukunftslosen Künsteleien, mit denen die Technik von jeher so überreich beglückt ward.

§ 12. Maschinen mit Motortender. — Die Idee, den Tender als Locomotive zu verwerthen, d. h. sein Gewicht durch Adhäsion auf Zugkraft zu verwerthen, rührt von Archibald Sturrock, Ingenieur der Great-Northern-Bahn her, konnte jedoch, aus naheliegenden Gründen, in England keinen fruchtbaren Boden gewinnen. Hingegen sind derartige Locomotiven in den Werkstätten des Grand Central Belge in Loewen (Belgien) in zahlreichen Exemplaren, nach den Plänen des Directors der Gesellschaft, Maurice Urban, praktisch ausgeführt worden und circuliren auf den ungünstigen Profilen als Güterzugmaschine für den Betrieb der schwersten Züge. Die Einrichtung ist im Wesentlichen folgende. An einem gewöhnlichen Tender (Fig. 6, Tafel LVII) sind zwei Cylinder angeordnet, deren Kolben eine Tenderachse durch den gewöhnlichen Bleuelstangen- und Kurbelmechanismus in Umtrieb setzt.

Die Räder des Tenders sind auf gewöhnliche Weise mit einander verkuppelt. Der für diesen Hülfstender erforderliche Dampf wird durch den Kessel der Locomotive geliefert und ist deshalb die Feuerkiste, ähnlich dem System Belpaire, von entsprechender Länge. Der von den Cylindern des Hülfstenders verbrauchte Dampf wird zur Vorwärmung des Wassers im Tender benutzt. Die Anordnung der Cylinder etc. am Hülfstender selbst ist aus Fig. 6, Tafel LVII deutlich zu ersehen. *A* stellt eine der Dampfzuleitungsröhren von dem Regulator nach den Cylindern *C* vor; sie sind ausserhalb des Kessels niedergeführt und unter der Platform fortgeführt bis zum Punkte der Verbindung mit dem Schieberkasten des betreffenden Cylinders. Das Dampfausströmungsrohr *D* führt nach dem Condensor *E*, der aus einer Anzahl von Röhren besteht, die in dem Wasserkasten des Tenders liegen (Oberflächencondensator) und welche, wie aus der Zeichnung ersichtlich, an jedem Ende mit dem Kasten *f f*, verbunden sind. Auf Letzteren ist das Rohr *F* angeschraubt, um den nicht condensirten Dampf in die Atmosphäre zu leiten. *G* ist die Kurbel- oder Treibachse des Tenders und *H H* sind äussere Kurbeln zum Verkuppeln der übrigen Achsen. Das Zurückführen des condensirten Dampfwassers in den Tender wird auf sehr einfache Weise bewerkstelligt, indem über der Ausgangsröhre *F* ein kurzes weites Rohr F_1 angebracht ist, das im Innern oberhalb mit einer trichterförmigen Platte versehen ist und zwar unmittelbar über der Mündung des Rohres *F*. Auf der oberen Seite des Tenderkastens sind ferner innerhalb des Rohres F_1 eine Anzahl Löcher angebracht, so dass das Wasser oder der condensirte Dampf, welcher aus *F* ausströmt und gegen den Trichter stösst, auf den Boden von dem äusseren Rohr F_1 fallen und durch die Löcher vom Wasserkasten des Tenders treten muss. Derartige Locomotiven mit Hülfstendern sind seit Mai 1863 auf der Greath-Northern-Bahn täglich mit Erfolg im Betriebe gewesen, wobei die Vermehrung der Zugkraft 30—50% betragen haben soll. Ebenfalls sind derartige Maschinen auf der Manchester-Sheffield und Lincolnshire-Eisenbahn seit August 1863 im Betriebe gewesen, und sollen die Erfolge, welche man dort erzielt hat, ebenfalls zufriedenstellend gewesen sein. Zur Bedienung dieser Locomotiven mit Motortender reichen zwei Mann, wie bei Locomotiven mit gewöhnlichem Tender aus. Die Kosten einer solchen Maschine betragen etwa 2700 Thlr. mehr, als die einer

gewöhnlichen Güterzugsmaschine der Great-Northern Bahn. Die Maschine hatte vor dem Umbau eine Rostfläche von $16^1/_2$ Quadratfuss, wobei die Hinterachse hinter der Feuerkiste lag, und ist diese letztere so weit vergrössert worden, dass die Rostfläche $26^1/_2$ Quadratfuss beträgt und die Hinterachse nunmehr unter der Feuerbüchse liegt; es wird dadurch eine Vermehrung des Maschinengewichtes um circa 10 Centner bedingt, welche indessen, da sie die directe Heizfläche betrifft, gänzlich der Zugkraft zu Gute kommt. Durch diese Anordnung wird überhaupt an der Locomotive selbst nur die Feuerbüchse geändert und lassen sich alle englischen Güterzugsmaschinen in dieser Weise umbauen. Die transformirten Locomotiven befördern 45 Wagen derselben Categorie und unter gleichen Verhältnissen, während die frühere Maschine nur 30 solcher Wagen zu remorquiren im Stande war.

Die in Belgien in den Ateliers des Grand-Central-Belge ausgeführten Locomotiven sind bestimmt für die Bahnstrecke Lodelinsart-Ginet und für Züge von 246 Tonnen (nicht inbegriffen das Motorgewicht) auf Rampen von 18^{mm} pro Meter und für Geschwindigkeiten von 20 Kilometer pro Stunde, in Curven von 500^m Radius. Maschine und Tender besitzen je drei gekuppelte Räder von gleichem Durchmesser und charakterisiren sich durch inneren Rahmen und innere Cylinder mit Kropfwellen und äusseren Kuppelzapfen. Da die zu ersteigenden Rampen sehr lang sind und demnach eine anhaltende Leistung des Kessels, welcher für vier Cylinder den Dampf liefern muss, gefordert wird, so musste bei Construction dieser Maschinen (welche in Belgien nicht aus alten Typen hergestellt, sondern ganz neu erbaut wurden) namentlich auf die grösste Dampfbildungsfähigkeit des Kessels Rücksicht genommen werden. Der Kessel wurde zu diesem Behufe mit einem cylindrischen Reservoire versehen, welches auf dem cylindrischen Kessel ruht und vermöge zweier kurzer Rohrstutzen mit diesem communicirt. Auch wurde die Rohrzahl beträchtlich vermehrt und auf 367 Stück gesteigert bei der sehr vortheilhaften geringen Länge im Lichten von $3^m,50$ zwischen den Rohrwänden, wodurch der Werth der Einheit der Totalheizfläche ein sehr bedeutender wird. Letztere beträgt circa 180 Quadratmeter bei einem Dienstgewicht der Locomotiven von 36 Tonnen.

Von wesentlichem Interesse ist jedenfalls die Dampfleitung, welche vom Maschinenkessel zum Tender führt. Dieselbe erfolgt mit Hülfe eines verschiebbaren Horizontalrohres, welches mittelst elastischen Ringen an den Verbindungsstellen trichterförmig abgedichtet ist. Der von den Tendercylindern verbrauchte Dampf kann auch hier nach Belieben zur Erwärmung des Tenderwassers benutzt oder frei in die Atmosphäre abgeführt werden. Die Feuerkiste ist vollkommen nach Belpaire construirt und daher für Verwerthung von Klarkohle bestimmt. Die Roste sind mit einem beweglichen Theile versehen, der sich an der Rohrwand, also im tiefsten Punkte befindet. Die Feuerthür ist, wie gewöhnlich, zweiflügelig und besitzt die erforderliche, überhaupt zulässige Maximalbreite, wodurch eine sorgfältige Behandlung des Feuers möglich wird.

Die Hinterachse liegt, wie bei allen Belpaire-Feuerkisten, unter diesen; die Federn liegen unterhalb der zugehörigen Achsen, wobei diejenigen der Mittel- und Vorderachse durch je einen in der Rahmenebene montirten Balancier (wie dies bei dreiachsigen Güterzugmaschinen häufig der Fall ist) mit einander verbunden sind.

Als eine weitere wesentliche Bedingung wurde die Aufrechterhaltung der thunlichsten Einfachheit aller Organismen angestrebt, um die Führung und Ueberwachung dieser Maschinen ebenso leicht zu machen, als bei den Maschinen gewöhnlicher Bauart, die sich im Uebrigen bekanntlich ebenfalls für gewöhnlich nicht gerade

durch Einfachheit der Construction auszeichnen. Namentlich durfte die Bedienung nicht mehr Personal erfordern, als bei den gewöhnlichen Locomotiven.

Das Tenderwasser kann, je nach Erforderniss, warm oder dem Kochpunkt nahe, oder auch kalt zur Kesselspeisung verwendet werden; es sind demgemäss sowohl Pumpen als Injectoren angeordnet. Wir geben noch die Hauptabmessungen der in Belgien praktisch ausgeführten Motoren der in Rede stehenden Categorie.

I. Locomotive.	Kolben	460×600 mm.
	Dampfdruck	9 Atm.
	Radhöhe	$1^m,220$
	Rostlänge	$2^m,232$
	- breite	$1^m,058$
	- fläche	$2^m,362$
	Rohrzahl	367 Stück
	Aussendurchmesser	44 mm
	Wanddicke	2 mm
	Rohrlänge	$3^m,500$
	Heizfläche der Rohre	169,50 Quadratmtr.
	- - Feuerbüchse	9,70 -
	- , totale	179,20 -
	Kesselvolumen sammt Dampfreservoir	6447 Liter
	Wasservolumen	3912 -
	Dampfvolumen	2535 -
	Maschinengewicht im Dienst	35800 Kilogr.
II. Motortender.	Cylinder	350×400 mm
	Radhöhe	$1^m,220$
	Radstand	$3^m,200$
	Capacität des Wasserreservoirs	8100 Kilogr.
	- des Feuerkistenraumes	4000 -
	Leergewicht des Tenders	14800 -
	Dienstgewicht	26900 -
	Totalgewicht des Complexes	62700 -
	Zugkraft nach Formel $\frac{p \cdot d^2 l}{II} 0,60$	= 7151 -

also doch wenig über 7 Tonnen.

Mittheilungen über die mit diesen Maschinen erzielten Betriebsresultate sind bis jetzt nicht veröffentlicht, was im Interesse der Sache sehr zu bedauern ist. Auf dem Continente ist es nur die Gesellschaft des Grand Central Belge (eine belgische Bahn, doch dem Verein Deutscher Eisenbahnen angehörig), welche dieselben seit Jahren in Betrieb hat und daher maassgebende Erfahrungen darüber besitzen muss, deren Mittheilung das allgemeine Interesse der Fachmänner in Anspruch nehmen würde, da ja selbst negative Resultate von Werth sind.

§ 13. Zwillingsmaschinen. — Wie schon Eingangs erwähnt, sind Zwillingsmaschinen auf der geneigten Ebene Giovi, zwischen Ponte Decimo und Busalla auf der Turin-Genua Bahn für den gesammten Zugbetrieb in Anwendung gekommen und zwar mit ausgezeichneten Resultaten, so dass es wunderbar erscheinen muss, dass die Anwendung der Tendermaschine als Zwillingsmaschine bis heute noch so isolirt dasteht, und wenigstens nicht öfter versucht wurde.

Die Maschinen, welche zum Betrieb der geneigten Ebene Giovi dienen (stärkste Steigung 1 : $28^m,6$; mittlere 1 : $35^m,8$) sind zweiachsige Tendermaschinen identischer Construction, die meist je zwei und zwei, mit den Feuerbüchsen gegeneinander ge-

kehrt, zur Verwendung kommen. Sie wiegen dienstfähig 28 Tonnen oder 560 Centner, wovon circa 60 Centner auf das Wasser in den Reservoiren kommen, die zu den Seiten des Langkessels liegen, während die Kohlenvorräthe 10 Centner ausmachen, angemessen der nur kurzen Fahrtdauer. (Die Länge der schiefen Ebene beträgt 62454 engl. Fuss.) Jedes Rad ist demnach mit 140 Centner (12 Tonnen per Achse) belastet, welche bereits früher von uns als das entsprechendste Maass der Locomotivradbelastung bei Berglocomotiven hingestellt wurden.

Da der Radstand nur 8,5 Fuss engl. beträgt, so werden die engsten Curven ohne Anstand durchlaufen. Die Hauptdimensionen sind folgende:

Kolben	14 × 22 Zoll engl.
Kessellänge	11 Fuss -
Kesseldurchmesser	42 Zoll -
Rohrzahl	121 Stück
Feuerfläche der Röhren . .	665 Quadratfuss engl.
- des Feuerkastens	66,5 - -
Gesammtheizfläche	731,5 - -
Rostfläche	11,16 - -
Durchmesser der Räder . .	3 Fuss 3 Zoll -
- - Achsen . .	6 Zoll -

Es entwickelt eine jede einzelne dieser Maschinen eine Kraft von circa 250 Pferden. Obgleich die Wassergefässe zu den Seiten des Langkessels liegen, so ist die Anordnung doch so getroffen, dass alle arbeitenden Theile der Maschine leicht zugänglich bleiben. Es ist dies einer der grossen Vorzüge, den diese leichten und handlichen Motoren vor anderen grossen Gebirgslocomotiven voraus haben. Der nicht sehr grosse Brennmaterialvorrath befindet sich rechts und links der Feuerbüchse angebracht, und können die Maschinen mit ihrem Wasser- und Brennstoffvorrathe höchstens 8 Meilen Weges, schwer belastet nur 4—5 Meilen zurücklegen.

Die Räder der Maschinen sind ganz aus Schmiedeeisen (was Anerkennung verdient, weil sie 25 Jahre alt sind) und theils von Cockerill, theils von Stephenson in England erbaut. Bei den letzteren Maschinen muss als Eigenthümlichkeit bemerkt werden, dass die Excenter aus einem Stück mit der Achse gefertigt sind, wobei jedoch ein mit der Mühe der Fabrikation im Verhältniss stehender Vortheil nicht abzusehen ist. Die Rahmen der Maschinen sind von besonders starker Construction. Sie sind mit Schlittenbremse (Schienenbremse) versehen, die in der Mitte des Radstandes auf die Schienen greift und deren mit Spurrand versehener Schuh die Schienen in einer Länge von 2 Fuss 8 Zoll engl. berührt. Der Körper des Schuhes ist von Gusseisen und unten mit alten, gerade gerichteten Bandagenstücken beschlagen. Die Abnutzung dieser Stücke, die oft vollständig glühend werden, ist sehr stark, und es hält ein Beschlag in der Regel nur wenige Wochen aus, wenn die Maschine beständig im Dienste ist. Die Nützlichkeit dieser Bremse, die jedoch nicht wie z. B. auf der Sächsischen Staatsbahn durch Dampf, sondern mittelst einer Schrauben- und Kniehebelverbindung vom Platze des Maschinisten aus durch den Heizer bewegt wird, wird sehr gerühmt. Auch werden nach v. Webers Beobachtungen (Organ 1859, p. 207), leichtere Züge sehr häufig blos mit dieser Bremse ganz ohne Hülfe der Wagenbremsen über die steilsten Stellen der Bahn herabgelassen und sah genannter Verfasser selbst mehrere Züge von Güter- und Personenwagen ohne Hülfe der Wagenbremsen sanft die Ebene herabsteigen, wobei man es völlig in der Gewalt hatte, die Bewegung beliebig zu verzögern, oder selbst auf 1 : 28^{m},6 still zu halten.

Es zeigt sich dadurch auf's Neue, wie sehr zweckmässig es ist, das grosse

Gewicht der Locomotiven selbst, für das Hemmen der Zugbewegung, durch Anbringung von Bremsen an denselben nutzbar zu machen; es müssen jedoch solche Bremsen sein, deren Wirkung von der Radumdrehung ganz unabhängig ist, wie die von Le Chatelier und die oben gedachte Schienenbremse, mag letztere mittelst Dampf oder mit der Handschraube dirigirt werden. Das Hemmen der Bandagen auf den langen Gefällen ist hingegen wegen der Ungleichförmigkeit der Wirkung nicht nur unangenehm, sondern sogar gefährlich, auch können zeitweilige Stillstände der Räder und somit Schleifen der Bandagen bei diesem Verfahren durchaus nicht vermieden werden.

Die Maschinen werden, wie schon erwähnt, je zwei und zwei mit den Rückseiten in der Weise zusammengekuppelt verwendet, wie man Maschine und Tender zu verbinden pflegt, so dass dann zwei Maschinen gleichsam ein Ganzes bilden. Es bedient dann nur ein Heizer beide Maschinen, während jede ihren besonderen Führer hat, von denen der eine nach dem Zuge, der andere nach der Richtung der Fahrt sieht. Es soll darin besonders in Bezug auf die Sicherheit ein grosser Vortheil liegen. Je nach dem Gewichte der Züge werden denselben eine einfache Doppelmaschine oder nach Befinden mehrere Doppelmaschinen beigegeben, so dass die geneigte Ebene mit Sicherheit erstiegen wird.

Nur allein auf diese Weise ist es möglich, die Maschinenkraft und das Maschinengewicht, innerhalb gewisser Grenzen, dem Zuggewichte und den atmosphärischen Verhältnissen anzupassen. Ein bisher nirgends beachtetes Moment, trotz seiner unendlichen Bedeutung für Betriebsökonomie der Gebirgsbahnen. Diese Theilbarkeit der Zugkraft ist aber die Folge der Theilbarkeit des Mechanismus, ein Vortheil, der gewiss von keinem praktischen Fachmanne unterschätzt werden dürfte, indem nämlich in Fällen von Entgleisungen etc. nicht so grosse zusammenhängende Gewichte zu heben und zu bewegen sind; denn es sind sicher zwei entgleiste Maschinen von je 500 Centner leichter und schneller wieder in's Gleis zu heben, als eine von 1000 Centner. Es ist bei diesen Maschinen das ganze Gewicht zur Erzeugung von Adhäsion auf den Schienen nutzbar verwandt, alle Räder wirken ohne Anwendung complicirter Stangen- oder Zahnradmechanismen, die häufig Störungen veranlassen, während die Verdopplung der Dampfmaschine in Form von Doppelmaschinen den weiteren Vortheil darbietet, dass eine die andere unterstützen kann, und beim Vorkommen eines Fehlers des Maschinisten oder irgend eines kleinen Defectes, der die Wirkung der einen Maschine schwächt, nicht gleich Stillstand des ganzen Mechanismus eintritt. Nicht minder schätzbar ist auch der Umstand, dass bei diesen Maschinen nur immer je zwei Paar Räder genau gleichen Durchmesser haben müssen, während bei den dreifach gekuppelten Maschinen 6, bei den vierfach gekuppelten sogar 8 Räder auf genau gleicher Dimension gehalten werden müssen. Wenn nun auch bei letzteren dem Uebel durch rechtzeitiges Vertauschen der Räderpaare einigermaassen vorgebeugt werden kann, so bedingt diese Arbeit doch stets beträchtliche Verluste an Zeit und Geld, da der schwere Motor zu diesem Behufe ausrangirt und in die Werkstätten übergeführt werden muss. Gegen die Maschinen mit Drehgestellen (Meyer und Fairlie) dürften die kleinen Maschinen, bei ihrer Befähigung zum Durchlaufen derselben engen Curven in Folge des kleinen Radstandes, endlich noch den Vortheil voraus haben, dass sie nicht, wie jene, bei Entgleisungen sofort vom Gleise abbiegen, sondern vielmehr — wie sich vermuthen lässt — dicht daneben in günstiger Stellung stehen bleiben. Uebrigens ist seither weder eine Achse gebrochen, noch eine Entgleisung vorgekommen. Der Dampfdruck

wurde nur zu 100 Pfd. Ueberdruck concessionirt. Unter günstigen Verhältnissen fördert eine Zwillingsmaschine 12 Personenwagen zu durchschnittlich 24 Plätzen oder 8 beladene Güterwagen von à 12 Tonnen oder 240 Centner die schiefe Ebene empor mit einer Geschwindigkeit von circa 2 Meilen. Der Verbrauch beträgt 81,27 Pfd. Brennstoff pro Locomotivmeile; da indessen die Maschinen ohne Dampf zurückrollen, so ist der Verbrauch der Thalfahrt gleich Null zu setzen, wonach alsdann auf der Bergfahrt 162,54 Pfd. Brennstoff pro Meile sich ergeben, was unter den bestehenden Verhältnissen als eine überaus mässige Grösse zu betrachten ist.

Besonderheiten am Gange der Maschinen wurden auf der Steigung nicht bemerkt; die Maschinen arbeiten sehr sicher und ruhig (vergl. die bereits im Eingange in Betreff dieses Gegenstandes gemachte Mittheilung) und ersteigen mit den Postzügen die Rampe mit 3—3½ Meile Geschwindigkeit. Wie anders dagegen das Verhalten der Beugniot-Maschine auf derselben Steigung und unter denselben Witterungsverhältnissen, vor denselben Zügen! Bei den Tendermaschinen hingegen kommt auf freier Bahn ein Gleiten der Räder niemals, selbst dann nicht vor, wenn die Schienen mit Reif bedeckt sind. Anders ist es hingegen in den langen Tunnels, in denen eine verhältnissmässig niedrige Temperatur herrscht, so dass nicht allein hier die Schienen beständig feucht, sondern auch durch das herabtropfende Wasser stets mit einer dünnen Schlammschicht überzogen sind. Die Folge ist, dass die Räder der Maschinen hier sehr häufig gleiten und die Maschinen daher viel mehr Dampf verbrauchen, als es beim regulären Gange der Fall sein würde. Hierdurch aber sinkt die Pressung, wodurch die Schwierigkeiten der Fahrt beträchtlich vermehrt werden. Die Geschwindigkeit sinkt im grössten Tunnel nicht selten unter 1 Meile pro Stunde und es dauert daher die Durchfahrt desselben[11]) zuweilen eine halbe Stunde, was in Folge der ungenügenden Ventilation für die Passagiere, namentlich aber für das Fahrpersonal keinerlei besondere Annehmlichkeit darbieten soll. Man ist daher oft genöthigt selbst bei Zügen, wo nur eine Zwillingsmaschine nöthig wäre, eine Maschine oder gar eine Zwillingsmaschine mehr zum Schieben mitzugeben, was nicht nöthig wäre, wenn die ganze Strecke in offener Bahn läge.

Aus den im Vorstehenden angedeuteten Verhältnissen des Betriebes mit Zwillingsmaschinen folgt jedenfalls, dass die zwei- oder dreifach gekuppelte Tendermaschine, als Zwillingsmaschine, als einfacher Motor, oder doppelt verwendet, eine höchst beachtenswerthe (wenn auch seither sehr wenig beachtete) Lösung der Frage eines rationellen Betriebes der Gebirgsstrecken darbietet, und will es uns scheinen, als ob dieser Mechanismus berufen sei, in den späteren Epochen des Eisenbahnbetriebes eine wichtige Rolle zu spielen. Man wird alsdann, durch die Erfahrungen geläutert, nicht neue Ungeheuerlichkeiten erfinden, sondern das bereits heute Vorhandene ernstlich prüfen und das Beste, die zwei- oder dreiachsigen Tendermaschinen nämlich, allgemein im Bergbetriebe einführen. Zunächst aber sind auf diesem Gebiete die Maschinen mit Motorschemeln zu überwinden, denn diese stehen zunächst auf der Tagesordnung und erst nach den gezahlten Lehrgeldern wird man zum einfachsten und natürlichen Betriebsmodus zurückkehren.

Bei Anlass der Zwillingsmaschinen sei noch bemerkt, dass Heusinger von Waldegg diesen Mechanismus bereits 1851 als Project bei Gelegenheit des Concurrenzes der Semmeringmaschinen in Vorschlag gebracht und die demgemässen Constructionszeichnungen ausgearbeitet und der Prüfungscommission vorgelegt hatte. Dass der Entwurf an sich unbeachtet blieb, darf nicht

[11]) Die Länge dieses in einer Steigung von 1 : 34,5 liegenden Tunnels (der vor kurzem noch der längste auf beiden Continenten war) beträgt 10738 Fuss engl.

überraschen bei dem damals, und zum Theil noch heute herrschenden Mangel an Einsicht und Verständniss in den maassgebenden Fachkreisen. Die projectirte doppelte Tendermaschine besteht im Wesentlichen aus zwei einfachen vierrädrigen gekuppelten mit den Feuerbüchsen gegen einander gewendeten Maschinen. Der Kupplungsbolzen beider bildet zugleich einen Drehbolzen für ein bewegliches Untergestell, welches beiden Maschinen gemeinsam angehört und zur Unterstützung der weit überhängenden, jedoch sehr gering belasteten Brennmaterialbehälter dient. — Zur Bedienung der beiden Maschinen sind zwei Heizer, welche hinter resp. vor den beiden Feuerbüchsen ihren Standort haben, doch nur ein Locomotivführer erforderlich, welcher auf einem erhöhten Tritt über der Verbindungsstelle beider Maschinen steht, von wo aus er frei über die Kessel beider Maschinen hinweg auf die Bahn sehen und zugleich sowohl mit einem einfachen Hebel die Regulatoren beider Maschinen öffnen und schliessen, als auch mit einem anderen ähnlichen Hebel die Umsteuerung beider Maschinen gleichzeitig vornehmen kann. Dabei sind alle bewegten Theile (die Steuerung inbegriffen) ausserhalb angeordnet. Die Wasserbehälter liegen zwischen den Rahmen unter den Langkesseln der Maschinen, weshalb sie der Adhäsion zu gute kommen. Unter Vermeidung beweglicher Untergestelle für die Triebrädergruppen, sowie schwierig dicht zu haltender gegliederter Dampfrohrleitungen etc. können mit diesen Doppelmaschinen offenbar die schärfsten Bahncurven durchlaufen werden, da jede Maschine sich selbstständig einstellt, während das eingeschaltete Zwischengestell die Flexibilität des Complexes wesentlich zu erhöhen im Stande ist. Das Project zeichnet sich durch viele Besonderheiten aus, die theilweise später, wenn auch in veränderter Form, zur Ausführung gelangt sind. Um den Maschinen in kleinstem Raume die grösstmöglichste Heizfläche zu ertheilen, wurde ein oberes und ein unteres Röhrensystem angeordnet, und zwar enthält der untere Röhrenkessel 225 messingene, 9 Fuss lange, $1^3/_4$ Zoll weite Heizröhren, die zusammen eine Heizfläche von 909 Quadratfuss ergeben und den Kessel sehr solid verankern. Der obere Kessel enthält 70 eiserne Röhren mit weiteren 280 Quadratfuss Heizfläche, die zum Zurückführen der durch den unteren Hauptkessel geströmten Flammen nach dem über der Feuerbüchse angebrachten Schornsteine dienen, womit zugleich eine Ueberhitzung des Dampfes beabsichtigt wird. Die Feuerbüchse enthält 66 Quadratfuss Heizfläche, wornach die Gesammtheizfläche zu 1255 Quadratfuss für jeden einzelnen Kessel, für die Doppelmaschine jedoch zu 2510 Quadratfuss resultirt, eine Heizfläche, wie sie bis jetzt noch von keiner Locomotive mit neunfüssigen (also wegen ihrer Kürze werthvollen) Röhren erzielt wurde.

Um den Kessel thunlichst wenig durch Bohrungen zu alteriren, wurden die Sicherheitsventile, Probirhähne etc. in einem in der Mitte der Stirnseite der Feuerbüchse angeordneten (vertikalen) Rohre concentrirt, welches oben das Sicherheitsventil (ein zweites befindet sich auf dem Regulatordome) trägt, sowie den Füllhahn des Kessels; während an der einen Vertikalseite der Wasserstandszeiger und das Manometer, an der anderen Seite die 3 Probirhähne und die Signalpfeife sich befinden.

Die Regulatoreinrichtung ist dergestalt getroffen, dass der Maschinist von seinem Standpunkte aus beide Schieber gleichzeitig und zwar um genau gleiche Grössen in Bewegung setzt, was durch Winkelhebel und Zugstangen bewirkt wird.

Die Steuerung ist die Heusinger von Waldegg'sche, und zwar in derjenigen Form, wie dieselbe zuerst bei der kleinen Tendermaschine »Glückauf«, mit dem Unterschiede, dass die Steuerwelle über der Decke der Feuerbüchse, in Lagerstühlen ruhend, angeordnet ist.

Die Wasserbehälter liegen, wie schon bemerkt, in besonderen Kästen zwischen den Maschinenrahmen, während die Kohlenvorräthe von dem beweglichen Zwischengestell aufgenommen werden, welches dieserhalb in den Ecken je einen fünfseitig begrenzten Kasten enthält, die einen zwei Fuss breiten mittleren Gang von einer Maschine zur anderen zwischen sich frei lassen. Der Bremsapparat wirkt auf sämmtliche Radbandagen doppelseitig, so dass 8 Bremsklötze pro Maschine erforderlich sind, wodurch der Effect ein sehr gesicherter wird.

Die beschriebene Construction bietet, als Zwillingstendermaschine voller Adhäsion (wenn von Kohlenvorrath abstrahirt wird) genau dieselben Vortheile dar, welche bereits oben hervorgehoben wurden. In Betreff der Leistung jedoch verdient die aussergewöhnlich grosse und günstig disponirte (wenn auch freilich nicht der heutigen Schablone entsprechende) Heizfläche als maassgebender Factor besondere Berücksichtigung, da es sich um Bergbahnbetrieb, folglich um leichte Motoren mit grosser Dampfentwickelung handelt. Wir bemerken

nur noch, dass statt des beweglichen Zwischengestelles die directe Verkupplung beider Motoren vorgenommen werden kann, sowie dass jeder dieser letzteren mit einer dritten Achse, die sich mit den übrigen verkuppeln lässt, sehr wohl versehen werden kann, wodurch, wie oben geschildert, die leichte Trennung beider Maschinen möglich und demnach der Vortheil erzielt wird, dass jede der beiden Maschinen für leichten Dienst für sich allein Verwendung finden kann.

§ 14. Doppelschemellocomotiven. — Die Zwillingsmaschine bildet gewissermaassen den natürlichen Uebergang von den Locomotiven gewöhnlicher Bauart zu denjenigen Constructionen, welche, symmetrisch angeordnet, den Bewegungsmechanismus, unabhängig vom Kessel, in beweglichen Rahmen in sich schliessen, auf denen der Kessel in der Weise gelagert ist, dass die Verschiebungen der Gestelle in den Curven unbehindert von Statten gehen können. Diese Construction war bereits für die Concurrenzausschreibung der Semmering-Bahn in zwei verschiedenen Principien zur Ausführung gelangt und zwar als Maschine »Seraing«, erbaut von Cockerill (die heutige Fairlie-Maschine), sowie als Maschine »Wiener Neustadt«, erbaut von Günther zu Wiener-Neustadt (die heutige Meyer-Maschine).

Die Doppelschemellocomotive ist, wie ursprünglich schon die Maschinen mit Wendeschemel, zunächst aus dem Bestreben hervorgegangen, scharfe Curven mit angemessener Geschwindigkeit, sicher, ruhig und mit möglichst geringem Widerstande zu befahren. Man suchte dies, zunächst in England (wenn von den oben citirten ältesten Semmering-Maschinen abstrahirt wird, die bekanntlich sofort in Vergessenheit geriethen) durch Anwendung von zwei Schemelgestellen zu erreichen, indem man sich nicht mit einer theilweisen Lösung der Aufgabe, durch einen blossen Vorderschemel, wie in Amerika üblich, begnügte. In den sechziger Jahren machte man statt Anwendung der Schemelgestelle die Vorder- und Hinterachsen durch schiefgestellte radiale Adam'sche Achsenbüchsen drehbar und verschiebbar. Bei beiden Methoden war ein langer Radstand Princip und kamen die Triebachsen in die Mitte, in constanter, zur Kesselachse normaler Richtung zu liegen. Beide Anordnungen ergaben jedoch naturgemäss ein relativ kleines Adhäsionsgewicht, obschon sie in vielen Fällen als Tendermaschinen auftraten. Ein wesentlicher Unterschied besteht dagegen in der Wirkungsweise, indem bei ersterem Systeme die in den Drehpunkten der Schemeln liegenden Punkte der geometrischen Längenachse der Locomotive fortwährend auf der Mittellinie der Bahncurve verbleiben und sich also diese Längenachse als Sehne der Curve fortbewegt, während bei letzterer Anordnung die Längenachse mit ihrem mittleren Drehpunkte (nämlich dem Mittelpunkt der festen Triebräder) in der Mittelcurve verbleibt, also an derselben als Tangente hinläuft.

Nimmt man nun jener Doppelschemellocomotive die Triebachsen weg und macht dafür die Schemelräder zu gekuppelten Triebrädern mit zwei getrennten Triebwerken, so entsteht das vielbesprochene »Fairlie-System«, welches mithin durch das fortgesetzte Bestreben hervorging, zu der erreichten Flexibilität der Locomotive auch eine möglichst grosse Adhäsionskraft zu fügen.

Die ersterwähnte Form tauchte in 8 Exemplaren im Jahre 1855 (aus der Fabrik von Rothwell & Comp. in Bolton) als einzeltriebachsige (9' Radhöhe) Schnellzugtendermaschine auf. Sie hatte fünf Achsen bei einem Radstande von beiläufig $24^1/_2$ Fuss engl.

Ueber die Doppelschemellocomotiven der Bristol & Exeter-Bahn finden wir im Engineering (Februar 1870 S. 91) eine wenig präcise Beschreibung, aus welcher, und mit Hülfe der ergänzenden Bemerkungen (S. 132) des Locomotiv-Superintendenten Pearson jener Bahn hervorgeht, dass diese Maschinen aus älteren Typen umgebaut wurden. Die Hauptveränderung bestand in der Beseitigung der äusseren Schenkel, Lager und Rahmen der Trieb-

achse, die früher noch ausser den inneren angebracht waren, so dass die sämmtlichen Achsen der umgebauten Locomotiven nur noch innere Schenkel besitzen. Die Cylinder sind 18zöllig, innenliegend und haben 24 Zoll engl. Hub. Die Schemelräder besitzen 4 Fuss Durchmesser.

Mr.-Mc.-Donell, Locomotiv-Superintendent der Great-Southern & Western Eisenbahn hat für die gemischten Züge dieser Bahn Tenderlocomotiven mit zwei Schemelgestellen eingeführt, von welchen das vordere ein Triebwerk enthält. Die beiden Gestelle sind durch einen Rahmen verbunden, auf welchem der Kessel ruht, wobei der Druck der Drehplatten durch starke Traversen auf jenen Rahmen übertragen wird. In dem hinteren Gestelle ist der Drehzapfen kugelig geformt und zwischen die Drehplatten in geeigneter Weise eine starke Gummischeibe gelegt, so dass auch kleine Drehungen um Horizontalachsen stattfinden können. Zwei gewöhnliche Tragfedern zu beiden Seiten übertragen balancierartig die Last auf die vier Achsenbüchsen. Der Zapfen im Vordergestell lässt nur Drehungen um diesen zu, auch fehlt hier die Gummizwischenlage, doch sind zu beiden Seiten Gummifedern angebracht. Die eigentliche Federung besteht in vier unter den Achsenbüchsen liegenden Federn, die zu je zwei auf einer Seite durch Längenbalanciers verbunden sind. Die erforderliche Beweglichkeit des Dampfeinströmungsrohres wird bei 3″ innerem Durchmesser, bei genügender Länge und entsprechender Biegung der Elasticität erlangt. Für die Verbindung zwischen Ausströmungsrohr und dem mit dem Kessel fest verbundenen Blasrohre sind deren gegenseitige Verschiebungen dadurch unschädlich gemacht, dass die Mündung des ersteren mit genügendem Spielraum in das nach unten trichterförmig erweiterte Blasrohr reicht. Die Bedienung der Steuerung geschieht durch Schraubenmechanismus. Die Hauptdimensionen des Motors sind folgende:

Kolben		15 × 20 Zoll engl.
Entfernung der Cylindermittel		2′ 4½″
Durchmesser des Langkessels		3′ 8″
Länge		9′ 4″
Aeusserer Feuerkasten.	Länge	4′ 8″
– –	Breite	4′ 2″
Rohre.	Länge zwischen den Rohrwänden	9′ 9″
	Durchmesser	1¾″
Rohrzahl		176 Stück.
Heizfläche		738 Quadratfuss, wovon 663,4

auf die Röhren, und 74,6 Quadratfuss auf die Feuerbüchse kommen. Die Rostfläche beträgt dabei 14,6 Quadratfuss. Der Raddurchmesser des vorderen Schemelgestelles (Triebräder) ist 5′ 7½″, des hinteren 2′ 11″ bei einem Radstande des vorderen Gestelles 6′, des hinteren 5′. Die Entfernung der beiden Gestellmittel ist 16′ 7″, während der ganze Radstand 25′ 7″ beträgt. Die Totallänge der Locomotive zwischen den Bufferbalken beträgt 28′ 3″, wobei jedoch erinnert wird, dass die Spurweite der irischen Bahnen 5′ 3″ beträgt. Dienstgewicht 35 Tonnen, wovon 22 Tonnen auf das vordere und 13 Tonnen auf das hintere Schemelgestell kommen. Die Maschinen sollen Curven von 300 Fuss engl. Radius mit grosser Leichtigkeit durchlaufen.

Die bisher betrachteten Locomotiven sind, obgleich in die Categorie der Doppelschemellocomotiven gehörend, dennoch in Hinsicht ihrer Construction nicht als Berglocomotiven zu betrachten, da dieselben nur einen Theil des Maschinengewichtes auf Adhäsion verwerthen. Die eigentlichen Doppelschemellocomotiven besitzen zwei symmetrische Bogiegestelle, welche die gekuppelten Achsensysteme, sowie den ganzen Bewegungsmechanismus in sich schliessen und die Kessellast zu gleichen Theilen aufnehmen, mag ein einfacher oder ein doppelter Kessel angewendet sein. Die auf vielen Bahnen eingeführten, mit voller Adhäsion arbeitenden Locomotiven mit symmetrischen Motorgestellen, haben wenigstens, so weit sich die Resultate bis jetzt übersehen lassen, deren Lebensfähigkeit hinreichend festgestellt und wenn diese Maschinen auch derzeitig noch mit mancherlei Mängeln behaftet sind, so sind dieselben doch der Art, dass sie sich mit der Zeit beseitigen lassen. Ein Hauptmangel dieser Systeme muss in der erschwerten Dichthaltung der Dampfrohrverbindungen erblickt

werden, doch steht zu erwarten, dass auch diesem Nachtheil — obschon er im Systeme begründet liegt — auf Grund fortgesetzter Studien der Praxis abgeholfen werden könne.

§ 15. System Petiet. — Die ersten Doppelmotorschemellocomotiven wurden (von den zwei Exemplaren des Semmering-Concurrenzes abstrahirt) auf dem Continente zuerst in Frankreich erbaut, doch erst im Jahre 1867 der technischen Welt bei Gelegenheit der Pariser Ausstellung vorgeführt, wo eine solche, mit zwei symmetrischen, je dreiachsig gekuppelten Motorgestellen versehene Locomotive unter dem Namen System Petiet, erbaut von Gouin, figurirte. Die von Petiet (Oberingenieur der französischen Nordbahn) nach diesem Princip construirten Locomotiven, deren zunächst 10 von Gouin für die französische Nordbahn erbaut wurden, waren nicht für Bergbahnbetrieb, sondern vielmehr zum Fortschaffen schwerer Güterzüge auf günstig profilirten Bahnen mit kleinen Geschwindigkeiten bestimmt.

Die Maschinen sind mit 4 Cylindern ausgerüstet und besitzen ein bisher unerreichtes Leistungsvermögen. Der Kessel arbeitet mit 8 Atmosph. Ueberdruck, hat 209,44 Quadratmeter Heizfläche und bietet in seiner Construction viel Abweichendes und Interessantes dar. Der Feuerkasten ruht nämlich auf den Maschinenrahmen, deren Oberkante, wegen des kleinen Durchmessers der Räder, nur $1^m,10$ über Schiene liegt. Bei dieser Anordnung konnte man die Breite des Feuerkastens beliebig bestimmen, ohne Rücksicht auf die Grösse des Raumes zwischen den Rahmen oder den Rädern nehmen zu müssen. Während man demnach bei den gewöhnlichen Maschinen der Roste nur circa 1^m Breite ertheilen konnte, besitzen die Petiet-Maschinen eine Feuerkiste, welche unten eine lichte Breite von $1^m,80$ zeigt, wodurch es möglich wurde, dem Roste 3,33 Quadratmeter Fläche (bei $1^m,85$ Länge) zu ertheilen. Im Uebrigen ist sowohl der Rost, als auch die ganze Construction der Feuerungsanlage incl. der Schraubenbolzenverankerung der beiderseitigen geraden parallelen Feuerbüchsendecken nach System Belpaire angeordnet.[12]) Die Seitenwände der beiderseitigen Feuerkisten sind nach innen zu gegeneinander geneigt, wodurch trapezförmige Querschnitte entstehen, indem die obere Breite der inneren Büchse nur $1^m,418$ erweist. Diese Anordnung gestattet einerseits das leichtere Aufsteigen der Dampfblasen und vergrössert andrerseits die Verdampfungsoberfläche (nicht zu verwechseln mit Heizfläche).

Die grosse Breite der Feuerbüchse gestattete die Anbringung eines sehr weiten Langkessels und demgemäss einer aussergewöhnlichen Rohrzahl. Der lichte Durchmesser des ersteren beträgt $1^m,45$, die Anzahl der letzteren 454 von 40^{mm} äusserem Durchmesser. Dabei besitzen die Rohre die noch sehr günstige Länge von $3^m,50$, wodurch der Werth der Heizfläche (bei 189 Quadratmeter Rohrfläche) ausserordentlich gewinnt.

Eine weitere Eigenthümlichkeit des Petiet-Kessels ist ein als Dampfreservoir dienendes cylindrisches Rohr von 460^{mm} Weite und $2^m,5$ Länge, welches auf der Oberseite des Kessels ruht und dessen Mittellinie $3^m,287$ über Schiene liegt. Dieses Rohr communicirt mit dem Langkessel mittelst eines Stutzens von 300^{mm} Durchmesser. Das Dampfreservoir ist an beiden Enden durch Böden abgeschlossen, durch welche vier eiserne Röhren von 100^{mm} Durchmesser hindurchgreifen. Die heissen Gase, welche aus der Rauchkammer kommen, ziehen theils durch diese vier Röhren, theils umspielen sie das Dampfreservoir, indem letzteres zu diesem Behufe von einem

[12]) Eine genaue, in alle Details eingehende Beschreibung und Zeichnung dieser Locomotive findet man im Organ 1864. S. 255—261. Taf. XX und XXI.

auf dem Langkessel ruhenden Mantel umgeben ist. Von da treten die Gase in einen horizontalen Schornstein von 518^{mm} Weite, welcher die Fortsetzung des erwähnten Mantels bildet und an seinem Ende, vermöge eines Knies von 90° in die Atmosphäre mündet. Die Schornsteinlänge ist circa 3^{m}.

Die Heizfläche dieses Reservoirs beträgt 9,60 Quadratmeter, doch kann von einer Dampfüberhitzung des Dampfes bei der grossen Dampfmenge nicht wohl die Rede sein, zumal die Verbrennungsgase nur noch einen geringen Ueberschuss von Wärme besitzen.

Es müssen jedoch die ökonomischen Vortheile dieses Apparates in dem Vermögen der Dampftrocknung gesucht werden; in Folge der hohen Lage kann nie Wasser in ihn gelangen und bei dem grossen Rauminhalte (1500 Liter oder circa 30 Cylinderfüllungen) bietet er zugleich hinreichende Garantie gegen etwaige Condensation des Dampfes, während sich andrerseits die Verdampfung von zufällig mit fortgerissenen Wassertheilchen erwarten lässt, die bei gewöhnlichen Maschinen bekanntlich in die Cylinder mit übertreten. Erwiesen ist aber, in wie hohem Grade das mit dem Dampfe fortgerissene Wasser die dynamischen Effecte desselben herabsetzt und welchen bedeutenden Einfluss jede in diesem Sinne angebrachte Verbesserung auf den Brennstoffverbrauch ausübt.

Der von den vier Cylindern ausströmende Dampf geht durch einen einzigen Exhaustor mit der constanten Oeffnung von 150^{mm}; er liegt im Anfangspunkte des horizontalen Schornsteins und zwar in dessen Achse, weshalb sein oberer Theil gleichfalls um 90° abgebogen ist. Die Regulatoren (deren für die vier Cylinder zwei vorhanden sind) liegen oben auf dem Dampftrockner nach vorn hin angebracht; sie werden vermittelst zweier Stangen bewegt, welche der Maschinist durch zwei, ihm zur Hand liegende Hebel einzeln in Bewegung setzen kann.

Die vier Cylinder (von 440^{mm}) sind an den Aussenseiten der Maschinenrahmen, zwei vorne und zwei hinten befestigt. Die vorderen Cylinder erhalten den Dampf direct durch ein Rohr, welches von dem Regulatorgehäuse an der inneren Seite der Rauchkammer niedergeführt ist.

Ein zweites Rohr steigt an der andern Seite des Rauchkastens herunter, läuft unter dem Kessel hin und mündet in die Schieberkasten der beiden hinteren Cylinder. In ähnlicher Weise vereinigen sich die Ausströmungsröhren von jedem Cylinderpaare, indem sie unter dem Kessel bis zur Mitte hinlaufen und dort in ein einziges Rohr münden, welches an der einen Seite des Kessels zum Exhaustor hinaufsteigt.

Die Kolben sind mit der Stange aus dem Ganzen geschmiedet und zeichnen sich durch grosse Leichtigkeit aus (Gewicht nur 56 Kilogr.). Die Führung der Kolbenstange bietet die Besonderheit dar, dass, nach amerikanischem Modus, nur ein Gleitlineal vorhanden ist, welches, oberhalb der Stange angeordnet, 130^{mm} Breite und 48^{mm} Höhe besitzt. Das Gleitstück ist aus zwei Stücken zusammengeschraubt und umgiebt die Gleitbahn von allen Seiten auf 315^{mm} Länge. Der Kreuzkopf ist gabelförmig gestaltet und fasst den Kopf der Bleuelstange zwischen sich, wobei das (entsprechend grosse) Schmiergefäss der Gleitbahn zugleich zur Schmierung des Stangenkopfes dient. Diese Anordnung der Geradführung wird als eine sehr einfache und vollkommene bezeichnet, namentlich auch in Betreff der Oelung, auch ist die Fläche für die seitliche Führung des Gleitstückes, die bei der gewöhnlichen Führung bekanntlich nur durch die schmalen übergreifenden Ränder des Kreuzkopfes bewirkt wird, hier beträchtlich vergrössert, weshalb jede Tendenz des Kolbens zum Kanten ausgeglichen ist. Aussenliegende Steuerung nach Stephenson, wobei das Verstellen aller

4 Coulissen gleichzeitig vermöge ein und desselben Händels erfolgt, so dass die beiden Cylinderpaare stets mit derselben Expansion arbeiten. Ausserdem kann jedoch der Steuerhebel durch eine Schraube verstellt werden, was schon der grossen Bewegungswiderstände wegen ein unbedingtes Erforderniss ist.

Die 12 Räder, je 6 verkuppelt, besitzen $1^{m},065$ Durchmesser, angemessen der beabsichtigten kleinen Fahrgeschwindigkeit. Die Räder sind dem Gouin'schen Verfahren (vergl. Cap. XI) gemäss hergestellt und zeichnen sich daher durch die grösste Solidität aus bei dem sehr geringen Gewichte des Radkörpers (Radgestelles) von 412 Kilogr. für die Haupttriebräder, während die Kuppelräder, in Folge der kleineren Gegengewichtsmassen nur ein Gewicht von 209—215 Kilogr. in Anspruch nehmen.

Die inneren Maschinenrahmen sind $9^{m},506$ lang, 760^{mm} hoch und 24^{mm} dick, aus einem Stücke gewalzt. Behufs Auflagerung des Kessels besteht der Boden der Rauchkammer aus dickem Blech und ist auf einem Kasten von Blech und Winkeleisen mit geradem Boden genietet. Der Kasten ruht auf dem Rahmen und ist daselbst mittelst Schrauben befestigt, was die eventuelle Losnehmung des Kessels ohne Weiterungen gestattet. Ferner trägt der untere Rahmen der Feuerbüchse (der sogen. Feuerrahmen) an seiner Vorder- und Hinterseite Lappen, welche auf besonderen, zu diesem Zwecke an die Maschinenrahmen genieteten Stützen ruhen. Letztere sind jedoch so construirt, dass die Dilatation des Kessels unbehindert von Statten gehen kann, sowie auch zugleich verhindert wird, dass die Basis der Feuerbüchse, in Folge ihrer Ausdehnung in der Querrichtung, die Rahmen nicht auseinander drängt. Die Führungen der Achslager liegen inwendig. Diejenigen der beiden Endachsen gestatten den Achslagern eine Seitenverschiebung von 15^{mm} nach beiden Seiten.

Bei der geringen Fahrgeschwindigkeit, für welche die Maschine bestimmt ist, erschien es nicht erforderlich besondere Constructionen zur Vermeidung von Seitenschwankungen, wie sie bei jenem Spielraum eintreten könnten, anzubringen. Die Entfernung der äussersten festliegenden Achsen, d. h. der in Betracht kommende feste Radstand beträgt $3^{m},720$, was den gewöhnlichen Sechs- oder Achtkupplern mit steifen Achsen ziemlich genau entspricht.

Der Kohlenraum ist hinter dem Stande des Maschinisten angebracht und fasst 2200 Kilogr. Kohle. Die Wasserkasten liegen theils unter und zu beiden Seiten des Langkessels, theils unter dem Führerstande und fassen 8000 Kilogr. Wasser.

Das Leergewicht der Maschine beträgt circa 42000 Kilogr., welche gleichmässig, selbst bei der wechselnden Belastung von Kohle und Wasser auf sämmtliche Räder vertheilt sein sollen. Uebrigens werden die Spannungen der Federn durch vier Balanciers an jeder Seite der Maschine ausgeglichen, so dass dieselbe mithin auf acht Stützpunkten, nämlich auf den acht Drehpunkten der Balanciers ruht.

Die mittlere Belastung von 5800 Kilogr. pro Rad ist in der That sehr mässig, so dass in dieser Beziehung keinerlei Befürchtungen für den Oberbau entstehen; indessen wäre es von Interesse, nähere Angaben über die jährliche Reparaturstandszeit (d. h. die absolute Leistungsfähigkeit), sowie über die Reparatur- und Unterhaltungskosten zu besitzen, damit Vergleiche mit anderen Systemen möglich werden. Auf Bahnen mit sehr starkem Verkehr kann allerdings die durch das grosse Leistungsvermögen der Einzelmotoren (bei gleichbleibenden Bedienungskosten) reducirte Zahl der täglichen Güterzüge als ein beachtenswerthes Moment in Betracht kommen.

Die Zugkraft berechnet sich nach der bekannten Formel

$$0{,}60 \times P.\ l.\ \frac{d^2\,\pi}{4\,D}$$

für die 4 Cylinder zu 7932 Kilogr., ein Resultat, welches beiläufig bemerkt, auch bei einfachen Sechskupplern erreicht wird (Maffei, Wien 1873), angemessene Disposition vorausgesetzt. Die obige Grösse entspricht dem siebenten Theile des Eigengewichtes der Maschine, mithin, was dasselbe sagt, dem Adhäsionscoëfficienten von $^1/_7$.

Die zu Paris 1867 ausgestellte Petiet-Maschine ist gleichfalls von Gouin erbaut und der französischen Nordbahn angehörig. Die Disposition und Anordnung der Theile ist genau die oben besprochene. Die Hauptdimensionen sind im Folgenden zusammengestellt.

Rostlänge	$1^m,850$
- breite	$1^m,800$
- fläche	3,33 Quadratmtr.
Deckenhöhe über Rost	$1^m,320$ (vorn)
- - -	$1^m,072$ (hinten)
Kesselweite	$1^m,450$
Rohrzahl	464 Stück
Rohrlänge	$3^m,500$
Rohrweite	40^{mm}
Rohrdurchgangsweite	0,5 Quadratmtr.
Heizfläche der Feuerbüchse	10,90 Quadratmtr.
- - Röhren	189,00 -
- des Dampftrockners	22,00 -
- totale	221,90 -
Kesselpressung	9 Atm.
Kolben	440×440^{mm}
Zahl der Cylinder	4
Radhöhe	$1^m,065$
Inhalt der Wasserreservoire	8000 Kilogr.
- - Kohlenbehälter	2200 -
Leergewicht der Maschine	44500 -
Dienstgewicht -	59700 -
Die Lastvertheilung auf die einzelnen Achsen ist folgende: Vorderachse	9200 -
Zweite	9200 -
Dritte	9200 -
Vierte	10700 -
Fünfte	10700 -
Sechste	10700 -

Die Petiet-Maschine wird für den Betrieb schwerer Güterzüge auf stark frequentirten Flachlandbahnen (namentlich für grossen Kohlenverkehr etc.) ein beachtenswerther Motor sein. Als Berglocomotive kann sie jedoch deshalb nicht gelten, weil sie kein Curvenfahrzeug ist, indem die blosse Verschiebbarkeit der Endachsen noch nicht hinreichende Garantien zur Befahrung der auf Gebirgsbahnen vorkommenden Curvenstrecken (250^m Radius) zu gewähren scheint. Auch wurde bereits gezeigt, dass so colossale Motoren für Bergbahnbetrieb im Allgemeinen unzweckmässig sind, sondern dass das Bestreben vielmehr darauf gerichtet sein müsse, sich theilbare Maschinenkräfte zu verschaffen.

Die Petiet-Maschine bildet den eigentlichen Uebergang zu den Locomotiven mit symmetrischen Motorschemeln, deren allgemeine Charakteristik bereits im Eingang dieses Capitels gegeben wurde, weshalb dieselbe hier nicht nochmals wiederholt zu werden braucht.

§ 16. Die Doppelschemellocomotiven der Semmering-Bahn. — Wie bereits angedeutet, wurden die Doppelschemellocomotiven seinerzeit bei Gelegenheit der be-

kannten Concurrenzausschreibung für die Semmering-Bahn erfunden und machten dieselben ihre Probefahrten im August 1851, wie bereits Eingangs erwähnt wurde. In Betreff der detaillirten Constructionsverhältnisse etc. der 4 Probemaschinen wird auf den angehängten Literaturnachweis verwiesen.

Diese waren:

1) Die Locomotive »Wiener-Neustadt« aus der Fabrik des Herrn Wenzel Günther zu W.-N. Die Maschine hat keinen Separattender; die Wasserreservoire befinden sich zu den Seiten des Langkessels. Sie besitzt 4 Cylinder und demnach 2 symmetrische Achsengruppen (à 2 gekuppelte Achsen). Einfacher Kessel. Die Dampfzu- und Ableitungsrohre sind in Folge der Beweglichkeit der Gestelle vermittelst Stopfbüchsen und Cylinderrohre entsprechend gelenkig angeordnet. Die Locomotive erschien in ihren wesentlichen Details zu Wien 1873 als neu erfundene Berglocomotive unter dem Namen »System Meyer«. Dass die Gestelle statt zweiachsig, wie damals, dreiachsig angeordnet waren und dass, statt eines gewöhnlichen Kessels, ein Belpaire-Kessel, macht im Princip der Construction keinen Unterschied, so gern wir auch zugestehen, dass in Betreff der Details dieser letzteren manche Abweichungen vom Originale vorkommen, die wir indessen weniger dem Genie des Erfinders, als vielmehr dem in 25 Jahren im Locomotivbau überhaupt gemachten Fortschritte zuzuschreiben haben.

2) Die Maschine »Seraing«, aus den Hüttenwerken der Société John Cockerill in Seraing bei Lüttich. Die Construction dieser Locomotive wurde stricte nach den Plänen von J. G. Laussmann, Maschinenmeister der Bergisch-Märkischen Bahn, nach einem Diesem auch in Preussen als »Doppellocomotive« patentirten Systeme seitens der genannten Fabrik ausgeführt. Denkt man sich zwei vier- oder sechsrädrige Tendermaschinen mit den hinteren Enden der Feuerbüchsen so mit einander verbunden, dass der Wasserraum beiden gemeinsam, so entsteht ein ungefähres Bild der gewählten Anordnung.[13]) Wir haben demnach im Princip die Fairlie-Maschine vor uns, die in neuester Zeit vielfach als Berglocomotive, als Güterzugmaschine für Flachlandbahnen, sowie als Universalmotor für Secundärbahnen in Anwendung ge-

[13]) In Hinsicht der damals abgelegten 12 Probefahrten sagt der Bericht in Betreff der Maschine »Seraing« wie folgt: Am 23. August 1851 machte die Locomotive Seraing von der Gesellschaft Cockerill zwei Probefahrten; an weiteren Fahrten wurde sie an diesem Tage durch eintretendes Rohrlecken gehindert. Am 26. und 27. August legte die Maschine die weiteren 10 Fahrten zurück, die von der Commission als gelungen angenommen wurden. Die Fahrten III und IV mit Belastungen von über 2500 Centner stellten sich nicht als vortheilhaft in Bezug auf Zeit und Brennstoff heraus, weshalb bei den späteren Fahrten die Minimalbelastung von 2500 Centner wieder angenommen wurde. Bei der Regulatoranordnung war offenbar nicht auf das Wasserniveau gebührende Rücksicht genommen worden, indem auf 1 : 40 der tiefer liegende der beiden Regulatoren beständig ersoffen war, was natürlich ein heftiges Spucken der Maschine zur Folge hatte und den Effect ungeheuer herabziehen musste. Wie leicht hätte man diesen Nachtheil vermeiden können! — zumal im Uebrigen constatirt wurde, dass unter allen Maschinen Seraing den leichtesten Curvendurchgang erwies.

Die Locomotive »Neustadt« von Günther machte am 25. August (1851) ihre ersten drei Probefahrten, die vierte am 28. August. Auf letzterer wurde starkes Schleudern der Räder beobachtet, weshalb die Fahrten nicht fortgesetzt werden konnten. Am 2. September fanden sodann weitere fünf Probefahrten statt, die zehnte wurde wegen ungünstiger Witterung eingestellt. Endlich wurden am 3. September zwei und am 4. September noch drei Probefahrten mit der »Neustadt« vorgenommen, welche befriedigende Resultate gaben, indem das Schleudern bedeutend nachgelassen hatte. Der Brennstoffverbrauch stellte sich bei »Neustadt« günstiger, als bei »Seraing«, die Zugleistung war bei beiden Maschinen dieselbe, indem sie im Maximo 2500—2700 Centner betrug, d. h. auf 1 : 40, in Curven von 180—200 Meter Radius und bei etwa 2 Meilen Geschwindigkeit.

kommen ist. Die Verschiedenheit der Maschine »Seraing« von der Fairlie-Maschine besteht im Wesentlichen nur in der Anwendung innerer Cylinder (wahrscheinlich deshalb weil das Laussmann'sche Project solche besass). Im Uebrigen sind zwei Rauchkammern und zwei Schornsteine vorhanden, der lange Kessel besteht aus einer Combination zweier Locomotivkessel, wobei die Feuerbüchsen in die Mitte der Kessellänge verlegt und zwei kurze Röhrenkessel symmetrisch angeschlossen sind. Die Heizung geschieht daher, wie bei Fairlie, von der Seite, so dass Heizer und Führer einander, durch den Kessel getrennt gegenüber stehen, eine Anordnung, die zwar etwas ungewöhnlich ist, indessen durch die Construction bedingt wird und keinerlei Nachtheil mit sich führt, indem die Verständigung zwischen Heizer und Führer (wie wir aus eigener Erfahrung wissen) ebenso gut von Statten geht, wie auf Maschinen gewöhnlicher Construction. Jedenfalls bietet die Anordnung eines doppelten Röhrenkessels den Vortheil kurzer Rohre, mithin eine werthvolle Heizfläche. Näheres über diesen Gegenstand vergleiche man weiter unten bei Gelegenheit der Beschreibung des Fairlie- und des Meyer-Kessels.

Mit dem Tender, welcher der Maschine »Seraing« beigegeben war, hat es folgende eigenthümliche Bewandtniss. In sehr richtigem Verständniss der Anforderungen einer vollkommenen Adhäsionsmaschine hatte der Constructeur Laussmann sein Project als Tendermaschine angeordnet. Dies war auch Cockerill's Absicht, indessen zeigte sich während des Ausbaues der Locomotive, dass die laut Programm festgesetzte Radbelastung von 125 Centner (12 Tonnen pro Achse) überschritten worden wäre, wenn man die Munition auf der Maschine untergebracht hätte. Nun waren aber die Laussmann'schen Gestelle zweiachsig disponirt, man konnte also der obigen Bedingung Rechnung tragen durch Construction einer Tendermaschine mit dreiachsigen statt zweiachsigen Motorschemeln. Indessen ging die Cockerill'sche Intelligenz nicht einmal soweit, dem Laussmann'schen Projecte diese Modification einzuverleiben (die Ausführung geschah sogar ohne Vorwissen Laussmann's[14]), wodurch eine vollkommene Adhäsionsmaschine, wie es das Project vorschrieb, bei überaus mässiger Achsenbelastung gewonnen worden wäre. Statt dessen behielt man jedoch die zweiachsigen Gestelle bei und schleppte die Munition in einem besonderen Fahrzeuge hinterher, um nur ja kein Bröcklein eigner Erfindungsgabe hingeben zu müssen. Abermals opferte man die theuer erkaufte Adhäsion, indem man zu dem bequemen Mittel des Schlepptenders zurückgriff, und damit allen Anforderungen Rechnung zu tragen vermeinte. Dass das Wasserniveau auf 1 : 40 unberücksichtigt geblieben war und der tiefere Regulator auf der Bergfahrt sich in beständig ersoffenem Zustande befand, wodurch die sämmtlichen Wassermassen des Kessels in die Cylinder übergeführt wurden, mag den Effect um etwa 50% herabgesetzt haben. Beides sind Kleinigkeiten, welche zwar momentan schlechte Erfolge involvirten, die indessen beim späteren Nachbau Berichtigung resp. Abstellung finden konnten, da sie mit dem System absolut Nichts zu schaffen haben. Dass man es aber mit einer vollständigen Curvenmaschine zu thun hatte, entging dem damaligen Verständniss; und man gab

[14]) Im Organ 1851 p. 103 heisst es: »Es gereicht der sonst so achtbaren Cockerill'schen Fabrik nicht zur Ehre, diese Construction, die ihr mitgetheilt worden war, ohne Vorwissen des Erfinders sich angeeignet zu haben.« — Eine ähnliche Bewandtniss mag es mit der neuerdings wiederum unter dem Namen »System Cockerill« in Broschüren ein-, jedoch noch nicht ausgeführten Doppelschemel-Locomotive haben, welche von Adolph Brunner construirt wurde, die daher eben nicht System Cockerill, sondern System Brunner vorstellt.

das, was man hatte, den neuen »Erfindern« der späteren Decennien preis, wie inzwischen die Erfahrung gelehrt hat.

Diese Betrachtungen führen uns ganz naturgemäss zu den Systemen Meyer und Fairlie und zwar entspricht ersteres der Maschine »Neustadt«, letzteres der Maschine »Seraing«.

§ 17. System Meyer. — Das Wesen des Systemes besteht in einer Tendermaschine mit zwei symmetrischen Motorgestellen und vier Cylindern. Lagerung des (einfachen) Kessels auf drei Stützpunkten. Freie Beweglichkeit der den gesammten Bewegungsmechanismus enthaltenden Gestelle in den Curven unter Sicherstellung der dampfdichten Verbindung der Zu- und Ableitungsröhren. Anordnung der Reservoire an den Aussenseiten des Langkessels auf der Maschinenplatform.

Bis jetzt sind nur erst zwei Locomotiven nach dem System Meyer gebaut worden, deren jüngste zu Wien 1873 ausgestellt war. Die erste Locomotive des in Rede stehenden Systemes wurde 1869 in den Werkstätten der Compagnie Fives-Lille erbaut. Sie besitzt zwei Motorgestelle mit je zwei verkuppelten Achsen und circulirt auf den Linien der Luxemburg-Belgischen Gesellschaft, woselbst sie zum Betrieb der Güterzüge auf gewissen Strecken der Ardennenbahn verwendet wird.

Die zu Wien 1873 ausgestellte Maschine ist von der Compagnie Belge zu Brüssel erbaut unter Leitung des Directors der Gesellschaft des Grand Central Belge, welche die Maschine in Bestellung brachte, um dieselbe auf ungünstigen Längenprofilen zum Betrieb schwerer Güterzüge zu verwenden. Auf Tafel LVI findet sich in Fig. 1 ein Längenschnitt nach der Locomotivmitte mit Ansicht des Hintergestelles; in Fig. 2 eine halbe obere Ansicht und ein halber Horizontalschnitt über dem Hinter- und durch das Vordergestell; in Fig. 3 ein halber Durchschnitt durch die Rauchkammer, während Fig. 4 die äussere Ansicht des Vordertheiles der Maschine zeigt. Fig. 5 giebt den Querschnitt durch die Cylinder; Fig. 6 den Durchschnitt durch die Feuerbüchse; Fig. 7 endlich bietet eine Ansicht der Umsteuerungsvorrichtung.

Kessel-Construction nach Belpaire. Der Kessel ist einfach, und liegt hierin ein wesentlicher Unterschied gegen die im Uebrigen nach ähnlichen Principien gebaute Fairlie-Maschine.

Die Hauptdimensionen sind folgende:

Rostlänge	$2^m,700$	
- breite	$1^m,240$	
- fläche	3,340	Quadratmtr.
Feuerbüchsenhöhe, hinten	$0^m,960$	
- vorne	$1^m,430$	
Innere Länge, oben	$2^m,682$	
- - , unten	$2^m,700$	(Rostlänge)
Rohre. Zahl	289	
Durchmesser	$0^m,050$	(aussen)
-	$0^m,045$	(innen)
Heizfläche der Feuerbüchse	11,03	Quadratmtr.
- - Rohre	194,06	-
Totale	205,09	-
Aeusserer Feuerkasten. Länge	$2^m,896$	-
- - Breite	$1^m,440 \times 1^m,554$	
Aeusserer Durchmesser des Cylinderkessels	$1^m,500$	
Länge incl. Rauchkammer	$5^m,500$	
Totale Kessellänge	$8^m,396$	
Höhe der Kesselachse ab Schiene	$2^m,280$	

Dicke der Feuerbüchsenbleche	13^{mm} (Eisen)
– – –	13^{mm} (Kupfer)
Cylinderbleche	13^{mm}
Rohrwände	25^{mm}
Capacität des Kessels	8,600 Cub.-Mtr.
Dampfdruck	9 Atm.
Schornsteinhöhe ab Schiene	$4^{m},350$
– weite unten	$0^{m},560$
– – oben	$0^{m},660$

Der Kessel ist über der Feuerbüchse etwas erhöht. Dieser erhöhte Raum dient als Dampfreservoir und communicirt vermöge eines weiten Curvenrohres mit dem oberen Theile des eigentlichen Dampfsammlers — dem Dome, welcher auf dem mittleren Theile des Langkessels angeordnet ist. Dieses Curvenrohr ist im Längendurchschnitt des Kessels Fig. 1, Tafel LVI deutlich sichtbar. Die Decke der inneren Feuerbüchse ist entsprechend nach rückwärts gelegt, die Disposition des Dampf- und Wasserraumes überhaupt dergestalt bemessen, dass auf den Gefällen die vom Feuer berührten Kesseltheile stets mit einer Wasserschicht bedeckt bleiben.

Die lichte Höhe des Feuerbüchsenmantels über der Kesselachse misst $0^{m},927$. Der bewegliche Rost befindet sich an der Feuerthür, also im höchsten Theile.

Behufs Auflagerung sind zunächst die Vorderbleche des Cylinderkessels in dem unteren Kesseltheile auf 20^{mm} verstärkt, und daselbst mit einem kastenförmigen, aus starkem Rahmenblech zusammengenieteten Hohlkörper verbunden, der, einerseits auf der Calotte des Kugelzapfens ruhend, andrerseits bis zur Rauchkammer sich fortsetzt. Er functionirt demnach als Exhaustionsrohr.

Der hintere Theil des Kessels ruht, vermöge zweier Lateralstützpunkte mittelst des Feuerrahmens auf dem zweiten Motorschemel.

Die Dampfentnahme erfolgt im Dome vermittelst doppeltem Regulator und entlasteter Schieber.

Der Dampfzutritt zu jedem Cylinderpaare geschieht durch ein gegliedertes Curvenrohr, welches in ein beide Schieberkästen verbindendes Horizontalrohr mündet. Der untere Theil dieser Cylinderrohre ist in verticalem und horizontalem Sinne in Stopfbüchsen verschiebbar, wodurch die dampfdichte Verbindung mit dem horizontalen Communicationsrohre der Cylinder auch während der Elongationen der Gestelle aufrecht erhalten bleibt, und zwar ohne dass irgend ein Theil dieser Verbindungen auf Biegung beansprucht wird. Die Exhaustionskammer der Cylinder des Hintergestelles ist mit der der Cylinder des Vordergestelles durch ein in Stopfbüchsen bewegliches Rohr verbunden, während die Exhaustion der Cylinder des Vordergestelles direct durch den Zapfen geht.

Gestelle. Beide Motorgestelle sind symmetrisch angeordnet, so dass die vier Cylinder in die Mitte der Maschinenlänge zu liegen kommen, die Böden gegen einander gewendet.

Das Vordergestell trägt den halbkugelförmigen gusseisernen Hohlzapfen 150^{mm} vor der Mittelachse.

Die Verbindung des Zapfens mit dem Gestellrahmen ist vermittelst Traversen und Winkeleisen construirt. Die Calotte des Zapfens besteht aus Phosphorbronze[15])

---

[15]) Erfinder der Phosphorbronze (eine höchst bewährte Nickellegirung für alle Arten von Lagerflächen) ist Dr. Künzel, vormals Director der gräfl. Montefiore'schen Schmelzhütten zu Val-Bênoit bei Lüttich.

und ist im Contact mit der oben beschriebenen kastenförmigen Kesselverstärkung, die zugleich die Exhaustionsverbindung nach der Rauchkammer hin vermittelt.

Die mittleren Theile der seitlichen Trägerflächen des Hintergestelles sind aus Gussstahl und liegen 150^{mm} hinter der Mittelachse. Diese Auflagerung besitzt gleichfalls eine sphärische Articulation, ganz ähnlich wie bei der Engerth-Maschine behufs Auflagerung der Feuerkiste auf dem (mobilen) Tendergestelle. Die calottenförmigen Lagerflächen bestehen wiederum aus Phosphorbronce.

Das zulässige Longitudinalspiel der beiderseitigen Gleitflächen limitirt zugleich den Werth der Verschiebung des Hintergestelles auf ein bestimmtes Maximum in Bezug auf die Kesselachse. Die beschriebene Lagerung des Kessels auf drei Articulationspunkten der Gestelle gestattet jedem der letzteren die unabhängige Beweglichkeit, mithin die willkührliche Einstellung in die Curven.

Die Rahmen sind aus dem Ganzen erwalzt, die Achshalter aus Stahl, die Achsenbüchsen aus geschmiedetem Eisen. Die schmiedeeisernen Räder bilden mit den Gegengewichten ein Ganzes; Achsen und Bandagen sind aus Bessemerstahl. Durchgehende Kupplungsverbindung nach System Stradal behufs Verbindung mit dem Zuge. Die Kupplung ist in der Weise angeordnet, dass sie nur auf Zug in Anspruch genommen wird, indem der Schub des Hintergestelles in Folge des Contactes der Centralbuffer beider Gestelle auf das Vordergestell übertragen wird und vice versa. Die beiderseitigen Endtraversen (Stirnen) der Rahmen tragen symmetrisch die oben beschriebene Kupplung, indem die Maschine für Vorwärts- und Rückwärtslauf in gleichem Maasse bestimmt ist.

Die Kesselspeisung erfolgt durch zwei Injectoren nach Friedmann, welche aussen am Rahmen unter dem Kohlenreservoir angebracht sind.

Bewegungsmechanik. Die Dampfvertheilung geschieht nach System Heusinger v. Waldegg unter constant bleibender Voreilung. Die Admission der Cylinder eines jeden der beiden Motorgestelle ist unabhängig, dergestalt, dass man sowohl mit einer, als mit beiden Maschinen fahren kann[16]; auch ist der Expansionsgrad der Dampfwirkung in beiden Gestellen unabhängig. Zu diesem Behufe lassen sich die Steuerhebel sowohl gemeinschaftlich durch die Schraube handhaben, als auch nach Belieben getrennt durch Ausrückung der Hebel.

Einfache (schwedische) Kolben aus Schmiedeeisen. Alle anderen Maschinentheile sind aus Bessemerstahl der entsprechenden Härtegrade erschmiedet. Durch den Angriff der Bleuelstangen an die extremen Achsen der Gestelle werden günstige Umsetzungsverhältnisse erzielt.

Kolben		440×500^{mm}
Abstand der Cylinderachsen		$2^{m},020$
Länge der Bleuelstangen		$2^{m},550$
Raddurchmesser		$1^{m},220$
Abstand der Bandagen		$1^{m},356$
Abstand der Achsen:		
a. Vordergestell	$1,300 + 1,360$	$= 2^{m},660$
b. Hintergestell	$1,360 + 1,300$	$= 2^{m},660$
Entfernung der Endachsen		$8^{m},720$
- - Zapfenmittel der Gestelle		$6^{m},420$
Totallänge der Maschine		$12^{m},790$
Innenabstand der Rahmen		$1^{m},250$

[16] Anders und zwar weit schöner ist der gleiche Zweck bei der Fairlie-Maschine erreicht, auf die wir weiter unten zurückkommen.

Minimalsection des Rahmens .	150×25^{mm}
Die an den Langseiten auf der Maschinenplatform angeordneten Reservoire fassen	7450 Kilogr.
Die Kohlenräume	3000 -
Das Wassergewicht im Kessel ist 5000 Kilogr. bei 100^{mm} Füllung über dem höchsten Theile der inneren Feuerbüchse.	
Das Kohlengewicht auf den Rosten ist	500 Kilogr.
Das Inventargewicht	550 -
Leergewicht der Maschine	55400 -
Dienstgewicht - -	71900 -

Gleichmässige Vertheilung der Last auf alle 6 Achsen, deren jede demnach 12 Tonnen trägt. Die Zugkraft ergiebt sich bei Annahme des Adhäsionscoëfficienten von $^1/_6$ zu 9500 Kilogr.

Beide Gestelle sind mit Bremsvorrichtungen versehen. Am Hintergestell erfolgt das Bremsen mittelst gewöhnlicher Bandagenbremsbacken, die, auf die Hinterräder einwirkend, mittelst Schraube und Handkurbel dirigirt werden. Das Vordergestell besitzt Dampfbremseinrichtung vermöge Verticalcylinder mit Einwirkung der Hebel auf die Bremsschuhe der Vorderräder. Ausserdem werden die Bremsmittel durch den Le Chatelier'schen Apparat vervollständigt, so dass in Beziehung auf die Bremsvorrichtungen in der That denjenigen Anforderungen Rechnung getragen sein dürfte, welche man an Berglocomotiven zu stellen berechtigt ist.

Die Maschine ist bestimmt, Curven von 100^m Radius in freier Bahn mit Sicherheit zu durchlaufen. In den Etablissements sowohl als auch auf den Anschlussstrecken der Compagnie Belge in Brüssel passirte der Motor Curven von 80^m Radius in Rampen von 25 pro 1000.

Die Meyer-Maschine ist alt. Sie figurirte bekanntlich als Maschine »Neustadt«, von Günther in Wiener-Neustadt construirt, bereits vor 24 Jahren — genau in ihrer heutigen Gestalt — bei der Concurrenzausschreibung für die Semmering-Bahn und machte ihre Probefahrten im August 1851. Im Jahre 1861 liessen sich die Herren Meyer dieses System in Belgien patentiren; und in Wien 1873 erschien die Günther-Maschine als ein Non plus ultra der letzten Errungenschaft der Neuzeit.

§ 18. System Fairlie. — Mit der Erfindung der Fairlie-Maschine, deren epochemachende Erscheinung in die Mitte der sechziger Jahre fällt, schien die Frage des rationellen Betriebes der Secundärbahnen, insbesondere derer mit reducirter Spur, weniger gerade die eines rationellen Bergbahnbetriebes, einer zweckentsprechenden Lösung näher gebracht. Im Allgemeinen nämlich müssen jene Bahnen, da sie mit thunlichster Oekonomie zu erbauen sind, mit ihrem Unterbau dem Terrain möglichst angepasst werden, um grössere Erdarbeiten zu vermeiden. Die hieraus resultirende Plasticität der Trace wird daher im Gange ungünstigere Längenprofile enthalten, als bei den bisher gebauten Normalbahnen. Es schien daher angezeigt, sich für solche Bahnen nach einem Betriebsmittel umzuschauen, dessen Elasticität sich allen Variationen der Trace mit Leichtigkeit anpasst und besonders geeignet schien zur Ueberwindung schwieriger Rampen und enger Curven. Einen solchen Motor glaubte man in der Fairlie-Maschine gefunden zu haben. Wir kommen auf die Fairlie-Maschine in dem Ergänzungsbande, welcher speciell die Secundärbahnen und deren Betriebsmittel behandelt, näher zurück, bemerken indessen hier schon, dass, trotz des Reichthums der Fairlie-Literatur, dennoch über Dimensionen, Kosten und Leistung nichts Brauchbares auf den Continent gelangt ist, und dass selbst diejenigen Bahnen, welche Fairlie-Locomotiven in England bestellt haben,

wohl diese, nicht aber die Zeichnungen erhielten. Statt deren existiren bis jetzt nur Bilder, welche eben nur das allgemeine Princip der Construction errathen lassen. Behufs Darstellung der Fairlie-Maschine verweisen wir auf die in Tafel LVII, Fig. 7 enthaltene Abbildung, die indessen weiter Nichts als das allgemeine Bild giebt.[17]) Nächstdem zeigt Fig. 8 auf Tafel LVII einen Längendurchschnitt durch dieselbe Kessellänge, nebst Feuerbüchse, worin zugleich die gegliederte Stopfbüchsenverbindung der Admissions- und Exhaustionsrohre ohne weitere Beschreibung deutlich ersichtlich ist.

Die Fairlie-Maschine vereinigt in sich die Gliederung des amerikanischen Systemes mit vollständiger Adhäsion und dem entsprechender Zugkraft, indem der Drehschemel (in symmetrischer, doppelter Anordnung) den vollständigen Bewegungsmechanismus trägt, wodurch der alte Laufschemel — bisher immer nur als todte Last auftretend — in einen »Motorschemel« umgewandelt erscheint und zwar unter Beibehaltung aller seiner sonstigen Vortheile.

Zwei gleiche Gestelle, jedes mit 2 oder 3 gekuppelten Achsen — symmetrisch gegen die Kesselmitte angeordnet — liegen, um verticale Zapfen drehbar, in einem gemeinsamen, den Dampferzeuger tragenden Rahmen. Die Maschine besitzt demnach Hauptrahmen, während diese beim System Meyer fehlen und daselbst durch die secundären Rahmen der Rädergruppen ersetzt sind; wogegen bei ersterer die zwei Gestellrahmen, welche den Bewegungsmechanismus tragen, im Hauptrahmen — dem eigentlichen Kesselträger — beweglich angeordnet sind, dessen Traversen die Drehzapfen der Motorgestelle aufnehmen in ähnlicher Weise, wie bei Anordnung der gewöhnlichen mobilen Laufwerke.

Wie die Anordnung der Gestelle, so ist auch der Kessel symmetrisch in der Mitte abgetheilt, doch nicht getrennt — während der Meyer'sche Kessel einfach ist — und besitzt daselbst zwei identische Feuerbüchsen gleicher Capacität mit der erforderlichen Rohrzahl (z. B. 130) für jeden der beiden anschliessenden Cylinderkessel, deren Extremitäten in die gewöhnlichen Rauchkammern nebst Schornsteinen münden. Der Kohlenvorrath befindet sich, wie auch die Wasserreservoire auf jeder Langseite des cylindrischen Kessels in symmetrischen Kästen.

Diese Anordnung macht eine seitliche Einbiegung der Feuerbüchsen nothwendig, um auf der Platform den erforderlichen Raum für die Beschickung der Roste (welche hier von der Seite her erfolgen muss) zu gewinnen. Während daher die Rohrwand jedes Feuerraumes z. B. $1^m,20$ Breite hat, besitzen die in der Kesselmitte befindlichen, die Feuerräume völlig durch eine zwischenliegende Wasserschicht von einander trennenden Büchsenwände nur $0^m,85$ (beispielsweise) Breite.

Es wird durch diese Anordnung der auf der Platform überhaupt erforderliche Raum gewonnen. Jeder Horizontalabschnitt der beiderseitigen Feuerbüchsen bildet demnach ein Trapez, dessen Basis die Rohrwandbreite. Jede Feuerbüchse besitzt ferner zwei an der Langseite angebrachte, sich gegenüberstehende Feuerthüren, die — behufs Raumersparniss — mit Schiebermechanismus versehen sind, wie dies allgemein in England üblich. Wir bemerken noch, dass zwar die Feuerbüchsen, nicht aber die Wasser- und Dampfräume getrennt sind. Letztere bilden vielmehr ein Ganzes, weshalb sich der Wasserspiegel sowohl als auch die Pressung in beiden Cylinderkesseln in jedem Momente der Fahrt ausgleichen, auch wenn die Feuer ungleichmässig

[17]) Der französische Schriftsteller Couche giebt jedoch in seinem mehrfach angezogenen grösseren Werke ausführlichere Zeichnungen der für Nässjo-Oscarshamm erbauten Fairlie-Maschinen, auf die wir hiermit verweisen.

brennen. Die Röhren fallen beiderseitig nach der Rauchkammer in angemessener Weise, um auf den Neigungen und Steigungen stets mit Wasser bedeckt zu bleiben.

Ausserdem zeigen die neueren Fairlie-Maschinen noch weitere interessante Details und verdient insbesondere die Regulatoreinrichtung Erwähnung. Die Anordnung desselben ist nämlich derart getroffen, dass bei kleinen Admissionen — und zwar bis zur Oeffnung von 5^{mm} — nur eine der beiden Maschinen in Bewegung gesetzt wird. Die Admission zur zweiten Maschine erfolgt erst bei Ueberschreitung der Oeffnung von 5^{mm}; doch wächst die Oeffnung alsdann rascher, so dass schon bei 9^{mm} Oeffnung beide Regulatoren gleichmässig admittiren. Der Regulator besitzt zu diesem Behufe zwei Hebel von ungleicher Armlänge, deren Dimensionen den Weg der Zugstangen und damit die Oeffnungen der Regulatorschieber bedingen. Diese Einrichtung bietet den wesentlichen Vortheil, dass bei geringen Kraftäusserungen, so z. B. beim Rangirdienst etc. mit nur einer Maschine gefahren werden kann; während bei grösseren Leistungen, die schon an und für sich weitere Regulatoröffnungen erfordern, die zweite Maschine — vermöge ein und desselben Hebelgriffes — ganz von selbst in Mitthätigkeit tritt.

Die Umsteuerung, sowie die Regulirung der Expansion erfolgt mit Hülfe der flachgängigen Schraube; doch würde ein mit der Schraube combinirter und von dieser nach Befinden unabhängig zu manövrirender Hebel die Möglichkeit sofortiger Umsteuerung bieten und daher den Vorzug verdienen.

Die Exhaustion erfolgt, wie bei allen englischen Maschinen, auch hier ohne Ausströmungsregulator, mit constanter Blasrohröffnung. Dagegen ist der Hülfsbläser bei den neuesten Maschinen durch ein Kupferrohr ersetzt, welches ringförmig die Blasrohrmündung umfasst; an der oberen Seite besitzt es Löcher, welche dem Dampfe den Austritt gestatten; möglich, dass hierdurch eine bessere Wirkung erzielt wird als durch die gewöhnlichen über der Blasrohrmündung angebrachten Dampfröhrchen.

Wegen der mangelnden Betheiligung Englands vermissten wir leider zu Wien 1873 die Fairlie-Locomotive, was wir im Interesse des Fortschrittes bedauern müssen, da die Ausstellung dieser Type deren genaue Beschreibung und Zeichnung in unzähligen Fachblättern zur Folge gehabt hätte, wodurch auch der allgemeineren Einführung dieser Locomotive ein Vorschub von unberechenbarer Tragweite zu Theil geworden wäre, wie ihn die von Bildchen begleiteten Reclamen, die seit 10 Jahren von England aus in's Werk gesetzt werden, nimmermehr zu erzielen vermögen.

In Ermangelung von umfassenderen Notizen über die Hauptdimensionen der Fairlie-Maschinen, deren allgemeine Anordnung oben geschildert wurde, begnügen wir uns damit, einige Hauptabmessungen derjenigen Fairlie-Locomotiven mitzutheilen, mit der wir persönliche Bekanntschaft zu machen Gelegenheit hatten. [18])

Die Eisenbahngesellschaft Grand Luxemburg, mit dem Sitze Brüssel, hat seit 1872 aus den Ateliers der Yorkshire Engine Comp. zu Sheffield eine Fairlie-Locomotive beschafft, welche seitdem auf der 6 Kilometer langen Strecke Quartier Léopold-Allée Verte, einem Theile der Brüsseler Gürtelbahn, den regelmässigen Güterzugdienst versieht (gleichzeitig mit Sechskupplern gewöhnlicher Construction, doch grossen unterstützten Feuerbüchsen und kurzen Röhren). Die Rampen betragen, auf 50% des Weges, 16 pro 1000 und auf 30% 10 pro 1000. Der Rost liegt horizontal; die Curven erweisen 350^{m} Radius und beträgt die Geschwindigkeit der

[18]) Da jene Maasse nicht aus Zeichnungen, sondern von der Locomotive direct abgenommen wurden, so können sie nicht auf Präcision Anspruch erheben.

Güterzüge auf der Gesammtstrecke 25 Kilometer pro Stunde, und $12^1/_2$ Kilometer auf der Rampe von 16 pro 1000. Die in Rede stehende Fairlie-Maschine ist für diese Strecke mit 360 Tonnen Bruttolast tarifirt (entsprechend 230 Tonnen Netto), wobei sich der durchschnittliche Verbrauch an Kohle auf 40 Kilogr. pro Zugkilometer stellte (bezogen auf einen zurückgelegten Weg von 3500 Kilometer — März 1873).[19]

Die Hauptabmessungen sind folgende:

Rostlänge	$2^m,560$	d. h. $2 \times 1^m,280$ (Doppelrost)
Rostbreite	$0^m,850 \times 1^m,200$	
Rohrlänge	$3^m,430$	
Rohrzahl	260	d. h. 2×130 (Doppelkessel)
Rohrweite	50^{mm}	(im Lichten)
Heizfläche der Feuerbüchsen	16,04 Quadratmeter	($2 \times 8,02$)
- - Rohre	140,00 -	(2×70 Quadratmtr.)
- , Totale	156,04 -	
Durchmesser der Cylinderkessel	$1^m,235$	
Dampfdruck	8 Atm.	
Cylinderdurchmesser	$0^m,380$	
Kolbenweg	$0^m,560$	
Zahl der Cylinder	4 Stück	
Zahl der Achsen	6 -	(Je 3 Achsen in einem Gestell vereinigt)
Fester Radstand	$2^m,440$	(8 Fuss engl.)
Entfernung der Gestellmittel	$6^m,545$	
Raddurchmesser	$1^m,070$	
Gewicht der Maschine, leer	48000 Kilogr.	
- - - , dienstfähig	62000 -	(Tendermaschine)

Betrachten wir die Fairlie-Locomotive als Ganzes, so ergiebt sich, dass der leichte Curvendurchgang durch die Anordnung symmetrischer mobiler Drehgestelle realisirt wird, welche den ganzen Bewegungsmechanismus enthalten und den Doppelkessel vermöge calottenförmiger Zapfen tragen, die jedoch nicht, wie bei Meyer, zugleich die Dampfzu- und Ableitung vermitteln. Durch die Kupplung der Achsen jedes Gestelles wird das volle Gewicht des Motors auf Adhäsion benutzt, während die Unabhängigkeit beider Gestelle die Curvenbefahrung sichert, indem für diese nur der einfache Gestellradstand in Betracht kommt. Da ferner die Feuerkiste in der Mitte der Kessellänge angeordnet ist, so wird die Büchsendecke auf der Steigung stets vom Wasser bedeckt bleiben, da sowohl bei der Berg- als Thalfahrt über der Mitte der Decke genau derselbe Wasserstand herrschen muss. Die beiderseitig anschliessenden Cylinderkessel fallen kurz aus und bedingen demzufolge eine sehr günstige Leistung der indirecten Heizfläche.

Das dem Fairlie-Princip verwandte System Meyer (Näheres vergleiche weiter oben) unterscheidet sich, abgesehen vom Princip der Auflagerung und der Cylinderdisposition, wesentlich dadurch, dass nur ein einfacher Kessel vorhanden ist, und dass demgemäss die Schwankungen des Wasserstandes über der Feuerbüchse

[19] Ueber die Reparatur- und Unterhaltungskosten liegen uns keinerlei maassgebende Zahlen vor, doch dürften dieselben bei der Fairlie-Maschine in Folge des complicirteren Mechanismus voraussichtlich höher sich stellen als bei der Normalgüterzugmaschine. Der im Ganzen sehr grosse Kohlenverbrauch pro Kilometer erklärt sich theils aus der geringen Qualität der Kohle zu 9—12 Frc. pro Tonne (magere Klarkohle), theils überhaupt aus der Natur des Güterzugdienstes, der oft lange Stillstände bedingt, während doch Pressung gehalten werden muss. Da endlich die Fairlie-Maschine als Doppellocomotive in Hinsicht aller bewegten Theile zu betrachten ist, so versteht es sich a priori von selbst, dass auch der Oelverbrauch der doppelte sein müsse als bei der einfachen Maschine. Dieser Doppelverbrauch dürfte demnach das Minimum bleiben, auf welches der zukünftige Oelverbrauch herabgebracht werden kann.

beträchtlicher ausfallen. Richtig ist indessen, dass dieser Nachtheil in der Praxis kein schwerwiegender, denn gerade auf der Bergfahrt, wo die Feuer forcirt werden müssen, ist die Feuerbüchse hoch mit Wasser bedeckt und würden eventuell nur die Extremitäten der obersten Rohrreihen an der Rauchkammer frei liegen. Dort aber herrscht die niedrigste Temperatur; während man sich für die Gefälle, auf denen die Feuerbüchsendecke freiliegen würde, mit Leichtigkeit einen hohen Wasserstand vorbereiten kann, da kein Dampf gebraucht wird.

Es lassen sich nach Obigem die allgemeinen Vorzüge der Fairlie-Maschine wie folgt präcisiren.

1) Leichte Befahrung enger Curven, gesichert durch die freie Beweglichkeit der Separatgestelle.

2) Vollständige Adhäsion, unterstützt durch die Construction als Tendermaschine, mithin demgemäss hohe Zugkraft.

3) Grosses Dampfbildungsvermögen in Folge der günstigen Anordnung der Heizfläche[20]) und Bedecktbleiben der Feuerbüchse auf den Neigungen, gleichgültig ob Berg- oder Thalfahrt; wie denn, in Folge ihrer vollkommen symmetrischen Bauart, die Maschinen niemals die Drehscheibe passiren, was bei einfachem Kessel, also unsymmetrischer Bauart, jedoch regelmässig geschehen muss, und liegt hierin ein weiterer Vorzug der Fairlie-Maschine im Vergleich mit der Meyer'schen Anordnung, deren, wenn auch noch so colossaler, mit $4^1/_2$ Meter langen Röhren ausgestatteter Kessel in Hinsicht der Dampfbildung dennoch weit unter dem Fairlie-Kessel steht.

4) Gleichmässige Belastung sämmtlicher Achsen und verhältnissmässig schwache Belastung pro Achse, indem bei dem colossalen Motorgewichte von z. B. 60 Tonnen nur 11 Tonnen pro Achse kommen, dreiachsige Gestelle vorausgesetzt.

5) Der überaus sanfte Gang und die hierdurch bedingte Schonung der Schienen und Bandagen, wozu die an sich mässige und dabei gleichmässige Belastung sämmtlicher Achsen nicht wenig mit beiträgt. Bei keiner Locomotive anderer Construction ist Aehnliches erreichbar.

Die Nachtheile des Systemes bestehen ganz vorwiegend in der Schwierigkeit des Dichthaltens der Dampfzu- und Ableitungsrohre, da dieselben in Stopfbüchsen drehbar und verschiebbar angeordnet sein müssen, um den Verschiebungen der Gestelle Rechnung zu tragen. Dies ist ein im System begründeter, und daher stets hervortretender Uebelstand aller Maschinen mit wirklichen Motorschemeln. Es darf aber nicht bezweifelt werden, dass es gelingen wird ihn zu beseitigen. Alle anderen Vorwürfe die man dem System gemacht hat, sind richtig, weshalb von deren Aufzählung abstrahirt wird. Selbstverständlich ist, dass ein so delicater Mechanismus, wie der in Rede stehende, in allen seinen Einzelheiten gründlich studirt und in der Praxis mit Umsicht und Verständniss behandelt sein will. Im Uebrigen wäre der Fairlie-

[20]) Wenn berücksichtigt wird, dass der Radstand jedes der beiden dreiachsigen Motorgestelle auf $2^m,440$ herabgebracht ist, und dabei die Entfernung der Centra der Gestelle $6^m,545$ beträgt; dass beide Gestelle, völlig unabhängig von einander, sich in die Curven einstellen, während das colossale Kesselgewicht an den unter ihm vorgehenden Störungen in keiner Weise participirt; und wird ferner berücksichtigt, dass die Capacität des Dampferzeugers durch die grosse, direct vom Feuer berührte Fläche des Doppelherdes, sowie durch die Kürze und Vielzahl der Röhren ein bisher unerreichtes Leistungsvermögen — in einem Motor concentrirt — folgerecht erzielen lassen werde, so können wir uns dem Eindrucke nicht verschliessen, dass die Locomotiven mit Motorschemeln, und speciell die Fairlie-Maschine wegen ihrer vortrefflichen Anordnung, — als eigentliche Curvenmaschinen mit voller Adhäsion — einen epochemachenden Fortschritt in der Construction der Locomotive bezeichnen.

Maschine im Interesse des Fortschrittes zu wünschen, dass sie endlich einmal ihrer begeisterten Apostel ledig würde, die mit ihrem Phrasenkram die Fachmänner bisher zurückschreckten; während doch vielmehr die ernstliche Prüfung und Verbesserung dieser Construction schon seit 25 Jahren eine zeitgemässe Aufgabe gewesen sein würde.

Nr.	Namen der Bahnen.	Spurweite. Meter.	Anzahl der Maschinen.	Räderzahl der Maschinen.	Gewicht der Maschinen. Tonnen.
1	Festiniog-Bahn . . . . . (Wales) . . .	0,597	2	8	19,5
2	Patillos-Bahn . . . . . (Peru)	0.762	2	8	28
3	Punental-Chicolay-Bahn . . . . (Peru)	0,762	3	8	28
4	Chimbote-Bahn . . . . . (Peru)	0,915	3	12	46
5	Howland-Aspinwall-Bahn . . . (Ver. Staaten) .	0,915	2	8	35
6	Denver- und Rio Grande-Bahn . (Ver. Staaten) .	0,915	1	8	30
7	Glasgow- und Cape Breton-Bahn (Neu-Schottland)	0,915	3	8	32
8	Dunedin- und Port Chalmers-Bahn (Neu-Seeland) .	1,067	2	8	30
9	Livny-Bahn . . . . . (Russland) . .	1,067	5	12	46
10	Toronto-Grey- und Bruce-Bahn . (Canada) . . .	1,067	1	12	36
11	Toronto- und Nippissing-Bahn . (Canada) . . .	1,067	1	12	36
12	Canto-Gallo-Bahn . . . . . (Brasilien) . .	1,100	1	8	40
13	Burry-Port-Bahn . . . . . (Wales) . . .	1,435	2	8	28
14	Iquiqui-Bahn . . . . . (Peru)	1,435	8	12	59
15	Pesagno-Bahn . . . . . (Peru)	1,435	6	12	64
16	Tarapaca-Bahn . . . . . (Peru)	1,435	4	12	60
17	Lima- und Oroya-Bahn . . . . (Peru)	1,435	1	12	64
18	Lehigh-Valley-Bahn . . . . . (Ver. Staaten) .	1,435	1	12	65
19	Mexikanische Bahnen . . . . (Mexiko) . . .	1,435	13	12	59
20	Nassjo-Oscarsham-Bahn . . . . (Schweden) . .	1,435	6	8	28
21	Luxemburg-Bahn . . . . . (Belgien) . . .	1,435	1	12	60
22	Poti- und Tiflis-Bahn . . . . (Russland) . .	1,524	4	12	60
23	Tamboff-Saratoff-Bahn . . . . (Russland) . .	1,524	10	12	58
24	Grosse Süd-West-Bahn . . . . (Irland) . . .	1,600	2	8	35
	Gesammtzahl		84		

In vorstehender Tabelle wird die Zusammenstellung einiger in den letzten Jahren gebauten Fairlie-Maschinen mitgetheilt, wie dieselben für Bahnen in- und ausserhalb Europa's und für sehr verschiedene Spurweiten seitens englischer Firmen geliefert wurden. Hieraus resultirt, dass die Fairlie-Maschine für Spurenweiten, die zwischen 600 und 1600^{mm} liegen, in Ausführung gebracht ist, und dass die Motorgestelle bald zwei-, bald dreiachsig angeordnet wurden, je nach Grösse der auf die Schienen zu übertragenden Totallast des dienstfähigen Motors. In keinem einzigen Falle werden dabei 11 Tonnen pro Achse erreicht; in vielen Fällen bleibt die Belastung noch unter 10 Tonnen, während die Achsen der gewöhnlichen Locomotiven nicht selten bis zu 13 Tonnen (in einigen Fällen darüber) belastet sind, woraus natürlich eine stärkere Beanspruchung des ganzen Oberbaues, sowie der Bandagen resultirt. Ferner ist ersichtlich, dass die Fairlie-Maschine nicht nur für die untergeordneten Betriebe einer reducirten Spur, sondern auch für Hauptbahnen beschafft wurden, und in der That müssen auch auf letzterem die dem Princip angehörenden Vortheile zur Geltung kommen, insbesondere auf Bahnen mit ungünstigen Längenprofilen und grossen constanten Verkehrslasten.

§ 19. Maschinen mit künstlicher Adhäsion. — Obgleich uns die Maschinen mit künstlicher Adhäsion erst in dem Ergänzungsbande, welcher die Secundär- und Tertiärbahnen speciell zu behandeln bestimmt ist, eingehend beschäftigen können, so

soll doch schon hier, bei Gelegenheit der Berglocomotiven überhaupt, eine kurze Darstellung der bezüglichen Hauptsysteme, welche Aussicht auf Zukunft haben, Platz finden, insoweit dies der Vollständigkeit halber wünschenswerth erscheint.

Die den Gebirgsbahnen überhaupt zu ertheilende Maximalsteigung hängt bekanntlich zunächst von der voraussichtlichen Frequenz und Bedeutung der Linie ab; je grösser diese, um so mässiger wird das Steigungsverhältniss, um so grösser der kleinste Radius bemessen werden müssen, wenn anders die Linie rentabel sein soll. In der That hat man nur bei wenigen Gebirgsbahnen, die auf den Namen einer Weltbahn Anspruch machen, das Verhältniss von 1 : 40 (25 pro 1000) zu überschreiten gewagt. Letzteres ist indessen bei der Mont-Cénis-Bahn (und zwar auf beiden Seiten der Wasserscheide) der Fall, indem 30 pro 1000 ertheilt wurde; dem entgegen ist man jedoch bei der Gotthardbahn wiederum bei 1 : 40 als Maximalsteigung stehen geblieben. Verschiedene Gebirgsbahnen in aussereuropäischen Ländern (Kaukasus, Anden, Brasilien etc.) gehen in ihren Steigungen bis 45 pro 1000, können jedoch sämmtlich eben deshalb nicht auf den Namen einer Hauptbahn oder gar Weltbahn Anspruch machen, weil unter den angedeuteten Umständen nur ein sehr mässiger Verkehr bewältigt werden kann. Wir lernen demnach die ganze Leistungsfähigkeit, die überhaupt mögliche Entwicklung des Verkehrs und endlich demnach also auch die Rentabilität des Schienenweges als eine Function des Längenprofiles erkennen.

Im Allgemeinen ist mit 50 pro 1000 dem Locomotivbetriebe mit gewöhnlicher Adhäsion die Grenze gesetzt, indem die Maschinen alsdann nur noch ihr eigenes Gewicht (vollkommene Adhäsionsmaschinen vorausgesetzt) fortzubewegen im Stande sind. Für Bahnen mit grösseren Steigungscoëfficienten, zu deren Anlage man sich in gewissen Fällen veranlasst gesehen hat, ist die durch das Eigengewicht der Locomotive erzeugte Adhäsion nicht mehr hinreichend zum regulären Betriebe der Züge. Man hat für solche Fälle besondere Locomotiven construirt, die auf Oberbausystemen laufen, welche, der Natur der Maschinen angemessen, nicht minder von der gewöhnlichen Schablone abweichen wie die Maschinen selbst.

§ 20. System Fell.[21]) — Die erste Bahn, welche, mit künstlicher Adhäsion betrieben, in Europa von sich reden machte, entstand auf Veranlassung der Eisenbahnverbindung zwischen Frankreich und Italien über den Mont-Cénis, welche die Durchörterung eines 12220 Meter langen Tunnels (der längste aller bis jetzt existirenden) zur Folge hatte. Es bestand daher, in Folge der langen Bauzeit, eine Unterbrechung zwischen Susa und St. Michel, welche der scharfsinnige englische Ingenieur Fell zur Anwendung seines Systemes auszunutzen versuchte. Bei Ertheilung der Concession lagen — den bisherigen Fortschritten nach — noch 7 Jahre Frist bis zur Eröffnung des grossen Tunnels vor.[22]) Zum Oberbau konnte die zwischen den ge-

[21]) Richtiger würde diese Construction mit »System Krauss« bezeichnet, denn nicht Fell ist der Erfinder, sondern Ingenieur Krauss in Hannover, jetzt Director der Hannover'schen Maschinenbau-Actiengesellschaft, welcher bereits im Jahre 1851 eine Locomotive mit Mittelschienen-Triebapparat, fast genau übereinstimmend mit der Fell'schen Maschine construirt und mit genauen Zeichnungen versehen im Organ für Eisenbahnwesen 1853 p. 1 beschrieben hat.

Anmerk. d. Redact.

[22]) Der Bau der Fell'schen Bahn nahm indessen einen langen Zeitraum in Anspruch; die Hauptursache des erzielten Fiasco's war aber nicht etwa das Princip des Systemes, sondern die weit rascher erfolgende Vollendung des Tunnels, wodurch der Betrieb der Fell'schen Bahn vor der Zeit plötzlich gegenstandslos wurde. Wir sagen vor der Zeit, weil weder zum Ausbau der Bahn, noch zur Verkehrsentwickelung, noch zu gründlichen Studien und Modificationen die erforderliche Zeit blieb.

nannten Orten vorhandene Chaussee benutzt werden, welche 75 Kilometer lang ist und durchschnittlich mit 1 : 13 steigt.

Das Wesen des Systems besteht in der Anwendung einer überhöhten Mittelschiene (unter Beibehaltung der gewöhnlichen Aussenschienen), an welche beiderseitig je zwei Horizontalrollen angreifen, die durch die Maschine (gleichzeitig mit den Triebrädern) in Rotation versetzt und durch mechanische Vorrichtungen gegen die Mittelschiene gepresst werden. Der Apparat ist zum Aus- und Einrücken eingerichtet, indem die Mittelschiene nur auf den steilsten Rampen als Glied des Oberbaues figurirt. Ausserdem ist noch die gewöhnliche Adhäsion der vier Triebräder des zweiachsigen Fahrzeuges vorhanden und zwar bleibt diese letztere auch hier die Hauptsache.

Die ersten Maschinen für den beregten Zweck erwiesen sich als zu schwach, namentlich in Hinsicht des Kessels, der auf der Steigung 1:13 nicht genügend Dampf machte (bei 12 Kilom. mittlerer Geschwindigkeit und 16 Tonnen Bruttolast), wurde in $8^1/_2$ Min. ein Sinken der Pressung um 1 Centimeter und ein Sinken des Wasserniveaus um 135^{mm} beobachtet, wobei selbstverständlich nur gefeuert aber nicht gespeist werden durfte. Eine andere von Cross & Comp. in St. Helens erbaute Locomotive besitzt 17 Tonnen Dienstgewicht, wovon der besondere Bewegungsmechanismus für die horizontalen Räder nur 2680 Kilogr. wiegt. Der abermals viel zu klein angelegte Kessel hat 55 Quadratmeter Heizfläche, $2^m,55$ Länge und 0,929 Quadratmeter Rostfläche, welcher für zwei Cylinder von je 381×407^{mm} den nöthigen Dampf liefern soll! Die Cylinder setzen aber hier nicht nur die 4 gekuppelten Verticalräder, sondern auch die oben erwähnten Horizontalräder in Thätigkeit. Der Durchmesser sämmtlicher Räder beträgt nur 686^{mm} bei einem Radstande von 2080^{mm}, während der Abstand der horizontalen Frictionsscheiben 71^{mm} erweist. Der Kesseldruck betrug nur 8,2 Atm., womit der Zugkraft freilich wenig gedient war.

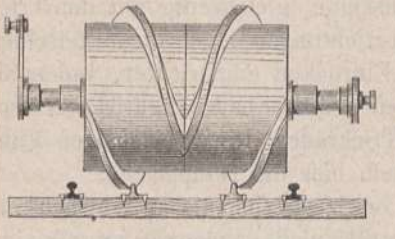
Die Pressung gegen die horizontalen Räder kann vom Führerstande aus regulirt werden. Diese Pressung wurde durch eine Zugstange übertragen, welche mittelst einer rechts- und linksgängigen Schraubenspindel auf einen Balancier zu beiden Seiten der Mittelschiene wirkt, der die auf die horizontalen Räder drückenden Spiralfedersysteme mehr oder weniger anspannt. Die auf diese Weise auf jedes horizontale Rad ausgeübte Pressung beträgt $2^1/_2$ Tonnen, also im Ganzen 10 Tonnen. Die verticalen Räder werden indirect durch die vordere, die horizontalen Räder direct durch die hintere Kolbenstange mit horizontal gelegtem Kreuzkopf und gewöhnlicher Kurbelstange umgetrieben. Die Betriebsresultate waren ungefähr dieselben, wie bei der erstbesprochenen Maschine. Uebrigens haben die horizontalen Triebräder nicht allein den Zweck, die Adhäsion zu vermehren (während sie mit ihrem Triebwerk das Gewicht der Maschine nur um ein Sechstel erhöhen), sondern auch gleichzeitig die Maschine zu bremsen und im Gleise zu halten.

Neuerdings sind wiederum Locomotiven nach Fell's System für die Cantagallo-Eisenbahn von Manning, Wardle & Comp. in England erbaut worden. Die beiden horizontalen Räderpaare liegen auch hier zwischen den Achsen der verticalen Räder und haben 558^{mm} Durchmesser. Die Horizontalräder sitzen an den Enden von Kropfachsen und ihre Lager werden durch Reihen von Spiralfedern mit etwa 40 Tonnen gegen die Mittelschiene gedrückt.

§ 21. System Wetli. — Bei dem Wetli-System wird bekanntlich für den Angriff der Zugkraft ein besonderer Stützpunkt dadurch geschaffen, dass zwischen die gewöhnlichen Gleisschienen noch weitere Schienenstücke paarweise gelegt werden, welche in gleichen Winkeln zur Gleisachse geneigt von der Mitte aus gegen die Gleis-

schienen hinlaufen. Unter der Locomotive ist dabei eine horizontale Walze angebracht, welche auf der Oberfläche Schraubengänge besitzt, die sich auf der discontinuirlichen Zwischenschiene abwickeln. Die beistehenden Holzschnitte Fig. 5 und 6 veranschaulichen dieses System. Fig. 6 zeigt den Grundriss der Walze und des Oberbaues, *A A* und *B B* sind die gewöhnlichen Aussenschienen von gewöhnlichem Profil und gewöhnlicher Spurweite. *C* ist der rotirende Cylinder mit den schraubenförmigen Felgen *c d*, *f g*, *d e* und *g h*, die in Bezug zur Mitte symmetrisch liegen. Da die Abwicklung einer Schraubenlinie eine Gerade ist, so wird bei der Umdrehung von *C* im entsprechenden Sinne *c d* längs *a' b'*, *e d* längs *c' b'* etc. sich abwickeln resp. fortrollen. Im Augenblick, wo *d* den Punkt *b'* verlässt, kommt *f* mit *a''* und *h* mit *e''* in Berührung und es wiederholt sich obiger Vorgang.

Fig. 5.



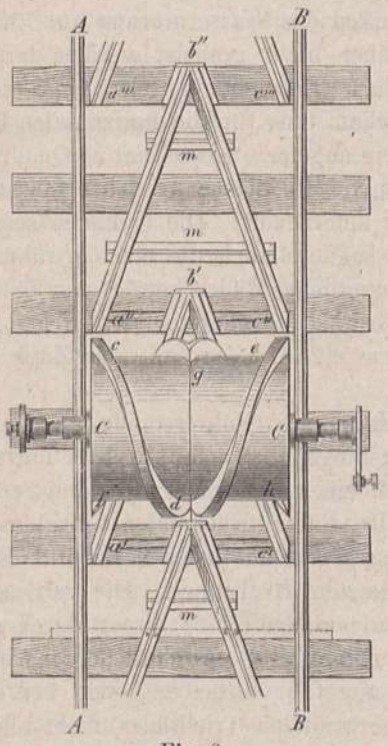


Fig. 6.

Dieses System hat bisher viel von sich reden gemacht, ohne doch ins praktische Leben einzutreten. Die kurze Strecke Wädenswyl[23]) — Einsiedeln (Wallfahrtsort) ist concessionirt, und zwar bereits seit 1872, doch bis dato noch immer nicht fertig geworden. Die bisherigen praktischen Resultate wurden auf einer 400^{m} langen mit 1 : 20 steigenden Probestrecke erzielt und sollen ihren Glanzpunkt in dem Nichtgleiten der Räder finden. Jedenfalls müssen erst weitere Resultate, gegründet auf einen wirklichen Betrieb, statt auf die Spielerei einer sogenannten Versuchsstrecke, abgewartet werden. A priori jedoch kann zugestanden werden, dass der — selbstverständlich ganz aus Eisen resp. Stahl zu construirende — Oberbau sehr solide wird hergestellt werden müssen, und dass die Schraubenwalze sowohl als auch die Schraubenschienen Gegenstand einer ganz abnormen Abnutzung sein müssen. Im Winter werden die Fahrten selbstverständlich ganz unmöglich sein, weshalb von einem zu jeder Jahreszeit gesicherten Betriebe überhaupt nicht die Rede sein kann, was natürlich nicht ausschliesst, dass das System als Touristenbahn während der Saison hier und da (der Curiosität halber und so lange die Lehrgelder noch nicht bezahlt sind) zur Ausführung kommen wird. Das Zahnrad und die Zahnstange dürften indessen in jedem dergl. Falle der Schraube eine wirksame Concurrenz bereiten.

§ 22. System Ritgen. — Maschinen mit künstlicher Adhäsion ohne Anwendung einer Mittelschiene in der Weise realisirt, dass man die oben beschriebenen

[23]) Nach anderer Lesart »Wädensweil«, wie denn überhaupt in den schweizerischen Ortsnamen eine wahrhaft asiatische Verwirrung herrscht.

horizontalen Schraubenräder verschwinden lässt und sich ein Federwerk denkt, welches von innen nach aussen vermöge 4 Horizontalräder den erforderlichen Druck gegen die Innenseiten der gewöhnlichen Schienen ausübt, so hat man die Idee des Systemes. Doch auch dieser Gedanke hat bisher noch keinen praktischen Ausdruck erlebt und scheint einen solchen auch kaum zu verdienen, wenn näher in Betracht gezogen wird, dass durch die künstliche Adhäsion die Schienenstränge auseinander getrieben werden müssen und daher eine besondere, in Verband befindliche höchst solide, ganz eiserne Construction erfordern. Auch mussten schon die Complication des Mechanismus und die voraussichtlich nie endenden Reparaturen den Capitalisten zurückschrecken, diesem Phantasiegebilde seinen Säckel zu öffnen.

§ 23. Zahnradmaschinen. — Auf bereits bewährter Basis erscheint das Zahnradsystem, welches sich, seiner Natur nach, den Systemen mit Mittelschiene direct anschliesst, wobei diese letztere durch die Zahnstange repräsentirt wird, in welche ein auf der Triebwelle sitzendes und durch die Maschinenkraft umgetriebenes gewöhnliches Zahnrad eingreift. Die Triebwelle ist zugleich Bremswelle, indem sie eine besondere Bremsscheibe trägt. Letztere kann durch gelindes Anziehen der Bremse mit der Hand zum sofortigen Stillstand gebracht werden, wobei die gerade im Eingriff befindlichen Zähne einen Rückgang gänzlich unmöglich machen. Somit dient die Zahnstange zugleich als directe Bremsvorrichtung in einer Vollkommenheit und Einfachheit, wie sie von keiner anderen Vorrichtung erreicht wird. Die erste Touristenbahn mit Zahnbetrieb bildet in Europa bekanntlich die weltberühmte Rigibahn, die in der Saison von vielen Tausenden besucht wird, und die, laut den Geschäftsberichten, gleich im ersten Jahre ihres Betriebes den Concessionären 10% Reingewinn einbrachte. Näheres vergl. in dem XVII. Capitel, »Aussergewöhnliche Eisenbahnsysteme« im 1. Bd. § 16; auch werden wir im 5. Bande (Bau und Betrieb der Secundär- und Tertiär-Eisenbahnen) ausführlicher auf die in § 20, 21 und 23 erwähnten Systeme zurückkommen.

Literatur.

a. Gebirgslocomotiven mit 4 und mehr gekuppelten Achsen im festen Rahmen.

Gebirgslocomotive der Eisenbahn von Enghien nach Montmorency. Organ für Eisenbahnwesen 1873, p. 84.

Nairns patentirte Berglocomotive. The Engineer. Nov. 1870, p. 308. Organ für Eisenbahnwesen, 1871, p. 160.

Achträderige Locomotive mit 4 gekuppelten Achsen und äussern Cylindern für die französische Nordbahn von Cail & Comp. in Fives-Lille. Organ f. Eisenbahnwesen 1867, p. 237.

Maschine mit 8 gekuppelten Rädern für die Semmering- und Brenner-Bahn auf der Wiener Ausstellung 1873. Organ f. Eisenbahnwesen 1873, p. 238.

Die Locomotiven der Württembergischen Alpbahn, gebaut von der Maschinenfabrik in Esslingen. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1851, p. 21.

Die Locomotive »Vindobona« von den Preislocomotiven der Semmering-Bahn. Organ f. Eisenbahnwesen 1852, p. 105 nach Zeitschrift des österr. Ingenieurvereins 1851.

Baldwin's 8rädrige Locomotive der Don-Pedro-Bahn. Organ f. Eisenbahnwesen 1869, p. 156. und Engineering, Novemb. 1868.

Ueber Locomotiven für starke Steigungen und scharfe Curven auf der St. Helens-Bahn. Organ f. Eisenbahnwesen 1864, p. 208. The Artizan 1864, p. 111.

b. Gebirgslocomotiven mit künstlicher Kuppelung.

Zehnräderige Berglocomotive »Steyerdorf« mit Tender-Gepäckwagen. Von der Maschinenfabrik der Oesterr. Staatseisenbahn-Gesellschaft in Wien. Pariser Ausstellung von 1867. Organ f. Eisenbahnwesen 1867, p. 232.

Fink, Pius, Ueber Locomotiven für starke Steigungen und scharfe Curven. Organ f. Eisenbahnwesen 1866, p. 68.

Die Locomotive »Bavaria« von den Preislocomotiven der Semmering-Bahn. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1852, p. 68, nach Zeitschr. des Oesterr. Ingen.-Vereins 1851.

Berglocomotive mit gekuppeltem Tender. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1871, p. 38. Engineering, Mai 1870.

Die Locomotive der Oesterr. Staatseisenbahn über den Semmering. Insbesondere Beschreibung der in der Deutschen Industrie-Ausstellung in München von der Maschinenfabrik Esslingen ausgestellten Locomotive »Sonnenstein«. Erbaut nach dem Systeme Engerth. 8. Stuttgart 1854.

Birk und Aichinger, Beschreibung der Anlage und des Betriebes der Semmering-Eisenbahn, nebst Mittheilung der hierbei gemachten Erfahrungen und gesammelten Resultate. Mit 6 Bl. Zeichnungen. Wien 1861. 4.

Bericht über die erste von der Maschinenfabrik Esslingen gebaute Semmering-Locomotive »Kapellen«. Organ f. Eisenbahnwesen 1853, p. 273.

Die Tenderlocomotiven der Semmering-Bahn nach der Construction von W. Engerth. Organ f. Eisenbahnwesen 1854, p. 37 und 102.

Mc.-Donnald's Doppel-Schemel-Tender-Locomotive (mit 2 Cylindern). Organ f. Eisenbahnwesen 1870, p. 214, nach Engineering v. März 1870.

Doppelschemel-Berglocomotive von Cockerill (mit 2 Cylindern und 3 gekuppelten Achsen). Organ f. Eisenbahnwesen 1871, p. 158, nach Engineering Octob. 1870.

c. Gebirgslocomotiven mit 4 Cylindern.

Sind für Gebirgsbahnen Locomotiven mit 2 Cylindern und einer grössern Zahl gekuppelter Achsen den Doppelmaschinen mit 4 Cylindern vorzuziehen und ist es besser, die Doppelmaschinen mit 4 Cylindern und einem Kessel durch 2 einfache Maschinen zu ersetzen? 1. Supplementband des Organs f. Eisenbahnwesen p. 93.

Die Locomotive »Wiener-Neustadt« von den Preislocomotiven für die Semmering-Bahn. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1852, p. 85, nach Zeitschrift des österr. Ingen.-Vereins 1851.

Die Locomotive »Seraing« von den Preislocomotiven der Semmering-Bahn. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1852, p. 95, nach Zeitschr. des österr. Ingen.-Vereins 1851.

Ueber das Locomotivsystem »Thouvenot«. Von G. Lommel. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1866, p. 143.

Fairlie's Locomotive. Organ für Eisenbahnwesen 1866, p. 75, nach Engineer. vom 2. Decbr. 1864.

Fairlie's Locomotive für Schweden. Organ f. Eisenbahnwesen 1870, p. 161, nach Engineering p. 24. December 1869.

—— —— Versuche mit denselben. Ebendas. 1870, p. 209, nach Engineering 1870, p. 121.

Fairlie's Locomotive in Amerika. Organ für Eisenbahnwesen 1870, p. 248, und 1872, p. 42, nach Engineering, März 1870.

Fairlie's Locomotive »Little Wonder« der Festiniog-Bahn. Organ für Eisenbahnwesen 1871, p. 38, nach Engineering, Mai 1870.

Fairlie's Locomotive »Tarpaca« für Peru. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1871, p. 78, nach Engineering Septb. 1870.

Fairlie's Locomotive »James Spooner«. Organ f. Eisenbahnwesen 1873, p. 217, nach Engineering, März 1873.

Neueres über Fairlie Locomotiven. Organ f. Eisenbahnwesen 1872, p. 174.

Einige Erfahrungen mit Locomotiven nach dem System Fairlie auf der Livny-Eisenbahn. Vom Maschinenmeister Knappe in Livny. Organ f. Eisenbahnwesen 1874, p. 10.

Locomotive mit 4 Cylindern und 6 gekuppelten Achsen nach dem System Petiet, gebaut von E. Gouin & Comp. für die Bahn von Saragossa nach Alsasua. Von A. Brüll. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1864, p. 255.

Tenderlocomotive von Petiet mit 4 gekuppelten Achsen für starke Steigungen der französischen Nordbahn. Organ für Eisenbahnwesen 1867, p. 41.

Berglocomotive zu Giovi und Poretta (drei- und zweifach gekuppelte Zwillingsmaschinen). Organ f. Eisenbahnwesen 1870, p. 167 nach Engineering, April 1870.

Locomotive mit Hülfstendern von Archib. Sturrock. Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1865, p. 27.

Meyer's Doppelschemel-Locomotive auf der Wiener Ausstellung 1873. Organ f. Eisenbahnwesen 1874, p. 32, nach Engineering 1873, p. 35.

Brüll, A., Etude sur les locomotives à marchandises de grande puissance. Nouvelles Machines du chemin du fer du Nord. Fraction économique sur les grandes lignes et les chemins accidentés. Extrait des Mémoires de la Société des ingen. civils. 1865.

d. Locomotive mit künstlicher Adhäsion.

Alexander's neue Berglocomotive. Deutsche Bauzeitung 1869, p. 365. Organ für Eisenbahnwesen 1869, p. 235.

Krauss, C., Neue Locomotive für starke Steigungen (mit Mittelschiene). Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1853, p. 1.

Mittelschienenlocomotive für die Canta-Gallo-Railway. Von J. B. Fell. Organ für Eisenbahnwesen 1872, p. 174.

Mont. Cenis-Locomotiven. System Fell. Artizan März 1864. Organ f. Eisenbahnwesen 1864, p. 158.

Desgl. Organ f. Eisenbahnwesen 1866, p. 77, nach Civil-Engineer & Archit. Journ, August 1865.

Desgl. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1866, p. 236, nach Mémoires de compte rendu des ingenieurs civiles 1865, p. 503.

Desgl. auf der Pariser Ausstellung 1867. Organ f. Eisenbahnwesen 1867, p. 240.

Desgl. im Organ 1868, p. 131, nach Engineering 1867 vom 13. Sept.

Desgl. im Organ 1870, p. 208, nach Engineering 1868, Jan. und Febr. p. 61 und 79.

Locomotive mit künstlicher Adhäsion ohne Anwendung einer Mittelschiene. Von Dr. K. von Rittgen. Organ f. Eisenbahnwesen 1873, p. 185.

XIX. Capitel.

Vierrädrige Maschinen, Tendermaschinen, Rangirmaschinen.

Bearbeitet von

Alphons Petzholdt,

Civilingenieur in Hannover.

(Hierzu Tafel LVIII.)

---

§ 1. Vorbemerkung. — Streng genommen lassen sich die die Ueberschrift dieses Capitels bildenden Locomotivcategorien nicht von einander trennen, wofern wir nicht eine ganz einseitige Behandlung einer jeden derselben vorziehen (wozu wir indessen dennoch gezwungen sind), — insofern nämlich die vierrädrige Locomotive in der Regel zugleich auch Tendermaschine ist, diese letztere aber wiederum vorwiegend in vierrädriger Gestalt uns entgegentritt, während endlich die Rangirmaschine gewissermaassen beide Typen in sich vereinigt, indem sie nämlich als zweiachsige Tendermaschine mit besonderer Vorliebe in Verwendung kommt, falls dergleichen, dem Bahnhofdienst bestimmte Motoren nicht das Resultat eines Umbaues aus alten Locomotiven sind, in welchem Falle sehr häufig eine Laufachse vorhanden.

§ 2. Vierrädrige Locomotiven. — Wir werden im Nachfolgenden die Construction dieser Maschinen, ganz unabhängig davon, ob dieselben zugleich Tendermaschinen sind oder nicht, vom allgemeinen Gesichtspunkte betrachten und sodann auf einige der besseren Ausführungen zweiachsiger Locomotiven specieller eingehen, und diesem Principe auch später bei den Tendermaschinen, sowie bei den Rangirmaschinen treu zu bleiben suchen.

Die Zwecke, für welche zweiachsige Maschinen in Verwendung kommen, sind, wie schon aus den soeben gemachten Andeutungen hervorgeht, ausserordentlich verschiedene. Während sie auf manchen Bahnen nur zum Rangirdienst verwendet werden oder für Bau- und Secundärbahnbetrieb dienen, functioniren sie auf anderen Bahnen als Coursmaschinen für den regelmässigen Dienst längerer oder kürzerer Betriebsstrecken; bald für den Personen-, bald für den Güter-, bald für den gemischten Verkehr. In manchen Ländern (Schweiz und Oldenburg) sind die zweiachsigen Maschinen sogar vor Courierzügen im Dienst, was indessen aus bereits erläuterten Gründen keineswegs Nachahmung verdient.

Nicht minder verschieden als die Betriebszwecke sind die Längenprofile, auf denen vierrädrige Maschinen (deren zwei Achsen selbstverständlich stets verkuppelt

auftreten) auf denen wir vierrädrige Maschinen in Betrieb finden, ja in einigen Fällen ist diese Maschinencategorie sogar als Zwillingsmaschine mit Vortheil in Verwendung gekommen (vergl. Cap. XVIII, § 13).

Hieraus folgt, dass man die zweiachsige Maschine in den mannigfaltigsten Grössenverhältnissen zur Ausführung brachte, und sich veranlasst sah, sie bald als Tendermaschine zu construiren, bald mit Schlepptender zu versehen; oder auch — unter Beibehaltung eines separaten Tenders — einen Theil des Wasservorrathes auf ihr unterzubringen behufs partieller Vermehrung des Adhäsionsgewichtes. Letzteres zeigen namentlich auch die von Krauss construirten zweiachsigen Maschinen (auf die wir weiter unten ausführlicher zurückkommen), welche immer, wenn auch separate Tender führend, ein Wasserreservoir zwischen den Rahmen besitzen, wodurch das Tendergewicht entsprechend herabgemindert, das Adhäsionsgewicht der Maschine hingegen erhöht wird.

Auch zum Betrieb von Bergstrecken sind die zweiachsigen Locomotiven in nicht wenigen Fällen als ein befriedigendes Auskunftsmittel mit Vortheil verwendet worden; bald als Vorspannmaschine zur Unterstützung der Coursmaschine während der Bergfahrt (Tharand-Freiberg), bald als selbstständiges Betriebsmittel, bald — wie schon erwähnt — als Doppellocomotive, indem man zwei Maschinen identischer Construction — verkuppelt und mit den Feuerbüchsen gegen einander gewendet — zum regelmässigen Betrieb der Bergstrecke anordnete (Genua-Turin).

Der beim zweiachsigen Motor zu erzielende geringe Radstand, welcher an sich die anstandslose Befahrung engerer Curven gestattet, als es bei mehrachsigen Motoren im Allgemeinen zulässig erscheint; die volle Adhäsion, oft noch begünstigt durch die Construction als Tendermaschine in Verbindung mit dem geringen Eigengewicht im Verhältniss zur Zugkraft; die im Ganzen vereinfachte Construction — das sind und bleiben die Tugenden, die sich zu Gunsten des zweiachsigen Betriebsmittels jeder Zeit geltend machen lassen.

Es muss demnach in der vollen Adhäsion der zweiachsigen Locomotive die Basis ihrer richtigsten Verwendung erblickt werden; und es folgt hieraus zugleich, dass ihre Benutzung in allen denjenigen Fällen, wo es nicht auf volle Adhäsion, wohl aber auf eine Umsetzung der Kolbenkraft in bedeutende Geschwindigkeit ankommt, eine sehr beschränkte sein wird, es wenigstens sein sollte.

Das zweiachsige Fahrzeug gestattet a priori ferner die gleichmässige Vertheilung der Last auf beide Achsen, sowie die rationelle Durchführung der Auflagerung des in den Federn hängenden Baues auf drei Punkten, sei es, dass die Kessel über der Vorder- oder über der Hinterachse auf einer Querfeder oder auf einem Querbalancier mit mittlerem Stützpunkte ruhen. Praktisch wichtiger als alles Dieses ist aber — wir betonen diesen Gegenstand ausdrücklich — die Einfachheit der ganzen Construction, wie sie selbstverständlich bei keiner anderen Locomotivcategorie durchführbar ist, wenn nicht geradezu auf die ungekuppelten Maschinen zurückgegangen werden soll, die allerdings in constructiver Beziehung noch einfacher gebaut werden können, wie das Beispiel Englands, namentlich die von Bury in Liverpool in den Vierziger Jahren vielfach gebauten zweiachsigen Locomotiven zur Genüge belehrt hat.

Die interessanten Untersuchungen Weber's haben darüber Aufklärung verschafft, dass die Achsenbelastung dreiachsiger Fahrzeuge im Dienste sehr beträchtlichen Schwankungen unterliegt, und dass auch die zweiachsige Maschine von ähnlichen Störungen nicht frei sein könne, lehrt schon die ihrem Laufe innewohnende Eigenthümlichkeit, welche — dem Totaleindrucke entsprechend — mit dem

berüchtigten Namen des »Galoppirens« bezeichnet wird, hervorgehend aus dem Schleudern des Baues um die durch den Schwerpunkt gedachte, auf der Kesselachse normale Horizontallinie. Spätere Versuche, wie die vorerwähnten auf der Sächsischen Staatsbahn angestellt, haben in der That erwiesen, dass die Achsenbelastung vierrädriger Locomotiven zwischen 4 und $11^1/_2$ Tonnen variirt, Extreme, welche den früher constatirten Resultaten bei dreiachsigen Maschinen mindestens gleichkommen, wenn die geringe Fahrgeschwindigkeit jener berücksichtigt wird.

Dass diese Variationen der Achsenbelastung bei grösseren Geschwindigkeiten bei der zweiachsigen Maschine rapider wachsen müssen als bei der dreiachsigen, ist nicht erwiesen, lässt sich jedoch aus sehr nahe liegenden Gründen vermuthen. Jedenfalls aber steht fest, dass alle diese Störungen des Normalzustandes bei ersteren von schwerer wiegender Bedeutung für die Betriebssicherheit sein müssen, als bei den dreiachsigen Maschinen, und dass gewisse Eventualitäten bei jenen von schlimmeren Folgen begleitet sein werden als bei diesen.

Wir müssen ferner bei der Construction der zweiachsigen Locomotive, wie bei der mehrachsigen, von der Voraussetzung ausgehen, dass eine bestimmte Achsenbelastung als Maximum nicht überschritten werden dürfe. Wenn man dagegen geltend macht, dass die Achsen in beliebig stärkeren Dimensionen erschmiedet werden könnten, um die Belastung, unter Beibehaltung der Betriebssicherheit, entsprechend steigern zu dürfen, so steht andererseits die derzeitige Construction des Oberbaues dem entgegen und Niemandem wird es einfallen, der zweiachsigen Locomotive zu Liebe die Baukosten der ganzen Eisenbahn um Procente zu steigern. Insbesondere auch müsste diese Anforderung auf die Construction sämmtlicher Eisenbrücken von schwer wiegender Bedeutung werden, deren Dimensionen nach der Maximalbelastung des Locomotivrades und dem kleinsten Radstande in erster Linie bemessen werden. Nach dem Gewicht der Traversen aber und deren erforderlichen Entfernung, d. h. Anzahl richtet sich das Gewicht des ganzen Hauptträgers, wie auch das der laufenden Längeneinheit des Objectes.

Das heute als überhaupt noch zulässig erachtete Maximum der Achsenbelastung beträgt 14 Tonnen, es wird jedoch in der Praxis nicht ertheilt, weil es nicht in der Absicht liegen kann, Oberbau und Bandagen systematisch zu zerstören. Bleiben wir jedoch bei 14 Tonnen pro Achse, so wird das äusserste theoretisch noch zulässige Dienstgewicht nicht grösser als 28 Tonnen (in der Praxis nicht grösser als 24 Tonnen) sein können und hierin liegt zugleich die Beschränkung der Verwendbarkeit dieser Maschinencategorie, d. h. ihre Anwendung auf relativ grosse, absolut aber mässige oder geringe Leistungen in Bezug auf Zugkraft und Fahrgeschwindigkeit; wie denn zweiachsige Maschinen in keinem Falle für mehr als 40 Kilometer Maximalfahrgeschwindigkeit in Function treten sollten. Es ist bekannt, dass für viele Fälle der Praxis kaum das Doppelte der oben angedeuteten Adhäsion den derzeitigen Anforderungen Genüge leistet, und dass man genöthigt ist, das ungeheure Maschinengewicht auf 3, 4, 5 ja 6 Achsen abzuladen, und deren Beanspruchung überhaupt — aus höchst anerkennenswerthen Gründen — namhaft unter dem obigen Maximum zurückbleiben zu lassen, und im Allgemeinen 12 Tonnen nicht zu überschreiten. [1]

[1] Von sämmtlichen Ausstellungsmaschinen zu Wien 1873 zeigte der von Schneider & Comp. ausgestellte Achtkuppler der französ. Midibahn die stärkste Achsenbelastung. Dieselbe betrug 13,2 Tonnen; erreicht also noch nicht das von den Technischen Vereinbarungen D. E. V. als zulässig erachtete Maximum der Radbelastung.

Aus dem Gesagten resultirt, dass die zweiachsige Locomotive überall da die beste Lösung der Verkehrsanforderungen ist, wo es gilt, in einem verhältnissmässig kleinen und leichten Motor eine relativ grösste Zugkraft zu concentriren.

Demnach würde die zweiachsige Maschine für die nachfolgenden Betriebszwecke geeignet erscheinen:

1) Als Rangirmaschine (in diesem Falle stets als Tendermaschine);

2) als Coursmaschine für die combinirten Züge der Secundärbahnen (mit oder ohne Schlepptender);

3) als Berglocomotive für leichte Züge auf kurzen Betriebstrecken, oder für den regulären Dienst schwerer Züge als Zwillingsmaschine;

4) als Vorspannmaschine zur Aushülfe der Coursmaschinen auf Bergstrecken;

5) als Trajectmaschine, d. h. zur Ueberwindung kurzer oder steiler Rampen.

Die principielle Construction der zweiachsigen Locomotive als Tendermaschine kann nur befürwortet werden, insbesondere nach System Krauss. Diese Andeutungen werden aber zugleich genügen, um gewisse, etwa hochgespannte Erwartungen, denen man in jüngster Zeit in Bezug auf die absolute Leistungsfähigkeit, ja Unfehlbarkeit der zweiachsigen Motoren begegnet, in die gebührenden, durch die Praxis enge gezogenen Grenzen zurückzuweisen.

§ 3. System Krauss. — Krauss in München baut seine zweiachsigen Maschinen sowohl für Haupt- als für Secundärbahnen. Wir fassen indessen, den Tendenzen dieses Werkes gemäss, hier nur die ersteren näher in's Auge, zumal die Secundärbahnen und ihre Betriebsmittel in einem besonderen Ergänzungsbande speciell abgehandelt werden sollen. Die vierrädrigen Krauss'schen Locomotiven mit separatem Tender sind nach dem gleichen System wie die Tendermaschinen gebaut (der Fabrikant unterscheidet Maschinen mit und ohne Schlepptender, je nach Wunsch des Bestellers), und es kann der durch den Rahmen gebildete Kasten als Wasserraum für Speisewasser verwendet werden, wodurch die Maschinen natürlich eine grössere Adhäsionskraft erhalten und unter Umständen auch als Güterzugmaschinen verwendet werden können.

Durch entsprechende Combination der vier Hauptdimensionen (Cylinderdurchmesser, Kolbenhub, Raddurchmesser und Heizfläche) erscheint es in der That stets möglich, den verschiedenen Bedürfnissen, sowohl bezüglich der Zugkraft und der Geschwindigkeit, als auch dem der Bahnanlage Rechnung zu tragen. Die Kessel werden neuerdings durchgängig für 12 Atm. Pressung erbaut, dabei aber bei Berechnung der Leistung nur ein mittlerer Dampfdruck von 40% angenommen. Die in nachstehender Zusammenstellung vierrädriger Maschinen für Hauptbahnen für die verschiedenen Steigungen angegebenen Leistungen entsprechen der Bruttolast des Zuges excl. der Locomotive. Bei Personenzügen ist eine Geschwindigkeit von 4 Meilen für Steigungen von 1 : 40, von 5 Meilen für solche von $^1/_{100}$ und von 6 Meilen für horizontale Bahn angenommen.

Wir bemerken noch, dass die bei Locomotiven ungewöhnliche Schätzung der Leistung nach Pferdekräften hier auch für jene eingeführt wurde und es geben die betreffenden Zahlen die Grösse und Stärke der Locomotiven in der Weise an, dass sie der täglichen Leistung einer gleichen Anzahl Pferdekräfte entsprechen. Eine 200pferdige Locomotive kommt also einer täglichen Leistung von 200 Pferden gleich, man darf aber darunter nicht verstehen, dass dieselbe eine directe Zugkraft von 200 Pferden entwickelt. Sie wird nämlich mit der drei- bis vierfachen Geschwindigkeit benutzt und kann daher auch nur $^1/_3$ bis $^1/_4$ dieser Zugkraft produciren.

Unter Zugkraft wird auch hier diejenige Kraft verstanden, welche am Zughaken zwischen Maschine und Wagen im Maximo entwickelt werden kann, eine Kraft, welche als eigentliche Effectivleistung, seitens des Fabrikanten für jede Locomotive garantirt wird.

Hauptverhältnisse der zweiachsigen Locomotiven.

Maasse in Millimeter.

Für Hauptbahnen:

	a. Locomotiven mit separatem Tender:			b. Tendermaschinen:	
Pferdekräfte	200	300	340	200	300
Cylinderdurchmesser, Millim.	355	370	406	355	370
Kolbenhub . . . -	560	600	610	560	600
Raddurchmesser . . -	1510	1510	1576	1000	1000
Dampfdruck in Atm. . . .	10	10	10	10	10
Heizfläche, Quadratmeter . .	73	100	109	73	100
Rostfläche, » . .	1,00	1,10	1,40	1,00	1,10
Radstand, » . . .	2450	2450	2750	2450	2450
Raum für Brennstoff, Centner	—	—	—	30	35
» » Speisewasser, Liter	—	—	—	3500	4200
Dienstgewicht, Centner . .	420	480	500	480	560
Zugkraft in Kilogr. . . .	1500	2100	2300	2900	3400
Leistung auf 1 : 40, Centner	1000	1300	1500	2000	2500
» » 1 : 100, »	2000	2500	3000	4000	5000
» » 1 : 200, »	3000	3800	4600	6300	8000
Horizontal	5000	6500	7500	12000	15000
Geschwindigkeit.	4 — 6 Meilen.			3 Meilen.	

Fig. 1, Tafel LVIII, zeigt die skizzirte Darstellung einer Krauss'schen Locomotive, welche zu Wien (1873) nebst einer grösseren dreiachsigen und einer kleinen zweiachsigen Schmalspurmaschine ausgestellt war. Die betreffende Maschine trägt die Fabriknummer 302; besitzt zwei gekuppelte Achsen und ein zwischen den Rahmen befindliches Wassergefäss, weshalb der Bewegungsmechanismus ganz aussen liegt und daher bequem zugänglich ist. Die Maschine repräsentirt die Type XXIII genannter Fabrik (Patent 1873) und besitzt folgende Hauptdimensionen:

Kessel.	Rostlänge	$0^{m},916$
	- fläche	0,920 Quadratmtr.
Röhren,	Anzahl	127
	Länge	$3^{m},342$
	Weite	48 mm (aussen)
Heizfläche	der Feuerbüchse	4,80 Quadratmtr.
-	- Röhren	57,80 -
	Totale	62,60 -
	Höhe der inneren Feuerbüchse . . .	$1^{m},207$
	Durchmesser des Cylinderkessels . . .	$1^{m},124$
	Ganze Kessellänge	$5^{m},160$
	Dampfdruck	10 Atm.
Gestell.	Radstand	$2^{m},450$
	Raddurchmesser	$0^{m},970$
Lagerung des Kessels auf drei Stützpunkten.		
	Ganze Rahmenlänge	$5^{m},600$
	Platformhöhe ab Schiene	$1^{m},080$

Bewegungsmechanismus. Kolben 290 × 540^{mm}. Allan'sche Coulissensteuerung. Bewegung der Steuerung vermöge Zugstange mit Klemmung und Eintheilung in Füllungsgrade.

Leergewicht	19000 Kilo
Dienstgewicht	24000 -
Fassungsraum der Reservoire:	
a. Wasser	3500 -
b. Kohlen	1200 -

Effective Zugkraft zu 2200 Kilogr. angegeben (bei 50 % Nutzeffect) entsprechend 150 Pferdekraft.

§ 4. Zweiachsige Maschinen der Darmstädter Maschinenfabrik. — Eine Anzahl dieser Maschinen für Normalspur (von der hier allein die Rede ist) wurde seither auf die Rheinische Bahn geliefert, während eine weitere Anzahl solcher Maschinen für andere Bahnen in Ausführung begriffen und seitens der Fabrik auch auf Vorrath ist. Wichtig für Secundärbahnen und Rangirbetrieb. Tafel LVIII, Fig. 3 zeigt die normalspurige zweiachsige Type, welche zu Wien (1873) ausgestellt war. Sie besitzt die nachfolgenden Hauptverhältnisse:

Nummer der Maschine	50
Spurweite	1^{m},435
Heizfläche, äussere	37 Quadratmtr.
Kolbendurchmesser	300^{mm}
Kolbenhub	500^{mm}
Raddurchmesser	1000^{mm}
Dampfdruck. Atmosphärenzahl	8
Leergewicht	14100 Kilogr.
Dienstgewicht (kleinstes)	15885 -
Reservoire: a. Wasser	2000 Liter
b. Kohlen	500 -
Grösstes Dienstgewicht	18485 Kilogr.
Rostfläche	0,592 Quadratmtr.
Radstand	2^{m},000
Kleinster Radius der Curven	60^{m}
Grösstes Zuggewicht, auf horiz. Bahn	400 Tonnen
Geschwindigkeit pro Stunde	15 Kilomtr.
Zugwiderstand der Wagen	$^{1}/_{250}$
Grösstes Zuggewicht auf 1 : 100	120 Tonnen
Grösste Länge der Maschine	6^{m},400
- Breite - -	2^{m},580
- Höhe - -	3^{m},460

Als besondere Vorzüge dieser Maschinen werden hervorgehoben, dass die starken nicht durchbrochenen Langrahmen durch Querverbindungen und durch die dazwischen liegenden Wasserbehälter gegen Seitenverbiegung geschützt sind, wodurch die Abnutzung der Lagerbacken und Führungen vermindert wird. — Durch die Verlegung dieser Behälter unter den Kessel, werden die Langseiten der Locomotiven frei und es können somit die arbeitenden Theile während der Fahrt beaufsichtigt und bei Reparaturen bequemer abgenommen werden, als es bei der Aufstellung von schmalen Tendercisternen über den Langrahmen der Fall ist. — Ausserdem soll sich gezeigt haben, dass der an diesen Maschinen durchgeführte kräftige (wir möchten sogar sagen etwas plumpe) Bau der Achsen und Kurbeln, der Kolben und Kuppelstangen, sowie der ganzen Steuerung, namentlich auf Baugleisen, die noch nicht gut consolidirt sind, ein wesentliches Mittel bilden, um Unterbrechungen im Betriebe der Maschinen zu vermeiden.

Der anhaltende, ununterbrochene Dienst, für welchen diese Maschinen in der Regel bestimmt sind, da man ihrer so wenig als möglich — oft nur eine — beschafft, der leichte Bau der Gleise und die Verunreinigung der Maschinen durch das Baumaterial, die meist sehr ungeschickte Handhabung und Wartung etc. strengen diese Maschinen trotz ihrer geringen Fahrgeschwindigkeit bei Weitem mehr an, als es bei den Locomotiven der definitiven Bahnen der Fall ist. Unter diesen Umständen ist eine kräftige Anordnung der Details der Maschinen für Nebenbahnen nicht nur gerechtfertigt, sondern unbedingt geboten.

Ausserdem werden diese Maschinen mit normaler Spurweite zum Rangiren auf Bahnhöfen und zum Betrieb der secundären Bahnen verwendet. Sie belasten die Schienen durchschnittlich mit $8^1/_2$ Tonnen pro Achse, also nicht mehr als ein gedeckter Güterwagen mit Bremse und 10 Tonnen Ladung, wie ihn jede secundäre Bahn mit Sicherheit bei einer mässigen Geschwindigkeit tragen muss.

§ 5. Vierrädrige Coursmaschinen der Badischen Bahn. — Diese Maschinen sind im Wesentlichen nach Hall'schem Princip von Graffenstaden construirt und figurirte bekanntlich eine derselben auf der Ausstellung zu Paris 1867.

Fig. 4 auf Tafel LVIII führt die Skizze vor Augen. Die Maschinen besitzen Stahlkessel von 11^{mm} Blechstärke und 10 Atm. Pressung. Der Dom sitzt auf dem vordersten Ringe und trägt zwei identische, mit Federwaagen belastete Sicherheitsventile. Sämmtliche Maschinen sind mit zweiachsigen Separattendern versehen, folglich für längere Fahrten bestimmt, als bei den gewöhnlichen Tendermaschinen zulässig. Die beigegebenen Tender fassen 5600 Liter Wasser und 2000 Kilogr. Brennstoff. Raddurchmesser $1^m,068$, Radstand $2^m,700$. Leergewicht 8000 Kilogr., Dienstgewicht 15600 Kilogr., gleichmässig auf beide Achsen vertheilt. Die Hauptdimensionen der Maschinen sind folgende:

Kessel.	Rostlänge	$1^m,027$
	Rostbreite	$1^m,130$
	Rostfläche	1,605 Quadratmtr.
	Feuerbüchsendecke über Rost	$1^m,280$
	Volumen der Feuerbüchse	1,475 Cubikmtr.
	Rohrzahl	171
	Rohrlänge im Lichten	$3^m,595$
	Rohrweite - -	43^{mm}
	Rohrweite, aussen	48 -
	Heizfläche, a. Rohre	85 Quadratmtr.
	b. Feuerbüchse	5,825 -
	c. Totale	90,825 -
	Weite des Cylinderkessels	$1^m,280$
	Blechstärke	11^{mm}
	Dampfdruck	10 Atm.
Wasservolumen im Kessel bei 100^{mm} über Feuerbüchse		3 Cubikmtr.
Dampfvolumen		1,250 -
Innere Länge der Rauchkammer		$0^m,900$
Durchmesser		$1^m,280$ (Kesselweite)
- des cylindrischen Schornsteins		$0^m,430$
Bewegungsapparat.	Kolbendurchmesser	$0^m,436$
	Kolbenhub	$0^m,610$
	Achsenzahl	2
	Zahl der Kuppelachsen	2
	Radstand	$2^m,600$
	Raddurchmesser	$1^m,676$

Totalgewicht im Dienst .	26 Tonnen
Vorderachse . .	13 -
Hinterachse . . .	13 -
Leergewicht	23 -

§ 6. Vierrädrige Maschinen mit Blindachse. — Derartige Maschinen circuliren in grosser Anzahl im Rangirdienst auf den belgischen Staatsbahnen und scheinen sich im Ganzen gut zu bewähren. Die meisten derselben sind von Carels in Gent und in den eigenen Werkstätten der Staatsbahn zu Löwen erbaut. Eine von Couillet construirte Maschine dieser Categorie figurirte zu Paris (1867) auf der Weltausstellung. Auf Tafel LVIII, Fig. 2 ist die Skizze dieser Anordnung verdeutlicht.

Die Blindachse liegt in der Mitte zwischen beiden Maschinenachsen und ist in Folge der inneren Cylinder als Kurbelachse construirt; sie trägt ausserhalb der Rahmen statt der Räder Kurbeln, welche vermöge Kuppelstange mit den Kurbeln der Maschinenräder in Verbindung stehen. Die Cylinder liegen natürlich geneigt, um mit den Geradführungen über die vordere Kuppelachse hinweg zu kommen. Die Steuerung liegt innen und ist nach System Heusinger von Waldegg construirt. Die Wasserreservoire befinden sich zu den Seiten des Langkessels, bei einer Anzahl Maschinen sind sie jedoch sattelförmig über dem Kessel angebracht. Sie fassen 1800 Kilogr. Wasser. Die Kohlengefässe sind auf der rückwärtigen Seite der Maschinistenplatform angebracht und fassen 400 Kilogr. Brennstoff. Behufs Verwerthung von Kohlen geringer Qualität sind auch diese Maschinen sämmtlich mit Belpaire'schen Feuerkasten versehen. Der Vortheil, den die Blindachse gewährt, liegt, abgesehen von der Ruhe des Ganges, die sie erzielen lässt (obwohl dieselbe für den vorliegenden Zweck von keiner grossen Bedeutung), dass die mit Rädern versehenen Maschinenachsen von allen Maschinentheilen frei bleiben und dass daher ihre Auswechslung leicht und rasch von Statten geht.

Die Maschinen wiegen dienstfähig 23200 Kilogr. Die Vorderachse trägt davon 11480, die Hinterachse 11720 Kilogr. Die Mehrzahl dieser Locomotiven, die in Belgien auch vielfach für den Dienst auf Kohlenbahnen Verwendung finden, sind mit stählerner Schienenbremse versehen, deren Schuhe durch einen gleicharmigen Balancier gegen die Schienen gedrückt werden. Da der Schwerpunkt der Locomotive gleich weit von der Vorder- und Hinterachse absteht, so übertragen die Schuhe $^2/_3$ des Maschinengewichtes auf die Schiene, wobei aber natürlich gleichzeitig die Räder um dieselbe Grösse entlastet werden. Dass es selbstverständlich nicht vortheilhaft ist, die Schienenbremse in den Weichen und Kreuzungen der Bahnhöfe regelmässig zu verwenden, bedarf keiner Erwähnung. Allerdings kann aber zugestanden werden, dass durch sorgfältige Profilirung und gute Instandhaltung der Schuhe, sowie durch die Wahl eines umsichtigen Maschinenpersonals, dem angedeuteten Uebelstande, wenn auch niemals ganz vorgebeugt, so doch bis zu gewissem Grade abgeholfen werden kann. Wir geben zum Schlusse noch einige Hauptdimensionen dieser interessanten Type.

Cylinderweite	$0^m,350$
Kolbenhub	$0^m,460$
Entfernung der Rohrwände . . .	$2^m,335$
Durchmesser des Cylinderkessels . .	$1^m,140$
Blechstärke	11^{mm}
Dampfdruck	8 Atm.
Raddurchmesser	$1^m,200$
Radstand	$2^m,750$

Leergewicht	19050 Kilogr.
Totale Kessellänge	$4^m,594$
Zugkraft	3000 Kilogr. (bei $^1/_3$ Adhäsion).

§ 7. Vierrädrige Maschinen der Oldenburger Staats-Eisenbahn. — Diese von Krauss gelieferten Maschinen, deren eine zu Paris (1867) ausgestellt war, besitzen die bekannten Eigenthümlichkeiten, insofern nämlich der Rahmen hier auch in Kastenform gebaut ist, so dass derselbe das Speisewasser aufnehmen kann und zugleich als solide Querversteifung der Langträger dient, weshalb alle besonderen Querverbindungen, welche den Rahmenbau compliciren, in Wegfall kommen. Der Stahlkessel ist in der Weise mit dem Rahmen verbunden, dass er ohne Weiteres abgehoben und durch einen Reservekessel ersetzt werden kann, wodurch der zu beschaffende Maschinenpark wesentlich reducirt wird, in Folge der beträchtlichen Verminderung der Reparaturstillstandszeiten.

Dem entsprechend würden die Eisenbahnverwaltungen in die Lage gesetzt sein, Reservekessel, gleich wie jeden anderen Maschinentheil (Satzachsen etc.) in Vorrath halten zu können. Die Construction der Maschinen zeigt im Uebrigen die lobenswerthe Tendenz, die bei allen Maschinentheilen durchgeführt ist, die grösste Solidität mit geringem Gewicht zu verbinden und den Mechanismus an sich nach Thunlichkeit zu vereinfachen, was bei derartigen Maschinen, wo das Adhäsionsgewicht meist grösser ist als die Zugkraft, von besonderer Bedeutung erscheint. Dom und Blasrohrregulator fehlen. Auch in den übrigen Details bieten diese Maschinen Beachtenswerthes.

Die Oelung der Schieber und Kolben ist durch eine selbstthätige Schmierbüchse bewirkt, vermöge welcher nach Dampfabschluss ein bestimmtes Oelquantum jenen Maschinentheilen zugeführt wird. Die Versteifung der Feuerbüchsendecken geschieht durch Schraubenbolzen in sehr solider, dem Fabrikanten eigenen Weise. Die Kesselspeisung erfolgt durch Injectoren nach Krauss' Patent, die sich bekanntlich durch ihre Einfachheit und den Mangel aller überflüssigen beweglichen Theile auszeichnen. Die bewegten Maschinentheile, namentlich die Kurbel- und Kuppelstangen, sind nach dem oben angedeuteten Princip der kleinsten Massen bei grösster Solidität construirt, wodurch die Gegengewichte in den Rädern vermindert und der Gang der Locomotive stabiler wird. Steuerung nach Allan. Dampfschieber mit Doppeleinströmung. Die Hauptdimensionen dieser Maschinen sind folgende:

Cylinderdurchmesser	$0^m,355$,
Kolbenhub . . .	$0^m,560$,
Raddurchmesser .	$1^m,500$,
Rostfläche . . .	1,000 Quadratmeter,
Heizfläche, totale .	75,000 »
Kesselpressung . .	10 Atm.,
Radstand	$2^m,450$,
Dienstgewicht . .	18000 Kilogr.

Als besondere Vorzüge dieser Locomotive sind schliesslich anzuführen: Grösste Einfachheit der Construction; verminderte Reparatur- und Brennstoffkosten; Uebereinstimmung der Adhäsion mit der Leistungsfähigkeit der Maschine resp. Capacität des Kessels. Dass diese Maschinen seitens der genannten Bahn, sowie auch die nachfolgenden der Nordostbahn (Schweiz) sogar zum Schnellzugdienst Verwendung finden, sei hier nur nebenbei bemerkt, doch keineswegs in der Absicht, um diese Verwendung als nachahmenswerth hinzustellen.

§ 8. Vierrädrige Maschinen der Schweizerischen Nordostbahn. — Die Kessel dieser Maschinen zeichnen sich durch den hohen Dampfdruck von 12 Atm. aus. Der cylindrische Theil besteht aus nur zwei Ringen, deren jeder jedoch nicht aus dem Ganzen in den Kreis gebogen, sondern aus zwei Platten zusammengenietet ist. Die innere Feuerbüchse besteht aus drei Tafeln, wovon das Mantelblech gewellt ist (Pfeilhöhe 38, Wellenlänge 150^{mm}). Ausserdem ist jedoch noch eine besondere Deckenverankerung angeordnet.

Der Regulator liegt in der Rauchkammer und wird durch ein Sammelrohr bedient, welches — oben mit Schlitzen versehen — durch die ganze Kessellänge geführt ist.

Die Hauptdimensionen dieser Maschinen sind folgende:

Kessel.	Rostlänge	1^{m},200
	- breite	0^{m},920
	- fläche	1,116 Quadratmtr.
	Kesselweite, Maximum	1^{m},152 (im Lichten)
	- Minimum	1^{m},131
	Blechdicke, unten	11^{mm} (Stahlkessel)
	- oben	9 -
	Rohre. Anzahl	139 (Messing)
	Durchmesser, aussen	50^{mm}
	Wandstärke	$2^1/_2$^{mm}
	Heizfläche der Feuerbüchse	4,1 Quadratmtr.
	- - Röhren	59,6 -
	Totale	63,7 -
	Schornsteinweite (oben)	400^{mm}
	- (unten)	335 -
	Höhe ab Schiene	3^{m},960

Bewegungsmechanismus. Kolben 320 × 600^{mm}. Excenterstangenlänge 1600^{mm}; äussere Ueberdeckung des Schiebers 13, innere 1^{mm}. Excentricität 42, Voreilen 3^{mm} bei dem Voreilungswinkel von 19°.

Die Räder haben 1390^{mm} im Durchmesser, bei 138^{mm} Bandagenbreite und $^1/_{16}$ Conicität. Dabei beträgt die Stärke der Achsen in der Nabe gemessen 185^{mm}. Radstand 2500^{mm}. Inhalt der Reservoire a. Wasser 100 Cubikfuss, b. Kohle 16 Centner.

Bei der grossen Wichtigkeit, welche die zweiachsige Locomotive den verschiedenen Betriebszwecken gegenüber für sich in Anspruch nimmt, darf es nicht überraschen, dass dieser Gegenstand bereits mehrfach Gegenstand der Discussion in den Techniker-Versammlungen des Vereins D. E.-V. geworden ist, weshalb wir nicht ermangeln dürfen, auf die hierauf bezüglichen Resultate und Beschlüsse im Nachfolgenden einzugehen, um damit zugleich unseren Betrachtungen über die zweiachsige Locomotive als solche einen würdigen Abschluss zu verleihen.

§ 9. Beschlüsse der Techniker-Versammlungen des Vereins D. E.-V. in Betreff der vierrädrigen Locomotive. — Schon die Münchener Techniker-Versammlung D. E.-V. beschäftigte (1868) eine auf unsern Gegenstand bezügliche Frage in der Form:

»Welche Erfahrungen liegen über die Anwendung vierrädriger Maschinen vor und welche Gewichte pro Achse sind hierbei angewendet?«

Worauf der gefasste Beschluss lautete:

»Uebergeht man die Maschinen, welche wegen mangelhafter Construction oder ungenügender Leistungsfähigkeit mehr oder weniger nicht entsprechen, oder entsprochen haben, so wer-

den nach den vorstehenden Mittheilungen gut gebaute zweiachsige Maschinen nicht nur zum Rangiren und ähnlichen Dienstleistungen, sondern auch als Coursmaschinen auf grösseren und kleineren Bahnen mit Vortheil verwendet.«

»Nach den Mittheilungen haben sich Nachtheile die aus dem zweiachsigen System entsprungen wären, nicht ergeben.«

»Als Vortheil wird angegeben, dass das ganze Gewicht zweiachsiger Maschinen für die Zugkraft nutzbar gemacht werden kann, und dass sich diese Maschinen deshalb besonders für Bahnen mit grösseren Steigungen und vermöge ihres kleineren Radstandes auch zum Befahren schärferer Krümmungen eignen.«

»Ob Maschinen mit gesonderten Tendern oder Tendermaschinen den Vorzug verdienen, muss den besonderen Bahn- und Transportverhältnissen überlassen bleiben.«

Das nähere Studium der Referate lehrt, dass damals nur 13 Verwaltungen zweiachsige Maschinen besassen resp. in Bestellung gegeben hatten. Die Betriebszwecke, für welche diese Maschinen in Verwendung kamen, sind sehr verschieden. Die meisten Bahnen verwenden dieselben nur zum Rangirdienst, andere nur zu Materialzügen etc., andere jedoch benutzen Maschinen dieser Categorie als eigentliche Coursmaschinen und zwar sowohl zu Güter- als zu Personenzügen und ebenso auf Bahnen mit starken Steigungen als auf ebenen Bahnen.

Die wichtigsten Erfahrungen auf diesem Gebiete besass die Badische Staatsbahn und die Oldenburger Staatsbahn, indem erstere 38 Stück zweiachsige Maschinen, wovon 36 Stück grössere für den Dienst auf Hauptbahnen und 2 kleinere Tendermaschinen für den Dienst auf einer kurzen Nebenbahn in Betrieb hatte; letztere besass 10 vierrädrige Maschinen mit gesonderten Tendern.

Die Badische Staatsbahn benutzt die grösseren Maschinen mit gesonderten Tendern zur Beförderung von Personen- und gemischten Zügen auf Bahnen, welche anhaltende Steigungen von 10—17 pro 1000 darbieten. Sie werden übrigens auch öfters zur Beförderung von gemischten Zügen und Güterzügen auf Flachlandbahnen benutzt. Angeblich sollen mit diesen Maschinen 65—70 Kilometer pro Stunde[2]) gefahren werden und dabei der Gang ein ruhiger sein, doch wird zugestanden, dass das Nicken »etwas weniges bedeutender ist« als bei den drei- und mehrachsigen Maschinen mit längerem Radstand. Etwas unklar ist ferner die Bemerkung der Oldenburger Bahn, dass die »horizontalen Schwankungen« durch Gegengewichte völlig aufgehoben sind. Es wäre damit in der That ein wichtiges Problem gelöst. Ferner wird angegeben, dass durch die schweren Gegengewichte eine ungleiche Abnutzung der Bandagen veranlasst worden sei, weshalb es zur Schonung der letzteren rathsam erscheine, erstere zu reduciren.

Die Rheinische Bahn giebt noch an, dass sie 4 Stück vierrädrige Tender-

[2]) Wir bemerken hierzu nur, dass solche Geschwindigkeiten, pro Stunde, weder in Belgien, noch in Deutschland, am wenigsten aber in Baden vorkommen. Es kann diese Angabe sich nur auf die Maximalgeschwindigkeit beziehen, abgesehen davon, dass es mehr als Leichtsinn ist, das zweiachsige Fahrzeug mit diesen Geschwindigkeiten laufen zu lassen.

maschinen zur Hülfeleistung bei dem Traject bei Rheinhausen und 8 Stück vierrädrige Güterzugmaschinen in Betrieb habe. Die erstgenannten Maschinen dienen ausschliesslich dazu, die Züge aus der Trajectfähre über geneigte Ebenen von 1 : 68 Steigung und etwa 100 Ruthen Länge nach den Bahnhöfen der beiderseitigen Ufer zu bringen. Zum Befahren langer Strecken sind diese Maschinen wegen ihrer geringen Heizfläche und dem geringen Wasservorrath nicht geeignet. In Betreff der Güterzugmaschinen wird angegeben, dass bei Ueberschreitung von 6 Meilen pro Stunde der Gang ein unruhiger, schwankender werde, sowohl in horizontaler als in verticaler Richtung.

Die übrigen Bahnen besassen damals entweder keine oder ungenügende Erfahrungen in Betreff der zweiachsigen Maschinen.

Eine unseren Gegenstand nicht minder betreffende Frage war bei Gelegenheit der Hamburger Techniker-Versammlung (1871) zum Gegenstand der Berathungen gemacht worden und zwar in der Form:

»Liegen weitere Erfahrungen über die Anwendung vierrädriger Maschinen vor?«

Der gefasste Beschluss lautete:

»Nach den gemachten Erfahrungen lassen sich zweiachsige Maschinen für den Betrieb mit nicht zu grossen Geschwindigkeiten und für den Rangirdienst empfehlen, während über die Verwendung solcher Maschinen für Züge mit Geschwindigkeiten von über 7 Meilen pro Stunde hinreichende Erfahrungen noch nicht vorliegen, um ein bestimmtes Urtheil abzugeben.«

Dieser Schlusspassus verkleidet sehr naiv die instinktmässig empfundene Bedenklichkeit der Verwendung zweiachsiger Maschinen für hohe Fahrgeschwindigkeiten; er will nämlich sagen, dass die Verwendung zweiachsiger Maschinen für Fahrgeschwindigkeiten von über 7 Meilen sich wegen des eintretenden unruhigen Ganges verbietet, und zwar mit grosser Bestimmtheit.

Unter den 11 Verwaltungen, welche die vorgelegte Frage beantwortet haben, befinden sich nur 4, welche vierrädrige Maschinen zur Beförderung von Personenzügen auf längeren Betriebsstrecken verwenden und ein bestimmtes Urtheil abgegeben haben. Ob und welche Verwaltungen dergleichen Maschinen im Rangirdienst auf ihren Bahnhöfen verwenden, bietet natürlich keinerlei Interesse, indem es sich nur um die Frage der Verwendung dieser Maschinencategorie als Coursmaschine handelt, wobei wiederum in Betracht kommt, ob Separattender beigegeben sind oder ob die Construction als Tendermaschine figurirt. Hierin werden die Bahnverhältnisse, namentlich aber die Frequenzverhältnisse, sowie insbesondere die Betriebslängen entscheidende Factoren sein.

Nur die Sächsische Staatsbahn ist auf die Frage näher eingegangen. Dieselbe hatte 2 Maschinen für Vorspanndienst in Betrieb mit 16 Zoll[3] Cylinderdurchmesser, 22 Zoll Kolbenhub, $4^1/_2$ füssige Räder mit $8^1/_2$ Fuss Radstand und 120 Pfd. Ueberdruck. Es beträgt deren Gewicht im betriebsfähigen Zustande 550 Centner. — Die Maschinen für Personen- und gemischte Züge haben dieselben Dimensionen, jedoch

[3] Ob »sächsische«, oder englische, oder welche Zolle überhaupt gemeint sind, bleibt zu errathen. Die Angabe der Dimensionen in Fussen, Zollen und Centner seitens der Sächsischen Staatsbahn ist um so bewundernswürdiger, als die sächsische Locomotivfabrik bereits in den vierziger Jahren das Metermaass zur definitiven Grundlage aller ihrer Constructionen gemacht hat.

Räder von 5 Fuss Durchmesser. Nächstdem waren noch 2 Maschinen auf curvenreichen Linien für schnellgehende Züge zum Versuch bestimmt, welche dieselben Dimensionen, aber Räder von $5\frac{1}{2}$ Fuss Durchmesser haben. Gewicht 550 Centner. Endlich sind noch 10 Maschinen für die Beförderung von Personenzügen auf Gebirgsbahnen bestimmt, welche $16\frac{1}{2}$ Zoll Cylinderdurchmesser, 22 Zoll Kolbenhub, 5 Fuss Raddurchmesser, $8\frac{1}{2}$ Fuss Radstand und 120 Pfd. Ueberdruck besitzen. Gewicht 540 Centner.

Die mit diesen Locomotiven gemachten Erfahrungen haben gezeigt, dass dieselben bei Geschwindigkeiten von über 5 Meilen pro Zeitstunde nicht zu empfehlen sind, weil dann die störenden Bewegungen, hauptsächlich das Auf- und Niederwogen (Nicken), bei nicht ganz exacter Gleislage zu stark auftreten.

Auch bei dieser Maschinenconstruction zeigte sich beim schnellen Gange der Personenzugsmaschinen, welche über jedem Rade eine Tragfeder haben, eine während des Ganges alternirende Belastung und Entlastung dieser Federn, ähnlich wie dies bei dreiachsigen Locomotiven stattfindet.

Genaue Versuche, welche mit einer Maschine in dieser Richtung angestellt wurden, ergaben folgendes Resultat:

Normale Belastung der Schiene durch das Rad	140 Centner,
grösste Belastung im Gange	225 »
kleinste » » »	80 »

Es beträgt daher die Belastungszunahme circa 60% und die Abnahme circa 40% der Normalbelastung, die Gesammtdifferenz mithin 100%.

Für Geschwindigkeiten von 4 bis zu 5 Meilen pro Zeitstunde haben sich die Maschinen mit $4\frac{1}{2}$füssigen Rädern bewährt, nur ist auch bei den vierrädrigen Locomotiven mit fünffüssigen Rädern eine grössere Geschwindigkeit als 5 Meilen kaum zu empfehlen, während man die Geschwindigkeit von 6 Meilen auf sehr guter Gleislage und in Curven von über 350^m Radius als die grösste zulässige anzunehmen haben dürfte.

Die zwei für curvenreiche Bahnen und schnellgehende Züge bestimmten, bereits oben erwähnten Maschinen haben sich durchaus nicht bewährt, da sie in Folge der Curven viel unruhiger gingen, als Maschinen anderer Categorien, wobei auch eine sehr bedeutende Abnutzung der Bandagen constatirt wurde.

Es hat sich nach den Erfahrungen der Sächsischen Staatsbahn bei den vierrädrigen Maschinen im Allgemeinen trotz des geringen, so hoch gepriesenen Radstandes eine schnellere Abnutzung der Bandagen der Vorderräder gezeigt, als dies bei Maschinen mit grösserem Radstande und einer Laufachse mit Rädern von 3 Fuss Durchmesser auf denselben Linien der Fall war. Die Unterhaltungskosten der Bandagen dürften sich demnach höher stellen, als die der dreiachsigen Maschinen.

Auf der Gebirgsbahn Dresden-Chemnitz haben die zweiachsigen Maschinen mit Rädern von $4\frac{1}{2}$ Fuss Durchmesser im Mittel 1300 Meilen und die mit Rädern von 5 Fuss Durchmesser im Mittel 3000 Meilen bis zum Abdrehen der Bandagen zurückgelegt. Es wird dabei noch angegeben, dass dreiachsige Locomotiven mit sämmtlich gekuppelten Achsen und Rädern von $4\frac{1}{2}$ Fuss Durchmesser im Dienstgewichte von 740 Ctr. (gleichmässig auf die Achsen vertheilt) bei einem Radstande von 10 Fuss 4 Zoll 4200 Meilen im Durchschnitt durchliefen, ehe ein Nachdrehen nöthig wurde. Allerdings sind hierbei jedesmal nach dem Durchlaufen von circa 3000 Meilen die Vorderräder mit den Hinterrädern verwechselt worden.

Aus dem Resumé der Fragebeantwortungen geht mit Evidenz hervor, dass

man diese Maschinenconstruction nur für Geschwindigkeiten bis zu höchstens fünf Meilen pro Zeitstunde für entsprechend findet, und beklagt man, dass die Belastung der Achsen durch das in dem kurzen Radstande und in dem bei kräftigen Locomotiven unabänderlichen Ueberhängen grosser Massen begründete starke Nicken (Galoppiren) dieser Maschinen eine abwechselnd so grosse wird (450 Centner!), dass dieselbe nachtheilig auf die Schienen einwirken dürfte.

Die nächste Aufgabe der Bahnpolizei wird nach Obigem sein, die Verwendung der zweiachsigen Locomotive für den Schnellzugdienst categorisch zu verbieten, und deren Verwendung im Personendienst auf höchstens 5 Meilen, d. h. 40 Kilometer pro Zeitstunde zu beschränken; wofern es nicht geeignet erscheinen möchte, diese Maschinen gänzlich im Personenverkehr auszuschliessen.[4]) Berücksichtigt man, dass die Personenzüge, die überall halten, zehnmal pro Zeitstunde stoppen und dabei doch 5 Meilen machen, so setzt dies Fahrgeschwindigkeiten von 60 Kilometer zwischen den einzelnen Stationen voraus, und dem ist der zweiachsige Motor nun einmal nicht gewachsen, wie die Versuche sowohl, als der Betriebsdienst überall mit Evidenz gelehrt haben, wo man den Verhältnissen überhaupt vorurtheilsfrei sich gegenübergestellt hat.

Selbstverständlich kann das Urtheil enragirter Schwärmer, welche in der zweiachsigen Maschine die Rettung des Weltverkehrs erblicken und dieselbe daher überall und ausschliesslich angewendet wissen wollen, uns hier nicht beschäftigen.

§ 10. System Scotti. — Bei der bis dato nur als Project bestehenden Idee liegen die Cylinder in der Mitte des Maschinenrahmens, wobei die durch beide Cylinderböden hindurchgeführte Kolbenstange vermöge doppelseitiger symmetrischer Geradführungen die beiden Maschinenachsen jede separat für sich in Umtrieb setzt. Es ist richtig, dass in Folge dieser Anordnung jeder Zapfen nur die halbe Kolbenpressung erleidet und jede Kurbelstange, sowie auch die übrigen zusammenarbeitenden Maschinentheile nur mit halber Kraft beansprucht werden, mithin entsprechend leichter ausfallen, als bei den Locomotiven gewöhnlicher Construction. Auch bedarf es keiner Erwähnung, dass durch die Gleichheit der in entgegengesetzter Richtung schwingenden Massentheile die störenden Einflüsse vollständig ausgeglichen sind, wie es auf keine andere Weise in diesem Umfang möglich. Das einzige, aber sehr grosse Bedenken, welches die angedeutete Construction, neben so grossen offenbaren Vorzügen, uns einflösst, besteht in dem immensen Radstande von $4^m,50$. Welcher Constructeur würde wohl die zwei Achsen einer vierrädrigen Locomotive um diese Entfernung auseinander rücken! Bei der gewählten Anordnung bedingt indessen die doppelte Geradführung, sowie die doppelte Kurbellänge diesen ungewöhnlichen Abstand der Achsen, welcher nicht sowohl die Curvendurchgänge illusorisch macht als auch die Sicherheit gefährdend erscheint. Die Oscillationen in der Mitte der freitragenden Länge, also gerade desjenigen Theiles, der die Cylinder beherbergt, müssen bei dem ohnehin galoppirenden Laufe des zweiachsigen Fahrzeuges von doppelt unangenehmer Bedeutung werden. Cylinder- und Rahmenbrüche würden nicht ausbleiben und die Abnutzung der Bandagen und Schienen (die bei zweiachsigen Locomotiven ohnehin schon gross genug ist) eine höchst rapide sein.

Wir möchten daher dem Erfinder den Vorschlag machen, die Achsen seines Fahrzeuges etwas näher zusammen zu rücken und thun dies nicht ohne den allein

[4]) Nach preussischem Gesetz dürfen im Personenverkehr Maschinen mit überhängenden Feuerbüchsen nicht Verwendung finden, woraus folgt, dass die zweiachsige Locomotive für diesen Dienst ausgeschlossen bleiben muss.

möglichen Weg, wie dies geschehen könne anzudeuten, nämlich durch Anordnung beiderseitiger Schleifenbewegung nach Redtenbacher's Vorschlägen. Letzteres System ist zwar nicht zur Ausführung gelangt, erscheint indessen in hohem Grade beachtenswerth; im vorliegenden Falle aber würde es zugleich die Lebensrettung einer Idee werden können, deren mechanischer Ausdruck von jedem denkenden Fachmanne mit Freude begrüsst werden würde. Wir bemerken nur noch, dass mit Hülfe der Schleifenbewegung beide Achsen so nahe an einander gerückt werden könnten als es die Cylinderlänge gestattet, und dass sonach der Radstand bequem auf das übliche Maass von $2^m,600$ herabgebracht werden könnte.

Von den Tenderlocomotiven.

§ 11. Vorbemerkungen. — Es wurde bereits in Capitel XVIII mehrfach darauf hingedeutet, dass es für gewisse Betriebsanforderungen nicht genügt, das volle Gewicht der Locomotive durch Kupplung sämmtlicher Achsen auf Zugkraft zu verwerthen, sondern dass man sich veranlasst sieht, in gewissen Fällen auch die Munition — in besonderen Räumen untergebracht — auf die Maschine selbst zu verweisen, und damit, unter Beseitigung der todten Last des Schlepptenders, das Adhäsionsgewicht noch weiterhin entsprechend zu erhöhen. Wie bereits oben gezeigt wurde, wird sich an alle eigentlichen Berglocomotiven (ausser gewissen anderen Anforderungen), auch diese Bedingung mit Nothwendigkeit knüpfen und es ist heute die allgemeine Anerkennung dieses Principes nur eine Frage der Zeit.

Die Tendermaschine, mit oder ohne Laufachse oder Laufradgruppen, wird jedoch ausserdem noch für sehr verschiedene andere Betriebszwecke die geeignetste Construction bleiben. So hat sie bereits als Rangirmaschine, als Motor für gemischten Dienst und zum Betriebe der meisten Secundärbahnen (normal- sowohl als schmalspuriger) eine sehr ausgedehnte Verwendung gefunden, die fort und fort im Steigen begriffen.

Für den Betrieb aller Localbahnen (der sogenannten Bahnen zweiten Ranges) ist und bleibt sie der zweckmässigste Motor und steht ihre ganz allgemeine Einführung für diese und ähnliche Zwecke zu erwarten.

Die Weltausstellung zu Wien (1873) gestattet die Tendenzen der neuesten Praxis auch auf diesem Gebiete in befriedigender Weise zu prüfen. Von dem mächtigsten aller je gebauten, von der Compagnie Belge (System Meyer) ausgestellten Motoren angefangen, bis herab zur niedlichen »Hungaria« für $0^m,948$ Spurweite zeigt sich die Tendermaschine in allen Zwischenstufen der Grössenverhältnisse für die mannigfachsten Betriebszwecke vertreten.

Unter den 47 Locomotiven, welche zu Wien auf der Weltausstellung 1873 figurirten, waren 15 Tendermaschinen, also 30% der Gesammtzahl; darunter waren 5 für Schmalspurbahnen, und zwar je eine für $1^m,200$; $1^m,000$; $0^m,950$; $0^m,948$; $0^m,750$ Spurweite. Die Firmen, welche Tendermaschinen ausgestellt hatten, waren Krauss in München, Evrard in Brüssel, Cockerill in Seraing, Zorge am Harz, Wöhlert und Schwartzkopff in Berlin (beide bereits in Capitel XVII beschrieben und abgebildet), Maschinenfabrik in Carlsruhe, Oesterreichische Staatsbahn in Reschitza, Fox Walker in Bristol und Hughes in Longborough. Die letzteren Firmen waren zugleich die einzigen Repräsentanten englischer Locomotiven, und auch diese machten sich die Sache leicht, indem sie aus ihren Prager und Wiener Niederlagen

einige Typen zur Ausstellung schickten. Ohne diese Zufälligkeit würde man demnach überhaupt keine englische Locomotive zu Wien 1873 erblickt haben.[5])

Die Anordnung der Reservoire kann sehr mannichfacher Art sein, nämlich

1) Sattelförmiger Wasserkasten auf dem Cylinderkessel;

2) Seitenreservoire am Langkessel, auf der Maschinenplatform;

3) Wasserreservoir zwischen den Rahmen, also unter dem Cylinderkessel, in einigen Fällen existirt auch noch ein zweites kleineres, unter dem Tritte des Maschinisten, das mit ersterem durch ein Rohr in Verbindung steht.

4) Wasserreservoir unter dem (hochliegenden) Langkessel, auf die beiderseitigen Rahmenoberkanten sich stützend.

Diese Aufzählung dürfte alle denkbaren Methoden der Reservoirdisposition erschöpfen.

Die Räume für das Brennmaterial sind entweder auf der rückwärtigen Platformseite des Maschinenpersonals, oder an den rückwärtigen Extremitäten der Langseiten angeordnet, eventuell also in der Verlängerung der Wasserreservoire.

Die erstgenannte Anordnung ist bei den englischen Tendermaschinen verbreitet; sie ist jedoch auch vielfach in Belgien und Deutschland angewendet. Die ihr entgegenstehenden Bedenken könnten höchstens darin erblickt werden, dass der Schwerpunkt des ganzen Baues bei gefülltem Reservoire etwas höher zu liegen kommt als bei den gewöhnlichen Maschinen. Die zweite Anordnung, die überhaupt gebräuchlichste findet sich vorwiegend bei den grösseren Tendermaschinen für Güter- und gemischten Betrieb angewendet. Die dritte Anordnung ist dem Tendermaschinen-Constructeur Krauss eigenthümlich und bedingt eine besondere Rahmenconstruction und eine, damit wieder im Zusammenhang stehende besondere Art der Auflagerung des Kessels und Construction der bewegten Theile, welche sämmtlich aussen liegen müssen, worauf gehörigen Ortes bereits näher eingegangen wurde (vergl. Capitel IX dieses Bandes unter Rahmenconstruction).

Beiläufig bemerkt besassen die ersten Tendermaschinen, die in England um die Mitte der vierziger Jahre erbaut wurden, die Wasserreservoire zwischen den Rahmen angeordnet und zwar befand sich ein Hauptreservoir unter dem Langkessel und ein kleineres zwischen den Rahmen unter der Platform des Maschinistenstandes. Beide Kästen waren durch Röhren mit einander verbunden —, eine Construction, die jedoch sehr bald wieder verlassen und von Krauss neuerdings in verbesserter Form wieder eingeführt wurde. Die Anordnung ist eben so einfach als zweckentsprechend und gestattet bei den grösseren dreiachsigen Typen der Normalspur die Mitführung von 5 Tonnen Wasser.

Richtig ist im Allgemeinen noch, dass die Tendermaschinen weniger Munition mit sich führen als die Maschinen mit Separattender. Die meisten Tendermaschinen

---

[5]) Um so mehr Anerkennung verdient dieser Indifferenz gegenüber die rühmliche Betheiligung Belgiens, auch Frankreichs und Russlands, deren Maschinen einen beträchtlich weiteren Bahntransport erforderten, als die englischen ihn erfordert hätten. — Wenn wir übrigens die mangelnde Betheiligung Englands bedauern, so geschieht dies nicht, weil wir glauben, dass dort auf diesem Gebiete mehr geleistet werde, sondern — gerade im Gegentheil — deshalb, weil die Engländer ihren Locomotiven eine auf dem Continente unerreichte Einfachheit der Construction ertheilen, deren nähere Prüfung wir für durchaus zeitgemäss gehalten hätten. Wir sind überzeugt, dass die grösste Vollkommenheit recht wohl auf das Princip der Einfachheit und constructiven Formenschönheit sich gründen lasse, und dass wir gerade darin noch weit gegen England zurückstehen. —

sind daher überhaupt nur für kürzere Betriebsstrecken verwendbar und in der Regel auch nur für solche bestimmt. Indessen hindert dieser Umstand die sehr allgemeine Verwendung der Tendermaschine nicht, denn sie wird — eben weil meist speciellen Betriebszwecken dienend (Befahrung einer gegebenen Bergstrecke, Rangirdienst, Verwendung auf Local-, Zweig-, Secundär- und Industriebahnen) ohnehin nur für kürzere Fahrten, die sie ohne gedreht zu werden zurücklegt, benutzt. Anderenfalles müsste die Möglichkeit geboten sein auf Zwischenstationen Wasser zu nehmen, beziehungsweise auch den Kohlenvorrath zu erneuern falls der Motor für Güter- und gemischte Züge auf Flachlandbahnen und für lange Betriebsstrecken Verwendung finden soll. Man wird indessen im letzteren Falle unstreitig den Mehrkupplern mit Separattendern den Vorzug geben, da letztere die Mitnahme grösserer Vorräthe an Brennstoff und Wasser gestatten.

Uebrigens gestatten die Reservoire der grossen Tendermaschinen (Krauss, Wöhlert, Schwartzkopff etc.) die Mitführung von 4—8 Cubikmeter Wasser, was schon für längere Fahrten hinreichend erscheint; die Kohlenräume $1^1/_2$ Cubikmeter (30 Ctnr.), die gleichfalls für eine grössere Anzahl von Meilen genügen.

Die dreiachsigen Schlepptender, wie dieselben z. B. auf den meisten Bahnen Oesterreichs eingeführt sind, fassen 8,5 Cubikmeter Wasser und $2^1/_2$ Tonnen Kohle. Radstand 2,800 Meter; Raddurchmesser 1 Meter. Leergewicht 9000 Kilogr.; Dienstgewicht 18500 Kilogr. Die zweiachsigen österreichischen Tender fassen 6 Cubikmeter Wasser und 4,5 Cubikmeter Brennstoff; bei 1800^{mm} Radstand und 1 Meter Raddurchmesser.

Die zweiachsigen Tender der italienischen Sechskuppler (dieselben figurirten in 2 Exemplaren auf der Wiener Weltausstellung 1873) fassen 7 Tonnen Wasser und $2^1/_2$ Tonnen Kohle, Radstand $2^m,800$; Raddurchmesser 1 Meter Leergewicht 9000 Kilogr.; Dienstgewicht 18500 Kilogr. Bei den Engerth-Tendern greift der Wasserkasten bekanntlich zwischen die beiden Hinterachsen hinab, wodurch der Wasserraum ansehnlich vergrössert wird. Die belgischen Tender sind zweiachsig, fassen 8 Tonnen Wasser und 3 Tonnen Kohle. Der eiserne Kasten ruht auf einem Rahmengeviere, dessen Langseiten einfach durch I-Eisen gebildet sind.

Daraus ist ersichtlich, dass die Separattender in der Regel nicht mehr Wasser fassen, als die grossen Tendermaschinen; dass jedoch in Hinsicht des Brennstoffes die ersteren sich für längere Fahrten günstiger erweisen, da auf ihnen leichter grössere Kohlenquanten untergebracht werden, als auf Tendermaschinen.

Die Reservoire der grössten Tendermaschine, die je gebaut wurde und die zu Wien 1873 seitens der Compagnie Belge ausgestellt war (Berglocomotive, vergl. Capitel XVIII, § 17, fassen $7^1/_2$ Tonnen Wasser und 3 Tonnen Kohle, eine Provision, die allerdings in Ansehung des mächtigen Belpaire-Kessels, nicht für längere Fahrten bestimmt sein kann; es muss daher für grössere Betriebsstrecken jedenfalls Wasser unterwegs eingenommen werden können, wie denn selbstverständlich die Anlage von Wasserstationen den Verkehrbedürfnissen angepasst werden muss.

Auf den grossen englischen Hauptlinien durchlaufen die Expresszüge Distanzen von 75 englischen = 15 deutschen Meilen (z. B. Dover-London), ohne zu halten. Berücksichtigt man jedoch, dass dies nur mit leichten Zügen geschieht, welche pro deutsche Meile 80 Pfund magere Gaskohle (die ohne Rückstände verbrennt) verbrauchen, und dass die ganze Fahrt nur 1 Stunde 40 Minuten dauert, so begreift man, dass auch dort die Tender keine aussergewöhnlichen Dimensionen zu besitzen brauchen und dass mithin die früher versuchten Einrichtungen zum Wassernehmen während der Fahrt

(vergl. XVI. Capitel § 10) der praktischen Nothwendigkeit entbehren. Da sich z. B. auf der Strecke Dover-London der Wasserverbrauch unter obigen Verhältnissen auf

$$(7 \times 80 \times 15) + 30\,\% = 12000 \text{ Pfund engl.} = 5{,}3 \text{ Tonnen engl.}$$

stellt, während der Wasserraum des Tenders 8 Tonnen beträgt, so wird man in der Mehrzahl der Fälle noch mit mehreren Tonnen Wasservorrath an der Endstation anlangen.

Je grösser der Güterverkehr einer Bahn, desto ausgiebiger müssen natürlich die Wasseranlagen sein und desto kleiner ihre Entfernungen[6]), mag nun mit Schlepptendern oder mit Tendermaschinen gefahren werden; in keinem Falle aber wird die Bedeutung der Tendermaschine, zumal der mit voller Adhäsion länger unterschätzt werden dürfen.

Bevor wir zu den Rangirmaschinen übergehen, welche den Schluss dieses Capitels bilden, bleibt uns noch übrig, einige der interessanteren und bewährteren Constructionen von Tendermaschinen in ihren Hauptverhältnissen näher zu betrachten. Wir beginnen zu diesem Behufe wiederum mit den Typen nach System Krauss, insoweit dieselben nicht bereits unter den zweiachsigen Locomotiven, die wir unabhängig von ihrer etwaigen gleichzeitigen Eigenschaft als Tendermaschine betrachteten, abgehandelt wurden.

§ 12. Dreiachsige Tendermaschine nach System Krauss. — Die hierher gehörigen Typen haben drei zwischen Feuerbüchse und Rauchkammer angeordnete, verkuppelte Achsen. Die Construction ist übrigens im Wesentlichen dieselbe, wie wir sie bereits bei den zweiachsigen Maschinen kennen lernten. Das leitende Constructionsprincip ist auch hier in der Weise manifestirt, dass alle Theile, welche nicht die Leistungsfähigkeit des Motors zu vermehren im Stande sind, auf ein Minimum von Gewicht gebracht werden. Demzufolge wird zunächst das ganze Gewicht auf Adhäsion benutzt. Die Rahmen des Untergestelles sind auch hier zur Construction des Wasserkastens benutzt, wobei der Kessel so auf dem Untergestelle ruht, dass er frei dilatiren und contrahiren, und auch ohne Weiterungen ausgewechselt werden kann. Die Kohlenbehälter liegen stets zu beiden Seiten der Feuerbüchse und fassen circa 3 Cubikmeter Brennstoff. Die Hauptdimensionen dieser seitens der betreffenden Fabrik in 3 Typen gelieferten Maschinen sind folgende.

Sechsrädrige Tendermaschinen nach System Krauss.

	I.	II.	III.
Zahl der Pferdekräfte	300	370	400
Cylinderdurchmesser, Millimeter.	408	430	508
Kolbenhub	632	660	660
Raddurchmesser	1185	1185	1185
Dampfdruck in Atmosphären .	10	10	10
Heizfläche. Quadratmeter . .	118	118	125
Rostfläche -	1,50	1,50	1,77
Radstand, Millimeter	3160	3160	3160
Raum für Brennstoff. Centner .	40	45	50
- - Speisewasser. Liter .	5000	5000	5000

[6]) Trotz der dreiachsigen Schlepptender ist man bei Bahnanlagen in Russland vielfach gezwungen, zwischen je zwei Stationen in freiem Felde Wasserstationen an geeigneten Localitäten zu schaffen, und zwar überall da, wo die Entfernung der Stationen 30 Werst überschreitet. Diese Zwischenpunkte werden nur durch den Güterverkehr motivirt, für die Personenzüge sind sie nur in Ausnahmsfällen von Bedeutung.

Dienstgewicht. Centner . . .	760	780	800
Effective Zugkraft in Kilogr. .	3700	4300	4500
Leistung auf 1 : 40 Centner .	2600	3000	3500
- - 1 : 100 -	5300	6000	7000
- - 1 : 200 -	8500	10000	12000
Horizontal	17000	20000	24000
Geschwindigkeit		3 Meilen	

Die Type I, welche nebst zwei anderen Krauss'schen Locomotiven, zu Wien (1873) ausgestellt war, ist auf Tafel LVIII, Fig. 8 abgebildet.

§ 13. Französische Tendermaschinen. — Fig. 9 auf Tafel LVIII führt zunächst eine der grössten Typen mit voller Adhäsion und drei zwischen Feuerbüchse und Rauchkammer befindlichen Kuppelachsen vor Augen, welche, beiläufig bemerkt, zu Paris (1867) seitens der Firma Schneider & Comp. zu Creuzot ausgestellt war. Die Type ist, mit nur sehr unwesentlichen Modificationen, seitens vieler französischen Bahnen adoptirt und findet namentlich im Güterzugdienst die zweckmässigste Verwendung. Die Maschinerie ist ganz nach aussen gelegt, die Steuerung erfolgt durch die Stephenson'sche Coulisse, die Umsteuerung jedoch nicht mittelst Schraube, sondern nur mittelst Hebel und gezahntem Sector. Die Heizfläche beträgt 119 Quadratmeter; die Reservoire fassen 4,4 Cubikmeter Wasser, einer Betriebslänge von 30 Kilometern vor den gewöhnlichen Güterzügen entsprechend, während der Fassungsraum der Kohlenreservoire auf 150 Kilometer berechnet ist. Die Kohlenkästen befinden sich auf der rückwärtigen Platformseite des Maschinistenstandes, während die Wasserkästen zu den Seiten des Langkessels angeordnet sind. Das Leergewicht der Maschine beträgt 29000 Kilogr., das Dienstgewicht 38200 Kilogr. in folgender Vertheilung

Vorderachse	12650 Kilogr.
Mittelachse	12700 -
Hinterachse	12850 -

Als constructive Eigenthümlichkeit kann noch gelten, dass das Coulissengleitstück ohne Schieberschubstange direct mit der vor dem Schieberkasten in quadratischer Führung ruhenden Schieberstange in Verbindung steht, wodurch die Zahl der beweglichen Theile wesentlich vermindert und die Schieberregulirung (die schwierigste Aufgabe, welche in der Locomotivreparatur vorkommt) erleichtert wird.

Die Hauptdimensionen sind folgende:

Kessel.	Rostfläche	1,26 Quadratmtr.
	Kesselweite	$1^{m},28$
	Röhren. Anzahl	181 Stück
	Lichte Länge	$4^{m},250$
	Rohrweite	46^{mm} (innen)
	Heizfläche der Röhren	111,15 Quadratmtr.
	- der Feuerbüchse	7,94 -
	Totale	119,09 -
	Dampfdruck	9 Atm.
Gestell.	Raddurchmesser	$1^{m},200$
	Radstand	$3^{m},500$
	Rahmenhöhe	$0^{m},310$
	Rahmendicke	26^{mm}
	Abstand der Rahmen	$1^{m},270$
Bewegungsmechanik.		
	Entfernung der Cylinderachsen	$2^{m},000$
	Durchmesser der Cylinder	$0^{m},440$

Kolbenhub	$0^m,600$
Länge der Kurbelstange	$1^m,650$
Aeussere Ueberdeckung	27^{mm}
Innere -	2^{mm}
Excentricität der Scheiben	58^{mm}
Admissionskanal	40×320^{mm}
Exhaustionskanal	70×32 -

Die Tendermaschine der französischen Nordbahn, abgebildet auf Tafel LVIII, Fig. 10, ist im Ganzen nach gleichem Princip construirt, wie die vorstehend beschriebene. Die betreffenden Maschinen sind hervorgegangen aus der Fabrik von Köchlin in Mülhausen. Sie besitzen gleichfalls drei gekuppelte Achsen, sämmtlich zwischen Feuerbüchse und Rauchkammer und seitlich vom Langkessel auf der Maschinenplatform angeordnete Reservoire mit 3,9 Tonnen Fassungsraum. Das Leergewicht beträgt 24000 Kilogr., das Dienstgewicht 30300 Kilogr. mit folgender Vertheilung:

Vorderachse	10500 Kilogr.
Mittelachse	10400 -
Hinterachse	9400 -
Total	30300 Kilogr.

Die Hinterachse dieser dreiachsigen Locomotive dient als Triebachse, wodurch die Bleuelstange eine beträchtliche (sehr günstige) Länge, doch dabei ein sehr grosses Gewicht erhält. Der Radstand der nur $1^m,07$ Durchmesser besitzenden Räder beträgt $2^m,60$, wodurch die Locomotive zugleich als Curvenfahrzeug geeignet erscheint. Hingegen sind die Stabilitätsverhältnisse so ungünstig, dass die betreffenden Maschinen nur für kleine Fahrgeschwindigkeiten mit Vortheil zu benutzen, worauf auch schon die geringe Radhöhe ($1^m,07$) hinweist.

Eine andere Type der französischen Nordbahn, abgebildet auf Tafel LVIII, Fig. 14, scheint mehr als Coursmaschine geeignet, wie die soeben besprochenen Typen. Sie besitzt eine vordere Laufachse mit Rädern von $1^m,10$ Durchmesser und zwei gekuppelten Achsen mit Rädern von $1^m,65$ Durchmesser. Sämmtliche Achsen liegen zwischen Feuerbüchse und Rauchkammer. Die Reservoire sind gleichfalls an den Seiten des Langkessels angeordnet und fassen 4 Tonnen Wasser und 1,8 Tonnen Brennstoff. Die Reservoire für letzteren bilden die directe Fortsetzung der Wasserreservoire und liegen daher zu den Seiten der Feuerbüchse.

Der Kolbenhub beträgt 560^{mm}, der Cylinderdurchmesser 420^{mm}. Die Heizfläche ist 6,00 Quadratmeter, die der Röhren 90,00, die Totale mithin 96,00 Quadratmeter, Rostfläche 1,04 Quadratmeter. Der totale Radstand ist $3^m,44$. Das Leergewicht beträgt 26 Tonnen, das Dienstgewicht 34,5 Tonnen, die wie folgt vertheilt sind:

Vordere Laufachse . .	9 Tonnen
Mittelachse (Triebachse)	12,5 -
Hinterachse	13 -
Summa	34,5 Tonnen.

Die betreffenden Maschinen sind aus den Fabriken von Cail und Comp. in Paris und Schneider & Comp. in Creuzot für die französische Nordbahn von 1867—68 geliefert worden. Sie eignen sich, wie leicht ersichtlich, zum Betrieb der Personen- und gemischten Züge auf Zweig- und Localbahnen, sowie auch zum Secundärbahnbetrieb für die dort üblichen mässigen Fahrgeschwindigkeiten.

Noch sei zum Schlusse einer englischen Type gedacht, erbaut von der Firma Ruston & Procter (1868) für die Great-Eastern Eisenbahn und abgebildet auf Taf. LVIII Fig. 13. Die Maschine zeichnet sich, wie alle englichen Locomotiven, durch einen beträcht-

lichen Radstand aus, der auch hier wie gewöhnlich 4m übersteigt (4m,12), indem die Hinterachse hinter der Feuerbüchse angeordnet ist. Dabei besitzen die drei gekuppelten Achsen unter sich die gleichen Abstände von 2m,06. Das Leergewicht beträgt 28 Tonnen, das Dienstgewicht 35 Tonnen, welche vertheilt sind, wie folgt:

Vorderachse	12 Tonnen	
Mittelachse	12 –	(Triebachse)
Hinterachse	11 –	
Summa:	35 Tonnen.	

Die Wasserreservoire liegen auch hier zu den Seiten des Langkessels und fassen je 3,3 Tonnen Wasser, im Ganzen mithin 6,6 Tonnen, während der Brennstoffbehälter an der rückwärtigen Seite der Platform des Maschinistenstandes angeordnet ist. Die übrigen Hauptabmessungen sind folgende:

Kolben	400 × 500mm
Heizfläche der Feuerbüchse	6,4 Quadratmtr.
– – Röhren	55,0 –
–, totale	61,4 –
Rostfläche	1,10 –
Dampfdruck	10 Atm.

Die Cylinder liegen innen, wie dies auch bei der zuletzt beschriebenen französischen Tendermaschiene der Fall ist. Die gewählte Radhöhe, sowie auch der Radstand lassen diese Type zum Betriebe der Güterzüge auf nicht zu curvenreichen Bahnen geeignet erscheinen; sie kann demnach als Localgüterzugmaschine betrachtet werden.

§ 14. Von den Rangirmaschinen — Vorbemerkungen. — Der Rangirdienst auf den Bahnhöfen geschieht in der Hauptsache mittelst Locomotiven und zwar dienen hierzu entweder die gewöhnlichen Coursmaschinen der Güter-, Personen- und gemischten Züge, oder alte ausrangirte Locomotiven. Zu Tendermaschinen umgebaute Rangirmaschinen sieht man auf Bahnen, welche die hierzu erforderlichen Werkstättenanlagen besitzen, vielfach functioniren und auf diese Weise eine sehr zweckmässige Ausnutzung finden. Endlich sind es besonders für die Zwecke des Rangirdienstes speciell gebaute Maschinen, welche in neuerer Zeit sich mehr und mehr auf grösseren Bahnen Eingang verschaffen, die natürlich am Meisten geeignet erscheinen müssen, da man bei ihrer Construction gleich von vorn herein den speciellen Zweck vor Augen hatte.

Die Anforderungen, welche man im Allgemeinen an eine Rangirlocomotive zu stellen hat, sind aber zunächst:

1) Absolute Leichtigkeit, d. h. thunlichst geringe Radbelastung, damit die Weichen und Kreuzungen, sowie die sämmtlichen Gleise nicht zu stark mitgenommen werden.

2) Thunlichste Einfachheit der ganzen Construction.

3) Volle Adhäsion, erzielt durch Kupplung sämmtlicher Achsen.

4) Oekonomie im Brennstoffverbrauch, daher bei einem möglichst leichten Kessel eine zweckmässige Anordnung der Heizfläche (wodurch eben erst der leichte Kessel möglich wird) d. h. grosse Rostanlage und recht kurzen Cylinderkessel mit vielen Röhren.

5) Genügend kleiner Radstand behufs sicherer Befahrung der Weichencurven.

Da diese Maschinen keine (in Betracht kommende) Fahrgeschwindigkeit besitzen, so treten die Stabilitätsrücksichten gänzlich in den Hintergrund, so dass gerade hier das galoppirende zweiachsige Fahrzeug (wofern es nur als Tendermaschine construirt ist) als ein sehr zweckmässiges Betriebsmittel für diesen Dienst sich zu empfehlen scheint, da seine Untugenden erst bei weit grösseren Geschwindigkeiten hervortreten als sie der Rangirdienst erfordert. Dass der Motor in allen Fällen die erforderliche

Zugkraft besitzen muss, versteht sich von selbst, indem anderen Falles der Rangirdienst wesentlich vertheuert und dabei zugleich einen complicirteren Charakter annehmen müsste.

Was zunächst den Rangirdienst mit den gewöhnlichen Coursmaschinen betrifft, so findet derselbe überall da statt, wo wegen zu geringen Verkehrs die Beschaffung besonderer Rangirmaschinen nicht lohnend erscheint. Es müssen alsdann die Coursmaschinen hierzu mit dienen. Dies ist der Fall auf sämmtlichen schwedischen, norwegischen und dänischen Secundärbahnen. Die Bahnen in diesen Ländern besitzen ausnahmslos eingleisigen Unterbau und bilden daher Systeme von Secundärnetzen, wo die Kleinheit des Verkehrs die Beschaffung besonderer Rangirmaschinen nicht erlaubt, zudem die anderwärts längst zur Nothwendigkeit gewordene Trennung des Güter- vom Personenverkehr dort gar nicht stattfindet, weshalb jeder Zug zugleich Güter- und Personenzug ist. Das Fahrpersonal hat demnach einen weit anstrengenderen Dienst als auf Hauptbahnen, da auf allen Zwischenstationen Wagen zu »nehmen« oder »abzusetzen« sind, was namentlich in der Dunkelheit sehr bedenklich ist, indem das Personal alsdann von der Gewissenhaftigkeit des an den Buffern stehenden Subjectes abhängt. Nächstdem hat dasselbe Courspersonal nach vollendeter Fahrt Reservedienst abzuhalten und muss jeden Augenblick zum Rangiren bereit sein. Es muss ferner vor der Abfahrt, nachdem der etwaige Rangirdienst besorgt ist, den zu führenden Zug zusammenstellen und vor den Perron schieben — Alles Arbeiten, die dem Courspersonale auf Hauptbahnen erspart bleiben, welches daselbst weiter nichts zu thun hat als vor den Zug zu rücken und nach vollendeter Fahrt in die Remise zurückzukehren; alles Weitere wird ihm auf dem Wege des Rangirdienstes vorbereitet. Soweit über das Rangiren mit der Coursmaschine; dass dieser Rangirmodus immer nur das Ansehen eines Nothdienstes behält und dass Nichts gewonnen wird, wenn mit den bald nachgeschleppten, bald vorausgeschobenen dreiachsigen Tendern die Weichencurven etc. beständig bearbeitet werden, bedarf nach Obigem wohl keiner Erwähnung.

Der Rangirdienst mit Pferden, erscheint selbst neben zahlreichen Separatmaschinen, die gleichzeitig mit in Function sind, doch nicht ganz entbehrlich, da man ihn noch heute auf allen grösseren Bahnhöfen vorfindet. Das Rangiren mit Pferden hat, ganz abgesehen von der ungeheuren Kostspieligkeit, der mehr als erstaunlichen Langsamkeit und Kleinheit der Leistung an sich, noch den Hauptnachtheil, dass das Planum durch die Tritte der Pferde, sowie durch die nachschleifenden Ketten systematisch ruinirt und verunreinigt wird; auch geht es tüchtig über die Schwellen, Weichen und Kreuzungen her, so dass man nur erstaunen muss, dass diese Rangirmethode gerade auf grossen Hauptbahnhöfen noch immer als »nothwendig« hingestellt und nicht längst »entbehrlich« gemacht ist. An ausreichender Menschenkraft fehlt es auf den grossen Bahnhöfen (die wir hier im Sinne haben und die täglichen Pferdedienst für unabweisbar halten) ganz bestimmt nicht, wofern nur seitens der Betriebsverwaltung praktisch disponirt und nicht stets das »non possumus« zum Argument der Ausreden gemacht wird. »Es geht bei uns eben nicht anders« — heisst es, richtig, es geht genau so wie man's treibt, nie anders.[7])

Mit voriger im Allgemeinen gerechtfertigter Rüge soll aber nicht gesagt sein, dass an bestimmten Localitäten die Verwendung der Rangirmaschinen nicht ebenfalls seine Unbequemlichkeiten und Nachtheile mit sich führt und dass in solchen Fällen

[7]) In England verwendet man zum Rangirdienst in der Regel entweder Sechskuppler oder Vierkuppler mit vorne liegender Laufachse. Beide Typen, die theilweis aus umgebauten alten Locomotiven hervorgehen, tragen das Wasserreservoir sattelförmig auf dem Langkessel.

Pferdedienst nicht ausnahmsweise vorzüglicher ist. Dies kann z. B. beim Perrondienst der Fall sein; in geschlossenen Hallen der Kopfstationen, in der Umgebung von Gebäuden etc. sowie endlich zum Ueberführen von Güterwagen getrennter Bahnhöfe (z. B. Warschau), wo noch kleinliche Rücksichten die Anwendung der Maschinen im Stadtrayon verbieten.

Auch kann man endlich auf den kleineren Zwischenstationen keine besonderen Rangirmaschinen zur Verfügung haben und muss daher diese Arbeit sogar zuweilen durch Menschenkraft verrichten lassen. Auf noch anderen Stationen lohnt das tageweise Miethen eines Pferdes nicht, weil hierzu die Beschäftigung nicht ausreicht, die stundenweise Pferdemiethe dagegen verhältnissmässig sehr theuer zu stehen kommt. In solchen Fällen hat man auf die Ankunft der Coursmaschinen zu warten und durch diese die erforderlichen Manöver ausführen zu lassen.

Bei umgebauten Rangirmaschinen findet sich häufig eine vordere Laufachse, die ein Drittel des Maschinengewichtes beansprucht, indessen ist dieser Umstand für die gewöhnlichen Rangirzwecke von keinerlei nachtheiliger Bedeutung, indem die auf den vier gekuppelten Rädern liegende Last für diesen Dienst in den allermeisten Fällen genügt. Bedenken könnte hingegen der etwas beträchtliche Radstand von circa 3 Meter rechtfertigen, welcher bei dreiachsigen Locomotiven unvermeidlich ist. Die umgebauten Rangirmaschinen tragen die Wasserreservoire entweder sattelförmig auf dem Langkessel (eine sehr bequeme Anordnung), oder auf den Platformen an den Seiten des Langkessels, in welchem Falle beide Gefässe mittelst Rohr communiciren müssen, damit beide gleichzeitig sich füllen und entleeren.

Die zum Rangirdienst benutzten alten Maschinen sind meist dreiachsig, tragen wie vorige sämmtliche Achsen zwischen Feuerbüchse und Rauchkammer, wobei die Vorderachse als Laufachse functionirt, und besitzen die unangenehme Beigabe des Schlepptenders. Die neu beschafften Rangirmaschinen sind kleine zweiachsige, etwa 20—25tönnige Maschinen im dienstfähigen Zustande, mit ganz aussenliegender leicht zu überwachender Maschinerie und seitlich dem Langkessel angeordneten Reservoiren, wofern dieselben nicht nach System Krauss das Wassergefäss zwischen den Rahmen besitzen, eine Anordnung, die in der Praxis, beiläufig bemerkt, nicht recht Eingang findet, die jedoch überall da, wo sie solchen gefunden, sich als vortrefflich bewährt hat. Endlich hat man auch mit Vortheil kleine zweiachsige Rangirmaschinen mit Verticalkessel für den Rangirdienst in technischen Etablissements in Anwendung gebracht, auf deren Construction wir weiter unten zurückkommen.

Wir gehen nun auf die kurze Beschreibung einiger der interessanteren Maschinencategorien ein, welche speciell für den in Rede stehenden Zweck bestimmt sind. In Betreff des Uebrigen wird auf die Abhandlung über die zweiachsigen Maschinen verwiesen.

§ 15. Rangirmaschinen der Kaiser Ferdinand-Nordbahn. — Die Rangirmaschinen der K. F. Nordbahn sind aus alten, nicht mehr leistungsfähigen Güterzugmaschinen in Tendermaschinen umgewandelt und zwar haben wir es mit zwei verschiedenen Typen zu thun, solcher nämlich mit vorderer Laufachse, zwei Kuppelachsen und sattelförmig auf dem Langkessel angeordnetem Reservoir (Tafel LVIII, Fig. 11) und solcher, dreiachsig gekuppelten, welche die Reservoire zu den Seiten des Langkessels tragen (Tafel LVIII, Fig. 12), die jedoch nicht als Rangirmaschine, sondern zum Betriebe der Ostrauer Kohlenbahn benutzt werden, doch auch den Rangirdienst der Kohlenzüge auf den bezüglichen Bahnhöfen mit besorgen müssen.

a. Dreiachsige Tendermaschine für Rangirdienst. Die betreffen-

den Maschinen haben zwei Kuppelachsen und eine vordere Laufachse, wobei jedoch die Kuppelachse hinter der Feuerbüchse angeordnet ist. Die Maschinen dieser Type sind hervorgegangen aus dem Umbau alter Maschinen der K. F. Nordbahn, welche Schlepptender besassen. Das zu Wien (1873) ausgestellte Exemplar dieser Maschinencategorie ist im Betrieb gewesen vom Januar 1872 bis 31. März 1873. Leistung 4400 Rangirstunden.

Kessel.	Rostfläche	1,258 Quadratmtr.
	Rohre. Zahl	109
	Länge	2^{m},844
	Weite	52^{mm} (aussen)
	Heizfläche der Feuerbüchse . . .	6,214 Quadratmtr.
	- - Röhren	50,353 -
	- , totale	56,567 -
	Weite des Cylinderkessels . . .	1^{m},106
	Dampfdruck	120 Pfd. pro Quadratzoll.
	Blechdicke	9^{mm} (Bessemerstahl)

Feuerbüchsendecke halbkreisförmig gebogen, selbsttragend, d. h. ohne jede Verankerung oder Versteifung.

Gestell.	Radstand	3^{m},550
	Raddurchmesser. a. Kuppelräder .	1^{m},264
	b. Laufräder . .	0^{m},948
	Grösste Länge der Maschine . .	8^{m},833
Bewegungsmechanismus.		
	Kolben	395×579^{mm}
	Dienstgewicht	32500 Kilo

Gleichmässige Vertheilung dieses Gewichtes auf alle drei Achsen.

Fassungsraum der Reservoire	a. Wasser . .	4 Cubikmtr.
	b. Kohle . .	1 -

Als historische Notiz sei noch erwähnt, dass die Umgestaltung zum Rangirdienst an Maschinen der Gruppe V (Gütermaschinen vom Jahre 1849 — 1853) vorgenommen und in der Wiener Reparaturwerkstätte der Kaiser Ferdinand-Nordbahn nach und nach durchgeführt wurde. Die Maschinen wurden, unter thunlichster Benutzung des alten Materials, zu Tendermaschinen umgebaut. Das Totalgewicht wurde hierdurch um 100 Centner erhöht, demgemäss auch das Adhäsionsgewicht. Die Maschinen haben eine zwar geringe Heizfläche (56,567 Quadratmtr.), die jedoch für die specielle Bestimmung ausreichend erscheint, da es sich nicht um anhaltende Fahrten (Streckendienst), sondern nur um momentane Kraftleistungen beim Rangirdienst handelt.

Die Räder, Rahmen, Cylinder und Steuerung wurden beibehalten, die Kessel jedoch erneuert (Bessemerstahl) Aufhängung in Volutfedern. Das Hauptreservoir befindet sich, wie schon bemerkt, sattelförmig über dem Kessel; ausserdem ist ein zweites (kleineres) Reservoir unter dem Führerstande zwischen den Rahmen angeordnet, wodurch die Belastung der Hinterachse vermehrt wird. Die Kohlenkästen nehmen die rückwärtigen Ecken der Führerplatform ein. Die Construction gestattet nur die Anwendung einer einseitigen Bremsvorrichtung, indem die gusseisernen Bremsschuhe beim Anziehen der Spindel an die innere Bandagenfläche der Kuppelräder gepresst werden. Für die Armatur wurden grösstentheils vorhandene Modelle anderer Maschinentypen benutzt. Da es sich beim Rangirdienst wesentlich darum handelt, eine bedeutende Zugkraft, wenn auch nur für kurze Zeit, zu entwickeln, so wurden die alten im Verhältniss zur Heizfläche sehr grossen Cylinder beibehalten, jedoch der Kesseldruck von 80 auf 120 Z.-Pfd. erhöht. Das Verhältniss der Rostfläche und der directen Heizfläche zur totalen ist, ein aussergewöhnliches günstiges (1 : 45 und beziehentlich 1 : 9), wesentlich herbeigeführt durch die kurzen Rohre (2^{m},844). Der

cylindrische Kessel besteht aus nur zwei Ringen und besitzt $1^m,106$ Weite. Die Feuerkiste besitzt, wie schon angedeutet, keine Deckenverankerung. Die Mantelflächen beider Feuerbüchsen sind halbkreisförmig gewölbt, so dass die oberste Stehbolzenreihe etwas über den Anlauf der beiden Kreisbogen greift. Die innere Kistendecke ist mit den Seitenwänden aus einem Stücke gebogen, und im gewölbten Theile auf $17^1/_2{}^{mm}$ verstärkt, eine Construction die allgemeine Nachahmung verdiente, zumal Blechbreiten bis zu 2 Meter heute nicht schwer zu beschaffen sind, womit schon ganz ansehnlichen Rostlängen Rechnung getragen werden kann.

b. Die dreiachsig gekuppelten Maschinen sind theils von Sigl geliefert, theils in den eigenen Werkstätten der K. F. Nordbahn erbaut. Die drei Achsen liegen sämmtlich zwischen Feuerbüchse und Rauchkammer. Die Mittelachse ist Triebachse. Rahmen aussen, Steuerung innen. Wassergefässe seitlich am Langkessel auf der Maschinenplatform; Kohlenraum seitlich an der Feuerbüchse. Dampfbremse in Verbindung mit Handbremsvorrichtung. Aufhängung in Federn ohne Anwendung von Balancierverbindungen. Construction der Feuerbüchse nach Becker mit vier Reihen verticaler Deckenschrauben.

Die Hauptabmessungen dieser Maschinencategorie sind folgende:

Kessel.	Rostfläche	1,50	Quadratmtr.
	Rohre. Zahl	132	
	Länge	$3^m,900$	
	Weite	52^{mm}	(aussen)
	Heizfläche der Feuerbüchse . .	6,40	Quadratmtr.
	- - Röhren . . .	84,10	-
	- , totale	90,50	-
	Durchmesser des Cylinderkessels	$1^m,120$	
	Dampfdruck	143	ZPfd. pro Quadratzoll
Gestell.	Radstand	$3^m,100$	
	Raddurchmesser	$1^m,200$	
	Maschinenlänge	$9^m,120$	(Buffer zu Buffer)
	- breite	$3^m,020$	
	Rahmenlänge	$7^m,200$	
Bewegungsmechanik.			
	Kolben	410×632^{mm}.	

Steuerung nach Allan, innenliegend. Cylinder aussen, horizontal. Kolbenstangen durch beide Cyiinderdeckel geführt. Dienstgewicht 36 Tonnen; gleichmässige Vertheilung der Last auf alle drei Achsen zu à 12 Tonnen.

Fassungsraum der Reservoire	a. Wasser . .	3800	Kilogr.
	b. Kohle . .	1250	-

Die Maschinen sind zunächst für den Dienst auf der Ostrauer Kohlenbahn bestimmt, welche zum Netze der K. F. Nordbahn gehört, wo sie bei Steigungen von 1 : 50 nach beiden Richtungen Züge befördern, wie dies bei allen Tendermaschinen üblich, die vermöge ihrer Construction gleich sicher vorwärts und rückwärts zu laufen bestimmt sind. Das Verhältniss der Rostfläche zur totalen Heizfläche ist 1 : 60; das der directen zur totalen 1 : 14.

§ 16. Rangirmaschinen für den Dienst in industriellen Etablissements. Dieselben dienen in der Regel nicht nur zum Betrieb im Innern der Fabriken sondern haben auch auf den betreffenden Anschlussstrecken nach den Hauptbahnen den Dienst zu versehen, weshalb sie trotz ihrer Kleinheit normalspurig zu erbauen sind.

Die Firma De Wendel in Hayange bei Forbach verwendet schon seit einer Reihe von Jahren auf ihren ausgedehnten Hüttenwerken und sonstigen Anlagen kleine vierrädrige gekuppelte Tendermaschinen, mit deren Leistung man angeblich sehr zufrieden ist.

Der Kessel ist zur Feuerung mit Klein-Cokes bestimmt und hat derselbe incl. Feuerbüchse eine Länge von $2^m,100$, einen Durchmesser von $0^m,750$ und eine vom Feuer berührte Fläche von 11,725 Quadratmeter, wovon 2,500 Quadratmeter auf die directe und 9,225 Quadratmeter auf die indirecte Heizfläche kommen. Dampfdruck 7 Atmosphären. Die Siederöhren, deren 113 Stück vorhanden, sind aus Messing gefertigt, haben eine Länge von 1^m, einen Durchmesser von 30^{mm} im Lichten bei 2^{mm} Wandstärke. Die Feuerkiste besteht aus Kupferblech von 10^{mm} Dicke, die kupferne Rohrwand hat eine Dicke von 15^{mm}. Die eiserne Rohrwand der Rauchkammer besitzt dieselbe Dicke. Der Kessel ist mit zwei Sicherheitsventilen von 40^{mm} Durchmesser armirt, sowie mit den nöthigen Pumpen, Wasserstandzeigern und Manometer versehen.

Die Maschinen haben zwei gekuppelte Achsen von 110^{mm} Dicke (sie sind ganz cylindrisch), deren Räder 750^{mm} Durchmesser und $1^m,300$ Radstand besitzen. Kolben 180×350^{mm}. Die Locomotiven sind von der Firma Anjubault in Paris gebaut, wiegen incl. Achsen und Räder im leeren Zustande 140 Centner, bei 175 Centner im dienstfähigen Zustande. Das Wasserreservoir fasst 24 Cubikfuss Wasser.

Derartige Maschinen wurden bereits im Jahre 1863 beschafft und kosteten incl. Transport loco Hayange 16000 Frc.

Bei täglich zwölfstündigem Dienst ergeben sich die Gesammtkosten pro Monat

Gehalt des Führers	23 Thlr.
- - Heizers	17 -
Nebenschichten, Vertretungen etc. .	3 -
Instandhaltungskosten der Maschine	12 -
Wasser	2 -
Brennstoff	16 -
Zinsen und Amortisation	24 -
Summa	97 Thlr.

was bei 26 Arbeitstagen 3,73 Thlr. pro Tag, oder 9,36 Sgr. pro Stunde ergiebt.

Werden Rangirmaschinen nicht in industriellen Etablissements, sondern unter den gewöhnlichen Eisenbahn-Verhältnissen auf Bahnhöfen benutzt, so ist zu rechnen wie folgt.

Gehalt des Führers	42 Thlr.
- - Heizers	25 -
Vertretungskosten	4 -
Instandhaltung der Maschine .	20 -
Wasser	4 -
Brennstoff	20 -
Zinsen und Amortisation (8 %)	28,44
Insgemein	1,56
Summa	145 Thlr.

was 5,57 Thlr. pro Tag und 13,94 Sgr. pro Stunde beträgt.

§ 17. Rangirmaschinen mit Verticalkessel. — Dieselben sind vom Ingenieur Nicolas François in Seraing zunächst für die ausgedehnten Etablissements der Société John Cockerill gelegentlich construirt und in Betrieb gesetzt worden (Sommer 1869). Es zeigte sich jedoch bald, dass dieselben zu einem einträglichen Verkaufsartikel wurden, indem fremde Besucher diese Maschinen in Function sahen, als zweckmässig erkannten und in ziemlicher Anzahl, gleich in den nächsten Jahren, ohne irgend welche Reclame seitens der Firma, in Bestellung gaben, so dass diese

Maschinen jetzt schon auf den meisten der ausgedehnteren Eisenhüttenanlagen eingeführt sind.

Cockerill hatte zu Wien (1873) eine dieser Typen mit Verticalkessel ausgestellt. Dieselbe ist auf Tafel LVIII, Fig. 5 skizzirt abgebildet und zeigt das ganze Arrangement, ohne dass eine weitläufige Beschreibung erforderlich wäre. Nur die Angabe der Hauptdimensionen sei uns erlaubt.

Kessel. Der Kessel erhebt sich auf der Mitte des Platformwagens. Er besitzt 8□^{m} Heizfläche.

Gestell. Grösste Länge $3^{m},220$
- Breite $2^{m},110$
- Höhe $3^{m},150$ (Schornsteinkopf)

Radstand $1^{m},400$
Raddurchmesser $0^{m},605$

Kupplung beider Achsen. Einfache Buffervorrichtung vorhanden.

Bewegungsmechanik. Kolben 200×250^{mm}. Cylinder zwischen den Rädern, geneigt, oberhalb der letzteren zu den Seiten des stehenden Kessels angeordnet. Umsteuerung vermöge der Stephenson'schen Coulisse, Dienstgewicht 7500 Kilogramm. Grösse des Wasserreservoirs 0,675 Cubikmeter, des Kohlenreservoirs 0,195 Cubikmeter. Zugleistung 90 Tonnen Brutto auf der Horizontalen. Es werden, wie schon angedeutet, bereits seit einer Reihe von Jahren dergleichen Rangirmaschinen seitens der Firma Cockerill gebaut und zwar ausschliesslich für den Dienst im Innern ausgedehnter Hüttenanlagen und deren Anschlussstrecken nach den Hauptbahnen. Sie sind daher immer, trotz ihrer Kleinheit, normalspurig. Im Mai 1873 waren 63 solcher Maschinen geliefert und 12 in Ausführung begriffen. Es werden drei Categorien erbaut, für 60, 90 und 160 Tonnen Bruttoleistung auf der Horizontalen.

Rangirmaschinen mit stehendem Kessel empfehlen sich besonders da, wo es darauf ankommt, eine möglichst kurze Maschine mit kleinem Radstande zu haben, während die Maschinen mit liegendem Kessel für Erdtransporte etc. geeignet erscheinen.

Maschinen mit Verticalkessel werden in Deutschland von der Maschinenfabrik Zorge am Harz geliefert und war eine derselben (abgebildet auf Tafel LVIII, Fig. 6) zu Wien (1873) ausgestellt. Die Hauptabmessungen sind folgende:

Kessel.	Rostfläche . .	0,270 Quadratmeter
	Rohrzahl . . .	106 Stück
	Rohrweite . .	51^{mm}
	Totale Heizfläche	10,86 Quadratmeter
Gestell.	Radstand . . .	$2^{m},120$
	Raddurchmesser.	$0^{m},600$.

Bewegungsmechanik. Kolben 200×250^{mm}. Geneigte, aussen am Rahmen befestigte Cylinder. Dienstgewicht 8750 Kilogramm. Bei 8 Atmosphären Ueberdruck im Kessel, 3 Meter Fahrgeschwindigkeit und 50% Nutzeffect berechnet sich die Leistung auf 23 Pferdekraft. Die Zugleistung beträgt auf der Horizontalen 3000 Centner Brutto, in der Steigung 1 : 100 noch 840 Centner.

Die allgemeinen Vorzüge dieser Typen für die bemerkten Specialzwecke wurden bereits mehrfach hervorgehoben. Zorge liefert dergleichen Tendermaschinen in 4 Modellen.

Modell Nr. 1. Kolben 155 × 250mm.
Leistung (horizontal) 2000 Centner
- auf 1 : 100 400 -
Heizfläche 8 Quadratmeter.

Modell Nr. 2. Vergleiche die obigen Dimensionen des Ausstellungsobjectes Wien 1873.

Modell Nr. 3. Kolben 250 × 250mm.
Leistung (horizontal) 4000 Centner
- auf 1 : 100 1200 -
Heizfläche 17,09 Quadratmeter.

Modell Nr. 4. Kolben 285 × 360mm.
Leistung (horizontal) 7800 Centner
- auf 1 : 100 2800 -
Heizfläche 25 Quadratmeter.

In den constructiven Details zeichnen sich die Zorge'schen Maschinen in mehrfacher Beziehung aus. Der Kesseldampf gelangt nicht direct zum Regulator, sondern communicirt mit letzterem durch eine im oberen Kesseltheile angeordnete ringförmige, mit Löchern versehene Platte, wodurch die Erzielung trocknen Dampfes befördert wird. Die Armaturen sind auf der oberen gewölbten Kesseldecke placirt.

Jede Maschine ist mit zwei Schau'schen Injectoren versehen, denen das Speisewasser von oben zufliesst. Die Cylinder liegen geneigt an den Aussenseiten der Rahmen und zwar über den Rädern. Die Dampfvertheilung geschieht auf sehr einfache Weise, mit nur einem Excenter, die Umsteuerung durch einen besonderen, mittelst Hebel manövrirten Schieber. Die Schwierigkeiten der Coulissensteuerung wurden auf diese Weise umgangen, im Hinblick auf thunlichste Vermeidung von Reparaturen. Das Wasserreservoir befindet sich vor dem Kessel auf der Platform, der Kohlenraum hinter dem Stande des Maschinisten. Das Ganze ist mit einem Wetterdach versehen. Die einfach construirte Bandagenbremse wird mit Handkurbel und Schraube dirigirt. Die Rostflächen wurden bei allen Typen auf $^1/_{40}$ der totalen Heizfläche normirt. Die Motoren sind bestimmt, von nur einer Person geführt und bedient zu werden.

Literatur.

a. Ueber vierrädrige Locomotiven und Tenderlocomotiven (für Normalspur).

Vierräderige Locomotiven der Zürich-Zug-Luzerner Eisenbahn. Organ f. Eisenbahnwesen 1865. p. 86.

Vierräderige Tendermaschinen für die Bülacher Bahn (System Krauss). Mit Abbild. Organ für Eisenbahnwesen 1865, p. 87, und 1866, p. 239.

Krauss, Ch., Vierräderige gekuppelte Locomotiven für Personen- und gemischte Züge. Organ f. Eisenbahnwesen 1866, p. 15.

Vierräderige gekuppelte Maschinen mit äussern Cylindern für die badische Staatsbahn. Vom Atelier in Graffenstaden. Organ f. Eisenbahnwesen 1867, p. 236 und 1869, p. 124.

Heusinger v. Waldegg. Vierräderige Tenderlocomotive (System Krauss) für die Grossherzogl. Oldenburgische Staatsbahn von Krauss & Co. in München. Organ f. Eisenbahnwesen 1867, p. 231.

Vierräderige Locomotiven. Organ f. Eisenbahnwesen 1873, p. 117.

Glück, Jul., Probefahrten mit vierräderigen Locomotiven nach Patent »Krauss«. Organ f. Eisenbahnwesen 1873, p. 92.

Heusinger v. Waldegg, Vierräderige kleine Tenderlocomotive mit Blindachse und innenliegenden Cylindern, gebaut von Societé de Couillet. Organ f. Eisenbahnwesen 1867, p. 241.

Heusinger v. Waldegg, Vierräderige gekuppelte Tenderlocomotive mit äussern Cylindern von Ruston-Proctor & Co. in Lincoln. Organ f. Eisenbahnwesen 1867, p. 244.

Heusinger v. Waldegg, Vierräderige Tenderlocomotive mit aussenliegenden Cylindern von Henry Hughes & Comp. in Longborough. Organ f. Eisenbahnwesen 1867, p. 244.

Welche Erfahrungen liegen über die Anwendung vierräderiger Maschinen vor, und welche Gewichte per Achse sind hierbei angewendet? (Referat für die IV. Techniker-Versammlung in München). 3. Supplementband des Organs p. 102.

Liegen weitere Erfahrungen über die Anwendung der vierräderigen Maschinen vor? (Referat für die V. Eisenbahn-Techniker-Versammlung in Hamburg.) Organ f. Eisenbahnwesen 1870, p. 85 und 124, sowie 1871, p. 98 und 195.

Becker, Die Tenderlocomotiven von Manning-Wartdle & Co. in Leeds, England & Co. und Neath Abbey & Co. auf der Londoner Ausstellung 1862. Organ f. Eisenbahnwesen 1864, p. 60 und 84.

Büxler, Fr., Leichte Tenderlocomotiven für die Rheinische Eisenbahn. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1873, p. 55.

Tenderlocomotive der Kaiser Ferdinands Nordbahn für die Ostrauer Kohlenbahn. Organ f. Eisenbahnwesen 1873, p. 207.

Tenderlocomotiven von Krauss & Co. auf der Wiener Weltausstellung. Organ f. Eisenbahnwesen 1874, p. 37.

Lieferungsbedingungen der Tenderlocomotiven der Schweizer Nord-Ostbahn. Organ f. Eisenbahnwesen 1872, p. 195.

b. Rangirlocomotiven.

Quasowski, Ueber Rangirmaschinen. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1865, p. 237.

Rangirmaschine der Kaiser Ferdinands Nordbahn. Mit Abbild. Organ f. Eisenbahnwesen 1873, p. 207.

Rangirlocomotive mit Tenderrahmen. Organ f. Eisenbahnwesen 1870, p. 161.

Kessel für Rangirlocomotiven. Engineering. October 1872. Organ für Eisenbahnwesen 1873, p. 118.

XX. Capitel.

Geschichte und Statistik der Locomotive sowie der Locomotivbau-Anstalten und Preise der Locomotiven.

Bearbeitet von

Edmund Heusinger von Waldegg,

Oberingenieur in Hannover.

---

§ 1. Einleitung. — Die im 7. Decennium des vorigen Jahrhunderts entstandenen Eisenbahnen oder eigentlich Spurbahnen mit gusseisernen Schienen, erlangten erst mit Einführung der Dampfkraft (im Anfang dieses Jahrhunderts) einige Bedeutung, aber erst mit Erfindung und Einführung der gewalzten Schienen (1828) und seit der denkwürdigen Preisconcurrenz auf der Liverpool-Manchester Bahn (1829), wobei Robt. Stephenson's »Rocket« den Sieg davon trug, haben die Eisenbahnen die riesige Entwickelung erlangt und in etwa 45 Jahren mit einem Netz von über 300000 Kilometer den ganzen Erdball umschlungen, wovon etwa der siebente Theil dem Gebiete des Vereins deutscher Eisenbahnverwaltungen angehört.

Die erste Eisenbahn, die zwei grössere Städte verband, war die Bahn zwischen Stockton und Darlington, welche im Jahre 1825 eröffnet und hier zum ersten Male auch von Personen befahren wurde, doch wurden die Wagen dabei noch mit Pferden gezogen und fuhren mit der damals unerhörten Geschwindigkeit von 16 Kilometer in der Stunde.

Die schnelle Abnutzung der Pferde beim Betriebe dieser Bahn und das Bestreben noch eine grössere Fahrgeschwindigkeit zu erlangen, veranlasste die Unternehmer der damals im Bau begriffenen Liverpool-Manchester Bahn auf eine verbesserte Anwendung der Dampfkraft ihr Augenmerk zu richten. Man beabsichtigte jedoch anfänglich, in kurzen Zwischenräumen Dampfmaschinen aufzustellen und die Wagen durch Seile ziehen zu lassen. Booth, der Secretair dieser Gesellschaft, war der Erste, welcher die Verwaltung dieser Bahn auf die mögliche Vervollkommnung der langsam auf den Kohlenbahnen hinkriechenden Locomotiven hinlenkte und die Gesellschaft veranlasste jenes Preisausschreiben mit einer Belohnung von 10000 Mark für eine Locomotive zu erlassen, die ihr dreifaches Eigengewicht mit 16 Kilometer Geschwindigkeit in der Stunde ziehen, auf Federn ruhen und nicht mehr als 10000 Mark kosten sollte.

Auf dem Continente war die erste Bahn, die für den allgemeinen Verkehr eröffnet wurde, die Pferdebahn von Prag nach Lahna (1830) und die 135 Kilometer

lange Pferdebahn von Linz nach Budweis, eine Schöpfung des genialen Ritters von Gerstner. Die erste durch Locomotive betriebene Bahn wurde jedoch in Belgien von Brüssel nach Mecheln im Jahre 1835 und in demselben Jahre noch die von Denis erbaute Nürnberg-Fürther Bahn eröffnet, welche letztere Anfangs nur an Sonntagen mit Locomotiven, in den Wochentagen aber mit Pferden betrieben wurde.

Die Entwickelungsgeschichte der Locomotive selbst lässt sich in 5 Hauptabschnitte theilen, von denen die erste Epoche die ersten noch unvollkommenen Versuche im Baue der Locomotive bis zur Erfindung der Röhrenkessel (1800 bis 1829), die zweite Epoche von der Ausbildung der Röhrenkessel bis zur Erfindung der Steuerung mit vier festen Excentrics (1830 bis 1837), die dritte Epoche von da bis zur Anwendung der Stephenson'schen Coulissensteuerung (1838 bis 1842), die vierte Epoche von da bis zur Preisconcurrenz der Semmeringbahn (1843 bis 1851) und die fünfte Epoche von da bis zur neuesten Zeit (1852 bis 1875) umfasst.

§ 2. Erste Epoche. (1800—1829.) — Denis Papin, James Watt, und andere hatten schon Ideen zur Anwendung der Dampfkraft für Fuhrwerke angegeben, Oliver Evans war indess unzweifelhaft der Erste, welcher einen auf einer Eisenbahn in Anwendung gekommenen Dampfwagen zur Ausführung brachte. Bereits im Jahre 1784 fasste er die Idee einer Hochdruckdampfmaschine als bewegende Kraft auf Strassen und Schienenwegen und gab sich viele Mühe, seinen Plänen in Philadelphia Eingang zu verschaffen; aber nicht eher als 1799 fand er sich in den Stand gesetzt, die Construction seiner Locomotive zu beginnen, welche auf einer besonders zu diesem Zweck gelegten Eisenbahn versucht werden sollte. Nach vielen Unterbrechungen wurde endlich die erste Locomotive, die den Namen »Oructer Amphibolos« führte, im Jahre 1801 vollendet. Sie scheint jedoch erst im Winter 1803—4 die nöthige Vollkommenheit erreicht zu haben, so dass sie »im Angesichte von wenigstens zwanzigtausend Zuschauern durch die Strassen von Philadelphia bis an den Schuylkill-Fluss« ihren Lauf nehmen konnte.

Der Mangel an Mitteln, welcher Evans hinderte, eine Strecke Schienenweg anzulegen, wie er es beabsichtigt hatte, war wahrscheinlich der Grund, dass wir später diese Maschine zur Bewegung eines Bootes angewendet finden, und dass alle seine Bestrebungen selbst noch im Jahre 1809 in Amerika fruchtlos blieben, den Werth der Erfindung seinen Landes- und Zeitgenossen erklärlich zu machen. Von diesem Jahre datirt sich auch seine denkwürdige Prophezeihung, die er in einem Schriftchen veröffentlichte:

»Die jetzige Generation will sich mit Kanälen begnügen, die nächste wird Eisenbahnen und Pferde vorziehen; aber ihre mehr aufgeklärten Nachkommen werden meinen Dampfwagen als die grösste Vollkommenheit des Transportes anwenden.«[1])

Fast gleichzeitig waren Trevithick und Vivian in England mit dem Bau eines Dampfwagens für eine Eisenbahn beschäftigt. Im Jahre 1802 nahmen dieselben ein Patent auf die Anwendung der Hochdruckmaschine für Wagen und zwei Jahre später 1804 führten sie diese Construction an einer Maschine aus, welche auf der Eisenbahn von Merthyr-Tydvil in Süd-Wales in Gang kam, nachdem sie zuerst dieselbe auf gewöhnlichen Strassen in Gang zu setzen versucht, aber dabei unüberwindliche Hindernisse gefunden hatten.

Die Locomotive-Maschine von Trevithick und Vivian hatte nur einen

[1]) Hermann Köhler in der Einleitung der Uebersetzung von Wood's prakt. Handbuch der Eisenbahnkunde. Braunschweig 1839.

horizontal liegenden Cylinder von 8 Zoll Durchmesser, mit 4 Fuss 6 Zoll Hub; die Uebertragung der Bewegung vom Kolben auf die Räder geschah vermittelst einer Kurbelstange und zweier Zahnräder. Diese Maschine soll einen Zug von 10 Tonnen auf eine Entfernung von 9 engl. Meilen und mit einer Geschwindigkeit von 5 engl. Meilen (etwas mehr als eine deutsche) in 1 Stunde, ohne dass man das im Kessel enthaltene Wasser zu erneuern brauchte, fortgeschafft haben.

Das grösste Hinderniss bei der Anwendung von Dampfwagen auf Eisenbahnen zu jener Zeit war der eingebildete Mangel von Adhäsion der Räder auf den Schienen.

Um diesen Mangel zu umgehen, erhielt Blenkinsop von dem Middleton-Kohlenbergwerke bei Leeds 1811 ein Patent auf die Anwendung einer Zahnstange, welche an einer der Schienen seitlich angegossen war, und in die die Zähne eines durch zwei Getriebe von der Maschine in Bewegung gesetzten Rades eingriffen, um so den Wagen fortzutreiben.

Mit solchen Maschinen können starke Steigungen überwunden werden. Zwölf Jahre lang wurden mit mehreren dieser Maschinen die Steinkohlen von den Middletongruben nach Leeds transportirt; als man aber später fand, dass die Adhäsion der Räder auf den Schienen zur Fortbewegung der Wagen hinreichend sei, liess man die Zahnstange weg. Ehe man sich jedoch hiervon überzeugte, verwendeten viele Ingenieure ihre Kräfte auf Ersatz dieses Mangels an Adhäsion.

Im Jahre 1812 nahmen Wilhelm und Eduard Chapmann ein Patent auf eine Vorrichtung zur Ortsveränderung der Dampfwagen. Sie bestand in einer in der Mitte des Schienenwegs auf dessen ganzer Länge angebrachten Kette, die einmal um ein mit Rinnen auf dem Felgenkranz versehenes und unter dem Mittelpunkt der Maschine angebrachtes Rad geschlungen war. Wenn dieses Rad durch die Maschine umgedreht wurde, rückte dieselbe, da die Kette nicht gleiten konnte, auf der Bahn fort. — Diese Einrichtung gab man bald auf, weil durch die Reibung der Kette ein ungeheurer Kraftverlust herbeigeführt wurde.

Im Jahre 1813 versuchte Brunton auf den Butterley-Eisenwerken die Ortsveränderung eines Dampfwagens ohne Hülfe der Adhäsion der Räder auf den Schienen mittelst eines Systems von zwei Krücken, die wie die Hufe eines Pferdes wirkten.

Bei dem mit einer solchen Maschine (die einen Kessel von 5 Fuss 6 Zoll Länge, 3 Fuss Durchmesser, Kolbenhub von 24 Zoll und ein Gewicht von 45 Ctr. hatte) angestellten Versuch, bewegte sie sich ungefähr mit einer Geschwindigkeit von $2^1/_2$ engl. Meilen in der Stunde vorwärts und entwickelte eine Kraft von ungefähr 6 Pferden. Ein Unfall, der sich an dem Kessel ereignete, verhinderte weitere Versuche anzustellen.

Um dieselbe Zeit unternahm Blackett auf der Wylam-Eisenbahn eine grosse Zahl von Versuchen in Betreff der wichtigen Frage, ob die Adhäsion der Räder von der Maschine auf den Schienen hinlänglich sei, um eine fortschreitende Bewegung der Maschine und der Transportwagen, welche sie ziehen soll, ohne die Hülfe einer andern Vorrichtung, zu bewirken, und fand, dass auf fast horizontalen oder nur gering steigenden Bahnen die Adhäsion der Räder allein hinreichend sei, um die Maschine bei jedem Wetter, wenn die Bahn nicht mit Schnee bedeckt ist, fortzutreiben.

Die erste auf der Wylam Eisenbahn in Anwendung gekommene Locomotivemaschine hatte nur einen Cylinder, und war mit einem Schwungrad versehen, um die unregelmässige Wirkung der Kurbel auszugleichen. Wenn indess die Maschine stillstand und die Kurbel und Kurbelstange sich in einer Linie befand, war der Kolben nicht im Stande die Kurbel zu drehen und die Maschine konnte nur mittelst Anwendung von Hebel an den Speichen des Schwungrads in Bewegung gesetzt werden: ausserdem wirkte die stossweise Bewegung des einfachen Cylinderkolbens sehr nachtheilig auf die Theile der Maschine und die Leistung war nur gering.

In der ersten Hälfte des Jahres 1814 baute Georg Stephenson eine Locomotive, die am 25. Juli desselben Jahres auf der Eisenbahn der Killingworth-Steinkohlen-Bergwerke zuerst in Gang gesetzt wurde. Die Maschine hatte zwei senkrecht stehende Cylinder von 8 Zoll Durchmesser und 2 Fuss Hub; der Kessel war

cylindrisch, 8 Fuss lang und 44 Zoll weit und eine 20 Zoll im Durchmesser haltende Feuerröhre ging durch den Kessel.

Die Kurbelstangen wirkten zunächst auf 2 Blindachsen mit Zahnrädern und hatten deren Kurbeln eine solche Stellung zu einander, dass, wenn die eine senkrecht stand, oder eine Linie mit der Kurbelstange bildete, die andere eine horizontale Lage hatte, oder rechtwinkelig zu ihr stand. Die Zahnräder griffen in zwei andere grössere auf den Achsen des Wagens und drehten dieselben nebst den darauf befestigten Rädern um.

Bei einem am 27. Juli 1814 auf einem mit Stuhlschienen belegten Stück der Killingsworth-Eisenbahn (mit einer Steigung von 1 : 450) angestellten Versuch zog diese Locomotive, ausser ihrem eignen Gewicht, acht beladene Wagen, die zusammen ungefähr 30 Tonnen wogen, mit einer Geschwindigkeit von 4 engl. Meilen in der Stunde. Durch die Anwendung von zwei Cylindern war die Wirkung der Maschine weit regelmässiger, als bei einfachem Cylinder mit Schwungrad.

Man überzeugte sich bald, dass die Adhäsion der Räder auf den Schienen hinlänglich sei, um die Last fortziehen zu können. Im Anfang wurden auf der Hinterachse dieser Locomotive und auf der Vorderachse des Munitionswagens, der Kohlen und Wasser enthielt, Scheiben mit einer Rinne auf der Peripherie angebracht. Ueber dieselben ging eine Kette ohne Ende, um die Adhäsion der Räder des Tenders auch noch mit zur Hülfe zu nehmen; allein später fand man, dass dies unnöthig sei und beseitigte daher wieder diese Vorrichtung.

Diese Mittheilung der Bewegung der Kolben auf die Räder des Wagens mittelst Zahnräder verursachte ein grosses Geräusch und mitunter bedeutende Stösse, die besonders dann stark wurden, sobald die Radzähne abgenutzt waren und Spielraum zwischen ihnen entstand. Um dieses zu vermeiden nahmen Stephenson und Dodd am 28. Februar 1815 ein Patent auf eine Methode, die Maschinenkraft den Rädern, ohne Hülfe von Zahnrädern, unmittelbar mitzutheilen.

Es geschah dieses entweder mittelst einer endlosen Kette, welche über verzahnte Scheiben auf beiden Achsen geschlungen war oder mittelst Kuppelstangen, die ausserhalb an den zu verbindenden Rädern an den in rechten Winkeln versetzten Kurbeln einer Achse angebracht waren.

Ein grosses Hinderniss bei der Einführung dieser Locomotiven war ihre Schwere und die Leichtigkeit der damaligen Schienen; man suchte dies dadurch zu beseitigen, dass man die Last auf sechs Räder vertheilte.

Die nach dieser um das Jahr 1820 für die Killingworth-Eisenbahn von Georg Stephenson gebauten Locomotiven, die lange Zeit auf dieser Bahn in Gebrauch waren und zu damaliger Zeit als die besten ihrer Art galten, hatten folgende Einrichtung:

Der Kessel war cylindrisch und seine Enden bildeten Kugelschnitte; eine cylindrische Röhre ging durch denselben und lag 2 Zoll von dem Boden des Kessels entfernt. An dem einen Ende dieser Röhre war der Feuerheerd und das andere lief in den Schornstein aus. Der Rost, auf welchem die Feuerung ruhte, lag unter der Mitte der Röhre und reichte ungefähr 4 Fuss in dieselbe hinein. An seinem hintern Ende ruhte der Rost auf einer kleinen Ziegelsteinmauer, die den Raum unter dem Rost hinten verschloss. Der Kessel ruhte auf einem hölzernen oder eisernen Gestell, welches durch Federn, zwei auf jeder Seite, getragen wurde. Die gusseisernen oder messingnen Lager, auf denen die Achsen der Maschine ruhten, waren 4 Zoll lang und gingen um den halben Umfang der Achsen; sie konnten in den Leitungen auf und nieder gleiten und die Wirkung der Federn wurde ihnen in der noch jetzt üblichen Weise durch einen Bolzen mitgetheilt. Die Cylin-

der standen senkrecht und zum Theil im Kessel, hatten gewöhnlich 9 Zoll im Durchmesser und waren inwendig mit Kupferblech gefüttert, und die Kolbenstangen gingen wie gewöhnlich durch Stopfbüchsen und waren mit Querstangen verbunden. Die gradlinige Bewegung der Kolbenstangen wurde durch Führungen gesichert, welche an den von den Cylindern abgehenden Armen befestigt und durch Stangen senkrecht erhalten wurden. Die Kurbelstangen waren mit den Enden der Querstangen durch Zapfen und Pfannen verbunden und die andern Enden auf eine ähnliche Weise mit den Kurbelzapfen an den Speichen der Räder.

Die Kurbeln beider Achsen standen im rechten Winkel zu einander, die eine Achse war mit Gegenkurbeln versehen, welche mit den Kurbelzapfen der zweiten Achse durch Kuppelstangen verbunden waren.

Die früher beschriebene und zu demselben Zweck angewandte Kette hatte sich nicht bewährt, da sie leicht schlaff wurde und sehr nachtheilig auf den Gang der Maschine wirkte.

Die 4 Fuss grossen Räder waren von Gusseisen, die Achsen $3^1/_2$ Zoll stark.

Dem Kessel wurde mittelst einer kleinen Druckpumpe, welche an seiner Seite angebracht war, und durch eine mit der Querstange des Kolbens verbundene Stange bewegt wurde, das Speisewasser zugeführt. Zur Verhinderung der Abkühlung war der Kessel mit einem Mantel aus schmalen Brettern umgeben, die durch eiserne Reifen zusammengehalten wurden.

Die damals bei diesen Maschinen verwandten Tender bestanden aus einem kleinen vierräderigen Transportwagen, worauf ein grosses Fass lag, von wo aus vermittelst eines Lederschlauchs das Speisewasser zu der Pumpe geführt wurde.

Die grösste Leistung einer solchen Maschine, die mit dem Tender ungefähr 10 Tonnen wog, bestand in der Fortschaffung von circa 40 Tonnen, mit einer Geschwindigkeit von 6 engl. Meilen in der Stunde; es wurden dabei circa 16 Gallonen Wasser in der Stunde verdampft.

Im Jahre 1825 brachte Thim. Hackworth zuerst an einer Locomotivemaschine die Cylinder auf beiden Seiten des Kessels (jedoch stehend) an und liess beide auf eine und dieselbe Triebachse wirken, indem er die beiden Kurbelzapfen dieser Achse im rechten Winkel zu einander setzte und diese dann mit ähnlich gesetzten Kurbelzapfen der andern Achse durch Stangen verkuppelte.

Bis zum Jahre 1826 waren die Räder der Locomotiven auf die gewöhnliche Weise oder an den Kränzen schalenhart gegossen, da erstere aber sich sehr schnell am Felgenkranz ausnutzten und eine bedeutende Reibung sowie ein Zerbrechen der gusseisernen Schienen durch Seitendruck veranlassten, sowie letztere häufig zersprangen und Unfälle veranlassten, liess Nic. Wood eine der Killingworth-Maschinen mit schmiedeeisernen Bandagen versehen; diese Versuche fielen sehr befriedigend aus und veranlassten die Bedlington-Eisenhütte 1827 das erste Walzwerk zur Fabrikation dieser Bandagen einzurichten.

Im Jahre 1828 baute Robert Stephenson (der Sohn von Georg St., der die besten Maschinen der Killingworth-Eisenbahn hergestellt) die Maschinen für die Bolton-Eisenbahn, welche den Uebergang zu den später auf der Liverpool-Manchester Eisenbahn angewandten Maschinen bildeten.

Der 4 Fuss 6 Zoll weite und 8 Fuss 9 Zoll lange cylindrische Kessel, mit ebnen Endflächen enthielt zwei 20 Zoll weite cylinderische Röhren mit innerer Feuerung, die in dem gemeinschaftlichen Schornstein ausmündeten. Die beiden Cylinder lagen am hintern Ende zu beiden Seiten des Kessels in einem Winkel von 45° zur Horizontalen geneigt und waren an starken an dem Kessel festgenieteten Blechplatten

befestigt. Die Cylinderkolbenstangen traten wie gewöhnlich durch Stopfbüchsen und an dem untern Ende war jeder mit einem Querhaupt verbunden, das in den nach der Neigung der Cylinder befestigten Parallelleitungsschienen geführt wurde und woran die Kurbelstange gelenkartig angriff; das andere Ende der Kurbelstange griff ebenso an dem Kurbelzapfen der Vorderräder an. Auf letztere wirkten beide Cylinder und zwar so, dass die Kurbelzapfen dieser Triebachse im rechten Winkel zu einander standen und mit den andern ebenso gestellten Kurbelzapfen der Hinterräder durch die Kuppelstangen verkuppelt waren.

Der Kessel ruhte mit vier gusseisernen Säulen oder Röhren auf einem hölzernen Rahmen, der vermittelst 8 Federn mit den Achsbüchsen verbunden war. Die Steuerung wurde durch zwei excentrische auf der Vorderachse sitzende Scheiben (eine für jeden Cylinder) nebst Hebel und Stangen, welche Schiebventile bewegten, bewirkt. Der gewirkte Dampf entwich durch ein kupfernes Blasrohr in den Schornstein.

Als im Frühjahr 1829 die Liverpool-Manchester Eisenbahn soweit im Bau vorgeschritten war, dass sich die Directoren über die Bestimmung der darauf anzuwendenden bewegenden Kraft aussprechen mussten, waren sie nach den vorjährigen Untersuchungen der Eisenbahnen in den Grafschaften Northumberland und Durham zu dem Resultate gelangt, dass wegen des grossen Verkehrs auf der neuen Bahn Pferde nicht anzuwenden seien. Die Wahl stand daher zwischen Locomotiven und zwischen feststehenden Maschinen, und um entscheiden zu können, welche von den beiden bewegenden Kräften die zweckmässigste für die genannte Bahn sei, wurden die praktischen Mechaniker Walker und Rastrick zu einer genauen Untersuchung der auf der Darlington- und der Newcastle-Eisenbahn angewendeten Kräfte abgeschickt, welche darüber einen ausführlichen Bericht abstatteten. Obwohl sich nach demselben die Directoren der Liverpool-Manchester Bahn zu der Annahme des Locomotivsystems hinneigten, so konnten sie doch noch zu keinem entschiedenen Entschluss kommen, und da aus dem erwähnten Berichte hervorging, dass bei den Locomotiven noch viele Verbesserungen zu machen, und in Folge der Parlamentsacte für die neue Bahn mehrere Bedingungen aufgestellt worden waren, so wurde ein Preis von 500 Pfd. St. (10000 Mark) für die beste Maschine dieser Art ausgesetzt.

Dieser Preis bildet eine Epoche in der Geschichte der Locomotiven, denn es sind durch die dadurch veranlasste Concurrenz mehrere sehr wichtige Verbesserungen herbeigeführt worden.

Die hauptsächlichsten Bedingungen unter welchen die Prämie ertheilt werden sollte, waren: die Maschine sollte bei einem Gewicht von 8 Tonnen im Stande sein, auf einer gut construirten ebenen Bahn Tag für Tag einen Wagenzug mit einer Ladung von 20 Tonnen, mit Einschluss des Tenders, mit einer Geschwindigkeit von 10 engl. Meilen (16 Kilom.) in der Stunde zu ziehen, wobei der Druck des Dampfes in dem Kessel nicht mehr als 50 Pfd. auf den Quadratzoll betragen durfte. — Die Maschine nebst Kessel mussten auf Federn und auf 6 Rädern ruhen und der Schornstein durfte nicht mehr als 15 Fuss von der Bahn hoch sein. — Das Gewicht der Maschine mit Wasser und Kohlen durfte höchstens 6 Tonnen betragen, einer leichtern Maschine sollte der Vorzug gegeben werden, wenn sie ein verhältnissmässiges Gewicht zöge. Wenn das Gewicht nicht 5 Tonnen überstiege, so brauche die zu bewegende Last nur 15 Tonnen zu betragen, und in diesem Maass verhältnissmässig bei Maschinen von geringerm Gewicht. Bei solchen von $4^1/_2$ Tonnen und noch geringerm Gewicht brauchte dieselbe nur auf 4 Rädern zu ruhen. Kessel, Feuerröhren, Cylinder etc., mussten einem Wasserdruck von 150 Pfd. auf den Quadratzoll unterworfen werden.

Am 8. October 1829 wurden die Versuche auf einer circa $1^3/_4$ engl. Meilen langen fast horizontalen Bahnstrecke eröffnet. Preisrichter waren Nic. Wood von Killingworth, J. U. Rastrick von Stourbridge und J. Kennedy von Manchester. Vier Maschinen bewarben sich um den Preis.

1) »The Sans Pareil« (die Unvergleichliche) von Timoth. Hackworth.

Der Kessel dieser Maschine wurde bereits im IV. Capitel, S. 207 beschrieben und durch eine Skizze erläutert.

Das Feuer wurde durch den in den Schornstein strömenden Dampf durch Ansaugen angefacht. Die Cylinder von 7 Zoll Durchmesser und 18 Zoll Hub standen senkrecht über den Hinterrädern und waren diese mit den Vorderrädern durch Kuppelstangen verbunden. Die Maschine wog 4 Tonnen 15 Centner und der dazu gehörige Tender mit Wasser und Cokes 3 Tonnen 6 Centner. Die Maschine hätte also nach den Bestimmungen des Preisausschreibens 6 Räder haben müssen, ebenso auch Tragfedern, die ganz fehlten.

2) »The Novelty« (die Neuigkeit) von Braithwaite und Erickson. Diese Maschine war nach einem ganz andern Princip eingerichtet, indem die Luft mittelst eines Gebläses in das Feuer getrieben wurde und die Maschine keinen besonderen Tender besass, sondern die Vorräthe an Wasser und Cokes selbst mitführte.

Auch von dieser Maschine wurde der Kessel im IV. Capitel, S. 207 durch eine Skizze erläutert und kurz beschrieben.

Die Maschine mit Wasser im Kessel wog 3 Tonnen 1 Centner und mit den Vorräthen von Wasser und Brennmaterial 3 Tonnen 16 Centner.

3) »The Rocket« (die Rakete) von Robt. Stephenson. Der eigenthümlichen Einrichtung des Dampferzeugers dieser berühmten Maschine verdanken wir die rasche Entwickelung der Locomotivemaschine und des ganzen Eisenbahnwesens. (Vergl. die Skizzen Fig. 3 und 4 auf p. 208.)

Die Cylinder waren zu beiden Seiten des Kessels angebracht, jeder wirkte nur auf ein Rad, hatte 8 Zoll Durchmesser und $16^1/_2$ Zoll Hub. Die Triebräder waren 4 Fuss $8^1/_2$ Zoll, die Laufräder 3 Fuss 3 Zoll hoch. Der gewirkte Dampf ging durch eine Ausblasröhre in den Schornstein und erzeugte durch das stossweise Eintreten den Zug des Feuers. Die directe Heizfläche des Feuerkastens betrug 20 Quadratfuss und die indirecte der Heizröhren 117,8 Quadratfuss; die Oberfläche des Rostes war = 6 Quadratfuss. Die Maschine wog 4 Tonnen 5 Centner und der dazu gehörige Tender 3 Tonnen 4 Centner. Man sieht, dass diese Maschine schon die wesentlichsten Einrichtungen unserer heutigen Locomotiven besass.

4) »The Perseverance« (die Beharrlichkeit) von Burstall.

Diese Maschine hatte bei dem Transport nach Liverpool Schaden gelitten, entsprach mehreren Bedingungen des Preisausschreibens nicht, daher sie nicht zum Versuch zugelassen wurde.

Die Versuche gaben folgende Resultate:

Stephenson's Maschine »Rocket« zog ausser ihrem Tender 2 beladene Wagen von 9 Tonnen 11 Centner Gewicht, bei 20 Fahrten auf der Versuchsbahnstrecke hin und zurück, im Ganzen auf eine Entfernung von 70 engl. Meilen und legte mit dieser Last ein Maximum der Geschwindigkeit von 20 engl. Meilen, sowie eine mittlere Geschwindigkeit von 14 engl. Meilen in der Stunde zurück, wobei auf die engl. Meile $15^1/_2$ Pfd. Cokes oder 11,7 Pfund für jeden Cubikfuss verdampftes Wasser verbraucht wurden.

Hackworth's Maschine »Sans Pareil« zog 3 beladene Wagen mit einem Ge-

wicht von 10 Tonnen 19 Centner und einer Geschwindigkeit von ungefähr 15 engl. Meilen in der Stunde. Als sie 8 Fahrten hin und zurück oder im Ganzen 22½ Meilen zurückgelegt hatte, wurde der Versuch unterbrochen, weil die Speisepumpe schadhaft wurde und der Bleipfropf im Kessel schmolz. Dabei betrug der Cokesverbrauch ungefähr 692 Pfd. in der Stunde oder 28,8 Pfd. für jeden Cubikfuss verdampftes Wasser.

Die Maschine »Novelty« von Braithwaite und Erickson zog 2 beladene, 6 Tonnen 14 Centner wiegende Wagen einmal auf nur 3 engl. Meilen (als die Röhre, welche das Speisewasser dem Kessel zuführte, platzte) und ein zweites Mal auf nur 4½ engl. Meilen Entfernung als die Verbindungen der Siederöhre im Kessel aufrissen und die Versuche nicht weiter fortgesetzt werden konnten; sie soll dabei eine durchschnittliche Geschwindigkeit von 16 Meilen in der Stunde erlangt haben.

Der Preis wurde Stephenson's »Rocket«, welche allein allen Bedingungen entsprochen hatte, zuerkannt. Die durch diese Maschine erlangten Vortheile waren sehr bedeutend, indem sie, ungeachtet sie um fast 50 pCt. leichter als die bisherigen besten Locomotiven war, dieselbe Ladung mit gleicher Geschwindigkeit zog, und dabei der Brennmaterialverbrauch um 40 pCt. vermindert wurde. Der Hauptvortheil bestand aber unstreitig in der erhöhten verdampfenden Kraft der Maschine durch Anwendung vieler Röhren von geringem Durchmesser.[2]) So hatte die »Rocket«, welche nur 4¼ Tonnen wog, eine 3½mal grössere Heizfläche, als die alten Maschinen, welche 7 Tonnen und mehr wogen, und da bekanntlich die Kraft der Locomotiven nur von ihrem Verdampfungsvermögen abhängt, so konnte dieselbe ausserordentlich gesteigert werden. Denn da Stephenson's »Rocket« im Gewicht beschränkt war, so bestand die Wirkung nicht in einer höhern Belastung bei einer grössern Geschwindigkeit, oder in einer grössern Leistung als bei den alten Maschinen; und da sich die Wirkung wie die Menge des in einer bestimmten Zeit verdampften Wassers verhält, die »Rocket« aber nur 18,24 Gallonen in der Stunde verdampfte, während die alten Maschinen 15,92 Gallonen verdampften, so war der Nutzeffect beider fast gleich. Da aber eine nur 4¼ Tonne wiegende Maschine dasselbe leistete, wie eine, deren Gewicht 7 Tonnen betrug, so war leicht einzusehen, dass wenn das Gewicht der ersteren erhöhet wurde, ihre Kraft mehr als verhältnissmässig vermehrt wurde, da das Gewicht dem Kessel und überhaupt denjenigen Maschinentheilen zugesetzt werden konnte, welche die Kraft der Maschine erzeugen, wogegen das Gewicht der Räder und mehrerer andern Theile nicht in demselben Verhältniss zuzunehmen braucht.

Wirklich finden wir, dass unmittelbar nach diesen Versuchen die Maschinen ein weit grösseres Gewicht und folglich auch eine grössere Kraft erhielten. Anfänglich geschah dies vielleicht nicht in der Ausdehnung, wie sie spätere Erfahrungen für zulässig erkannten, allein die Wirkung dieser Versuche war die, dass die Liverpool-Manchester Bahn Fahrten mit einer Geschwindigkeit begann, welche weit über

[2]) Diese Siederröhren soll Stephenson auf Veranlassung von Booth, Zahlmeister bei der Liverpool-Manchester Eisenbahn angewendet haben, wenn auch Seguin bereits im Jahre 1827 in Frankreich ein Patent auf einen Röhrenkessel von anderer Construction für Locomotiven genommen hat, so kam derselbe doch erst ein paar Jahre später zur Ausführung und auf der Lyoner Bahn in Betrieb. Bei dem Seguin'schen Röhrenkessel ist die Feuerbüchse unter dem Röhrenkessel angebracht, die Flamme umspült zunächst die untere äussere Fläche des Röhrenkessels und durchzieht hierauf die Röhren bei dem Rückgange nach dem am hinteren Ende sitzenden Schornstein. Die Verdampfungsversuche sollen mit diesem Kessel sehr günstig ausgefallen sein, der Kessel war jedoch zu complicirt und zu schwierig dicht zu halten.

den noch so sanguinischen Hoffnungen der Freunde des Eisenbahnwesens standen. Diese Fahrten wurden damals mit einer Geschwindigkeit von 20 engl. Meilen in der Stunde ausgeführt und seitdem ist dieselbe auf das Dreifache erhöhet. Ebenso stieg man in der Vermehrung der Ladung.

Schon längt hatte man den abgehenden Dampf, wie wir bei den ersten Killingworth-Maschinen gesehen haben, in den Rauchfang geführt und dazu benutzt, den Zug des Feuers zu befördern, die Wirkung war aber noch eine unvollkommene, indem dieses Dampfausströmrohr an der Mündung in den Schornstein nicht enger war. Hackworth soll bei seiner Concurrenzmaschine »Sans Pareil« zuerst die Wirkung des noch jetzt üblichen Blasrohrs durch eine Verengung der Austrittsöffnung in den Schornstein erlangt haben, weshalb diese Maschine anfangs auch einen bei weitem kräftigern Zug hatte, als die »Rocket« und die letztere erst nach einer ähnlichen kleinen Abänderung am Dampfausblasrohr die günstigsten Resultate lieferte.

§ 3. Zweite Epoche. (1830—1837.) — Mit R. Stephenson's Maschine »Rocket« nahm das ganze Eisenbahnwesen eine völlig veränderte Tendenz und Gestalt an und erreichte nach und nach seine gegenwärtige Bedeutsamkeit. Durch die dieser Maschine gewordene Preisertheilung wurde R. Stephenson mit dem Bau sämmtlicher Maschinen, die auf der Liverpool-Manchester Bahn zuerst laufen sollten, beauftragt. Die Zahl derselben war sehr bedeutend und wie vorauszusehen war, konnte eine Fabrikation in den Händen eines Stephenson nicht stationär bleiben. So kam es denn auch, dass mit Beibehaltung des Princips eine Verbesserung der andern folgte und dass die Erfahrung diese Fortschritte rechtfertigte.

Im Jahre 1830 baute R. Stephenson noch eine Anzahl vierrädriger Locomotiven für die obige Bahn, welche die 5 Fuss grossen Triebräder wie bei der »Rocket« nach vorn und die 2 Fuss 8 Zoll grossen Laufräder hinter der Feuerbüchse unter dem Stehplatze des Maschinisten hatten, die 10—11 Zoll weiten Cylinder lagen zu beiden Seiten des Feuerkastens nur sehr wenig geneigt, fast horizontal. Der äussere Feuerkasten hatte schon die noch jetzt allgemein übliche Einrichtung und ragte über den cylindrischen Kessel hinaus, ebenso waren diese Maschinen schon mit einem besondern Rauchkasten und Schornstein, wie dieselben gegenwärtig noch gefertigt werden, versehen. Die cylindrischen Kessel derselben hatten eine Länge von 6 Fuss bis 6 Fuss 6 Zoll und einen Durchmesser von 2 Fuss 9 Zoll bis 3 Fuss und waren mit circa 90 Heizröhren von 2 Zoll Durchmesser oder circa 130 von $1^5/_8$ Zoll Durchmesser versehen. Bei einer dieser Maschinen (»Northumbrian«) von 6 Tonnen 3 Centner Gewicht versuchte Stephenson den abgehenden Dampf unter den Rost des Feuers treten zu lassen, um wie bei dem Erickson'schen Expansionssysteme dadurch die Verbrennung des Brennmaterials zu begünstigen.

Braithwaite und Erickson bauten nach dem System der »Novelty« 1830 noch zwei Maschinen (»William IV« und »Adelaide«) für die Liverpool-Manchester Bahn, die nur 5 Tonnen wogen und ca. 60 Tonnen in 1 Stunde 10 engl. Meilen weit gezogen haben sollen. Das System hat sich indess nicht als dauerhaft und solid genug bewährt.

Eduard Bury in Birmingham baute ebenfalls im Jahre 1830 die erste Maschine (»Liver«) mit Kurbelachse und horizontal liegenden Cylindern sowie ganz schmiedeisernen Rahmen für die Liverpool-Manchester Bahn. Dieselbe hatte jedoch nur 11 Zoll weite Cylinder und 16 Zoll Hub, einen Kessel von 6 Fuss 6 Zoll Länge und 3 Fuss Durchmesser mit 97 Heizröhren.

Am 7. September 1830 nahmen Ch. B. Vignoles und J. Erickson in England ein Patent auf eine Locomotivemaschine zum Betriebe geneigter Ebenen. Dabei sollte die Bahn in der Mitte zwischen den beiden Laufschienen noch eine dritte s. g.

Reibungsschiene enthalten. Diese letztere sollte aus einer flachen hochkant stehenden Schiene bestehen, an jeder Seite derselben eine horizontal angebrachte Rolle oder kleines Rad angreifen und das eine dieser horizontalen Räder entweder vermittelst conischer Räder durch die Triebachse der gewöhnlichen Locomotive oder durch einen besondern Dampfcylinder in Bewegung gesetzt werden; das andere horizontale Rad sollte frei um seine Achse laufen und konnte durch einen langen Hebel vom Stehplatz des Maschinisten aus gegen die mittlere Reibungsschiene gepresst werden.

Diese Idee hat später (1851) C. Krauss (Director der Hannoverschen Maschinenbau-Actiengesellschaft) für den Betrieb der Semmering-Bahn in Vorschlag gebracht[3]), während der Ingenieur Fell dieses System zuerst bei der Mont-Cenis-Ueberschienung (1865) in Anwendung brachte.

Die von R. Stephenson in den Jahren 1831 und 1832 erbauten Locomotiven waren alle nur vierrädrig und zwar meist mit Kurbelachse und horizontal in der Rauchkammer liegenden Cylindern construirt. Bei den ersten derartigen Maschinen war der Rahmen noch fast ganz von Holz mit von beiden Seiten angeschraubten Achsenhalterblechen, auch die Räder waren noch von Holz und hatten schmiedeeiserne Bandagen. Die Rauchkammer hatte vorn noch keine Thüre, sondern nur einen die Rohrmündungen aufschliessenden ovalen mit Schrauben befestigten Deckel. Der Cylinderdurchmesser dieser gewöhnlich 6—8 Tonnen schweren Maschinen betrug meist 11 und 12 Zoll, und der Kolbenhub 16—18 Zoll. Die Steuerung geschah vermittelst zwei losen auf der Triebachse sitzenden Excentrics und zwei vor der Rauchkammer und hinter der Feuerkammer liegenden Steuerwellen, deren Hebel durch doppelte Stangen verkuppelt waren.

N. Wood wandte das Stephenson'sche Röhrenkesselsystem auch bei den Killingworth-Maschinen auf eine sehr einfache Weise an, indem er den Kessel mit einer cylindrischen Feuerbüchse versah und von dieser aus 27 Heizröhren nach dem Rauchkammerende gehen liess, ähnlich wie jetzt die Locomobile-Kessel gebaut werden, und erhöhte dadurch die Verdampfungskraft dieser Maschinen bedeutend.

Im Jahre 1833 erkannte R. Stephenson, dass durch die Anwendung einer bedeutend grössern Heizoberfläche der Locomotivkessel, eine minder intensive Feuerung nöthig sei, um die erforderliche Dampfmenge zu erzeugen; ferner, dass dadurch die Feuerbüchsen weniger nothleiden, die Blasrohrmündung erweitert werden könne, und in Folge dessen der so hinderliche Gegendruck auf die Kolben vermindert werde. Da jedoch die Anwendung grösserer Kessel bei den bis dahin nur durch 4 Räder unterstützten Maschinen nicht möglich war, indem die damals angewandten leichten Schienen eher eine Verminderung der Last erforderte als eine Erhöhung derselben zuliessen, so brachte Stephenson hinter dem Feuerkasten noch ein drittes kleines Räderpaar an, und gab demselben einen Theil der Last. Zugleich liess Stephenson bei den Triebrädern dieser sechsrädrigen Maschinen die Spurkränze weg, um das Bewegen durch die Curven zu erleichtern und die an den Kurbelachsen der vierrädrigen Maschinen (durch das Anschlagen der Spurkränze an die Leitschienen von den Ausweichstellen) so häufig vorgekommenen Brüche zu vermindern. Hierauf sowie auf die Anbringung einer Dampfbremse nahm er unterm 7. October 1833 ein Patent. Letztere bestand in einem kleinen an der Seite des Feuerkastens angebrachten Dampfcylinder, dessen Kolben vermittelst Hebel auf zwei zwischen den Trieb- und hintern

[3]) Diese Maschine ist im Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens 8. Jahrg. (1853) abgebildet und daselbst auf p. 1—10 ausführlich beschrieben.

Lauf-Rädern aufgehängten Bremsklötze wirkte, sobald durch einen Hahn Dampf unter den Kolben gelassen wurde.

Bei dieser Maschine fanden wir auch die ersten vollkommnen soliden Rahmen von Holz, mit doppelten Eisenplatten armirt, an die die Achsenhalterbleche angenietet sind.

Sharp Roberts & Comp. in Manchester bauten im Jahre 1834 die ersten vierrädrigen Locomotiven für die Eisenbahn von Dublin nach Kingstown. Diese Maschinen hatten über den Vorderrädern auf beiden Seiten des Kessels verticalstehende Cylinder, die vermittelst Zugstangen auf Winkelhebel wirkten, von wo aus die Kurbelstangen ausserhalb an die hintern vor der Feuerbüchse liegenden (Trieb-) Räder angriffen. Die Speisepumpen lagen zu beiden Seiten des Feuerkastens und wurden durch jene Winkelhebel mit kleinerm Hub als die Dampfkolben bewegt.

Baldwin in Philadelphia verbesserte im Jahre 1834 zuerst die Steuerung der Locomotiven um ein Wesentliches, indem die Umsteuerung bei den englischen Maschinen damals durch ein seitliches Verschieben der Excentrics vermittelst eines Tretschemels oder Handhebels bewirkt wurde, wodurch das Excentric aus den Klauen zum Vorwärtsgang in die zum Rückwärtsgang eingehakt wurde; er versah statt dessen die Stangen der festsitzenden Excentrics mit doppelten gabelförmigen in entgegengesetzter Richtung stehenden Haken, die nach Erforderniss in die obern oder untern Hebel der Steuerwelle eingelegt werden konnten.

Alsdann liess Baldwin die Achsen der Triebräder nur einfach verkröpfen, und nicht im Mittelpunkt der Räder, sondern mit dem Kurbelzapfen excentrisch in der Nabe befestigen, wodurch die Gefahren der Kurbelachsenbrüche vermindert werden sollten und durch die grössere Entfernung der Kurbeln, grössere Kessel und Cylinder angewendet werden konnten. Dabei waren alle Rohrverbindungen und Dampfgefüge, blos durch Einschleifen ohne allen Kitt und ohne alle Liederung gedichtet, und verschiedene andere Verbesserungen angebracht. Diese Fabrik hatte im Jahr 1835 bereits circa 30 Locomotiven auf verschiedene Nordamerikanische Bahnen geliefert.

Der Graf P. M. G. de Pambour stellte im Jahre 1834 (Juli und August) auf der Liverpool-Manchester Bahn eine Reihe von Versuchen über die Verdampfungskraft, die Geschwindigkeit und Ladung der Locomotiven, über die Reibung der Bahnwagen auf den Schienen, den Widerstand der Luft, sowie über die Wirkungen des Blasrohrs, des Voreilens vom Schiebventil etc. an, denen wir die wichtigsten Resultate über diese Gegenstände und die erste von de Pambour selbst aufgestellte und bis jetzt unübertroffene Theorie der Locomotiven[4]) und Hochdruckmaschine überhaupt verdanken.

Im Jahre 1836 wurden diese Versuche von ihm noch weiter fortgesetzt und vervollständigt.

Im Jahre 1835 erfand John Melling, Chef des Ateliers der Liverpooler Eisenbahn die Kugelventile der Speisepumpen; dieselben gewannen dadurch ausserordentlich an Brauchbarkeit und Zuverlässigkeit, denn Kugelventile wechseln während ihrer Oeffnung und ihres Wiederzufallens beständig ihre dichtende Fläche und fremde Körper kommen dadurch immer wieder aus dem Bereiche der aufeinanderschliessenden Flächen des Ventils und seines Sitzes, während die Pumpen früher allgemein mit conischen Ventilen versehen waren, die sich häufig feststeckten und versagten. —

[4]) Theoretisch-praktisches Handbuch über Dampfwagen. Von P. M. G. de Pambour. Nach der 2. Auflage Deutsch bearbeitet von Dr. C. H. Schnuse. Braunschweig 1841.

Bisher galt William Norris in Philadelphia allgemein als der Erfinder des s. g. amerikanischen Locomotiven-Systems, diesem müssen wir indess entgegensetzen, dass wir zuerst im Juli 1836 (s. American Railroad Journal) der Norris'schen Locomotive Erwähnung gethan fanden, auch ist es bekannt, dass R. Stephenson bereits 1835 für den Bau der London-Birmingham-Eisenbahn eine Maschine mit beweglichem Vordergestell und aussenliegenden Cylindern baute, sowie auch bereits 1834 nach diesem System verschiedene Maschinen auf Nordamerikanische Eisenbahnen geliefert hatte. Soviel ist jedoch sicher, dass W. Norris das System der Maschinen mit beweglichem Vordergestell und geraden Triebachsen sehr ausgebildet und durch verschiedene zweckmässige Einrichtungen und Vereinfachungen sehr in Aufnahme gebracht hat. —

Auf der breitspurigen Great-Westernbahn liess deren Erbauer Brunel, um bei vergrösserter Schnelligkeit der Züge die Kolbengeschwindigkeit zu vermindern die Locomotiven mit Triebrädern von 7 bis 8 Fuss Durchmesser versehen; die von R. Stephenson gebauten Maschinen der Art hatten 16 Zoll Cylinderdurchmesser und 16 Zoll Hub. Dieselben hatten ferner 7 Fuss grosse Triebräder, 167 Heizröhren von $1^5/_8$ Zoll Weite und eine Gesammtheizfläche von 674 Quadratfuss; es konnten mit diesen Maschinen schon damals (1837) die Züge auf dieser Bahn mit einer Geschwindigkeit von 30—36 engl. Meilen die Stunde befördert werden.

Da so hohe Räder aber sehr schwierig anzufertigen und wenig dauerhaft waren, so construirte T. E. Harrison, Ingenieur der Stanhope-Tyne Eisenbahn, eine von R. und W. Hawthorn für die Great-Western Bahn 1837 gebaute Maschine[5]), bei der die Geschwindigkeit der Triebräder durch Zahnräder um das Dreifache vermehrt wurde, so dass, da sie 6 Fuss im Durchmesser hatten, gleich Rädern von 18 Fuss Durchmesser wirkten. Dabei stand der Kessel und der Apparat zur Dampferzeugung auf einem Wagen für sich, die Cylinder und die Maschinerie zum Betriebe der Locomotive auf einem andern, von denen jeder von vier Rädern getragen wurde. Ausserdem wurde der Feuerkasten in 2 Theile getheilt und hatte eine directe Heizfläche von 108 Quadratfuss, der 44 Zoll weite Kessel enthielt 135 Heizröhren von $1^5/_8$ Zoll Durchmesser und 8,7 Fuss Länge, der Durchmesser der Cylinder betrug 16 Zoll und der Kolbenhub 20 Zoll. —

Eine andere Maschine dieser Art, ebenfalls von R. und W. Hawthorn für die Great-Western Bahn erbaut, hatte keine Zahnräder, sondern ein Paar 10 Fuss hohe Triebräder. — Dieses System der auf zwei Wagen vertheilten Locomotive mit den grossen Triebrädern wurde nicht weiter verfolgt, da es sich nicht bewährte, indem die Triebräder, obgleich sie noch mit den hintern Rädern des Maschinenwagens verkuppelt, nicht hinlänglich belastet waren. Dagegen verdanken wir diesen Constructionen eine andere sehr sinnreiche und noch jetzt bei fast allen Locomotivemaschinen angewandte Einrichtung, nämlich die metallene Wasserleitung mit Kugelgelenken und Stopfbüchsen, zwischen Locomotive und Tender, welche der ganz ähnlichen gelenkartigen Rohrverbindung, die Hawthorn, ebenfalls nach Harrison's Angabe, bei den Dampfein- und Ausgangsröhren wegen der Beweglichkeit zwischen dem Kessel- und Maschinenwagen bei diesen Locomotiven ausgeführt hatte, entnommen war.

Um dieselbe Zeit bauten Gillingham und Winans in Baltimore eine 11 Tonnen schwere Locomotivemaschine, deren Kessel 5 Fuss im Durchmesser hielt und aufrecht in der Mitte des Gestells stand und circa 400 Röhren enthielt. Die $12^1/_2$ Zoll weiten Dampfcylinder lagen horizontal an den Seiten des einen Endes desselben und die Kolbenstangen wirkten mit 22 Zoll Hub am entgegengesetzten Ende durch Kurbeln auf eine Welle, in deren Mitte ein grösseres gezahntes Rad sass. Dieses setzte durch ein Getriebe, welches in der Anzahl der Zähne zum eingreifenden Rade im Verhältnisse wie 26 zu 53 stand, eine zweite darunter liegende Welle in Bewegung, die durch Kurbeln und Kuppelstangen mit den Laufrädern der Maschine von 3 Fuss Durchmesser verbunden war. An der obern Welle, die von den Cylindern aus getrieben wurde, lagen zu jeder Seite des Triebrades 3 Excentrics, durch welche die Steuerung nach Belieben des Maschinenführers mit voller Cylinderfüllung oder mit zwei verschiedenen Graden der Expansion besorgt wurde. Die Feuerung des Kessels war für Anthracitkohlen eingerichtet und der zur Verbrennung derselben nothwendige Luftzug durch die Kesselröhren und den Schornstein wurde mit einem Windfächer unter dem Roste hervorgebracht, wodurch die Maschine nach halbstündiger Feuerung jedesmal die nö-

[5]) Harrison nahm auf dieselbe unterm 21. December 1836 in England ein Patent.

thige Dampfmenge erzeugt haben soll, wozu andere Maschinen fast 2 Stunden Zeit erforderlich haben. — Wir finden demnach bei dieser Maschine die erste Anwendung veränderlicher Expansion bei Locomotiven, und wenn dieselbe damals nicht gleich weiter verfolgt wurde, so lag das an der mangelhaften Ausführung derselben.

Wie oben schon kurz erwähnt, hatten damals alle englischen Locomotiven nur zwei excentrische Scheiben zur Steuerung (eine für jeden Cylinder). Dieselben sassen nicht fest auf der Achse, sondern mussten bei der Umsteuerung durch einen Tretschemel oder Handhebel seitlich verschoben werden.

Diese Steuerung war durch die vielen beweglichen Theile nicht solid genug und in ihrer Wirkung unzuverlässig, auch wurde namentlich dadurch, dass für jeden Cylinder ein besonderer Hebel zum Umsteuern und zum Ein- und Ausrücken der Schieberstangen erforderlich war, der Maschinenführer häufig zu Missgriffen veranlasst.

Die erste wesentliche Vereinfachung und Verbesserung der Steuerung von Locomotiven wurde bei den um das Jahr 1834 von Forrester & Co. in Liverpool für die Dublin-Kingston und Newcastle-Carlisle Bahn gebauten Maschinen mit aussenliegenden Cylindern angebracht.

Ein einfaches Excentricum wirkte vertical und hatte zwei divergirende Stangen, die an den Enden mit nach Aussen gerichteten Gabeln versehen und zwischen den Angriffszapfen eines doppelten Winkelhebels placirt waren. Letzterer hatte in der Mitte seinen Drehpunkt und stand an seinem senkrechten Arm mit dem Schieber in Verbindung. Durch eine andere Hebelverbindung konnte vom Standort des Maschinisten aus die eine oder andere Gabel in die Angriffszapfen eines doppelten Winkelhebels eingehakt oder ausser Verbindung gebracht werden, wodurch die Steuerung entweder vorwärts oder rückwärts arbeitete, oder auch ganz still gestellt werden konnte. Die Erweiterung der Gabeln setzte sie in den Stand, bei jeder Stellung des Schiebers die Zapfen von dem Steuerhebel aufzunehmen und sie in genauen Eingriff zu bringen.

Diese Steuerung bot vor dem System mit losen Excentrics den wesentlichen Vortheil, dass eine Handhabe zum In- und Aussergangsetzen hinreichte und alle beweglichen Theile solid mit einander verbunden waren, sie hatte aber den Nachtheil, dass kein Voreilen des Schiebers möglich war.

R. und W. Hawthorn in Newcastle ersetzten sie 1837 durch eine Steuerung mit vier excentrischen festen Scheiben, wovon zwei für jeden Cylinder, die eine zum Vorwärts-, die andere zum Rückwärtsgang (mit gleichmässigem Voreilen des Schiebers, sowohl vorwärts als rückwärts) dienten, und die letztere Einrichtung wurde bis zur neuesten Zeit fast allgemein beibehalten, wenn auch eine grosse Mannigfaltigkeit in den übrigen Steuerungsorganen entstand und zum grossen Theil als unpraktisch wieder verlassen wurde.

R. Stephenson wendete diese Steuerung in etwas veränderter Weise zuerst 1837 bei der Güterzugmaschine »Hercules« auf der Newcastle und Carlisle Eisenbahn an. Es war dies die erste schwere Lastzugmaschine. Die 15 Zoll weiten Cylinder lagen nach vorn geneigt unten am Boden des Rauchkastens und wirkten auf die mittlern Triebräder von $4^1/_2$ Fuss Durchmesser vermittelst Kurbelachse. Diese Räder waren ausserhalb mit den vordern Triebrädern durch besondere auf die Achsenenden gekeilten Kurbeln verkuppelt. Die Steuerung dieser Maschine wandte Stephenson bis zum Jahre 1841 fast allgemein an.

Vor der Eröffnung der London-Birmingham Eisenbahn im Jahr 1837 projectirte

Dr. Church zu Birmingham die erste 4rädrige Tenderlocomotive mit Röhrenkessel[6]) und führte dieselbe auch wirklich aus.

Die 6 Fuss $2^1/_2$ Zoll grossen Triebräder lagen vorn unter dem cylindrischen Kessel und die 3füssigen Laufräder hinter der Feuerbüchse unter der Fussplatte; die $11^1/_4$ Zoll weiten Cylinder hatten 24 Zoll Hub und lagen horizontal unter der Fussplatte. Sie war mit Kolbenschieber versehen, die durch Excentrics bewegt wurden. Der Kessel enthielt 81 zwei Zoll weite, $7^1/_2$ Fuss lange Heizröhren, die Feuerbüchse hatte 3 Fuss auf 2 Fuss 3 Zoll Weite und 3 Fuss Höhe. Die Wasserkasten waren ausserhalb der Räder an dem äussern Rahmen angebracht. Das Gewicht der belasteten Maschine betrug 14 Tonnen, wovon 9 auf die Triebräder und 5 auf die Laufräder kamen; sie zog öfters Züge von 100 Tonnen und legte zuweilen 12 engl. Meilen in 12 Minuten zurück, was für damalige Zeit eine ausserordentliche Geschwindigkeit war.

Im Jahre 1837 nahm auch John Melling in Liverpool ein Patent auf eine Steuerung für Locomotiven ohne excentrische Scheiben, die bei einer Maschine der Liverpool-Manchester Bahn in Anwendung kam.

Dasselbe Patent umfasste noch verschiedene andere Einrichtungen, so namentlich die Kupplung der Locomotiveräder von ungleichem Durchmesser durch Frictionsrollen, die durch kleine Dampfkolben angedrückt wurden; ferner die Anbringung von Spritzröhren unmittelbar über den Schienen vor den Rädern der Locomotive, um vermittelst eines Dampfstrahls Schnee, Glatteis von den Schienen zu entfernen. Diese letztern Vorrichtungen wurden zwar versuchsweise ausgeführt, haben aber weiter keine Nachahmer gefunden.

§ 4. Dritte Epoche. (1838—1842.) — Mit der raschen Verbreitung der Eisenbahnen in England, Nordamerika und auf dem Continente, sowie bei den Bestrebungen, dem neuen Verkehrsmittel jede Art von Transport zuzuwenden, trat immer mehr das Bedürfniss zu kräftigern Locomotiven hervor. Die damaligen Constructeure glaubten indess in der bisherigen engen Spur der Bahnen von 4 Fuss $8^1/_2$ Zoll engl. ein unübersteigliches Hinderniss für die Erlangung einer grössern Heizfläche als 450 bis 500 Quadratfuss der Locomotiven zu finden und viele empfahlen daher, nachdem bereits die Great-Westernbahn mit 7 Fuss Spurweite ausgeführt war, eine mittlere Spurweite von 5—6 Fuss als für die zweckmässige Construction der Locomotiven durchaus nöthig. Viele Bahnen in Irland, England, Holland und Baden wurden mit einer solchen abweichenden Spurweite damals begonnen und ausgeführt, und hatten später durch ihre isolirte Lage und durch die Unmöglichkeit des directen Uebergangs von Wagen der breitspurigen Bahnen auf die in grösserer Anzahl vorhandenen engspurigen, diese Abweichung zu bereuen. Zwischen den Ingenieuren der eng- und weitspurigen Bahnen entstand ein Wettkampf, der zur Folge hatte, dass die erstern hinsichtlich der Mächtigkeit und Schnelligkeit der Locomotiven keineswegs gegen die letztern zurückblieben. Diese Resultate konnten jedoch erst nach und nach erlangt werden, und wie dies erfolgte, soll nachfolgend mit den übrigen Verbesserungen in chronologischer Folge berichtet werden.

Bereits im Jahr 1838 nahm J. Rush in Philadelphia ein Patent auf einen Locomotivekessel, der aus einer Verbindung von zwei oder mehreren Cylindersegmenten durch eine gerade Platte oder Scheidewand besteht; diese Cylindersegmente sollten ganz oder zum Theil mit Röhren wie bei andern Locomotiven angefüllt sein, an den cylindrischen Theilen 3 Fuss 6 Zoll im Durchmesser und einen Gesammtdurchmesser von circa 6 Fuss haben. Es ist

[6]) Bekanntlich war Braithwaite & Erickson's Maschine »Novelty«, die 1827 zur Concurrenz auf die Liverpool-Manchester Bahn kam, auch eine Art Tendermaschine aber ohne Röhrenkessel, auch waren die verschiedenen auf gewöhnlichen Landstrassen versuchten Dampfwagen mit Räumen für Wasser und Brennmaterial versehen.

uns nicht bekannt, ob der Patentträger diese Construction zur Ausführung gebracht hat, aber soviel ist sicher, dass erst im Jahr 1850 E. Kessler, Director der Maschinenfabriken in Carlsruhe und Esslingen, einen dem Principe nach ganz ähnlichen Locomotivekessel bei einer Maschine für die Pfälzische Ludwigsbahn ausführte und ebenfalls ein Patent darauf erhielt. Diese Kessel sind in § 16 des IV. Capitels beschrieben und abgebildet, haben aber ungeachtet der grossen Heizfläche keine grosse Verbreitung erlangt, da die Herstellung sehr schwierig ist und bei hoher Dampfspannung nicht die nöthige Sicherstellung erlangt werden kann.

Am 21. November 1839 nahmen R. und W. Hawthorn in England ein Patent auf einen neuen Locomotivekessel, wobei die Flamme wie bei einem gewöhnlichen Kessel durch Heizröhren einmal durch die ganze Länge des cylindrischen Kessels hin und dann durch andere Röhren wieder zurückgeführt wurde. Es ist nicht zu verkennen, dass bei demselben die Flamme besser als in den früheren Kesseln benutzt wurde, nur war die Anwendung der Retourröhren zu complicirt, deshalb wurde diese Construction, ungeachtet sie anfänglich mit grossen Erwartungen aufgenommen worden war, bald wieder verlassen, und dennoch sind wir fest überzeugt, dass man bei dem beständigen Bestreben, die Heizfläche der Locomotiven noch weiter auszudehnen, auf diese Retourröhren wieder zurückkommen, sie indess zweckmässiger (in einem besondern cylindrischen über dem Hauptkessel liegenden kleinen Kessel) anordnen wird. Hawthorn's damaliges Patent bezog sich noch auf ein paar andere neue Einrichtungen der Locomotivemaschine, die hier einer Erwähnung verdienen; die erste bestand in einer Heizkammer, die in dem obern Theil der vordern Rauchkammer angebracht war und in der der Dampf vor seinem Eintritt in die Cylinder nochmals erhitzt wurde, um ihn trockner und wirksamer verwenden zu können; die zweite Verbesserung war das noch jetzt vielfach angewandte Dampfeingangsrohr, welches durch die ganze Länge des Dampfraums im Kessel hinzieht, und auf seiner obern Seite siebartige runde oder schmale längliche Löcher hat, um die Dampfaufnahme über eine bedeutende Oberfläche zu vertheilen und das Mitreissen von Wasser zu verhüten oder wesentlich zu vermindern.

Eastwick & Harrison in Philadelphia bauten im Jahre 1839 eine achträdrige Locomotive, wobei die hintern 4 Räder Triebräder waren und die ganze Maschine nur 3 Tragpunkte hatte, wodurch sie auf unebenen Bahnen mit grösserer Sicherheit läuft. Die beiden vordern kleinen Räder bilden ein um einen Zapfen drehbares Gestell, die Achse des einen Triebräder-Paares befindet sich vor, die des andern hinter dem Feuerkasten und werden dieselben in Achsenhaltern von gewöhnlicher Form am Rahmen festgehalten. Die Tragzapfen ihrer Achsbüchsen sind anstatt sich direct gegen Federn, welche an dem Gestelle fixirt sind, zu stemmen, an die Enden horizontaler gusseiserner Balanciers, dergleichen sich zu jeder Seite der Maschine einer befindet, gefügt. Diese Balanciers sind an dem Mittelpunkt vermittelst schmiedeeiserner Stangen mit den unter dem Maschinenrahmen angebrachten Federn verbunden und ruht so dennoch das Gewicht der Maschine auf diesen. Die Kolbenstange wirkt zunächst auf die ausserhalb der hintern Triebräder angebrachten Kurbelwarzen und sind diese mit den vordern Triebrädern verkuppelt. Bei dieser Einrichtung ist jedem Triebrade eine unabhängige senkrechte Bewegung gestattet, und zugleich wird die Maschine nur der einen Hälfte der senkrechten Bewegung beider Räder theilhaftig, indem sie in der Mitte des horizontalen Balanciers aufgehängt ist. Die vordern Triebräder haben keine Radkränze, um beim Durchlaufen von Curven nicht hinderlich zu sein. Seit der Zeit ist die Anwendung von Balanciers bei 4 und mehr gekuppelten Triebrädern fast allgemein geworden, doch hat man sie in sehr verschiedener Weise angeordnet.

Peel & Williams auf den Soho-Eisenwerken bauten 1839 eine Locomotive für die Liverpool-Manchester Bahn mit einer eigenthümlichen Steuerung. Es waren nämlich keine Excentrics an ihr vorhanden, sondern an ihrer Stelle waren auf der Kurbelwelle zwei Stirnräder angebracht, welche zwei andere Räder von gleichem Durchmesser trieben. Diese

letztern befanden sich unmittelbar über ersteren und liefen in einem Rahmen, der von der Kurbelwelle getragen wurde, so dass die Entfernung zwischen ihren Mittelpunkten immer ein und dieselbe blieb, und durch die Bewegung der Maschine auf ihren Federn keine Veränderung erlitt. Diese Räder waren an einer kurzen Welle, an deren beiden Enden sich ein kleiner Krummzapfen befindet, aufgezogen; und diese Krummzapfen dienten zur Bewegung einer Verbindungsstange, die an der Schieberstange angebracht war. Die Leistungen dieser Maschine sollen sehr günstig gewesen sein.

Die Gebrüder R. & W. Hawthorn, welche den Locomotivebau durch viele sinnreiche Constructionen gefördert haben, haben ums Jahr 1839 mehrere Locomotiven, unter andern für die Eisenbahn von Paris nach Versailles (linkes Ufer) ebenfalls ohne alle excentrische Scheiben gebaut. Diese Steuerung war eine höchst sinnreiche Verbesserung der Melling'schen Steuerung und hatte sowohl beim Vorwärts- als Rückwärtsgang Voreilen.

Im Jahre 1839 war Clapeyron auf der Eisenbahn von Paris nach St. Germain bemüht, zuerst die fixe Expansion bei Locomotiven anzuwenden, und erreichte durch die Stellung der Excentrics auf der Achse, durch das Voreilen und die breitern Ränder des Schiebers soviel, dass er während des dritten Theils des Kolbenlaufs, ja sogar während $^5/_{12}$ desselben mit Expansion fahren und bedeutend an Dampf und Brennmaterial gespart werden konnte. Zugleich suchte Clapeyron die gewöhnliche Steuerung mit festen Excentrics zu vereinfachen, indem er die Welle zum Wechseln der Bewegung concentrisch mit den Naben der beiden Steuerhebel legte.

Cavé in Paris hat bei seiner ums Jahr 1840 für die Versailler Bahn gebauten ersten Locomotive eine Steuerung mit 2 festen Excentrics angebracht, die sich durch ihre Einfachheit auszeichnet und mit der von Carmichael zuerst vorgeschlagenen Steuerung grosse Aehnlichkeit hat.

Bis dahin legte man immer die Schieberflächen horizontal, Pauwels in Lille war der erste, welcher im Jahre 1840 bei der Maschine (»la ville de Turcoing«) die Schieberflächen vertical legte und dadurch den wichtigsten Schritt zur Vereinfachung der Steuerung that.

R. Stephenson liess bei seiner ersten 1841 gebauten Maschine mit directer Bewegung und verticalen Schiebern statt die Excenterstangen in Gabeln wie bei der Pauwels'schen Maschine endigen zu lassen, eine doppelte Gabel an der Schieberstange anbringen, und die beiden Excenterstangen trugen die Zapfen und waren ausserdem durch ein Gelenk verbunden. Diese Einrichtung bildete den Uebergang zur Erfindung der Stephenson'schen Bogensteuerung und erlaubte den Gabeln eine grosse Weite und Höhe zu geben, was den Eingriff der Stangen erleichtert und mehr sichert.

Der belgische Ingenieur De Ridder brachte im Jahr 1840 auf der schmalspurigen (1 Meter breiten) Eisenbahn von Antwerpen nach Gent kleine Tenderlocomotiven zur Anwendung, welche vieles Eigenthümliche hatten, unter Anderm, dass der durch die Ventile entweichende oder beim Stationiren überflüssige Dampf in den Tender überströmte, und zum Vorwärmen des Speisewassers benutzt wurde; diese s. g. Wärmröhren sind seit der Zeit fast bei allen Locomotiven eingeführt. — Ausserdem lagen bei dieser Maschine die Cylinder und die ganze Steuerung dicht beim Maschinisten und alle Theile waren selbst bei der Fahrt zugänglich.

Am 28. Mai 1840 nahm D. Gooch in England ein Patent auf die Verfertigung und Anwendung von verstählten Radbandagen bei Locomotiven und so schwer es Anfangs hielt, wegen der Schwierigkeit der Fabrikation denselben Eingang zu verschaffen, wird die Methode verstählter Radbandagen in neuerer Zeit, namentlich seit Erfindung des Bessemerstahls, allgemein angewandt.

John Condie zu Dalry liess sich bereits im Jahr 1840 in England ein Patent auf verschiedene Methoden die Belastung der Trieb- und andern Räder von sechsrädrigen Locomotiven nur mittelst zwei Tragfedern und verschiedener Hebel von ungleicher Länge der Arme in entsprechender Weise vorzunehmen, geben.

Der bis jetzt noch als der beste, bekannte Apparat zur Verhinderung des Funkensprühens bei den durch Holzfeuerung betriebenen Locomotiven wurde im Jahre 1841 von dem Ingenieur Ludw. Klein in Wien (jetzt Baudirector bei den Württembergischen Staatsbahnen) nach amerikanischen Mustern construirt und besteht in einem an der Spitze des Schornsteins angebrachten Zellenrade, durch welches die Funken ihren Weg nehmen müssen und seitlich in eine aus einem doppelten Conus bestehende weite Blechhülle abgeleitet werden, ohne die Dampferzeugung merklich zu stören.

Bis zum Jahr 1841 waren die vierrädrigen Locomotiven in England noch sehr verbreitet, indem die London-Birmingham-, Eastern-Counties-, Midland-Counties-, North-Union-, Lancaster-Preston-, Manchester-, Bolton und Bury Eisenbahn ausschliesslich vierrädrige Locomotiven anwendeten. Durch das schreckliche von einer vierrädrigen Maschine mit äusseren Rahmen auf der Paris-Versailler Eisenbahn im Mai 1842 veranlasste Unglück kamen die Maschinen mit 4 Rädern indess immer mehr in Abnahme und wurden selbst in vielen Staaten verboten.

Die meisten und besten vierrädrigen Locomotiven bauten Bury Curtis & Kennedy in Liverpool — und zwar alle mit innerm Rahmen, deren Erfinder E. Bury ist — nicht nur Personenzugmaschinen mit 12zölligen Cylindern, 5 Fuss 6zölligen Triebrädern und 4füssigen Laufrädern, sondern auch Güterzugmaschinen mit innern nach vorn geneigt liegenden 13zölligen Cylindern, die auf eine vor der Feuerbüchse liegende Kurbelachse wirkten, die 5 Fuss grossen Triebräder waren mit den Vorderrädern ausserhalb durch Kuppelstangen verkuppelt; die Feuerbüchsen waren rund und hatten halbkugelförmige Dampfkuppeln. Diese Maschinen hatten ein Gewicht von $10\frac{1}{2}$—12 Tonnen, eine Heizfläche von 380—420 Quadratfuss und verdampften circa 75—80 Cub.-Fuss Wasser in der Stunde.

Im Jahr 1842 wurde auch auf der Liverpool-Manchester Bahn eine Locomotive mit einer rotirenden Maschine von Rowley probirt. Eine alte 4rädrige Maschine (Mars) war vorn noch mit einem 3ten Räderpaar versehen, über dem der rotirende Cylinder lag; die quer durchgehende Welle war mit einer Achse verkuppelt, welche vor den Triebrädern lag und in der Mitte ein Stirnrad trug, das in ein auf der Triebachse sitzendes Getriebe eingriff. Die Proben sollen nicht ganz ungünstig ausgefallen sein und wurde dabei eine Geschwindigkeit von 37 engl. Meilen in der Stunde erreicht.

Von grosser Bedeutung für die Förderung des Locomotivbaues war die schon früher vor sich gegangene Emancipirung Nordamerika's von den englischen Systemen. Es sagte sich nämlich von den Fesseln der britischen Grundsätze rücksichtlich der Steigungs- und Krümmungsverhältnisse los, und was noch besser, bildete sich seinen schon im Jahr 1832 begonnenen Locomotivbau zu einem den unvermeidlichen Steigungs- und Krümmungsverhältnissen seiner Bahnen anpassenden Systeme aus und brachte es darin so weit, dass schon im Jahr 1837 achtzig inländische Locomotiven auf amerikanischen Bahnen liefen, die Einfuhr englischer Locomotiven aufhörte und im Jahr 1839 selbst nordamerikanische Locomotiven nach England und zwar auf die Birmingham-Gloucester Bahn kamen.

Die amerikanischen oder nach amerikanischer Art erbauten Locomotiven unterschieden sich damals von den englischen hauptsächlich darin, dass der Kessel mit seinem vordern Theile mittelst eines Zapfens auf einem um denselben beweglichen vierrädrigen Truckgestelle ruht, welches sich leicht nach den Bahnkrümmungen stellt und den Gang der Maschine durch dieselben erleichtert; dass die Triebräder oft weniger, selten aber mehr als 4 Fuss im Durchmesser hatten und hinten an der Maschine unmittelbar bei dem Feuerkasten sich befanden, wodurch nahezu zwei Drittel des Totalgewichtes der Maschine für die Adhäsion

wirksam gemacht wurde; weiters dass die Cylinder ausserhalb des Rauchkastens in geneigter Richtung zu der Triebachse lagen. Der Ursprung dieses Systems ist zwar, wie wir oben bewiesen, in England zu suchen, es wurde indess in Nordamerika durch Norris, Baldwin, Withney, Eastwick und Harrison besonders ausgebildet und mit solchen amerikanischen Maschinen Gebirgsbahnen in Betrieb gesetzt, welche man früher nur mit stehenden Maschinen oder Pferde zu betreiben für möglich hielt. Unter andern wurde der Betrieb der schiefen Ebene der Birmingham-Gloucester Bahn bei Bomosgrove, Lickey-Incline mit einer Steigung von 1 : 37, welche für eine Seilebene angelegt war, im Jahr 1840 mit sechsrädrigen Locomotiven aus der Norris'schen Fabrik in Philadelphia eröffnet. Die Dimensionen und die Leistungen dieser Locomotiven waren folgende: Durchmesser der Cylinder $12^1/_2$ Zoll; Kolbenhub 20 Zoll; 2 Triebräder mit 4 Fuss Durchmesser; 4 Laufräder an einem drehbaren Untergestelle mit $2^1/_2$ Fuss Durchmesser; Dampfdruck 5 Atmosphären; Gewicht der Locomotive $12^1/_2$ Tonnen, des Tenders 8 Tonnen. Die bei dem gewöhnlichen Dienste von einer Locomotive gezogene Bruttolast betrug 24 Tonnen mit der Geschwindigkeit von 12 bis 14 engl. Meilen per Stunde. —

Im Jahre 1842 war auf der nordamerikanischen Boston-Albany Eisenbahn die achträdrige Locomotive »Albany« ebenfalls aus der Fabrik von Norris in Philadelphia in Thätigkeit. Dieselbe hatte eine gesammte Heizfläche von 390 Quadratfuss; Cylinder von $12^1/_2$ Zoll Durchmesser und 18 Zoll Kolbenhub; 4 gekuppelte Triebräder mit 3 Fuss 4 Zoll Durchmesser und 4 Laufräder mit $2^1/_2$ Fuss Durchmesser an einem beweglichen Untergestell; das Gewicht von $13^1/_2$ Tonnen, wovon 20,200 Pfd. auf die Triebräder entfielen; arbeitete mit einem Dampfdruck von 75 Pfd. auf den Quadratzoll und zog auf der Steigung von 1 : 65 die Bruttolast von 80 Tonnen (ohne Tender) mit der Geschwindigkeit von 11 engl. Meilen per Stunde.

Baldwin und Vail in Philadelphia bauten im Jahr 1842 eine Lastzugmaschine mit eigenthümlicher Kupplung. Die Maschine hatte aussenliegende Cylinder von 13 Zoll Weite und 16 Zoll Hub, sowie 6 Räder, wovon 4 ein bewegliches Vordergestell bildeten, 33 Zoll im Durchmesser hatten und ungeachtet der Beweglichkeit ihrer Achsen und ihres kleinern Durchmessers mit den hinter der Feuerbüchse liegenden grössern Triebrädern von 44 Zoll Durchmesser vermittelst äusserer Kuppelstangen und Zahnräder derart verbunden waren, dass die dem ganzen Gewicht der Locomotive zustehende Adhäsion in Wirksamkeit trat, ohne die nöthige Beweglichkeit in den Curven zu verlieren.

Bei der breitspurigen Great-Western Bahn in England finden wir schon im Jahr 1838 Maschinen von 680 Quadratfuss Heizfläche, obgleich die cylindrischen Kessel nur eine Länge von 8 Fuss 8 Zoll, aber einen Durchmesser von 4 Fuss hatten. Die Triebräder dieser Maschine hatten einen Durchmesser von 7 — 8 Fuss, der Kolbendurchmesser betrug 16 Zoll und deren Hub 16—20 Zoll.

Das Bedürfniss nach noch kräftigern Maschinen glaubte man damals bei der gewöhnlichen engern Spur, wobei der cylindrische Kessel nicht über 3 Fuss 9 Zoll weit gemacht werden konnte, nur durch eine Verlängerung dieses Kessels und der Heizröhren erlangen zu können, da bei der geringen Grösse der Drehscheiben und andern Betriebseinrichtungen der Radstand nicht vergrössert werden konnte, mussten bei diesen langen Kesseln die sämmtlichen Räder zwischen Rauch- und Feuerkasten angebracht werden. So entstand Anfangs 1842 R. Stephenson's s. g. Patentmaschine mit 12 Fuss langem cylindrischen Kessel und 10 Fuss 3 Zoll Radstand zwischen Feuer- und Rauchkasten. Dieselbe zeichnete sich zugleich durch eine sehr einfache veränderliche Expansionssteuerung aus vermittelst der bekannten Coulisse; Stephenson oder Howe wurde auf dieselbe ohne Zweifel durch die bereits im Jahr 1839 und 1840 von John Gray und Williams in England und durch die

im Jahr 1841 von Cabry in Belgien vorgenommenen Versuche mit verschiedenen dem Principe nach ganz ähnlichen veränderlichen Expansionssteuerungen gebracht.

Durch die bedeutend grössere Heizfläche und die einfache veränderliche Expansionssteuerung lieferten die neuen Stephenson'schen Patentmaschinen so überraschende und günstige Resultate, dass mit ihnen wiederum eine neue Epoche im Locomotivbau beginnt.

Bevor wir jedoch zu dieser übergehen, müssen wir noch die ersten Versuche der verschiedenen veränderlichen Expansionssteuerungen kurz erwähnen.

John Gray war der erste, welcher in England bei einer Locomotive der Liverpool-Manchester Bahn im Jahr 1839 eine veränderliche Expansionssteuerung anwandte.

Bei dieser Steuerung besteht die veränderliche Expansion ebenso wie bei Howe's Coulissensteuerung in einem Verlängern oder Verkürzen von dem Lauf des mit breiten Rändern versehenen Schiebers. Der Umsteuerungsmechanismus ist sehr complicirt, wirkt sehr rasch und erfordert zum Bewegen eine bedeutende Kraftanstrengung.

William's Steuerung macht den Uebergang und lässt schon die einzelnen Theile zu Howe's Coulissensteuerung deutlich erkennen.

Cabry, Maschinendirector der belgischen Staatseisenbahnen, führte die Idee der Verschiedenheit vom Gang des Schiebers, bei den bestehenden Maschinen mit alten Gabel-Steuerungen in einfacher Weise aus.

Die ursprünglich bei stehenden Dampfmaschinen in Anwendung gekommene Edward'sche Expansion wurde im Jahr 1840 auch bei einer Locomotive der St. Germain Eisenbahn versucht.

J. G. Bodmer, früher in Manchester, war der erste, welcher die Schraubenexpansionsschieber bei seiner doppelten im Jahr 1841 patentirten Kolbenlocomotive anwandte, indem er eine rechte und linke Schraube zur Regulirung des Expansionsschiebers anbrachte.

Bodmer's Expansionsschieber war in zu grosser Entfernung von dem gewöhnlichen Schieber angebracht und hatte deshalb keinen Einfluss auf die zwischen beiden Schiebern befindliche grosse Dampfmenge. Dies gab J. J. Meyer in Mülhausen Veranlassung zur Erfindung der im folgenden Abschnitt beschriebenen veränderlichen Expansionssteuerung.

§ 5. Vierte Epoche. (1843—1851.) — Der glückliche Erfolg der Maschinen mit der Stephenson'schen veränderlichen Expansionseinrichtung, obwohl dieselbe theoretisch unvollkommen erschien, war die Veranlassung, dass eine Unzahl von veränderlichen Expansionssteuerungen in den Jahren 1842—45 entstanden, die eine vollkommnere veränderliche Expansion bezweckten, sich in der Praxis aber alle mehr oder weniger nicht bewährt haben. Wir können davon nur diejenigen erwähnen, welche besonders originelle Constructionen haben und bei Locomotiven zur Ausführung gekommen sind.

Die bekanntesten dieser Steuerungen sind von Meyer und Gonzenbach und haben sich diese beiden mit einigen Veränderungen bis in die neueste Zeit zu erhalten vermocht. Wir beschreiben hier die ursprüngliche Anordnung dieser Constructionen, während die verbesserten Einrichtungen in dem Werke von Heusinger von Waldegg und Clauss »Die Locomotivmaschine« p. 40 und 133 eingesehen werden können.

J. J. Meyer's veränderliche Expansionseinrichtung entstand bereits im Jahr 1842. Diese Steuerung ist mit einem eigenthümlichen Schieber ausgestattet. Derselbe arbeitet auf dieselbe Art wie der gewöhnliche Schieber der Locomotivmaschinen; allein anstatt den Dampf während seines ganzen Rücklaufs eintreten zu lassen, bietet er der Cylinderöffnung gegenüber eine andere Oeffnung von gleicher Weite. Auf diesem Schieber gleiten auf eine eigenthümliche Weise, zwei massive

Prismen oder Platten, welche die Oeffnungen des ersten Schiebers bedecken können, und dieselben bei einem gewissen Punkte des Kolbenlaufs wirklich schliessen, um die Einführung einer neuen Quantität Dampf zu unterbrechen und auf diese Weise den bereits eingetretenen Dampf durch seine Expansionskraft arbeiten zu lassen. Der Maschinist kann vermittelst Zahnrad, einer endlosen Kette und einer Stange mit dem Getriebe, welche zu seinem Standorte führt, die Spindel, welche mit rechten und linken Schraubengängen versehen, in eine drehende Bewegung versetzen und dadurch die Prismen einander nähern oder entfernen. Sie verschliessen die Oeffnungen um soviel später als sie weniger von einander entfernt sind; und so umgekehrt; man kann selbst, wenn sie neben einander sitzen, vollständig die Expansion verhindern. Hierdurch ist die Expansion in den weitesten Grenzen veränderlich, sie kann in dem Verhältniss von 5 zu 1 stattfinden und der Nutzeffect von 7 auf 11 vermehrt werden.

Dieses System der veränderlichen Expansion bietet theoretisch vor denjenigen von Cabry und Stephenson den Vortheil, dass die äussern Oeffnungen dem austretenden Dampf stets dieselben Durchschnitte darbieten, sei auch der Bruchtheil des Kolbenlaufs, während dessen die Expansion stattfindet, welche sie wolle. Bei allen Graden der Expansion bleibt das Voreilen gleich, ebenso die Zusammenpressung und die Zurückdrängung des gewirkten Dampfes constant.

Die veränderliche Expansionssteuerung von Gonzenbach wurde am 18. Februar 1843 in Frankreich patentirt.

Der gewöhnliche Schieber hat soviel äusseres Ueberdecken und Voreilen, als zu einer fixen Expansion erforderlich ist und wird auf die bisherige Weise vermittelst eines Hebels und der Excenterstangen für den Vorwärts- und für den Rückwärtsgang in Bewegung gesetzt. Statt des Deckels für den Kasten des Schiebers ist ein besonderer Kasten mit Stopfbüchse und zwei Oeffnungen im Boden für den Expansionsschieber aufgeschraubt. Die Schieberstange dieser letzteren steht vermittelst einer Gelenkstange mit dem oberen geschlitzten Ende eines zweiarmigen Hebels in Verbindung, der in der Mitte seinen Drehpunkt hat; der untere Hebelarm trägt einen Drehzapfen, welcher von einer zweiten, der ersten entgegengesetzten Gabel der rückwärtigen Excenterstange umfasst wird, wenn die vorwärtsarbeitende Excenterstange mit dem gewöhnlichen Steuerhebel in Verbindung steht. Die beiden Gabeln der rückwärtigen Excenterstange sind nun zu gleicher Zeit im Eingriff; wenn man rückwärts fährt, ist die Gabel für den Expansionsschieber ausser Eingriff und der letztere steht still. Es folgt hieraus, dass die veränderliche Expansion nicht für den Rückwärtsgang angewandt werden kann, was nur ein geringer Uebelstand ist. Die Grade der Expansion werden durch die Stellung der Expansionsschieber-Gelenkstange in dem geschlitzten Steuerhebel bestimmt, zu dem Ende kann der Führer mittelst eines besondern Handhebels und der nöthigen Verbindungsstangen den Angriffspunkt der Gelenkstange in dem Schlitz mehr oder weniger heben und senken.

Von dem Maschinenfabrikant Egells in Berlin wurde im Jahr 1843 eine veränderliche Expansionssteuerung mit 6 Excentrics ausgeführt, die bei 12 Personenzugmaschinen der Oesterreichischen Staatsbahn in Anwendung kam, anfangs sehr vortheilhaft arbeitete, aber wegen der Complicirtheit und schwieriger Instandhaltung derselben, sowie wegen der vermehrten Reibung von 6 excentrischen Scheiben bald wieder beseitigt wurde und keine weitere Verbreitung gefunden hat.[7])

Zu derselben Zeit entstanden in England ebenfalls eine grosse Anzahl von veränderlichen Expansionssteuerungen, namentlich von Crampton, Fenton, Nas-

---

[7]) Diese Steuerung ist abgebildet und beschrieben in Heusinger v. Waldegg & Clauss, Locomotivmaschine p. XXXIII.

myth, Hawthorn, die sich jedoch ebenfalls nicht praktisch bewährt haben und nach kurzer Anwendung wieder sämmtlich verschwunden sind. Dagegen hat die verbesserte Coulissensteuerung von Gooch (Vorstand des Maschinenwesens der Great-Western Bahn), welche im VIII. Capitel, § 7 und 13 ausführlich behandelt wurde, allen Anforderungen des Betriebes bis heute entsprochen.

Diese Steuerung datirt auch vom Jahre 1843 her und bietet namentlich im Vergleich mit der Stephenson'schen Coulissensteuerung (welche bekanntlich bei den verschiedenen Stellungen auch verschiedenes Voreilen giebt, was von schädlichem Einfluss auf die Dampfwirkung ist), den Vortheil, dass das Voreilen für alle Expansionsgrade constant ist, auch wird an verticalem Raum für die Bewegung der Coulisse unter dem Kessel gespart.

Auch die 1844 patentirte veränderliche Expansionssteuerung von A. Borsig in Berlin mit Doppelschieber[8]), welche auf deutschen Bahnen grosse Verbreitung gefunden, hat sich bis in die neueste Zeit behauptet.

Am 25. August 1846 wurden dem Ingenieur F. K. Crampton in England verschiedene sinnreiche Verbesserungen patentirt, welche vom grössten Einfluss auf die Sicherheit der Eilzüge zu sein schienen, und die mit dem lebhaftesten und allgemeinsten Interesse aufgenommen wurden. Nach Crampton's Construction wurden nämlich die Triebräder, statt wie bisher gewöhnlich vor der Feuerbüchse (in der Mitte), hinter die Feuerbüchse gelegt und gleichzeitig ihr Durchmesser beträchtlich vergrössert. Hierdurch wurde vor Allem möglich, den Schwerpunkt der ganzen Maschine erheblich tiefer zu legen, damit den Stabilitätsbedingungen der Bewegung entsprochen und gleichzeitig ein rascherer Fortlauf erreicht. Diese Verbesserungen hatten mehrere andere im Gefolge, wohin namentlich der grössere Radstand mit schwach belasteter Mittelachse und die grössere Länge der Kurbelstange gehört. Besonders sinnreich ist eine später von Crampton angegebene Modification seines Systemes, indem er durch eine unbelastete, durch innenliegende Cylinder in Bewegung gesetzte, sogenannte Blindachse die Vortheile einer Kurbelachse ohne deren Nachtheile erreichte.

Die Crampton-Maschinen erlangten sehr rasch, namentlich auf französischen Eisenbahnen, eine grosse Verbreitung, sind aber in neuerer Zeit wieder ziemlich verschwunden, da sich die Lastvertheilung auf Vorder-, Mittel- und Triebachse nicht vortheilhaft vornehmen lässt; die Belastung der Triebachse bleibt unter allen Umständen eine beschränkte, so dass man öfters als bei andern Maschinen zum Sandstreuen seine Zuflucht nehmen muss, um die erforderliche Adhäsion zu erzeugen. Ferner wirkt die grosse Belastung der Vorderachse bei schneller Fahrt sehr nachtheilig auf den Oberbau der Bahn.

In diesen Zeitraum fallen auch die wesentlichen Verbesserungen und sinnreichen Details, welche die zahlreichen in den Vierziger Jahren von der Maschinenfabrik Sharp & Roberts (später Sharp & Brothers) in Manchester gebauten Locomotiven aufzuweisen hatten.

Eigenthümlich war der aussenliegende, in der Mitte gebogene Gestellrahmen, dessen Zweck war, die Achshalter der Laufräder nicht länger als die der Triebräder machen zu müssen und dadurch die Stabilität des Baues zu erhöhen. Ferner gehörte Roberts zu den Ersten, welcher die Vortheile richtig angeordneter Gegengewichte an den Triebrädern der Locomotive erkannte und ausführte. Alsdann ist der veränderte Ort des Domes ihrer

[8]) Gleichfalls abgebildet und beschrieben in Heusinger v. Waldegg und Clauss Locomotivmaschine, p. XXXIV.

Locomotiven zu erwähnen, der nicht (wie bei Stephenson) unmittelbar über dem Feuerkasten, sondern in grösster Entfernung von demselben, nahe dem Rauchkasten placirt ward, wodurch man den Vortheil erreichte, dass eine geringere Menge (unverdampftes) Wasser in die Dampfcylinder mit übergeführt wurde. Ausserdem waren die Kurbelstangen (s. Capitel XI, § 18) und eine Menge anderer Maschinentheile, abweichend von den bisherigen Formen, sehr richtig und solide construirt und musterhaft ausgeführt.

Die vom Verfasser dieses Capitels zuerst construirte veränderliche Expansionssteuerung mit nur einem Excentric, bei welcher das zweite Excenter durch eine Verbindung mit dem Kreuzkopf ersetzt wird (vergl. VIII. Capitel, § 8 und 13), kam zuerst im Jahre 1849 bei einer kleinen Tendermaschine zur Anwendung. Die Vortheile dieser Steuerung (bestehend in dem constanten Voreilen bei den verschiedenen Expansionsgraden sowohl bei Vorwärts- als Rückwärtsgang, in verminderten Reibungsflächen, in einfacherer und billigerer Herstellung und der Möglichkeit die Steuerung bei sehr geringer Ausladung ganz ausserhalb anbringen zu können), sind erst in neuerer Zeit erkannt, und kommt dieselbe daher in den letzten Jahren immer mehr in Anwendung.

Ingenieur Walschaert in Brüssel hat diese Steuerung fast gleichzeitig und selbstständig in etwas abweichender Form construirt und bei vielen Hundert, in Belgien ausgeführten Locomotiven seit längerer Zeit in Anwendung gebracht.

Auf dem Continente trat der Locomotivbau durch die Anlage der Semmeringbahn in ein neues Stadium, welches für die Ausbildung der Gebirgslocomotive von besonderer Wichtigkeit war und in einiger Beziehung mit der Zeit vor Eröffnung der Liverpool-Manchester Bahn verglichen werden kann, als dort über die Transportweise entschieden werden sollte.

Als nämlich im Jahre 1849 der Bau der letzten und schwierigsten Gebirgsstrecke der Eisenbahn von Wien nach Laibach und Triest der Vollendung nahte und das Semmeringgebirge zwischen Gloggnitz und Mürzzuschlag sehr grosse Schwierigkeiten entgegensetzte, handelte es sich darum, den Locomotivbetrieb auf der Semmeringbahnstrecke mit Steigungen von $^1/_{40}$—$^1/_{45}$ auf 34372 Meter Gesammtlänge und zahlreichen Curven von nur 284^m Radius einzurichten. Es wurde zu dem Ende im März 1850 eine Preisconcurrenz in dem Betrage von 20000 Stück Ducaten ausgeschrieben und in dem Programme verlangt, dass die Preismaschine bei gewöhnlichen günstigen Witterungsverhältnissen über die Steigungen von $^1/_{40}$, jene mit den ungünstigen Krümmungsverhältnissen nicht ausgenommen, im Stande sein müsse, eine Bruttolast von wenigstens 2500 Centner Gewicht (ausschliesslich des etwaigen mit Wasser und Brennstoff gefüllten Tenders) regelmässig fortzuschaffen, und zwar mit einer durchschnittlichen Geschwindigkeit von 14,2 Kilometer per Stunde.

Für 3 andere der Preislocomotive zunächst stehende Maschinen hatte man als Preise erhöhte Ankaufsummen, beziehungsweise von 10000, 7000 und 6000 Ducaten festgesetzt. Schon das folgende Jahr 1851 war zur Entscheidung der Preisconcurrenz bestimmt und wurden die Versuche im August 1851 vorgenommen; als Preisrichter fungirten unter dem Vorsitze des k. k. Hofraths Ritter von Burg unter andern: der Maschinendirector Kirchweger aus Hannover, der Generaldirectionsrath Exter aus München und der k. k. techn. Rath Ritter von Engerth aus Wien. Vier Maschinen wurden zur Concurrenz zugelassen:

1. Die Locomotive »Bavaria« (von Maffei in München) mit 2 Aussencylindern von $19^1/_4$ Zoll Durchmesser und 29 Zoll Hub. Maschine mit 8 Rädern und Tender mit 4 Rädern von 3 Fuss 4 Zoll Durchmesser durch Kettenkuppelung verkuppelt.

2. »Wiener Neustadt« (von Günther in W.-Neustadt) mit 4 Aussencylindern von $12^1/_2$ Zoll Durchmesser, 24 Zoll Hub. Zwei vierrädrige Maschinen unter einem Kessel (Tendermaschine).

3. »Seraing« (von Cockerill in Seraing). Vier Insidecylinder von $15^1/_2$ Zoll Durchmesser und 17 Zoll Hub. Zwei mit ihren Feuerkasten verbundene Locomotiven. Vier Räderpaare von 3 Fuss 3 Zoll Durchmesser, je 2 Paar im beweglichen Untergestelle.

4. »Vindobona« (von der Wien-Gloggnitzer Maschinenfabrik). Zwei Aussencylinder von $16^1/_2$ Zoll Durchmesser und 22 Zoll Hub. Vier Paar durch Stangen gekuppelte Rä-

der von 4 Fuss Durchmesser, 3 Paar zwischen Dampfcylinder und Feuerkasten, ein Paar hinter dem letztern.

Die Maschine »Bavaria« erhielt den ersten, »W. Neustadt« den zweiten, »Seraing« den dritten und »Vindobona« den vierten Preis.

§ 6. Fünfte Epoche. (1852—1875.) — Eine nähere Prüfung aller der bei der Semmering-Concurrenz probirten Maschinen führte leider zu der Befürchtung, dass keine derselben dauernd einem regelmässigen Betriebe auf der so schwierigen Bahn genügen würde, indem sie alle theils mit bereits bekannten, theils mit gewagten oder doch nicht gehörig erprobten Constructionen versehen waren.

Nach den stattgehabten Probefahrten wurden von vielen Ingenieuren noch manche mitunter sehr sinnreiche Constructionen für Semmering-Locomotiven projectirt und der Oesterreichischen Regierung eingesandt.

Wir führen in dieser Beziehung nur an:

a. das Project des Maschinendirectors Kirchweger in Hannover, welches im Wesentlichen die Idee zu der spätern Construction des Locomotivsystems Fink (vergl. § 9 des XVIII. Capitels) gab;

b. das Project des Oberingenieurs C. Krauss in Hannover, welche Construction bei der Mont-Cenis-Ueberschienung von dem Ingenieur Fell fast vollständig benutzt wurde (vergl. § 20 des XVIII. Capitels) und

c. das Project des Verfassers dieses Capitels, bestehend aus zwei einfachen vierräderigen mit den hintern Enden zusammengekuppelten Locomotiven, den sogenannten Zwillingsmaschinen, welche wir später bei dem Betriebe der geneigten Ebene von Giovi in der Turin-Genua Bahn wiederfinden (vergl. §. 13 des XVIII. Capitels).

Ausserdem finden wir auch in der Semmering-Concurrenz-Maschine »Wiener-Neustadt« im Wesentlichen das in neuester Zeit aufgetretene »System Meyer« (vergl. § 17 des XVIII. Capitels) und in der Preislocomotive »Seraing« das seit 10 Jahren so viel besprochene »Fairlie-System« fast vollständig vertreten (vergl. § 18 des XVIII. Capitels).

Mit Recht wird daher die Semmering-Preis-Concurrenz als ein wichtiger Abschnitt in der Geschichte der Locomotive betrachtet.

Nachdem damals die sämmtlichen Projecte für die Semmering-Eisenbahnstrecke nicht als geeignet erkannt worden waren, versuchte nunmehr der k. k. Hofrath Ritter von Engerth das Entwerfen einer geeigneten Berglocomotive, bei welcher nur bereits erprobte Constructionen, wenn auch in anderer Combination zur Anwendung kommen sollten. So entstanden (1853) die Tender-Lastzug-Locomotiven (System Engerth), welche im § 8 des XVIII. Capitels ausführlich besprochen und abgebildet wurden, anfangs als das Non plus ultra der Gebirgslocomotiven hingestellt, sich aber nicht als solche bewährt haben.

Unter den praktisch gewordenen Neuigkeiten im Constructionsgebiete der Locomotiven verdient ganz besonders die 1856 entstandene Coulissensteuerung des Maschinenmeisters Allan in Perth (Schottland) erwähnt zu werden. (Vergl. § 8 und 13 des VIII. Capitels.)

Um die Herstellung und Reparatur der Coulissen möglichst leicht bewirken zu können, hat sie Allan geradlinig gemacht; sie ist gleichsam als eine Combination der Stephenson'schen und Gooch'schen Coulisse zu betrachten. Mit der Stephenson'schen Coulisse hat die Allan'sche die Veränderlichkeit des Voreilens, jedoch in geringerem Maasse gemein.

Als ein in der Geschichte der Locomotive nicht unwichtiges Ereigniss ist die

im Jahr 1858 erfolgte Erfindung des Giffard'schen Injectors (der Dampfstrahlpumpen) zu betrachten, als Ersatz oder zur Ergänzung der sonst gebräuchlichen Kolbenpumpen, um dem Kessel in einfachster Weise auch dann noch das erforderliche Speisewasser zuzuführen, wenn die Locomotive für kürzere oder längere Zeit zum Stillstande gezwungen ist. (Vergl. Capitel VI, B.)

Wesentliche Verbesserungen und Vereinfachungen dieser Apparate wurden in der neuesten Zeit durch Krauss, Schau, Webb, Friedmann und Körting (vergl. § 22, 23, 24, 26 und 27 des VI. Capitels) angebracht.

Vom Jahre 1858 datirt auch das englische Patent des Amerikaners Levi Bissel, auf einen verbesserten zweiräderigen Truck, wobei der Drehbolzen nicht unmittelbar über der Mitte des beweglichen Untergestelles unter der Rauchkiste, sondern etwas hinter dem Trucke, rückwärts unter dem Kessel angebracht ist. (Vergl. § 5 des XIII. Capitels.)

In der Mitte der Fünfziger Jahre begannen auch die ersten Versuche zur Einführung der Steinkohlen als Brennmaterial statt der Cokes. Vor der Eröffnung der Liverpool-Manchester Bahn wurden zwar auf den wenigen mit Dampfkraft betriebenen englischen Eisenbahnen allgemein Steinkohle als Heizmaterial bei den Locomotiven verwandt, 1830 kamen aber Cokes allgemein zur Verwendung, um den unangenehmen starken Rauch möglichst zu verhindern. Mit der Ausdehnung der Eisenbahnen waren jedoch die erforderlichen Massen Cokes immer schwieriger und kostspieliger zu beschaffen; durch Einführung der Steinkohlenfeuerung konnte eine Kostenersparniss von 30 bis 50 Procent eintreten. Der wichtigste Grund des nur langsamen Ueberganges zur Steinkohlenfeuerung war aber die Entwickelung des für die Reisenden und das Dienstpersonal so lästigen dicken Rauches. Daher beginnen auch schon mit den ersten Versuchen, Steinkohlen als Heizmaterial der neueren Locomotiven zu verwenden, die Bemühungen, sogenannte Rauchverzehrungs-Einrichtungen zu construiren.

Zuerst entstanden die Etagen- und Treppenrostanordnungen, welche Marsilly und Chobrinski bereits 1851 bei den Locomotiven der französischen Nordbahn einführten (vergl. p. 248 und 330), dann die Rauchverbrennungsapparate von Beattie (1855), von Clark (1858), von Cudworth, Thierry, Tenbrink, Stösger (Behne-Kool etc., worüber im V. Capitel, § 6—9 ausführlich berichtet wurde.

In dem Anfange der Sechziger Jahre entstanden auch bei den Bestrebungen die Stabilität der Locomotiven zu erhöhen, die Locomotivsysteme von Hall (vergl. § 6 des XII. Capitels und § 11 des XVII. Capitels) und Haswell, oder die Duplexmaschine (vergl. § 3 des XVII. Capitels).

Unter den minder wichtigen, aber dennoch bemerkenswerthen Constructionen bei den Locomotiven, ist auch Ramsbottom's Vorrichtung zum Selbstfüllen der Tender anzuführen (vergleiche § 10 des XVI. Capitels), welche 1860 zuerst auftauchte.

Als Auswüchse des Maschinenbaues oder als Ungeheuerlichkeiten sind die in den Anfangs Sechziger Jahren von Gouin in Paris gebauten Petiet'schen Tenderlocomotiven, mit 4 Cylindern und 6 Kuppelachsen, sowie der von Köchlin in Mülhausen gebauten Lastzugmaschinen mit 4 Kuppelachsen und einem Gesammtgewicht von 70 Tonnen zu bezeichnen.

Im Jahre 1865 wurden von Le Chatelier die ersten Versuche mit dessen Contredampf-Apparate auf der Spanischen Nordbahn ausgeführt, welche seitdem auf fast allen Bahnen mit längern Steigungen mit dem günstigsten Erfolg eingeführt wurden. (Vergl. § 9 des XIV. Capitels.)

Um diese Zeit begann auch die Einführung der Umsteuerungsapparate mittelst Schrauben, welche in sehr verschiedenartiger Construction von Stephenson, Belpaire, Maw, Alexander, Volkmar etc. (vergl. § 17 des VIII. Capitels) in Anwendung kamen und jetzt schon sehr verbreitet sind.

Im Jahre 1870 begann der Bau der Rigibahn mit Steigungen von 25%, welche mit dem günstigsten Erfolge mit Locomotiven nach dem System Riggenbach (mittelst Zahnstangen) betrieben werden (vergl. I. Band, XVII. Capitel, § 16) und seitdem auf verschiedenen Gebirgsstrecken Nachahmung gefunden hat.

Auch das Locomotivsystem Wetli wurde in neuester Zeit (1874) auf der Bahn von Wädensweil nach Maria-Einsiedeln versucht (vergl. § 21 des XVIII. Capitels), scheint aber keine weitere Verbreitung zu finden.

In neuerer Zeit hat auch die vom Bezirksmaschinenmeister Heberlein in München im Jahre 1872 ausgeführte automatische Schnellbremse Verwendung bei Locomotiven gefunden. (Vergl. § 7 des XIV. Capitels.)

Das gegenwärtige Bestreben der Locomotivconstructeure ist weniger auf das Erfinden neuer Locomotivtheile und Systeme gerichtet, als auf zweckentsprechende und möglichst zuverlässige Detailconstructionen, indem es das Interesse jeder Eisenbahnverwaltung dringend erheischt, die bedeutenden für die Unterhaltung der Locomotiven nothwendigen Kosten durch sorgfältige Wahl der Materialien und durch bewährte einheitliche Constructionen möglichst herabzuziehen.

§ 7. Statistik der Locomotiven. — Im Jahre 1874 umfasste das deutsche Eisenbahnnetz 25458,5 Kilometer und waren darauf 8141 Locomotiven im Betriebe; auf 3,1 Kilometer Bahnlänge kamen daher durchschnittlich 2 Locomotiven.

Je nach den Betriebsverhältnissen ist bei den einzelnen Bahnen die Verhältnisszahl der Locomotiven sehr verschieden; es kommen 1 Locomotive bei der Bergisch-Märkischen Bahn auf 1,5 Kilometer Bahnlänge, bei der Köln-Mindener und Hannoverschen Staatsbahn auf 1,7 Kilometer, bei der Niederschlesisch-Märkischen Bahn auf 1,8 Kilometer, bei der Leipzig-Dresdener Bahn auf 2,5 Kilometer, bei der Oberschlesischen und Badischen Bahn auf 3,2 Kilometer, bei der Württembergischen Bahn auf 4 Kilometer, bei der Preussischen Ostbahn auf 4,2 Kilometer, bei der Bayerischen Staatsbahn auf 4,5 Kilometer etc.

In Oesterreich und Ungarn hatte das Eisenbahnnetz im Jahre 1874 eine Länge von 15453,3 Kilometer erlangt, und waren darauf 2958 Locomotiven im Betriebe; es kamen daher im Durchschnitte auf 5,2 Kilometer Bahnlänge 1 Locomotive. Bei den einzelnen Bahnen kommen 1 Locomotive: bei der Kaiser Ferdinands Nordbahn auf 2,1 Kilometer Bahnlänge, bei der Aussig-Teplitzer Bahn auf 2,6 Kilometer, bei der Oesterreichischen Staatsbahn auf 3,1 Kilometer, bei der Galizischen Karl-Ludwigs-Bahn auf 3,5 Kilometer, bei der Kaiserin Elisabeth Bahn auf 3,8 Kilometer, bei der Buschtěhrader Bahn auf 3,9 Kilometer, bei der Oesterreichischen Südbahn auf 4,7 Kilometer, bei der Oesterreichischen Nord-Westbahn auf 6,2 Kilometer, bei der Theissbahn auf 7,1 Kilometer, bei der Alföld-Fiumaner auf 10 Kilometer und bei der Ungarischen Staatsbahn auf 16,4 Kilometer Bahnlänge.

Im Durchschnitt werden bei den sämmtlichen europäischen Bahnen auf 5 Kilometer Länge und bei den Bahnen in den übrigen Welttheilen auf 10 Kilometer Länge 1 Locomotive gerechnet werden können.

Die folgende Tabelle weist die Ausdehnung des Eisenbahnetzes und die nach vorstehendem Durchschnittsverhältniss berechnete Zahl der darauf in Betrieb befind-

lichen Locomotiven in den einzelnen Ländern Europa's und in den verschiedenen Welttheilen von 5 zu 5 Jahren steigend von 1840 bis 1871 nach.

Länge der Eisenbahnen in Kilometern.

	1840	1845	1850	1850	1860	1865	1870	1871
Deutschland	449	2143	5856	7826	11089	13900	18667	20980
Oesterreich	426	1058	2214	2829	5161	6397	9762	11899
Grossbrittannien	1349	4082	10655	13414	16790	21386	24370	24740
Frankreich	427	870	2996	5529	9431	13577	17602	17660
Belgien	334	577	854	1333	1706	2250	2997	3041
Niederlande	17	156	179	314	388	865	1597	1616
Schweiz	—	—	28	212	1097	1340	1448	1472
Italien	8	128	426	912	1800	3982	6175	6378
Spanien	—	—	28	443	1649	4761	5295	5328
Portugal	—	—	—	36	67	700	700	721
Dänemark	—	—	30	30	111	419	764	876
Schweden	—	—	—	37	531	1302	1734	1836
Norwegen	—	—	—	68	68	278	368	422
Russland	27	144	500	1044	1590	3926	11243	13950
Europäische Türkei	—	—	—	—	66	66	290	780
Rumänien	—	—	—	—	—	—	708	925
Griechenland	—	—	—	—	—	—	10	10
Europa	3037	9158	23766	34027	51544	75149	103740	112634
Asien	—	—	—	251	1397	5568	8526	8721
Afrika	—	—	—	—	446	837	1773	1800
Amerika	5534	8262	14256	33837	53235	62735	96398	109961
Australien	—	—	—	33	264	825	1812	1900
Totalsumme	8571	17420	38022	68148	106886	145114	212249	235016
Zahl der Locomotiven	1160	2657	6178	10217	15842	22025	31598	34764

§ 8. Geschichte der Entwickelung des Locomotivbaues in Deutschland und Oesterreich. — Die erste Locomotive in Deutschland wurde zweifellos bereits im Jahre 1815 von dem 1845 in Berlin als königl. preuss. Oberhütten-Inspector verstorbenen Heinr. Franz Schmahel[9]) gebaut. Dieselbe kam auf einer Bergwerksbahn im Saarbrück'schen in Verwendung, scheint aber bald wieder beseitigt worden zu sein.

Die ersten in Deutschland und Oesterreich gebauten Eisenbahnen für den öffentlichen Verkehr (die am 5. December 1835 eröffnete Nürnberg-Fürther Bahn, Leipzig-Dresden 1837, Berlin-Potsdam 1838, Kaiser Ferdinands Nordbahn 1838, Taunusbahn 1839 etc.) bezogen ihre Locomotiven aus den englischen Fabriken von Stephenson, Sharp & Roberts, Bury, Curtis & Kennedy, Rothwell etc. sowie einzelne wenige aus nordamerikanischen Werkstätten von Norris, Baldwin.

Die erste nach diesen Mustern in Deutschland erbaute und dienstfähige Ma-

[9]) In einem in dem Berliner Gewerbe-Industrie- und Handelsblatt von A. F. Neukrantz (Nr. 24, 1845 vom 21. Juni) abgedruckten Nekrolog heisst es hierüber. »Im Fache der praktischen Mechanik zeigte Schmahel schon im Jahre 1815 ein sicheres und schnelles Auffassungstalent, indem er nach Zeichnungen, welche von den jetzt (1845) noch lebenden Berg- und Hüttenmännern Eckardt (Geh. Bergrath und Director der Königl. Eisengiesserei in Berlin) und Krigar (Oberbergrath in Berlin) aus England mitgebracht wurden, den ersten Dampfwagen hierselbst erbaute, welcher sich auch bei starker Belastung auf einer Eisenbahn, damals noch mit gezahnter Schiene, leicht und sicher fortbewegte und dem Erbauer den Dank einbrachte, dass sich sein König, wie die Prinzen des Hauses, anerkennend und wohlgefällig darüber äusserten, eine Satisfaction, die dem Königl. Beamten und vorwärtsstrebenden Techniker Schmahel ebenso werthvoll, wie aufmunternd war.«

schine, die »Saxonia«, ging aus der (vom Professor Schubert dirigirten) Actien-Maschinenfabrik Uebigau bei Dresden (1838) hervor und wurde von der Leipzig-Dresdener Eisenbahn-Gesellschaft angekauft. Im Jahre 1840 lieferte diese (nachher eingegangene) Fabrik eine nach Rothwell's System erbaute zweite Maschine, die unter dem Namen »Phönix« auf derselben Bahn in Betrieb genommen wurde.

Die Maschinenfabrik von Dobbs & Pönsgen in Aachen baute (1839) eine Locomotive, die auf die Rheinische Bahn kam.

Auch die Sächsische Maschinenbau-Compagnie in Chemnitz erbaute 1840 zwei Locomotiven, die »Teutonia« auf vier Rädern und mit stehendem Kessel und der »Pegasus« mit liegendem Kessel auf sechs Rädern. Erstere Maschine wurde nach einigen Versuchen (auf der Magdeburg-Schönebecker Bahnstrecke) für den damaligen Oberbau der Bahn als zu schwer befunden (ihr Gewicht betrug 490 Centner) und deshalb an die Buckauer Dampfschiffs-Werksstätte verkauft. Den »Pegasus« baute man im folgenden Jahre (1841) für die Leipzig-Dresdener Bahn um.

Jacobi, Haniel und Huysen in Sterkerade bei Oberhausen bauten 1840 eine Locomotive »Rhein«, die 1841 auf die Taunusbahn kam. Später lieferte diese Firma noch 4 Locomotiven, theils auf die Düsseldorf-Elberfelder, theils auf die Köln-Mindener Bahn.

Im Jahre 1838 hatte Stephenson in Newcastle die erste Locomotive für die Kaiser Ferdinands Nordbahn nach Oesterreich geliefert und 1839 erhielt die Wien-Gloggnitzer Eisenbahn-Gesellschaft ihre erste Locomotive (mit vierrädrigem Truckgestelle) von Norris in Philadelphia.

Nach diesen Mustern wurden die ersten Locomotiven in Oesterreich gebaut und zwar in der Reparatur-Werkstätte der Nordbahn unter der Leitung des Ingenieurs Baillie nach Stephenson'schem Modell, welche Maschine, die »Patria« genannt, bereits 1840 dem Betriebe übergeben wurde. Von Seite der Kaiser Ferdinands Nordbahn blieb indess der Bau von Locomotiven auf dies eine Exemplar beschränkt.

---

a. Dagegen wurden in demselben Jahre (1840) in der Maschinenfabrik der Wien-Gloggnitzer Eisenbahn-Gesellschaft in Wien, unter Leitung ihres Directors Haswell 4 Locomotiven (genannt »Wien, Hietzing, Schönbrunn und Belvedere«) nach Norris'schem Modell fertig geliefert, denen mehrere Maschinen desselben Systems folgten. Bis zum Jahre 1854 sind aus derselben Fabrik 291 Stück Locomotiven und 2412 Waggons hervorgegangen. Im Jahre 1855 wurde dieses Etablissement von der Oesterreichischen Staatsbahn-Gesellschaft übernommen und im Jahre 1857 bedeutend erweitert. Von Anfang 1855 bis Ende 1872 konnten 951 Locomotiven geliefert werden, worunter im Jahr 1870 die tausendste Locomotive war.

b. Mit der grössten Energie und dem glänzendsten Erfolge wurde der Locomotivbau von A. Borsig in Berlin erfasst und weiter geführt. Die erste Locomotive dieser Fabrik kam am 24. Juli 1841 auf der Berlin-Anhalter Bahn in Betrieb. Im Allgemeinen nach dem amerikanischen Trucksysteme gebaut, unterschied sich diese Maschine durch mehrere verbesserte Detailconstructionen und besonders dadurch, dass man hinter der Feuerkiste noch ein Paar Laufräder angebracht hatte, so dass die ganze Maschine überhaupt auf acht Rädern lief. Später baute diese Fabrik mehr nach englischen Mustern, womit sich aber auch der Locomotivbau derartig zur Specialität der Anstalt ausbildete, dass schon 1846 die hundertste, 1858 die tausendste, 1867 die zweitausendste und 1873 die dreitausendste Locomotive aus diesem Etablissement hervorging und sie jetzt die bedeutendste Locomotivfabrik der Welt ist.

c. Im Jahre 1841 baute Maffei in seinem Eisenwerke Hirschau bei München die erste Locomotive »Der Münchener« (nach englischem Muster), worauf 1851 die Preislocomotive »Bavaria« für die Semmeringbahn, 1866 die sechshundertste und 1874 die tausendste Locomotive folgte.

d. In demselben Jahre 1841 begann Emil Kessler in Karlsruhe den Bau der ersten Locomotive genau nach einem englischen Vorbilde von Sharp & Roberts für die Badische Staatsbahn, 1848 als circa 200 Locomotiven von E. Kessler vollendet waren, wurde die Fabrik unter der Firma »Karlsruher Maschinenfabrik« von einer Actiengesellschaft übernommen, welche 1852 dieselbe an die jetzige Gesellschaft, deren Hauptbetheiligte die Badische Staatsregierung ist, abtrat. Anfangs 1873 waren 750 Locomotiven abgeliefert.

e. Im Jahre 1844 entwickelte sich aus einer kleinen 1842 gegründeten Maschinenfabrik unter der Firma Prevenhuber, Günther und Armbruster in Wiener-Neustadt eine Locomotivbau-Anstalt, welche noch in demselben Jahre die ersten Locomotiven nach amerikanischen Mustern für österreichische (Süd- und Nord-) Bahnen lieferte. Bereits im folgenden Jahre 1845, zur Zeit der dritten allgemeinen Gewerbeausstellung in Wien, waren aus dieser Fabrik 20 Locomotiven hervorgegangen. Später übernahm W. Günther allein diese Fabrik und unter diesen Firmen wurden bis zum Jahre 1861 366 Locomotiven gebaut. In diesem Jahre kam dieselbe in den Besitz der k. k. Creditanstalt und übernahm G. Sigl pachtweise den Betrieb und im Jahre 1867 brachte er solche käuflich an sich. Bis zur Eröffnung der Pariser Ausstellung (1867) hatte diese Fabrik überhaupt 478 Locomotiven geliefert. Bis zur Wiener Ausstellung (1873) waren bereits aus diesem und dem Sigl'schen Filial-Etablissement in Wien (der ehemalig Norris'schen Locomotivfabrik) 1657 Locomotiven hervorgegangen. Letztere Fabrik hatte bis zum Jahre 1867 die Zahl von 142 Locomotiven geliefert.

f. In Norddeutschland fing die im Jahr 1835 von Georg Egestorff in Linden bei Hannover errichtete Maschinenfabrik und Eisengiesserei ebenfalls mit Erfolg den Bau von Locomotiven an und ging die erste nach vorgeschriebenem (modificirten englischem) Modell für die Hannoverschen Staatsbahnen gelieferte Maschine im Juni 1846 aus ihr hervor. Die Fabrik gehörte ebenfalls zu denjenigen deutschen Etablissements, welche den Locomotivbau nicht nur anfingen, sondern auch mit entschiedenem Erfolg bis zur Gegenwart fortführten. Im Jahre 1868 als circa 300 Locomotiven gebaut waren, ging diese Fabrik an Dr. Stroussberg über und Anfangs 1871, als die siebenhundertste Locomotive vollendet war, übernahm sie eine Actiengesellschaft unter der Firma: »Hannoversche Maschinenbau-Actiengesellschaft, vormals Georg Egestorff«. Zur Wiener Weltausstellung wurde die tausendste geliefert und 1875 die tausendvierhundertste.

g. Auf Anregung der Württembergischen Regierung wurde ebenfalls eine grössere Maschinenfabrik in Esslingen durch Emil Kessler gegründet, um darin hauptsächlich den Bedarf an Locomotiven (ferner auch an Wagen und Brücken) für die Württembergischen Eisenbahnen zu decken. Im Jahre 1867 lieferte diese Fabrik bereits die 800. Locomotive auf die Pariser Ausstellung und 1873 die 1249. auf die Wiener Ausstellung.

h. Die im Jahre 1836 vom Oberbergrath C. A. Henschel in Cassel errichtete Maschinenfabrik hat 1845 den Bau von Locomotiven und zwar ebenfalls für die Bedürfnisse der Landeseisenbahnen begonnen; 1867 wurde die 100. Locomotive vollendet. Anfangs 1873 waren 550 Stück abgeliefert.

i. Die 1837 von Richard Hartmann in Chemnitz gegründete, fast in allen Zweigen des Industrie-Maschinenwesens vorzügliche Maschinenfabrik begann 1846 den Locomotivbau und hatte im Jahre 1867 die 300. Locomotive vollendet; 1870 (mit der 430. Locomotive) ging das Etablissement an eine Actiengesellschaft unter der Firma: »Sächsische Maschinenfabrik, vormals Richard Hartmann« über. Zur Wiener Ausstellung wurde die 644. Locomotive geliefert.

k. Fr. Wöhlert in Berlin begann den Locomotivbau 1850, setzte aber diese Fabrikation mehrere Jahre aus; bis zum Jahr 1867 waren 150 Stück vollendet und 1871, als die Zahl auf 300 gestiegen war, ging das Etablissement an eine Actiengesellschaft unter der Firma: »F. Wöhlert'sche Maschinenbau-Anstalt und Eisengiesserei-Actiengesellschaft« über.

l. Die Stettiner Maschinenbau-Actiengesellschaft »Vulkan« in Bredow bei Stettin begann im Jahre 1859 Locomotiven zu bauen und hatte 1868 die 100., sowie zur Wiener Ausstellung die 500. Locomotive vollendet.

m. L. Schwartzkopff in Berlin begann den Locomotivbau 1867 und hat 1871 sein Etablissement in eine Actiengesellschaft verwandelt. Bis Anfangs 1873 waren bereits 475 Locomotiven abgeliefert.

n. Krauss & Comp. in München im Jahr 1866 für den Locomotivbau gegründet, lieferte vorzugsweise vierräderige Tendermaschinen eigenthümlichen Systems, 1871 bereits die 100. und 1873 die 300. Locomotive.

o. Die Unionsgiesserei in Königsberg begann den Locomotivbau bereits 1856 und lieferte bis 1875 circa 150 Locomotiven.

p. Aus Schichau's Maschinenfabrik in Elbing gingen von 1860 bis 1870 etwa 40 Locomotiven hervor; im Jahr 1875 war die Zahl auf 180 gestiegen.

q. Mit der Annexion von Elsass-Lothringen kamen die »Vereinigten Maschinenfabriken in Mülhausen und Graffenstaden im Elsass an Deutschland. Erstere, von André Köchlin gegründet, baut seit etwa 22 Jahren mit bedeutendem Erfolg Locomotiven, die meist auf französischen, italienischen und schweizerischen Eisenbahnen laufen. Letztere begann den Locomotivbau vor etwa 12 Jahren. Seit 1872 sind beide Fabriken in eine gemeinsame Actiengesellschaft unter obiger Firma übergegangen. Dieses Etablissement lieferte auf die Wiener Weltausstellung die 2236. Locomotive.

r. Die Wiener Locomotivfabrik-Actiengesellschaft in Florisdorf bei Wien wurde 1871 gegründet, lieferte das erste Jahr bereits 60 Locomotiven, hat 1875 etwa die Zahl von 230 erreicht.

s. Die Maschinenfabrik und Eisengiesserei in Darmstadt liefert seit 1869 einfache Tendermaschinen zum Rangirdienst und für Bauunternehmer. Auf der Wiener Ausstellung waren die Nummern 50 und 51 vertreten.

t. Die Maschinenfabrik zu Zorge am Harz lieferte bereits 1843—45 3 Locomotiven auf die Braunschweigischen und 3 Locomotiven auf die Hannoverschen Staatsbahnen, liess dann fast 30 Jahre den Bau von Locomotiven ruhen und 1872, als diese Fabrik mit dem Hüttenwerke zu Rübeland vereinigt an eine Actiengesellschaft unter der Firma »Harzer Werke zu Rübeland und Zorge« übergegangen, nahm sie den Locomotivbau wieder auf und liefert namentlich kleinere Locomotiven für Hüttenwerke, zum Rangiren und für Bauunternehmer. Bis Anfangs 1875 hatte dies Etablissement circa 35 Stück geliefert.

u. Die neuesten Locomotivbau-Anstalten sind »Hohenzollern«, Actiengesell-

schaft für Locomotivbau« in Düsseldorf, 1873 gegründet, musterhaft für etwa 50 Locomotiven jährlich eingerichtet, und

v. die »Locomotiv- und Waggon-Fabrik zu Mödling« bei Wien. Dieselbe wurde gleichfalls 1873 gegründet, gehört der Actiengesellschaft der Oesterreichischen Verbindungsbahnen, ist etwa von gleichem Umfange wie die vorige und nicht minder zweckmässig eingerichtet.

w. Ferner die »Maschinenfabrik der Ungarischen Staatsbahn in Pest«, dieselbe hatte ihre erste Locomotive (1873) in der Wiener Weltausstellung ausgestellt und will den Locomotivbau ferner auch für andere Bahnen betreiben.

x. Ausserdem liefert die »Maschinenbaugesellschaft Heilbronn« zu Heilbronn seit 1860 kleinere Locomotiven für Bauunternehmer und

y. in aller neuester Zeit (1875) wurde in der Vorstadt Giesing zu München die »Locomotiv-Maschinen- und Kesselfabrik J. Kernaul & Comp.« gegründet, vorzugsweise für Locomotiven für secundäre Bahnen und Bauunternehmungen.

z. Endlich ist noch die Maschinenfabrik »von Ruffer« in Breslau anzuführen, welche von 1860 bis 1869 etwa 40 Locomotiven geliefert hat, in den letzten Jahren aber den Locomotivbau eingestellt zu haben scheint.

Ausser diesen sub a bis z aufgeführten, noch bestehenden Locomotivbau-Anstalten und den Eingangs dieses Paragraphen angeführten allerersten Versuchen im Locomotivbau haben noch eine Anzahl deutscher Maschinenfabriken in früheren Jahren den Locomotivbau versucht, aber nicht bis zur neuesten Zeit fortgesetzt. Es sind dieses namentlich:

Emundts und Herrenkohl in Aachen bauten im Jahre 1842 eine Locomotive, die auf die Oberschlesische Bahn kam.

Tischbein in Buckau bei Magdeburg baute in den Anfangs Vierziger Jahren 2 Maschinen für die Niederschlesisch-Märkische Bahn.

Die Fabrik der Hamburg-Magdeburger Dampfschifffahrts-Compagnie in Buckau baute in den Jahren 1842 bis 1849 11 Locomotiven, die theils auf die Magdeburg-Leipziger, Magdeburg-Halberstädter, Magdeburg-Wittenberger und Berlin-Potsdam-Magdeburger Bahn kamen.

Lindheim und Hawthorn in Ullersdorf in Schlesien lieferten 1845 bis 1847 2 Locomotiven auf die Niederschlesisch-Märkische Bahn.

F. A. Egells in Berlin baute 1846 3 Locomotiven für die Niederschlesische Zweigbahn, auch hatte derselbe bereits 1842 eine von Kufahl eigenthümlich construirte Locomotive auf die Niederschlesisch-Märkische Bahn geliefert, die aber bald beseitigt wurde.

Hartmann und Lindt in Heidelberg lieferten im Jahre 1848 eine Locomotive auf die Badische Bahn.

A. Wever & Comp. in Barmen bei Elberfeld lieferten 1848—50 4 Locomotiven auf die Bergisch-Märkische Bahn.

Der Verfasser dieses Capitels baute im Jahre 1849 und 1850 eine kleine normalspurige Tendermaschine, wobei die von ihm construirte Steuerung mit einem Excentric zuerst in Anwendung kam. Dieselbe wurde später bei den Hafenbauten in Lüttich verwendet.

Washington Beyer in Dresden lieferte 1858 eine Locomotive auf die Alberts-Bahn.

Die Kölnische Maschinenbau-Gesellschaft baute 1864 2 Locomotiven für die Rheinische Bahn.

Zur Vervollständigung der Schilderung des deutschen Locomotivbaues ist noch anzuführen, dass bis Ende 1872 in den verschiedenen Eisenbahn-Werkstätten des deutschen Eisenbahn-Vereins noch 90 Locomotiven gebaut wurden, die auf der eignen Bahn in Verwendung kamen, es sind dies namentlich von den Werkstätten:

der Badischen Bahn 3, der Main-Neckar-Bahn 5, der Oldenburgischen Bahn 5, der Taunusbahn 7, der Westfälischen Bahn 6, der Württembergischen Staatsbahn 28, der Wilhelmsbahn 2, der Berlin-Potsdam-Magdeburger 8, der Köln-Mindener Bahn 4, der Magdeburg-Leipziger Bahn 6, der Magdeburg-Halberstädter Bahn 2, der Braunschweigischen Bahn 1, der Kaiserin Elisabeth Bahn 9 und des Grand Central Belge 4.

Werden sämmtliche bis Ende 1874 in Deutschland und Oesterreich gebauten Locomotiven zusammengerechnet, so ergiebt dies die Zahl von circa 18100 Stück, während gegenwärtig die auf den Deutschen und Oesterreichischen Bahnen in Betrieb befindlichen Locomotiven circa 10100 beträgt, von diesen sind aber nach der deutschen Eisenbahn-Statistik 630 Stück aus englischen, belgischen und französischen Fabriken bezogen, so dass von dem 7630 Stück betragenden Ueberschuss der in den deutschen und österreichischen Werkstätten gebauten Locomotiven, nachdem die auf deutschen und österreichischen Bahnen bereits ausrangirten Locomotiven in Abzug kommen, circa 4000 deutsche Locomotiven fürs Ausland gebaut wurden und meist auf russische, rumänische, türkische, schweizerische und italienische Bahnen ausgeführt wurden.

§ 9. Die gegenwärtigen Lococomotivfabriken.

Laufende Nr.	Firma der Fabrik.	Ort.	Zahl der bis jetzt gebauten Locomotiven.	Jährliche Leistungsfähigkeit.
	A. In Deutschland.			
1	A. Borsig	Berlin	3400	200—250
2	Hannoversche Maschinen-Bau-Actien-Gesellschaft (vormals Georg Egestorff)	Linden bei Hannover	1350	200—250
3	Vereinigte Elsässische Maschinenfabriken in Mülhausen (vormals Köchlin) u. Graffenstaden	Mülhausen und Graffenstaden (Elsass) . . .	2400	120—150
4	Esslinger Maschinenfabrik . .	Esslingen (Württemberg) . . .	1400	80—100
5	v. Maffei's Maschinenfabrik . .	Hirschau bei München	1050	80—100
6	Sächsische Maschinenfabrik (vormals Rich. Hartmann) . . .	Chemnitz (Sachsen)	800	80—100
7	Henschel & Sohn	Cassel	750	120—150
8	Stettiner Actien-Gesellschaft »Vulkan«	Bredow bei Stettin	650	100
9	Berliner Maschinenbau-Actiengesellschaft (vorm. L. Schwartzkopff)	Berlin	700	120—150
10	F. Wöhlert'sche Maschinenbau-Anstalt und Eisengiesserei .	Berlin	550	120—150
11	Maschinenbaugesellschaft Karlsruhe	Karlsruhe . . .	850	60—70
12	Krauss & Co.	München . . .	400	50—60
13	Unionsgiesserei	Königsberg . .	150	30—40
14	Schichau's Maschinenfabrik . .	Elbing	180	40—50
15	»Hohenzollern« Actiengesellsch. für Locomotivbau	Düsseldorf . .	10	40—50
16	G. R. von Ruffer	Breslau	40	(Seit 1869 Locomotivbau eingestellt.)

Laufende Nr.	Firma der Fabrik.	Ort.	Zahl der bis jetzt gebauten Locomotiven.	Jährliche Leistungsfähigkeit.
17	Maschinenfabrik und Eisengiesserei	Darmstadt	70	10—12
18	Harzer Werke zu Rübeland und Zorge	Zorge am Harz	35	8—10
19	J. Kernaul & Comp.	Giesing b. München	5	10—15
20	Maschinenbau-Gesellschaft Heilbronn	Heilbronn in Württemberg	20	5—8
	B. In Oesterreich und Ungarn.			
1	Georg Sigl	Wiener Neustadt und Wien	1900	180—200
2	Maschinenfabrik der k. k. priv. Oesterreich. Staatseisenbahn-Gesellschaft	Wien	1400	80—100
3	Wiener Locomotivfabrik-Actiengesellschaft	Florisdorf b. Wien	250	80—100
4	Locomotiv- und Waggonfabrik (Actiengesellschaft Mödling)	Mödling bei Wien	30	30—40
5	Maschinenfabrik der Ungarischen Staatsbahn	Pest	10	10—12
	C. In der Schweiz.			
1	Locomotiv- und Maschinenfabrik Winterthur	Winterthur	50	40—50
2	Werkstätte der Schweizer Centralbahn	Olten	39	5—8
3	Escher Wyss & Comp.	Zürich	14	(Seit 1867 Locomotivbau eingestellt.)
4	Riggenbach	Aarau	10	10—15
	D. In Belgien.			
1	Société John Cockerill	Seraing b. Lüttich	1050	50—60
2	Société St. Leonard (Dir. ger. H. L. Vaessen)	Lüttich	500	36—40
3	Société de Couillet (Dir. ger. Eug. Smits)	Couillet bei Charleroi	340	18—24
4	Société de construction de Tubize	Tubize b. Brüssel	220	18—20
5	Compagnie Belge (Dir. ger. Ch. Evrard)	Brüssel	260	20—24
6	Chs. Ls. Carels	Gent	70	12—15
7	Société Haint St. Pierre	St. Pierre (Hainaut)	100	8—10
8	Hanrez	Marchienne bei Charleroi	50	6—10
	E. In Frankreich.			
1	Cail & Comp.	Paris	1900?	
2	Ernest Gouin	Paris	?	
3	Schneider & Comp.	Creuzot b. Chalon	1850	100—150
4	Parent, Schaken, Houel & Caillet	Fives-Lille	2200	150—180
5	Werkstätte der Paris-Lyon-Mittelmeerbahn	Paris	600?	
6	Werkstätte der Paris-Orleansbahn (Dir. ger. V. Forquenot)	Jvry bei Paris	550?	
7	Werkstätte der französ. Südbahn (Dir. ger. Laurent)	Bordeaux	?	
8	Claparède & Comp.	St. Denis b. Paris	70	
9	Ateliers Oullins	Oullins bei Lyon	?	
10	Boignes, Rambourg & Comp.	Paris	50	
	F. In Italien.			
1	Societa nazionale d'industrie mechaniche	Neapel	75	6—8

Laufende Nr.	Firma der Fabrik.	Ort.	Zahl der bis jetzt gebauten Locomotiven.	Jährliche Leistungsfähigkeit.
	G. In Grossbrittannien.			
1	Robert Stephenson & Comp.	New-Castle upon Tyne	2600	80—100
2	Beyer, Peacock & Comp.	Manchester		
3	Sharp & Comp.	Manchester		
4	Wilson & Comp.	Leeds		
5	Kitson & Comp.	Leeds	1900?	
6	J. Neilson & Comp.	Glasgow	1200?	
7	Dubs & Comp.	Glasgow		
8	Hawthorn & Comp.	New-Castle		
9	Forester	Liverpool		
10	Fox, Walker & Comp.	Bristol	200	
11	Yorkshire engine Comp.	Sheffield		
12	Stothert & Slaugter	Bristol		
13	Worcester engine works	Worcester		
14	Canada works	Birkenhead bei Liverpool		
15	Manning, Wardle & Comp.	Leeds		
16	Henry Hughes & Comp.	Longborough		
17	Lilleshall & Comp.	Shropshire		
18	Ruston, Procter & Comp.	Incoln		
19	Vulcan Foundry	Newton		
	H. In Russland.			
1	Russische Gesellschaft für Berg- und Maschinenwesen	St. Petersburg	200	80—100
2	Maschinenfabrik-Actiengesellschaft (früher Struwe)	Kolomna	200	80—100
3	Sergey-Iwanowitsch-Malzower Maschinenfabrik u. Eisengiesserei (früher Demidoff)	Ludinowo (Gouvernement Kaluga)	?	?
4	Werkstätte der St. Petersburg-Warschauer Eisenbahn	St. Petersburg	10	4—5
5	Wotkin'sche Maschinen-Fabrik (früher Kamsche)	Wiatsches Gouverment am Ural	?	?
	I. In Nordamerikan. Ver. Staaten.			
1	Baldwin, locomotive works	Philadelphia		
2	Hinkley, - -	Boston Mass.		
3	Grant, - -	Paterson New-Jers.		
4	Danforth, locomot. and machine works	Paterson New-Jers.		
5	Mason, maschine works	Taunton Mass.		
6	Rogers, locomot. and machine works	Paterson New-Jers.		
7	Taunton, locomot. manfacturing comp.	Taunton Mass.		
8	Rhode Island, locomotive works	Providence Rh. Isl.		
9	Schenectady, locomotive works	Schenectady New-Jers.		
10	Pittsburgh, locomotive et car works	Pittsburgh, Penns.		
11	Manchester, locomotive works	Manchester, New Hampsh.		
12	Porter, Bell & Comp.	Pittsburgh, Penns.		
13	National locomotive et machine works (Dawson & Barely)	Connelsville Penns.		
14	Brooks locomotive works	Dunkirk New-Jers.		
15	Locomotive engine safety Truck Comp.	New-York		

§ 10. Preis- und Beschaffungsverhältnisse der Locomotiven.[10] — Da die Preise der Locomotiven in den letzten Jahren ausserordentlich schwankten, so geben wir in Nachfolgendem eine kurze Zusammenstellung der officiellen Ergebnisse auf Locomotiven, welche vom März 1873 bis März 1874 seitens deutscher Bahnen zur öffentlichen Submission ausgeschrieben wurden.

Wir begnügen uns mit der Angabe des niedrigsten Preises, indem die detaillirte Vorführung sämmtlicher Offerten, welche in jedem speciellen Falle erzielt wurden, für unseren Zweck als werthloser Ballast erachtet werden muss. In dieser Hinsicht muss auf die Originalberichte verwiesen werden, welche sämmtliche Offerten umfassen.

Die gegebene Uebersicht der sämmtlichen Submissions-Ergebnisse umfasst nach untenfolgender Tabelle 14 Bahnen, 30 Constructionstypen und 359 Locomotiven im totalen Beschaffungswerthe von beiläufig

6,822, 460 Thaler,

wobei wir bemerken, dass die für jede Lieferung besonders mit ausgeschriebenen Reservetheile nicht einbegriffen sind.

Es stellt sich demgemäss der Durchschnittspreis pro Locomotive (1873—1874) auf genau 19000 Thaler, Tender und Inventar inbegriffen, ohne Reservetheile.

Wir fügen hinzu, dass die wechselnde Conjunctur der Tagespreise des Rohmaterials, der Arbeitslöhne etc. auf den Beschaffungspreis der Locomotive zwar notorisch influiren, jedoch verhältnissmässig in minderem Grade, als dies bei anderen industriellen Erzeugnissen der Fall ist. Je grösser die Zahl der Phasen wird, welche der Rohstoff bis zu seiner Vollendung durchläuft, um so verschwindender wird der Einfluss des Rohstoffpreises auf den Preis des Endproductes sich gestalten müssen.

Auf die Preismodification wirken ferner in gewissen Grenzen als bestimmende Elemente der Zahlungsmodus, etwaige Vorschussbewilligungen, die Lieferfristen, die Garantie-Verhältnisse, die Construction der Type und nächstdem — wie in allen Dingen — das bestehende Verhältniss zwischen Nachfrage und Angebot, — die sogenannte »Conjunctur«.

Der zwanzigjährige Durchschnitt (1855—1875) der Locomotivbeschaffungspreise bei grösseren Abschlüssen ist Fr. 1, 60 c. pro Kilogr. Locomotive sammt Tender (Leergewicht). Die Grenzen liegen immer zwischen Fr. 1, 50 und Fr. 2, 00 (also 1500 bis 2000 Frcs. pro Tonne = 1000 Kilogr.).

Die grösste Hausse, welche jemals constatirt wurde, zeigte die zweite Hälfte des Jahres 1872, nächstdem 1858. In beiden Jahren erreichte der Locomotivpreis Fr. 2 pro Kilogr. Die grösste Baisse (1868) liess ihn auf Fr. 1, 50 herabsinken.

Nach dem Emporschnellen der Preise im August 1872 und dem längeren Verharren derselben auf der erreichten Maximalhöhe (die Hausse der Eisen- und Stahlpreise begann bereits im Winter 1870/71) herrscht nun gegenwärtig wieder einmal ein Uebergangszustand, dessen Tendenz dem Minimum sich abermals zu nähern scheint.

Schon die Vergleichung der Offerten zu Anfang 1873 mit Anfang 1874 liefert einen sehr deutlichen Beweis dieser sinkenden Conjunctur, die mehrere tausend Thaler pro Locomotive beträgt und im nothwendigen Zusammenhange steht mit der gegenwärtigen Baisse der gesammten siderurgischen Erzeugnisse, die ihrerseits wiederum Folge der allgemein eingetretenen Flauheit ist, welche als Ebbe, die auf jede Fluth

[10] Nach einer Zusammenstellung von Rich. Jacob im Cyclop 1874, Nr. 103.

folgen muss, nichts anderes als die naturgemässe Reaction der Hausse von 1872 bezeichnet.

Die Beschaffung der Locomotiven kann auf dreierlei Grundlage erfolgen:

1) Auf Grund der completten, seitens der Bahn in allen Details ausgearbeiteten Constructionspläne.

2) Auf Grund vorgeschriebener Hauptdimensionen und Gewichte, welche dem Fabrikanten behufs Ausarbeitung von Plänen zur Nachachtung übergeben werden, die der Direction zur Genehmigung resp. Modification vorzulegen sind.

3) Auf Grund einer vorgeschriebenen Leistung der Locomotive, wobei dem Fabrikanten ebenfalls die Ausarbeitung und Einreichung der zu genehmigenden Pläne überlassen wird.

Beim Generalunternehmersystem, welches die Abschlüsse meist unter der Hand bewirkt, ist der Modus sub 2 und 3 der gewöhnliche.

Modus 1 hingegen gilt für alle öffentlichen Bedarfsausschreibungen, und muss als integrirender Bestandtheil des Systemes bezeichnet werden, da bindende Offerten unter Caution und Garantie nur auf Grund detaillirter Constructionszeichnungen abgegeben werden können, die allen Concurrenten gleichmässig vorher zur Kostenveranschlagung vorgelegen haben müssen. Das Wesen der Submission ist also keineswegs nur die Oeffentlichkeit der Ausschreibung, sondern es besteht dasselbe vielmehr darin, dass die Preisabgabe sämmtlicher Concurrenten sich genau auf ein und denselben Gegenstand bezieht, bei dessen Fabrikation nicht die geringste Wahl bleibt.

Die Ergebnisse von Locomotiv-Submissionen Deutscher Staatsbahnen, März 1873 bis März 1874.

Laufende Nr.	Verwaltung.	Gegenstand.	Ort und Datum der Submission.	Zahl der Submittenten.	Niedrigste Offerte pro Locomotive mit Tender u. Ausrüstungsgegenstände.	Firma.	Lieferort.	Lieferzeit.
		Maschinen:	1873.		Thlr.			
1	Nassauische Eisenbahn	9 St. zweigekuppelte Personenz.-	Wiesbaden, 25. März .	3	20450	Hann. Masch.-Bau-Act.-G. (Egestorff) Linden	Wiesbaden .	Juni 1874.
2	Breslau Freiburger E.	9 St. dreigekuppelte Güterzug-	Breslau, 16. April .	5	22800	Dieselbe	Breslau . . .	Decemb. 1874-März 1875.
3	Hann. Staatsbahn . . .	a. 20 St. zweigekuppelte Schnellzug-		12	21900	Dieselbe	Hannover . .	ab Mai 1874.
		b. 22 St. zweigekuppelte Personenz.-		12	19450	F. Schichau. Elbing	Lehrte . . .	August 1874—Februar 1875.
		c. 6 St. dreigekupp. Güterzug- . . .	Hannover, 21. April .	8	21266	Kitson & Co. Leeds	Hull	ab April 1874 excl. Zoll.
					22000	Vulcan, Act.-Ges. Stettin	Hannover . .	ab Octob. 1874.
		d. 21 St. zweigekuppelte Tender- .		9	12600	Hann. Masch.-Bau-Act.-G. (Egestorff) Linden	Dito	ab Mai 1874.
4	Reichseisenbahn. i. Els.-Lothringen	a. 54 St. dreigekuppelte Güterzug-		20	21666	Kitson & Co. Leeds	Hull	do. excl. Zoll.
					22000	Henschel & Sohn. Cassel	Weissenburg	Septbr. 1874-März 1875.
					22500	Elsäss. Masch.-F. Mülhausen	Mülhausen .	Novemb. 1874-März 1875.
		b. 26 St. dreigekuppelte Personenz.-	Strassburg, 8. Mai . .	15	21200	Henschel & Sohn. Cassel	Weissenburg	ab Aug. 1874.
					21250	Hann. Masch.-Bau-Act.-G. (Egestorff) Linden	Dito	ab Decbr. 1874.
					21300	Masch.-F. Esslingen	Strassburg .	Septbr. 1874-April 1875.
		c. 16 St. zweigekuppelte Tender- .		11	15500	Maschinenbau-Ges. Carlsruhe	Dito	ab Octbr. 1874.

Laufende Nr.	Verwaltung.	Gegenstand.	Ort und Datum der Submission.	Zahl der Submittenten.	Niedrigste Offerte pro Locomotive mit Tender u. Ausrüstungsgegenstände.	Firma.	Lieferort.	Lieferzeit.
		Maschinen:			Thlr.			
5	Königliche Ostbahn .	a. 11 St. dreigekuppelte Güterzug-	Bromberg, 20. Mai .	7	21000	F. Schichau. Elbing	Bromberg .	August-Decbr. 1874.
		b. 10 St. zweigekuppelte Personenz.-		7	21000	Uniongiesserei (G. Ostendorf). Königsberg	Königsberg.	ab September 1874.
6	Niederschl.-Märkische-Eisenbahn	a. 8 St. zweigekuppelte Schnellzug-	Berlin, 10. Juni .	8	22800	Atlas Engine Works. Bristol	Berlin . . .	März-Juni 1874
		b. 11 St. dreigekuppelte Güterzug-		8	22500	Sächsische Maschinen-F. Chemnitz	Dito	Ende 1874.
		c. 9 St. dreigekuppelte Tender- .		8	17400	Krauss & Co. München	Dito	Juni.-Septmbr. 1874.
7	Main-Weserbahn . .	5 St. zweigekuppelte Personenz.-	Cassel, 2. Juli	3	21400	Henschel & Sohn. Cassel	Cassel . . .	März 1875.
					21400	Uniongiesserei (G. Ostendorf). Königsberg	Dito	Sept.-October 1874.
8	Königliche Ostbahn .	a. 15 St. dreigekuppelte Güterzug-	Bromberg, 11. Novbr.	15	17650	G. Sigl. Wien . .	Bromberg .	Juli-Septmber. 1874.
		b. 10 St. zweigekuppelte Tender- .		11	10470	Derselbe	Dito	do.
9	Kngl. Saarbrücker- u. Rhein-Nahe Eisenbahn .	a. 4 St. dreigekuppelte Personenz.-	Saarbrücken, 3 Decbr.	6	18480	Derselbe	Saarbrücken	bis 1. Novbr. 1874.
		b. 6 St. dreigekuppelte Tender- .		8	13740	Derselbe	Dito	do.
10	Hann. Staatsbahn . . .	a. 6 St. dreigekuppelte Güterzug-	Hannover, 6. Decbr.	11	18000	Masch.-Fabrik d. k. k. Oesterr. Staatsbahn. Wien . .	H. St.-B.-St.	Juni, Juli 1874.
		b. 2 St. zweigekuppelte Tender- .		8	11800	Hann. Masch.-Bau-Act.-G. (Egestorff) Linden	Hannover . .	August, Septb. 1874.
11	Niederschl.-Märk.-E.	a. 9 St. dreigekuppelte Tender- .	Berlin, 9. Dec.	12	13400	G. Sigl. Wien . .	Breslau . . .	Septbr., Octbr. 1874.
		b. 5 St. zweigekuppelte Personenz.-		10	18600	Wiener Locomot.-F. Act.-G. Florisdorf	Dito	August-Novb. 1874.
		c. 6 St. dreigekuppelte Güterzug-		12	19000	Dieselbe	Dito	Spt.-Nov. 1874
					19000	G. Sigl. Wien . .	Dito	Sept.-Oct. 1874
12	Königliche Ostbahn .	30 St. zweigekuppelte Personenz.-	Bromberg, 29. Decbr.	10	18250	Wiener Locomot.-F. Act.-G. Florisdorf	Berlin . . .	August-Octbr. 1874.
			1874.					
13	Kgl. Westfäl. Eisenbahn	10 St. zweigekuppelte Güterzug-	Münster, 16. März .	16	16740	Hohenzollern, Act.-Ges. Düsseldorf	Hamm . . .	
14	Hann. Staatsbahn . . .	a. 5 St. dreigekuppelte Güterzug-	Hannover, 20 März .	8	17740	Hann. Masch.-Bau-Act.-G. (Egestorff) Linden	Hannover .	ab Nov. 1874.
		b. 4 St. zweigekuppelte Tender- .		8	10850	Uniongiesserei (G. Ostendorf). Königsberg	Dito	Decemb. 1874.
		c. 6 St. zweigekuppelte Schnellzug-		10	17000	F. Schichau. Elbing	Dito	do.
		d. 2 St. zweigekuppelte Personenz.-		5	17600	Hann. Masch.-Bau-Act.-G. (Egestorff) Linden	Dito	ab November 1874.

Es treten uns in vorstehender Zusammenstellung demnach nur drei Locomotivcategorien entgegen, nämlich:

1) die dreiachsig gekuppelte Güterzugmaschine;
2) die zweiachsig gekuppelte Personenzugmaschine;
3) die Tendermaschine für Rangirzwecke;

je nach den verschiedenen Betriebszwecken. Die Schnellzugmaschinen gehören zu den Personenzugmaschinen und sind von diesen letzteren durch kein charakteristisches Kennzeichen unterschieden. Auf den allermeisten Bahnen wird übrigens die gewöhnliche Personenzugmaschine zum Betrieb der Schnellzüge mit Vortheil verwendet; wie denn andererseits die ausgeschriebenen »Schnellzugmaschinen« tagtäglich vor den gewöhnlichen Personenzügen benutzt werden. Im Preise ist nicht der mindeste Unterschied zwischen beiden Maschinencategorien zu constatiren.

Die im angegebenen Zeitraum stattgefundenen Preisfluctuationen wurden im Nachfolgenden zusammengestellt und für jede der 3 angezogenen Categorien gesondert aufgestellt:

I. Güterzugmaschine.
Höchster Preis: 22800 Thlr. (März-April 1873).
Niedrigster Preis: 16740 Thlr. (März 1874).

II. Personenzugmaschine.
Höchster Preis: 20450 Thlr. (März 1873).
Niedrigster Preis: 17000 Thlr. (März 1874).

III. Tendermaschine.
Höchster Preis: 12600 Thlr. (März-April 1873).
Niedrigster Preis: 10850 Thlr. (März 1874).

Dabei wurden selbstverständlich die in der Zusammenstellung angegebenen Minimalofferten als maassgebend zu Grunde gelegt, ganz abgesehen davon, ob wirklich der Mindestfordernde den Zuschlag erhalten hat, da ja in den meisten Fällen die Auswahl unter den Concurrenten vorbehalten bleibt, mithin unter Umständen auch der Meistfordernde das Geschäft macht. Hiernach ist zugleich der Maassstab gegeben, mit welchem der Werth der Handhabung der sogenannten »öffentlichen« Submission in praxi zu bemessen sein dürfte.

Wie schon angedeutet, bewegen sich die Preisverhältnisse von 1873 bis 1874 in rückgängiger, ziemlich constanter Tendenz, derart, dass die Differenzen innerhalb des in Rede stehenden Zeitraums nach Obigem betrugen:

I.	Pro	Güterzugmaschine	22,800—16,740 = 6060	Thlr.
II.	»	Pers.-Zugmaschine	20,450—17,000 = 3450	»
III.	»	Rangir-Maschine	12,600—10,850 = 1750	»

Literatur.

Anschaffungs- und Unterhaltungskosten eines Dampfwagens von Stephenson. v. Ehrenberg's Zeitschrift. III. Bd., p. 110. Polyt. Centralblatt 1848, p. 828.

Askenasy, Tabelle von Locomotivfabriken in Russland. Organ f. Eisenbahnwesen 1873, p. 27.

Muthmasslicher Bedarf an Locomotiven für die Eisenbahnen Europas innerhalb des nächsten Jahrzehnts. Zeitung des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen 1867, p. 210.

Cugnot's erste (1770 gebaute) Locomotive. Compt rend. 1851, p. 524—533.

Der erste amerikanische Dampfwagen in England. Civ. Eng. and Arch. Journ. II., p. 258. Polyt. Centralblatt 1839, p. 1020.

Heusinger von Waldegg, Die deutschen Locomotivfabriken. Organ f. Eisenbahnwesen 1867, p. 48.

— — —, Uebersicht der gegenwärtigen Locomotivfabriken und deren Leistungsfähigkeit in Deutschland und Oesterreich. Organ f. Eisenbahnwesen 1873, p. 103.

— — —, Die belgischen Locomotivfabriken. Organ f. Eisenbahnwesen 1868, p. 107.

Klein, L., über die Dampfwagenmanufactur von Baldwin, Vail und Hufty in Philadelphia. Förster's Bauzeitung 1841, p. 271—275. Polyt. Centralblatt 1842, p. 591—597.

Locomotive, die erste, in Amerika. Dingler's Journal, 147. Bd., p. 234.

Tod des ersten Amerikanischen Locomotivfabrikanten. Organ für Eisenbahnwesen 1867, p. 35. (American Artican, 19. Sept. 1866.)

Der Locomotivbau in Frankreich. The Engineer 1865 vom 27. Januar. Organ f. Eisenbahnwesen 1866, p. 133 u. 175.

Der Locomotivbau in Russland. Nordische Presse 1870 Decbr. Organ f. Eisenbahnwesen 1871, p. 84.

Der Locomotivbau in Sachsen. Eisenbahnzeitung 1848, p. 197.

Der Locomotivbau in der Maschinenfabrik von Rich. Hartmann in Chemnitz. Polyt. Centralbl. 1850, p. 1144—1147.

Ueber den Locomotivbau in Amerika und Abbildung einer Locomotive von Durham in New-York. Le Technologiste 1845, Bd. VI, p. 372—376.

Amerikanische Locomotiven, die durchschnittlichen Kosten derselben. Zeitung des Vereins deutscher Eisenbahn-Verwaltungen 1862, p. 791.

Locomotiven, Zahl derselben auf englischen Bahnen. Organ f. Eisenbahnwesen 1866, p. 238. (Practical Mechanic's Journal 1866, p. 320.)

von Loeben, F., Einige Daten über den Bau von Locomotiven. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1867, p. 599. Organ f. Eisenbahnwesen 1868, p. 79.

Mohr, G., Ueber den Locomotivbau in Amerika. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1871, p. 283. Organ f. Eisenbahnwesen 1872, p. 41.

Nowotny, über Borsig's und Hartmann's Locomotiven. Scheffler's Organ 1858, p. 47—50.

Rühlmann, Mor., Beitrag zur Geschichte des deutschen Locomotivbaues, nebst einem Anhang den gegenwärtigen Zustand der vorzüglichsten Locomotivfabriken Deutschlands betreffend. Organ f. Eisenbahnwesen 1868, p. 161.

Schilff, B., über Borsig's und Hartmann's Locomotiven. Scheffler's Organ 1858 p. 47—90.

Stephenson's Dampfwagen auf der Liverpool-Manchesterbahn. Edinb. Philos. Journal 1835, Apr., p. 322. Polyt. Centralblatt 1835, p. 420—424.

von Weber, M. M., Die Geographie der Locomotivconstruction. Deutsche Rundschau von Rodenberg 1875, 7. Heft, p. 78.

Wöhler, den Locomotivbau betreffend. Erbkam's Zeitschrift f. Bauwesen 1864, p. 447. Organ f. Eisenbahnwesen 1865, p. 79.

Druckfehler-Verzeichniss.

Zum I. Capitel.

Seite 15: $d\,Q = A\,(d\,U + d\,L)$ statt: $d\,Q = A\,(d\,U = d\,L)$.

Seite 22, Zeile 7 von unten: $x_1 \gtrless 0{,}7$ statt: $x_1 \lessgtr 0{,}7$.

Seite 37: $\lambda_3 = 1 - \frac{T_2}{T_2''} \cdot \frac{T_2'' - T_1''}{T_2 - T_1}$ statt: $\lambda_3 = \frac{T_2}{T_2''} \cdot \frac{T_2'' - T_1}{T_2 - T_1}$.

Seite 38, Zeile 16 von oben: sub. 2.) statt: sub. 2 Q.)

Zum III. Capitel.

Seite 117, Zeile 11 von unten: Volumen statt: Querschnitt.

Seite 123 bis 128 g_f statt: g_f.

Seite 130, Zeile 9 von unten: $1 - \frac{1}{k\frac{H}{R}}$ statt: $1 - \frac{1}{k\frac{H}{R}}$.
$e^{s\frac{Q}{B}\frac{B}{R}}$ $e^{s\frac{Q}{D}\frac{D}{R}}$

Seite 155, Zeile 12 von unten Zuschlag nach statt: Zuschlag.

Seite 157, Zeile 18 von oben ausgedehnt statt: ausgedeht.

Seite 189, Zeile 9 von unten $2 \,.\, 0{,}3\sqrt{2} = 0^m{,}005$ statt: $0{,}3\sqrt{2} = 20^m{,}005$.

Zum VIII. Capitel A.

Seite 445, Zeile 21 von oben $u = \mp c$ statt: $u = \mp o$.

Seite 452, Zeile 6 von oben sind die Worte: »und zwar ungefähr gleich 2, — 20;« zu entfallen.

Zum XI. Capitel.

Seite 641, Zeile 5 von oben: § 7 statt: § 6.

Seite 643, Zeile 8 von oben: § 8 statt: § 7 und sofort § 9 auf Seite 649, § 10 auf Seite 654, § 11 auf Seite 655, § 12 auf Seite 660, § 13 auf Seite 668, § 14 auf Seite 671, § 15 auf Seite 674, § 16 auf Seite 676 und § 17 auf Seite 679 u. s. ff.

Zum XII. Capitel.

Seite 704 Holzschnitt Fig. 7 steht verkehrt.

Seite 709. In dem Holzschnitt Fig. 14 müssen mehrere Linien der Achsgabelbacken punktirt sein.

Seite 726, Zeile d von oben sind die beiden Worte »in einer« in ein Wort zusammengezogen.

Seite 728, Zeile 14 von oben: Crewe statt: Creve.

Zum XV. Capitel.

Seite 817, Zeile 10 von oben: Isolirung statt: Insolirung.

Seite 823, Zeile 12 von unten: Zug-Haken statt: sog. Haken.

Seite 826, Zeile 21 von unten: Bergung statt: Bewegung.

Zum XVII. Capitel.

Seite 898, Zeile 14 von oben: § 8 statt: § 7.

Seite 899, Zeile 3 von oben: § 9 statt 8 und so fort § 10 auf Seite 901, § 11 auf Seite 906, § 12 auf Seite 911 und § 13 auf Seite 912.

POLITECHNIKA WROCŁAWSKA
Biblioteka Główna
(3)

Druck von Breitkopf & Härtel in Leipzig.

BIBLIOTEKA GŁÓWNA
358853 L/1