

Biblioteka Główna i OINT  
Politechniki Wrocławskiej



100100212831











N 331  
m

ALLGEMEINE  
MASCHINEN-ENCYCLOPÄDIE.

ZWEITER BAND.

(BEW. — CAN.)

IM VEREIN MIT

G. ALTMÜTTER (PROF. AM POLYT. INST. IN WIEN), M. F. GÄTZSCHMANN (PROF. AN DER BERGAKADEMIE IN FREIBERG), K. KARMARSCH (DIRECT. DER HÜH. GEWERBSCHULE IN HANOVER), J. SCHNEIDER (PROF. AM COLLEG. CAROL. IN BRAUNSCHWEIG), W. SCHWAMKRUG (MASCHINENMEISTER IN FREIBERG), Dr. A. WEINLIG (PRIVATDOCENT IN LEIPZIG), E. WEINLIG (INGENIEUR-LIEUTENANT IN DRESDEN) und J. WEISBACH (PROF. AN DER BERGAKADEMIE IN FREIBERG)

HERAUSGEGEBEN

VON

PROF. DR. J. A. HÜLSSE,  
Director der Königl. Gewerbschule zu Chemnitz.

1912. 1810

Mit einem Atlas von 95 Tafeln.

LEIPZIG,

VERLAG VON LEOPOLD VOSS,

Buchhändler der k. Akademie der Wissenschaften zu St.-Petersburg.

1844.





ALLGEMEINE

MASCHINEN-ENCYCLOPÄDIE

ZWEITER BAND



346771L/1

HERAUSGEBER

Prof. Dr. LUDWIG REISSER



Jm. 22894

LEBENZIG

VERLAG VON LEOPOLD VOSSE

1897

2010/50631/1

## Vorwort zu dem zweiten Bande.

Als ich beim Erscheinen des ersten Bandes der Allgemeinen Maschinen-Encyclopädie das Unternehmen der Theilnahme des Publicums empfahl, glaubte ich noch freudiger Hoffnung in Bezug auf die Fortführung des begonnenen Werkes mich hingeben zu können.

Mit um so schmerzlicheren Gefühlen sehe ich jetzt den zweiten Band vollendet, da ich dessen Erscheinen mit der Nachricht verbinden muss, dass eine weitere Fortsetzung des Werkes für jetzt nicht erfolgen kann.

Es wird billiger Weise dem Herrn Verleger wegen Unterbrechung der Fortsetzung kein Vorwurf gemacht werden können, wenn man bedenkt, dass, wie mir ganz genau bekannt ist, die Herstellung der beiden ersten Bände gegen 13000 Thaler kostete und dass bei einem Verkaufspreise, durch welchen erst bei 500 Abnehmern die Kosten gedeckt worden wären, nur 186 Exemplare verkauft wurden! Ich glaubte diese offene Darlegung der Erzeugungs- und Vertriebsverhältnisse, deren Wahrheit ich verbürgen kann, nicht nur dem Herrn Verleger zu seiner Rechtfertigung, sondern auch mir selbst in meiner Stellung den verehrten Mitarbeitern und den



Abnehmern der Maschinen-Encyclopädie gegenüber schuldig zu sein, und habe in letzterer Beziehung namentlich noch hinzuzufügen, dass ich, sobald mir der Entschluss des Herrn Verlegers bekannt wurde, nicht verabsäumte, mit mehreren der ersten Buchhandlungen Deutschlands wegen Fortsetzung des Werkes in Unterhandlung zu treten.

Dass diese Unterhandlungen trotz der rühmlichen Bereitwilligkeit der Verlagshandlung, selbst bedeutende Opfer zu bringen, zu keinem erwünschten Ziele führten, war unter den vorliegenden Verhältnissen weniger unerwartet als bedauerlich.

Chemnitz, am 2. September 1844.

**Der Herausgeber.**

## Inhalt des zweiten Bandes.

	Seite
<b>Bewegung.</b> <i>Hülse.</i> (Taf. 62. 63.) .....	1
Bewegung des Wassers. <i>Weisbach.</i> (Taf. 64) .....	87
Bierbrauerei. <i>A. Weinlig.</i> .....	220
Blaufarbenmaschinen. <i>Gätzschmann.</i> .....	220
Blechfabrikation. <i>Hülse.</i> .....	239
Bleizug. <i>Altmütter.</i> (Taf. 65.) .....	240
Bobbinnetmaschinen. <i>Schneider.</i> (Taf. 66—73. und Holzschnitte) .....	248
Bohnenpflanze. <i>A. Weinlig.</i> (Mit Holzschnitt) .....	330
Bohrer. <i>Karmarsch. Schwankrug. Hülse.</i> (Taf. 74—79. 120.) .....	331
Bohrmaschinen. <i>Schubert und Hülse.</i> (Taf. 80—97. und Holzschnitte) ..	409
Bohrwerke für Geschütze und Gewehre. <i>E. Weinlig.</i> (Taf. 98—103. 120.)	450
Botheggen. <i>A. Weinlig.</i> .....	504
Brandzieher. <i>E. Weinlig.</i> .....	504
Branntweinbrennerei. <i>A. Weinlig.</i> .....	504
Brechmaschinen für Flachs u. Hanf. <i>A. Weinlig.</i> (Taf. 104. u. Holzschnitte) .	504
Brems. <i>Schwankrug.</i> (Taf. 105—110. und Holzschnitt) .....	521
Bremsdynamometer. <i>Hülse.</i> (Taf. 110—112.) .....	560
Bruchschwingen, Kreuze, Wendedocken. <i>Schwankrug.</i> (Taf. 113. 114. und Holzschnitt) .....	596
Brücken, bewegliche. <i>E. Weinlig.</i> (Taf. 115—120.) .....	612
Brückenwagen. <i>Hülse.</i> (Taf. 121—123. und Holzschnitte) .....	687
Buchdruckerpresse. <i>Hülse.</i> (Taf. 124—133. und Holzschnitte) .....	713



	Seite
Buchdruckmaschinen. <i>Hülse</i> . (Taf. 133—146. und Holzschnitte).....	760
Bürstmaschinen. <i>Karmarsch</i> . (Taf. 147—149.).....	795
Buttermaschinen. <i>A. Weinlig</i> .....	809
Cagniardelle. <i>Schwankrug</i> . (Taf. 150. und Holzschnitt).....	813
Calander. <i>Karmarsch</i> . (Taf. 151—154. und Holzschnitt).....	842
Canal. <i>M. F. Gützschmann</i> . (Taf. 155. 156. und Holzschnitte).....	884

Inhalt des zweiten Bandes.

.....	1
.....	27
.....	130
.....	138
.....	139
.....	140
.....	141
.....	142
.....	143
.....	144
.....	145
.....	146
.....	147
.....	148
.....	149
.....	150
.....	151
.....	152
.....	153
.....	154
.....	155
.....	156
.....	157
.....	158
.....	159
.....	160
.....	161
.....	162
.....	163
.....	164
.....	165
.....	166
.....	167
.....	168
.....	169
.....	170
.....	171
.....	172
.....	173
.....	174
.....	175
.....	176
.....	177
.....	178
.....	179
.....	180
.....	181
.....	182
.....	183
.....	184
.....	185
.....	186
.....	187
.....	188
.....	189
.....	190
.....	191
.....	192
.....	193
.....	194
.....	195
.....	196
.....	197
.....	198
.....	199
.....	200





**Bewegung** (fr. *mouvement*; engl. *motion*). Unter Bewegung versteht man die Veränderung des Ortes, welchen ein Körper einnimmt, im Gegensatz zu der Ruhe (fr. *repos*; engl. *rest*), dem Beibehalten des Ortes.

Die Bewegung heisst eine absolute (fr. *mouvement absolu*) oder eine relative (fr. *mouvement relatif*), jenachdem man die Veränderung des Ortes auf den ruhenden Raum oder auf den Ort eines andern Körpers bezieht; auf gleiche Art unterscheidet man auch die absolute (fr. *repos absolu*) von der relativen Ruhe (fr. *repos relatif*). Es kann z. B. eine Person auf einem Schiffe gegen dasselbe sich in Ruhe befinden, während sie die Bewegung des Schiffes theilt und daher gegen das Ufer genommen in Bewegung ist; oder sie kann, wenn sie sich auf dem Schiffe der Bewegungsrichtung desselben entgegen bewegt, gegen das Ufer im Zustande der Ruhe sein, während sie gegen das Schiff sich in Bewegung befindet. Ein Gegenstand auf der Erdoberfläche, welcher gegen dieselbe in relativer Ruhe sich befindet, nimmt doch an der Axendrehung der Erde und ihrer Bewegung um die Sonne Theil und befindet sich daher, gegen den ruhenden allgemeinen Raum genommen, allerdings in Bewegung.

Eine Bewegung kann dadurch, dass die durch sie hervorgebrachten Veränderungen von einem bestimmten Standpunkte aus betrachtet werden, ihren ganzen Verhältnissen nach anders erscheinen, als sie wirklich ist; es ist daher auch die scheinbare Bewegung (fr. *mouvement apparent*; engl. *apparent motion*) von der wirklichen oder wahren (fr. *mouvement reel*; engl. *true motion*) zu unterscheiden. Jeder scheinbaren Bewegung muss eine wahre zum Grunde liegen; es kann die letztere aber entweder dem scheinbar bewegten Körper oder dem Beobachtungs-orte oder beiden angehören. So erscheinen z. B. die Bewegungen der Planeten um die Sonne, welche in elliptischen Bahnen statt finden, von einem Punkte der Erdbahn aus unter der Form von Ellipsen mit andern Verhältnissen, von der bewegten Erde aus unter der Form anders gekrümmter Curven; so hat die scheinbare Bewegung der Sonne um die Erde und die scheinbare Bewegung derselben durch die Himmelszeichen ihren Grund in der wahren Bewegung der Erde um ihre Axe und um die Sonne.

Die gesammten Orte, welche ein bewegter Körper während der Bewegung einnimmt, in einem ununterbrochenen Zusammenhang gedacht, stellen den Weg oder die Bahn (fr. *l'espace décrit, parcouru*; engl. *space*



described) vor; diese Bahn ist entweder eine Linie oder eine Fläche oder ein Körper, jenachdem man sich einen Punkt, eine Linie, eine Fläche und einen Körper bewegt denkt. Zur Vereinfachung der Auffassung ersetzt man auch die letzteren Bahnen durch Linien, indem man nur die Bewegung der Punkte verfolgt, in denen man sich die gesammte Masse der bewegten Körper vereinigt denken kann. Nach der Beschaffenheit ihrer Bahn ist die Bewegung entweder geradlinig (fr. *mouvement rectiligne*; engl. *rectilinear motion*) oder krummlinig (fr. *mouvement curviligne*; engl. *curvilinear motion*) oder wohl auch aus beiden zusammengesetzt. Bei der geradlinigen Bewegung gibt die geradlinige Bahn unmittelbar die Richtung (fr. *direction*; engl. *direction*) der Bewegung an, bei der krummlinigen dagegen, wo nach dem Begriffe der krummen Linie die Richtung in je zwei benachbarten Punkten der Bahn eine verschiedene sein muss, bestimmt die in irgend einem Punkte der Bahn an dieselbe gezogene Tangente die in demselben statt findende Richtung der Bewegung. Die krummlinige Bewegung lässt sich auch als aus unendlich vielen unendlich kleinen geradlinigen Bewegungen mit sich stetig ändernder Richtung zusammengesetzt betrachten.

Bewegen sich sämtliche Punkte eines Körpers nach gleichen und parallelen Richtungen, so heisst die Bewegung eine fortschreitende, progressive (engl. *motion of translation*); bleibt aber einer oder bleiben mehrere dieser Punkte in Ruhe, während sich alle übrigen bewegen, so entsteht eine drehende, rotirende Bewegung, Drehung (fr. *mouvement de rotation*; engl. *rotation, rotatory motion, motion of rotation, angular motion*). Im letztern Falle ist nicht nöthig, dass der ganze Körper seinen Ort verändert, sondern es können nur die einzelnen Theile desselben nach und nach verschiedene Orte einnehmen. Der nicht bewegte Punkt bei einer drehenden Bewegung heisst der Mittelpunkt der Drehung, der Drehpunkt (fr. *centre fixe*; engl. *fixed point*) und die durch ihn gezogene ebenfalls nicht bewegte gerade Linie die Axe, Rotationsaxe (fr. *axe, axe de rotation*; engl. *axis, axis of motion, axis of revolution*).

Die bei Beschreibung einer gewissen Bahn verlaufene Zeit wird durch eine Einheit gemessen, deren Unveränderlichkeit durch zweitausendjährige Beobachtung festgestellt ist; es ist dies nämlich die Zeit, welche während einer vollen Umdrehung der Erde um ihre Axe verstreicht und mit dem Namen eines Sterntags bezeichnet wird; der 86164,09te Theil dieser Zeit ist die gewöhnliche mittlere Sexagesimalsecunde, von welcher 60 eine Minute, 3600 eine Stunde und 86400 einen mittleren Sonntag bilden. Wird nicht eine besondere Benennung angeführt, so werden bei Bestimmung einer Zeit jedesmal die angegebenen Secunden verstanden. Bewegt sich ein Körper in einer in sich selbst zurücklaufenden geschlossenen Bahn, so heisst der Zeitraum, welcher zwischen zwei hinter einander folgenden Anwesenheiten des Körpers an einem bestimmten Punkte der Bahn liegt, die Umlaufszeit (fr. *temps d'une revolution*; engl. *time of a revolution*).

Vergleicht man bei einer Bewegung die in gleichen Zeiten durchlaufenen Bahnen mit einander, so ist die Länge derselben entweder gleich oder ungleich; im ersten Falle heisst die Bewegung eine gleichförmige (fr. *mouvement uniforme*; engl. *uniform motion*), im letztern eine ungleichförmige (fr. *mouvement varié*). Bei der gleichförmigen Bewegung sind daher die zurückgelegten Wege den verflassenen Zeiten

proportional, bei der ungleichförmigen nicht; bei der letzteren können, wenn überhaupt zwischen den verflossenen Zeiten und den durchlaufenen Bahnen ein angebbarer Zusammenhang statt findet oder der Weg eine Function der Zeit ist, die in den hinter einander folgenden Zeitabschnitten zurückgelegten Wege entweder grösser oder kleiner werden, dann heisst die Bewegung eine beschleunigte (fr. *mouvement accéléré*; engl. *accelerated motion*) oder eine verzögerte (fr. *mouvement retardé*; engl. *retarded motion*). Die Veränderung der in den hinter einander folgenden Zeitabschnitten zurückgelegten Wege kann nun aber wieder entweder gleichförmig, d. h. der verflossenen Zeit proportional, oder ungleichförmig statt finden, und dann entsteht eine gleichförmig beschleunigte oder verzögerte (fr. *mouvement uniformément accéléré ou retardé, varié*; engl. *motion uniformly accelerated, retarded*) und eine ungleichförmig beschleunigte oder verzögerte Bewegung.

Die Veränderung, welche bei einer ungleichförmigen Bewegung die Wege in den auf einander folgenden Zeitsecunden erfahren, heisst die Beschleunigung, Acceleration (s. ACCELERATION) (fr. u. engl. *acceleration*) und es wird dieser Ausdruck entweder nur im engeren Sinne auf die beschleunigte Bewegung, oder in weiterem Sinne auch auf die verzögerte Bewegung bezogen.

Werden bei einer Bewegung die zusammengehörenden Wege und Zeiten verglichen, so entsteht der Begriff der Geschwindigkeit (fr. *vitesse*; engl. *velocity*). Bei der gleichförmigen Bewegung werden in gleichen Zeiten gleiche Wege zurückgelegt, die Geschwindigkeit ist daher auch in allen Punkten der Bahn gleich gross, und lässt sich bei dieser Bewegung auch als der Weg bestimmen, welcher in der Zeiteinheit, d. h. in einer Zeitsecunde, zurückgelegt wird. Bei der ungleichförmigen Bewegung ist die Geschwindigkeit in jedem Zeitmomente verschieden, und der Weg in einer Zeitsecunde wird zu Anfang der Secunde mit einer andern Geschwindigkeit durchlaufen als zu Ende derselben. Es lässt sich daher bei einer solchen Bewegung die Geschwindigkeit nicht im Allgemeinen, sondern nur für einen bestimmten Zeitpunkt oder für einen bestimmten Punkt der Bahn angeben, und dann versteht man unter Geschwindigkeit für einen bestimmten Zeitpunkt den Weg, welchen der bewegte Körper in der nächst folgenden Zeitsecunde zurücklegen würde, wenn seine ungleichförmige Bewegung plötzlich in eine gleichförmige überginge. Bei einer beschleunigten Bewegung nimmt die Geschwindigkeit in den nach einander folgenden Zeitmomenten zu, bei einer verzögerten nimmt sie ab, und wenn die Beschleunigung oder Verzögerung gleichförmig statt finden soll, so wird sich auch die Geschwindigkeit proportional mit der verflossenen Zeit vergrössern oder vermindern müssen, und die Geschwindigkeit für irgend eine Zeitsecunde wird erhalten, wenn man die Geschwindigkeit für die nächst vorhergehende Zeitsecunde um die Beschleunigung vermehrt oder vermindert.

Jenachdem der Beurtheilung der Geschwindigkeit eine absolute oder relative Bewegung zu Grunde liegt, ist die Geschwindigkeit selbst auch eine absolute oder relative; die letztere kommt z. B. vor beim Einführen des Aufschlagwassers in ein Wasserrad, beim Stoss eines bewegten Körpers gegen einen andern, der sich ebenfalls in Bewegung befindet u. s. w.

Bei drehender Bewegung tritt ausser der Geschwindigkeit, mit welcher sich irgend ein Punkt um die feste Axe bewegt, noch der Begriff der Winkelgeschwindigkeit (fr. *vitesse angulaire*; engl. *angular*



*velocity*) auf. Unter derselben versteht man das Verhältniss der von einem im sich drehenden Körper gezogenen Radius überstrichenen Winkelräume zu den verflossenen Zeiten, oder bei gleichförmiger Bewegung die Grösse des in der Zeiteinheit von einem Punkte durchlaufenen Winkels, oder endlich auch die Grösse des Weges, welchen ein Punkt in der Zeiteinheit zurücklegt, welcher um die Längeneinheit von der Umdrehungsaxe entfernt ist. So wie bei der geradlinig fortschreitenden Bewegung eines Körpers alle Punkte desselben gleiche Geschwindigkeit haben, so haben sie bei der drehenden Bewegung sämmtlich gleiche Winkelgeschwindigkeit.

Jede Veränderung im Zustand der Ruhe oder Bewegung eines Körpers setzt eine Ursache voraus, und eine solche Ursache wird Kraft (fr. *force*; engl. *force*) genannt. Das wahre Wesen der Kräfte ist uns gänzlich unbekannt, wir schliessen nur aus den Wirkungen auf dieselben. Ueber das Verhältniss der Kraft zu den Bewegungen sprechen sich die drei NEWTON'schen Bewegungsgesetze auf folgende Art aus:

1) Jeder Körper bleibt so lange im Zustand der Ruhe oder der gleichförmig geradlinigen Bewegung, bis er durch eine Kraft veranlasst wird, denselben zu verändern. — Die in diesem ersten Gesetze ausgesprochene Eigenschaft der die Körper bildenden Materie wird mit dem Namen der Trägheit oder des Beharrungsvermögens (fr. *inertie*; engl. *inertia*) bezeichnet. Wenn der erste Theil des ausgesprochenen Gesetzes, dass der Körper nicht von selbst aus der Ruhe in Bewegung kommt, schon nach der gewöhnlichen Erfahrung sich als richtig darstellt, so ist in Bezug auf den zweiten Theil der Schein, als habe die blosse Zeit einen Einfluss auf die Bewegung, durch das Resultat der Beobachtung zu berichtigen, dass der allmälige Uebergang jeder von uns hervorgebrachten Bewegung in den Zustand der Ruhe der Einwirkung widerstehender Kräfte, der sogenannten Bewegungshindernisse, zuzuschreiben ist. Die ewigen Bewegungen der Himmelskörper lehren uns, dass, wenn es möglich wäre, die Hindernisse der Bewegung zu entfernen, auch jede Bewegung ohne Aufhören fort dauern würde.

2) Die Veränderung einer Bewegung ist stets der Grösse der einwirkenden Kraft proportional und findet allemal nach der Richtung statt, in welcher die Kraft einwirkte. — Dieser Satz, welcher für wahr zu halten ist, da das Gegentheil nicht bewiesen werden kann, und da alle auf ihn gegründeten Schlüsse zu Resultaten führen, welche mit der Erfahrung übereinstimmen, ist von POISSON besonders bewiesen worden. Nach diesem zweiten Bewegungsgesetze lässt sich aus den unter übrigens gleichen Umständen hervorgebrachten Wirkungen auf das Grössenverhältniss der bewegendes Kräfte schliessen, und wenn man eine Kraft, die eine bestimmte Wirkung hervorbringt, als Masseinheit ansieht, die Grösse irgend einer anderen Kraft danach bestimmen.

3) Mit jeder Einwirkung ist eine gleiche und entgegengesetzte Gegenwirkung verbunden oder die Einwirkung zweier Körper auf einander ist stets gegenseitig und entgegengesetzt. — Wenn daher zwei bewegte Körper auf einander einwirken, so erhält der eine so viel an Bewegung als der andere verliert und umgekehrt.

Bei einer gleichförmig geradlinigen Bewegung erscheint jedes Element als die Wiederholung des vorhergehenden und ist demselben vollkommen, d. h. nach Richtung und Geschwindigkeit, gleich; eine solche Bewegung setzt daher auch nach dem ersten Satze nur eine einmal einwirkende Kraft voraus. Bei einer krummlinigen Bewegung muss, da in jedem

Zeitmomente die Richtung der Bewegung sich ändert, auch eine stetig wirkende Kraft vorausgesetzt werden, welche auf den bewegten Körper einwirkt. Eine ungleichförmige Bewegung ist aus Elementen von verschiedener Geschwindigkeit zusammengesetzt, es muss daher, um die stete Geschwindigkeitsänderung hervorzubringen, eine Kraft stetig auf den bewegten Körper einwirken. Hiernach werden unter den Kräften solche zu unterscheiden sein, welche nur einmal einwirken, und solche, welche stetig wirken; die erstern nennt man Momentankräfte, die andern continuirliche, auch wohl beschleunigende Kräfte (engl. *continous force*), abgesehen davon, ob sie eine beschleunigte oder verzögerte Bewegung hervorbringen. Die continuirlichen Kräfte sind entweder constant (fr. *force constante*; engl. *uniform, constant force*), d. h. sie wirken in jedem Augenblicke gleich stark, oder veränderlich (fr. *force variable*; engl. *variable force*).

Bei den momentan einwirkenden Kräften nimmt man an, dass ihre Einwirkung, wenn auch nicht in einer untheilbaren (da es nicht denkbar ist, dass in einer unendlich kleinen Zeit eine endliche Geschwindigkeit erzeugt werde), doch in einer unmessbaren Zeit erfolge, während bei einer beständigen Kraft vorausgesetzt werden muss, dass sie sich durch Einwirkungen zu erkennen gibt, welche in den kleinsten Zeittheilchen mit denen einer momentan wirkenden Kraft identisch sind, sich aber unendlich oft ohne Zeitintervalle wiederholen und dadurch eine Continuität erlangen, welche eine entsprechende Continuität in der Wirkung zur Folge haben muss.

Nach dem zweiten Bewegungsgesetze sind bei gleichförmigen Bewegungen unter übrigens gleichen Umständen die bewegenden Kräfte den hervorgebrachten Geschwindigkeiten proportional, bei gleichförmig veränderten Bewegungen aber den in einer Secunde hervorgebrachten Geschwindigkeitsänderungen oder den Beschleunigungen, bei ungleichförmig veränderten Bewegungen endlich in irgend einem bestimmten Zeitmomente der Geschwindigkeitsveränderung oder Beschleunigung, die eintreten müsste, wenn die Bewegung von diesem Augenblicke an in eine gleichförmig veränderte übergehen würde.

Eine Bewegung heisst frei (fr. *mouvement libre*; engl. *free motion*), wenn der bewegte Körper durch nichts gehindert wird, der vollen Einwirkung der auf ihn einwirkenden Kräfte zu folgen, z. B. die Bewegung eines fallenden oder geworfenen Körpers; dagegen auf vorgeschriebenem Wege (fr. *mouvement sur une surface donnée*; engl. *constrained motion*), wenn dem Körper durch ein Hinderniss ein Weg vorgeschrieben ist, welchen er zurückzulegen genöthigt wird, obgleich er, wenn dieses Hinderniss nicht vorhanden gewesen wäre, eine andere Bahn zurückgelegt haben würde, z. B. der Fall auf der schiefen Ebene, auf einer Curve, die Pendelbewegung u. s. w. In der industriellen Mechanik ist fast nur von Bewegungen der letzteren Art die Rede.

Wirkt eine Kraft allseitig von einem Mittelpunkte aus, so heisst sie Centrakraft (fr. *force centrale*; engl. *central force*) und die dadurch hervorgebrachten Bewegungen Centralbewegungen.

Eine Kraft heisst absolut oder relativ, jenachdem ihre Einwirkung auf einen Körper von der Geschwindigkeit des letzteren unabhängig ist oder nicht. So ist die Anziehungskraft der Erde eine absolute Kraft, hingegen die Kraft, mit welcher das Wasser gegen einen Körper stösst, mit welcher die Muskelkraft auf einen Widerstand wirkt u. s. w., eine relative,



was sich schon daraus ergibt, dass, wenn ein Gegenstand ebenso geschwind bewegt wird, als das gegen ihn anrückende Wasser, gar kein Stoss entsteht, und dass es eine Geschwindigkeit für jede Muskelkraft gibt, bei welcher das Geschöpf nur eben noch sich selbst zu bewegen vermag, ohne weiter eine Kraft ausüben zu können. Natürlich können nur absolute Kräfte gleichförmig veränderte Bewegungen hervorbringen. Jede relative Kraft lässt sich bei ihrer Wirkung in irgend einem Augenblicke mit einer absoluten vergleichen; es ist daher auch nicht nöthig, bei der allgemeinen Entwicklung der Bewegungsgesetze auf den Unterschied der relativen Kräfte von den absoluten Rücksicht zu nehmen.

Die Einwirkung einer Kraft auf einen Körper ist nun auch noch von seiner Masse abhängig. Jeder Körper besteht nämlich aus Materie, d. h. dem Raum erfüllenden, durch die Sinne Wahrnehmbaren, und die Menge der in ihm enthaltenen Materie nennt man seine Masse. Insofern nun die Einwirkung einer Kraft auf einen Körper sich auf die gesammte Masse desselben vertheilt, so wird dieser Masse ebenfalls ein Einfluss auf die hervorzubringende Bewegung zuzuschreiben sein.

Im Folgenden sollen die Bewegungsgesetze so aufgestellt werden, dass zuerst ein materieller Punkt, d. h. ein Körper mit unendlich kleinen Dimensionen als bewegt gedacht wird, dann sollen die so erhaltenen Resultate auf bewegte Körper mit endlichen Dimensionen, d. h. Systeme mit einander verbundener materieller Punkte, angewendet werden.

## A. Bewegung eines materiellen Punktes.

### 1. Gleichförmige Bewegung.

Legt ein Punkt bei gleichförmiger Bewegung auf einer geradlinigen Bahn in der Zeit  $t$  den Weg  $s$  zurück und ist seine Geschwindigkeit, d. h. der in der Zeiteinheit zurückgelegte Weg  $\Rightarrow v$ , so erhält man unmittelbar aus dem Begriffe der gleichförmigen Bewegung, bei welcher sich die in verschiedenen Zeiten zurückgelegten Wege ebenso verhalten, wie die verflossenen Zeiten, durch die Proportion:

$$v : s = 1 : t$$

die drei Gleichungen:

$$1) s = vt,$$

$$2) v = \frac{s}{t},$$

$$3) t = \frac{s}{v};$$

d. h. der Weg ist gleich dem Producte aus der Zeit und der Geschwindigkeit, die Geschwindigkeit gleich dem Quotienten aus dem Wege durch die Zeit und die Zeit gleich dem Quotienten aus dem Wege durch die Geschwindigkeit.

Legt z. B. ein auf der Oberfläche des Wassers schwimmender Körper in einer Minute einen Weg von 90 Fuss zurück, so ist die Geschwindigkeit desselben und daher auch die der Wassertheilchen an der Oberfläche  $v = \frac{90}{60} = 1,5$  Fuss.

Wenn aber  $d$  die Entfernung des bereits  $t$  Secunden lang bewegten Punktes von einem festen Punkte  $A$ , in der durchlaufenen Linie

gemessen, und  $a$  den Abstand von demselben Punkte beim Beginn der Bewegung bedeutet, so dass in *Fig. 1* (Taf. 62)  $d = AC$ ,  $a = AB$  ist, so wird  $BC = d - a = s$  und daher:

$$4) d = a + vt.$$

Hier ist  $a$  positiv oder negativ, jenachdem  $A$  auf der Seite des Anfangspunktes  $B$  der Bewegung liegt, welche der Richtung der Bewegung entgegengesetzt ist, oder auf der, nach welcher die Bewegung gerichtet ist, z. B. in  $A_1$ ;  $c$  aber ist positiv oder negativ, jenachdem die Bewegung von  $B$  nach  $C$  oder von  $C$  nach  $B$  gerichtet ist.

Wenn sich von einem Punkte aus in einer geraden Linie zwei Punkte mit den Geschwindigkeiten  $v$  und  $v_1$  bewegen, so ist ihre relative Geschwindigkeit  $v - v_1$ , wenn die Richtungen ihrer Bewegung gleich, dagegen  $v + v_1$ , wenn dieselben entgegengesetzt sind; da ihre Wege entsprechend mit  $s$  und  $s_1$  bezeichnet werden können, so sind ihre Abstände nach  $t$  Zeitsecunden in dem einen und andern Falle:

$$5) s \mp s_1 = (v \mp v_1) t.$$

Werden aber ähnlich wie vorher die Abstände der beiden nach gleicher Richtung  $t$  Secunden lang bewegten Punkte von dem festen Punkte  $A$ , nämlich  $AC$  und  $AC_1$  (*Fig. 2*), mit  $d$  und  $d_1$  und die Abstände beim Anfange der Bewegung von demselben Punkte  $A$  mit  $AB = a$  und  $AB_1 = a_1$  bezeichnet, so erhält man wie in Nr. 4:

$$d = a + vt,$$

$$d_1 = a_1 + v_1 t,$$

und es lässt sich der Abstand

$$6) d - d_1 = a - a_1 + (v - v_1) t$$

finden, in welchem sich die beiden Punkte nach  $t$  Zeitsecunden befinden, oder die Zeit

$$7) t = \frac{d_2 - a_2}{v - v_1},$$

nach welcher sie den Abstand  $d_2$  haben, wenn ihr anfänglicher Abstand  $a_2 = a - a_1$  war, oder, wenn man  $d - d_1 = 0$  setzt, die Zeit

$$8) t = \frac{a_1 - a}{v - v_1},$$

nach welcher sich beide Punkte treffen, und endlich die Entfernung

$$9) d = d_1 = \frac{a_1 v - a v_1}{v - v_1}$$

des Punktes, wo sie sich treffen, vom Anfangspunkte  $A$ .

Fängt aber der zweite Punkt  $t_1$  Secunden früher oder später an sich zu bewegen, als der erste, so wird

$$d = a + vt$$

$$d_1 = a_1 + v_1 (t \pm t_1),$$

und es lassen sich alle Verhältnisse ebenso wie vorher berechnen, so dass z. B. die Zeit für das Zusammentreffen vom Abgange des ersten Punktes an gerechnet



$$10) t = \frac{a_1 - a \pm v_1 t_1}{v - v_1}$$

und die Entfernung des Zusammentreffungspunktes von  $A$

$$11) d = d_1 = \frac{a_1 v - a v_1 \pm v v_1 t_1}{v - v_1}$$

gefunden wird.

Fällt endlich  $A$  mit  $B_1$  zusammen und ist  $v$  nach  $A$ ,  $v_1$  aber nach  $B$  zu gerichtet, so wird bei gleichzeitigem Auslaufen der Punkte für die Berührung derselben am Ende der Zeit  $t$

$$a = vt + v_1 t, \text{ also}$$

$$12) t = \frac{a}{v + v_1}$$

erhalten.

Findet die gleichförmige Bewegung in einer krummen Linie statt, so ist unter  $v$  und  $s$  das rectificirte Bogenstück, welches in  $1$  und  $t$  Secunden durchlaufen wird, zu verstehen; und bewegt sich ein materieller Punkt mit der Geschwindigkeit  $v$  auf dem Umfange eines Kreises mit dem Halbmesser  $r$  so, dass in  $t$  Secunden oder  $T$  Minuten  $n$  Umläufe erfolgen, so ist:

$$2r\pi n = vt \text{ oder}$$

$$120r\pi n = vT,$$

woraus sich, wenn die andern Verhältnisse gegeben sind, der Halbmesser, die Anzahl der Umdrehungen, die Zeit für dieselben oder die Umlaufzeit und die Geschwindigkeit berechnen lassen. Die Winkelgeschwindigkeit  $w$  ist für diesen Fall im Winkelmass:

$$13) w = \frac{360n}{t} \\ = \frac{180v}{r\pi},$$

oder im Bogenmass für den Punkt, welcher um die Längeneinheit von der Umdrehungsaxe entfernt liegt:

$$14) w = \frac{2n\pi}{t} \\ = \frac{v}{r}.$$

Da der Inhalt eines Rechteckes  $ABCD$  (Fig. 3) durch das Product aus den beiden Seiten  $AB$  und  $AD$  gemessen wird, der in der Zeit  $t$  mit der Geschwindigkeit  $v$  zurückgelegte Weg  $s$  aber ebenfalls unter der Form eines Productes  $vt$  erscheint, so lässt sich dieser Weg insofern unter der geometrischen Form eines Rechteckes vorstellen, als man annimmt, er habe so viel Längeneinheiten als ein Rechteck Flächeneinheiten, dessen Seiten beziehungsweise so viel Längeneinheiten haben, als in  $v$  und  $t$  Einheiten enthalten sind.

## 2. Gleichförmig veränderte Bewegung.

Nach dem schon früher aufgestellten Begriff der gleichförmig veränderten Bewegung kann nur von einer Geschwindigkeit mit Angabe der

Zeit, für welche sie zu nehmen ist, die Rede sein, und insofern die am Ende von  $t$  Zeitsecunden stattfindende Geschwindigkeit  $v$  durch ununterbrochene Einwirkung während der ganzen Zeit  $t$  hervorgebracht worden ist, nennt man dieselbe gewöhnlich die Endgeschwindigkeit (fr. *vitesse acquise, finale*).

Bezeichnet man bei der gleichförmig beschleunigten Bewegung die am Ende der ersten Zeitsecunde erlangte Geschwindigkeit mit  $G$ , so setzt der Begriff der gleichförmigen Beschleunigung voraus, dass die Endgeschwindigkeit  $v$  am Ende von zwei, drei, . . .  $t$  Zeitsecunden durch die Proportion

$$G : v = 1 : t$$

bestimmt werde, und daher nach 2, 3, . . .  $t$  Zeitsecunden  $v = 2G$ ,  $v = 3G$  und allgemein

$$15) v = Gt$$

wird. Um den Weg  $s$  zu bestimmen, welcher bei der gleichförmig beschleunigten Bewegung in der Zeit  $t$  durchlaufen wird, zerfalle man die Zeit  $t$  in  $n$  gleiche Zeittheile, welche so klein angenommen werden können, dass sich in denselben die Bewegung als gleichförmig und die einwirkende Kraft als eine Momentankraft ansehen lässt, welche jedesmal zu Anfang eines solchen Zeittheilchens und stets in gleicher Grösse einwirkt. Nennt man dann die während des ersten Zeittheilchens bei gleichförmiger Bewegung erlangte Geschwindigkeit  $w$ , so ist der im ersten Zeittheilchen zurückgelegte Weg  $w \frac{t}{n}$ , und, da nach dem ersten Bewegungsgesetz auch während des zweiten Zeittheilchens die im ersten ausgeübte Einwirkung fortdauert und genau eine eben so grosse neue Einwirkung hinzukommt, der Weg während des zweiten Zeittheilchens  $2w \frac{t}{n}$ , der während des dritten  $3w \frac{t}{n}$ , folglich der während des  $n$ ten  $nw \frac{t}{n}$ , daher:

$$\begin{aligned} s &= w \frac{t}{n} + 2w \frac{t}{n} + 3w \frac{t}{n} + \dots + nw \frac{t}{n} \\ &= w \frac{t}{n} (1 + 2 + 3 + \dots + n) \end{aligned}$$

oder da, je grösser  $n$  ist, die Voraussetzung des absatzweise stattfindenden Wirkens der Bewegkraft sich dem wirklich stattfindenden continuirlichen Einwirken desto näher anschliesst, und  $\Sigma(n^m) = \frac{n^{m+1}}{m+1}$  für  $n = \infty$  ist, so wird für ein unendlich grosses  $n$

$$s = w \frac{t}{n} \frac{n^2}{2} = \frac{nw t}{2}$$

oder, da  $nw$  nach der vorhergehenden Ableitung die am Ende der Zeit  $t$  stattfindende Geschwindigkeit, also eben so viel als  $v$  ist:

$$16) s = \frac{vt}{2},$$

d. h. der mit gleichförmiger Beschleunigung in einer be-



stimmten Zeit durchlaufene Weg ist halb so gross als der mit der dabei erlangten Endgeschwindigkeit in derselben Zeit gleichförmig zurückzulegende Weg, oder wenn sich ein Körper  $t$  Secunden lang mit gleichförmiger Beschleunigung bewegt, so erlangt er dadurch eine Endgeschwindigkeit, vermöge welcher er in den nächsten  $t$  Secunden den doppelten Raum durchlaufen müsste, wenn seine Bewegung gleichförmig würde. Da aber die anrängliche Geschwindigkeit  $= 0$  ist, daher  $\frac{1}{2}v$  auch die mittlere Geschwindigkeit genannt werden kann, so ist der mit gleichförmiger Beschleunigung zurückgelegte Weg eben so gross als der mit der mittleren Geschwindigkeit in derselben Zeit gleichförmig zurückgelegte.

Wird in Nr. 16 der Werth von  $v$  aus Nr. 15 eingesetzt, so ergibt sich:

$$17) s = \frac{Gt^2}{2},$$

und wenn in der Zeit  $t_1$  der Weg  $s_1$  zurückgelegt wird:

$$s = s_1 = t^2 : t_1^2,$$

d. h. die mit gleichförmiger Beschleunigung zurückgelegten Wege verhalten sich wie die Quadrate der dabei verflossenen Zeiten.

Nimmt man in Nr. 17  $t = 1$ , so wird  $s = \frac{1}{2}G$  oder  $G = 2s$ , d. h. bei der gleichförmig beschleunigten Bewegung ist die Beschleunigung gleich dem doppelten Wege in der ersten Zeitsecunde.

Eliminirt man aus Nr. 16 und 17 die Grösse  $t$ , so erhält man:

$$18) v^2 = 2Gs,$$

und bezieht sich  $v$ , auf den Weg  $s_1$ , so wird

$$v^2 : v_1^2 = s : s_1 \text{ oder}$$

$$v : v_1 = \sqrt{s} : \sqrt{s_1},$$

d. h. bei der gleichförmig beschleunigten Bewegung verhalten sich die an verschiedenen Punkten der Bahn erlangten Endgeschwindigkeiten, wie die Quadratwurzeln aus den zurückgelegten Wegen.

Nennt man ferner  $s_1$  und  $s_2$  die in  $t + 1$  und  $t + 2$  Zeitsecunden zurückgelegten Wege, so wird

$$s : s_1 : s_2 = t^2 : (t + 1)^2 : (t + 2)^2$$

$$\text{folglich } s_1 - s : s_2 - s_1 = (t + 1)^2 - t^2 : (t + 2)^2 - (t + 1)^2 \\ = 2t + 1 : 2(t + 1) + 1,$$

d. h. die in den einzelnen auf einander folgenden Zeitsecunden zurückgelegten Wege verhalten sich wie die ungeraden Zahlen, und zwar ist der in der  $t$ ten Secunde durchlaufene Raum der Zahl  $2t - 1$  proportional.

Von den vier durch die Gleichungen 15, 16 und 17 verbundenen Grössen  $G$ ,  $s$ ,  $t$ ,  $v$  können je drei zu einer Gleichung vereinigt und dann jedesmal eine durch die beiden andern bestimmt werden; es stehen daher folgende mögliche Verbindungen, durch welche alle bei der



gleichförmig beschleunigten Bewegung vorkommenden Fragen beantwortet werden können.

Zusammenhang zwischen  $G$ ,  $s$ ,  $t$ :

$$19) G = \frac{2s}{t^2}$$

$$(17) s = \frac{Gt^2}{2}$$

$$20) t = \sqrt{\frac{2s}{G}}$$

Zusammenhang zwischen  $G$ ,  $s$ ,  $v$ :

$$21) G = \frac{v^2}{2s}$$

$$22) s = \frac{v^2}{2G}$$

$$23) v = \sqrt{2Gs}$$

Zusammenhang zwischen  $G$ ,  $t$ ,  $v$ :

$$24) G = \frac{v}{t}$$

$$25) t = \frac{v}{G}$$

$$(15) v = Gt$$

Zusammenhang zwischen  $s$ ,  $t$ ,  $v$ :

$$(16) s = \frac{vt}{2}$$

$$26) t = \frac{2s}{v}$$

$$27) v = \frac{2s}{t}$$

Die hier aufgestellten Gleichungen gehen in die auf S. 170 Bd. I. aufgestellten über, wenn  $G = 2g$  gesetzt wird; wir können uns daher auch auf die dort angeführten Beispiele beziehen.

Bei der bisherigen Ableitung der Gesetze der gleichförmig beschleunigten Bewegung wurde angenommen, dass der Punkt die Bewegung von der Ruhe aus beginne; hat derselbe aber schon die constante Anfangsgeschwindigkeit (fr. *vitesse initiale*)  $c$ , wenn die gleichbleibende Kraft, die ihn zu einer gleichförmig beschleunigten Bewegung nöthigt, auf ihn zu wirken anfängt, so erlangt er nach  $t$  Zeitsecunden die Endgeschwindigkeit:

$$28) v = c + Gt,$$

und durchläuft in dieser Zeit den Weg:

$$29) s = ct + \frac{1}{2}Gt^2.$$

Ferner gelten für diesen Fall, wenn man  $t$ ,  $G$  und  $c$  eliminiert, noch folgende Gleichungen:

$$30) s = \frac{v^2 - c^2}{2G},$$

$$31) s = \frac{v + c}{2} t,$$

$$32) s = vt - \frac{1}{2} Gt^2.$$

Es lässt sich aber auch die Anfangsgeschwindigkeit hier so mit in Rechnung ziehen, dass man dieselbe durch eine gleichförmig beschleunigte Bewegung erzeugt denkt, welche bei der Beschleunigung  $G$  eine Dauer von  $t_1 = \frac{c}{G}$  Secunden (s. Nr. 25.) hatte, und nun statt der Zeit  $t$  die Zeit  $t + t_1$  für die Dauer der gleichförmig beschleunigten Bewegung in Rechnung bringt; es wird dann wie vorher nach Nr. 15

$$v = G(t + t_1) = G\left(t + \frac{c}{G}\right) = c + Gt,$$

und so für die übrigen Gleichungen.

Bei einer gleichförmig verzögerten Bewegung muss natürlich schon eine Anfangsgeschwindigkeit vorhanden sein; heisst dieselbe ebenfalls  $c$ , so werden sich die Verhältnisse derselben dadurch bestimmen lassen, dass in den Gleichungen 28—32 der Werth von  $G$  negativ gesetzt wird. Es ist daher

$$33) v = c - Gt,$$

$$34) s = ct - \frac{1}{2} Gt^2,$$

$$35) s = \frac{c^2 - v^2}{2G},$$

$$36) s = \frac{v + c}{2} t,$$

$$37) s = vt + \frac{1}{2} Gt^2.$$

In dem Zeitpunkte, wo durch die Verzögerung der bewegte Punkt zur Ruhe gebracht wird, ist  $v = 0$ , also auch  $c - Gt = 0$ , daher

$$38) c = Gt,$$

$$39) s = \frac{c^2}{2G},$$

$$40) s = \frac{ct}{2},$$

$$41) s = \frac{1}{2} Gt^2,$$

Gleichungen, welche den entsprechenden für die gleichförmig beschleunigte Bewegung Nr. 15, 22, 16 und 17 ganz analog sind. Es lässt sich daher auch leicht nachweisen, dass bei einer gleichförmig beschleunigten und gleichförmig verzögerten Bewegung mit gleicher Beschleunigung für Zeitpunkte, welche gleichweit vom Stillstandspunkte der Bewegung entfernt liegen, alle Verhältnisse einander entsprechen. So ist z. B.  $x$  Secunden vor dem Stillstande bei der gleichförmig verzögerten Bewegung oder, da für den Stillstand nach Nr. 38  $t = \frac{c}{G}$  ist, nach  $\frac{c}{G} - x$

Secunden vom Anfange der Bewegung an nach Nr. 33:

$$v = c - G\left(\frac{c}{G} - x\right) = Gx,$$



aber bei einer gleichförmig beschleunigten Bewegung  $x$  Secunden nach dem Anfange der Bewegung ebenfalls nach Nr. 15  $v = Gx$ ; eben so der bei der verzögerten Bewegung in diesen  $x$  Secunden bis zum Stillstande zu durchlaufende Weg nach Nr. 39 und 34:

$$\frac{c^2}{2G} - c \left( \frac{c}{G} - x \right) + \frac{1}{2} G \left( \frac{c}{G} - x \right)^2 = \frac{1}{2} Gx^2,$$

aber der Weg bei der gleichförmig beschleunigten Bewegung in  $x$  Secunden nach Nr. 17. ebenfalls  $\frac{1}{2} Gx^2$  u. s. w.

Auch die gleichförmig veränderte Bewegung lässt sich auf dieselbe Art räumlich auffassen, wie die gleichförmige Bewegung. Trägt man nämlich auf der Geraden  $AE$  (Fig. 4) gleiche Theile  $AB, BC, CD \dots$  auf, welche den Zeiten entsprechen mögen, und errichtet in den Endpunkten  $B, C, D \dots E$  Senkrechte  $BF, CG, DH \dots EK$ , deren Längen den Endgeschwindigkeiten am Ende der auf  $AE$  aufgetragenen Zeiten entsprechen, wobei die Einheiten der Zeit und der Geschwindigkeiten auf eine gleiche Längeneinheit zu beziehen sind, so wird die durch  $A, F, G, H$  und  $K$  gezogene Verbindungslinie aller Endpunkte eine gerade sein, da nach Nr. 15 die verschiedenen Endgeschwindigkeiten den zugehörigen Zeiten proportional sind, folglich

$$AB : AC : AD : AE = BF : CG : DH : EK$$

ist. Zieht man nun parallel zu  $AE$  zwischen den Senkrechten die Geraden  $FL, GM$  u. s. w., so geben die Stücke  $GL, HM$  u. s. w. die Vermehrung der Geschwindigkeit innerhalb eines Zeittheiles, d. h. die Beschleunigung an, welche sich in der Figur für alle gleich grossen Zeitintervalle als gleich darstellt. Der Flächeninhalt des Rechteckes  $CGMD$  würde nun nach dem Vorhergehenden dem in der durch  $CD$  dargestellten Zeit durchlaufenen Raume proportional sein, wenn die Bewegung gleichförmig wäre und mit der constanten Geschwindigkeit  $CG$  statt fände; da aber nun  $CG$  nur die Anfangs- und  $DH$  die Endgeschwindigkeit vorstellt, so wird nach Nr. 31, wenn  $c = CG, v = DH$  und  $t = CD$  gesetzt wird, der wirklich zurückgelegte Weg durch  $\frac{CG + DH}{2} CD$  erhalten;

da aber der letztere Ausdruck den Inhalt des Paralleltrapezes  $CGHD$  ausdrückt, so ist der in der zwischen  $C$  und  $D$  liegenden Zeit durchlaufene Raum dem Inhalte des über  $CD$  stehenden Paralleltrapezes proportional. Dasselbe findet mit den Wegen in den übrigen Zeitabschnitten statt, und da  $ABF$  dem Wege in dem ersten Zeittheile, nämlich  $\frac{1}{2}G$  für  $BF = G$  und  $AB = 1$  proportional ist, so gibt die Summe des Dreiecks und der sämtlichen Paralleltrapeze oder der Flächeninhalt des Dreiecks  $AEK$  ein Bild von dem in der Zeit  $AE$  durchlaufenen Raume, welcher nun auch in Uebereinstimmung mit Nr. 16 durch  $\frac{EK \cdot AE}{2}$  ausgedrückt wird.

Da  $\triangle ADH \sim \triangle AEK$ , so ist auch

$$\triangle ADH : \triangle AEK = \overline{AD}^2 : \overline{AE}^2, \text{ d. h.}$$

$$s : s_1 = t^2 : t_1^2,$$

was oben aus Nr. 17 gefolgert wurde; eben so:

$$\triangle ADH : \triangle AEK = \overline{DH}^2 : \overline{EK}^2, \text{ d. h.}$$

$$s : s_1 = v^2 : v_1^2 \text{ oder}$$

$$\sqrt{s} : \sqrt{s_1} = v : v_1,$$

was oben aus Nr. 18 abgeleitet wurde, u. s. w.

Beginnt die gleichförmig beschleunigte Bewegung nicht mit der Geschwindigkeit 0, sondern mit der Geschwindigkeit  $c$ , so muss in Uebereinstimmung mit der frühern Construction für die gleichförmige Bewegung noch der vermöge der Geschwindigkeit  $c$  zurückgelegte Weg durch das Rechteck  $NAER$  (Fig. 5) repräsentirt werden, in welchem  $AN$  der Geschwindigkeit  $c$  proportional ist, und dann gibt in Uebereinstimmung mit Nr. 36 der Inhalt des Paralleltrapezes  $NAKR$  ein Bild von dem überhaupt durchlaufenen Wege.

Wird das Dreieck  $AKE$  über das Rechteck  $AERN$  gelegt, so durchschneidet die Gerade  $AK$  die Rechtecksseite  $NR$ ; zieht man von dem Durchschnittspunkte eine Senkrechte auf  $AE$ , so gibt der Abstand des Fusspunktes derselben von  $A$  die Zeit an, nach welcher die sich allmählig vermindemde Anfangsgeschwindigkeit  $AN = c$  Null geworden und daher die verzögerte Bewegung in die Ruhe übergegangen ist. Auch in diesem Falle wird der durchlaufene Weg in Uebereinstimmung mit Nr. 40 durch ein Dreieck angegeben, in welchem  $AN$  und ein Stück von  $NR$  die Katheten sind,  $AK$  aber die Hypotenuse bildet.

### 3. Ungleichförmig veränderte Bewegung.

Bei der ungleichförmig veränderten Bewegung ist die Beschleunigung  $G$ , welche vorher constant war, auch veränderlich; es muss daher das Gesetz angegeben sein, nach welchem sich dieses  $G$  ändert, und es kann diese Aenderung entweder als Function des zurückgelegten Weges oder der erlangten Geschwindigkeit der verflossenen Zeit angegeben sein. So wird ein fallender Körper durch die Anziehungskraft der Erde nach dem Mittelpunkte derselben gezogen und erhält in jedem Punkte seiner Bahn eine von der Grösse dieser Anziehungskraft abhängende Beschleunigung; für geringe Fallhöhen kann nun zwar die Grösse der Anziehungskraft als gleichbleibend angenommen werden, bei grösseren Fallhöhen ist dagegen darauf Rücksicht zu nehmen, dass sich die Anziehungskraft umgekehrt wie die Quadrate der Entfernung des angezogenen Punktes vom Mittelpunkte der Erde verhält; es muss daher eine beschleunigte Bewegung mit immer wachsender Beschleunigung entstehen. Bewegt sich ferner ein Körper im widerstehenden Mittel, so findet er einen Widerstand, welcher sich mit der Geschwindigkeit seiner Bewegung ändert und gewöhnlich dem Quadrate dieser Geschwindigkeit proportional angenommen wird; vermöge dieses Widerstandes wird die Bewegung in jedem Zeitmomente verzögert, aber um eine Grösse, welche von der jedesmaligen Geschwindigkeit abhängig ist, es muss daher eine ungleichförmig verzögerte Bewegung entstehen.

Die allgemeinen Gesetze der ungleichförmig veränderten Bewegung lassen sich auf einfache Art nur mit Anwendung höherer Rechnung darstellen, doch gibt es für jeden practisch wichtigen Fall Methoden aus den Resultaten der Beobachtung, welche eine ungleichförmig veränderte Bewegung characterisiren, die gewünschten Grössen durch Annäherungsconstructionen mit dem erforderlichen Grade der Genauigkeit abzuleiten.



Der Ableitung der allgemeinen Gleichung für diese Bewegung liegt eine ähnliche Voraussetzung zu Grunde als die, welche bei Ableitung der Gesetze der gleichförmig veränderten Bewegung benutzt wurde. Man kann nämlich die Bewegung selbst aus unendlich vielen, unendlich kleinen Wegen zusammengesetzt denken, bei denen, da jedes Wegstück  $ds$  in der unendlich kleinen Zeit  $dt$  zurückgelegt wird, eine gleichförmige Bewegung vorausgesetzt werden kann, so dass nach Nr. 1. wird:

$$42) ds = vdt.$$

Die beschleunigende Kraft  $\varphi$ , welche allerdings veränderlich ist, lässt sich für die Zeit  $dt$ , in welcher auch die Geschwindigkeit  $v$  als gleichbleibend angenommen wird, für constant halten und mit einer andern constanten Kraft  $p$ , welche die Beschleunigung  $G$  hervorbringt, nach dem zweiten Bewegungsgesetze vergleichen, welches aussagt, dass unter übrigen gleichen Umständen die Kräfte wie ihre Wirkungen, also hier wie die hervorgebrachten Geschwindigkeiten sich verhalten. In der Zeit  $dt$  erzeugt aber die Kraft  $p$  die Geschwindigkeit  $Gdt$  (nach Nr. 15) und die Kraft  $\varphi$  die Geschwindigkeit  $dv$ , da, wenn die Geschwindigkeit am Ende von  $t$  durch  $v$  bezeichnet wird, die Geschwindigkeit am Ende der Zeit  $t + dt$  durch  $v + dv$  dargestellt wird; es ist daher auch

$$\varphi : p = dv : Gdt \text{ oder}$$

$$43) \varphi = \frac{p}{G} \frac{dv}{dt}.$$

In diesem Ausdrucke kann man  $p$  und  $G$  als Einheit annehmen und denselben einfacher so schreiben:

$$44) \varphi = \frac{dv}{dt},$$

und setzt man dann den Werth von  $v$  aus Nr. 42 ein, so wird

$$45) \varphi = \frac{d^2s}{dt^2}.$$

Endlich kann man den Werth von  $dt$  aus Nr. 42 in Nr. 44 einsetzen, dann erhält man

$$46) \varphi ds = vdv = \frac{1}{2} d(v^2).$$

In diese Gleichungen sind nun die erfahrungsmässig gefundenen Gesetze für die Abhängigkeit der Beschleunigung von der Zeit einzusetzen.

Wird z. B. angenommen, die Beschleunigung wachse mit der  $m$ ten Potenz der Zeit, d. h. es sei:

$$\varphi = at^m,$$

so wird nach Nr. 44:

$$dv = at^m dt, \text{ und daher}$$

$$v = \frac{at^{m+1}}{m+1} + C.$$

Ist für  $t=0$  auch  $v=c$ , so wird, jenachdem  $v$  in demselben Sinne mit  $c$  wirkt oder im entgegengesetzten:

$$47) v = c \pm \frac{at^{m+1}}{m+1}.$$



Da aber nach Nr. 42  $ds = vdt$  ist, so wird auch ferner

$$ds = cdt \pm \frac{at^{m+1} dt}{m+1},$$

$$s = ct \pm \frac{at^{m+2}}{(m+1)(m+2)} + C;$$

ist nun für  $t=0$  auch  $s=s_1$ , so wird  $s_1=C$ , und daher vollständig

$$48) s = s_1 + ct \pm \frac{at^{m+2}}{(m+1)(m+2)}.$$

Sollte sich die Beschleunigung im indirecten Verhältniss mit der Zeit ändern, so würde der Exponent  $m$  ein negatives Vorzeichen erhalten. Für  $m=0$  gehen die aufgestellten Formeln in die für die gleichförmig beschleunigte Bewegung über.

Wird ferner vorausgesetzt, die Beschleunigung wachse mit der  $m$ ten Potenz der Geschwindigkeit und sei der stattfindenden Bewegung entgegengerichtet, es sei also:

$$\varphi = av^m,$$

so ist nach Nr. 46  $vdv = \varphi ds$ ; daher auch:

$$vdv = -av^m ds$$

$$ds = -\frac{vdv}{av^m} = -\frac{v^{1-m} dv}{a}$$

$$s = -\frac{v^{2-m}}{a(2-m)} + C.$$

Ist nun für  $s=0$ ,  $v=c$ , so wird

$$0 = -\frac{c^{2-m}}{a(2-m)} + C, \text{ daher}$$

$$49) s = \frac{c^{2-m} - v^{2-m}}{a(2-m)}.$$

Nach Nr. 42 ist ferner:

$$-\frac{v^{1-m} dv}{a} = vdt, \text{ daher}$$

$$dt = -\frac{v^{-m} dv}{a}$$

$$t = -\frac{v^{1-m}}{a(1-m)} + C.$$

Wird nun für  $t=0$  oder für den Anfang der Bewegung  $v=c$ , so ist auch:

$$50) t = \frac{c^{1-m} - v^{1-m}}{a(1-m)}.$$

Die beiden letzten Gleichungen Nr. 49 und 50 gehen, wenn man  $m=0$  nimmt, in die für gleichförmig verzögerte Bewegung geltenden Nr. 35 und 33 über.

Nimmt man endlich an, dass sich die Beschleunigung nach der  $m$ ten Potenz des zurückgelegten Weges verändert, also

$$\varphi = a s^m$$

ist, so wird nach Nr. 46:

$$v dv = a s^m dt,$$

$$v^2 = \frac{2 a s^{m+1}}{m+1} + C,$$

und wenn für  $v = c$ ,  $s = d$  wird:

$$51) v^2 - c^2 = \frac{2 a s^{m+1} - 2 a d^{m+1}}{m+1}.$$

Nimmt man hier als Beispiel die sich verändernde Anziehungskraft der Erde und bezeichnet die Beschleunigung eines fallenden Körpers an der Erdoberfläche oder in der Entfernung  $r$  vom Mittelpunkte der Anziehung mit  $g$ , die Beschleunigung in der Entfernung  $x$  vom Mittelpunkte mit  $g \frac{r^2}{x^2}$ , so wird nach gehöriger Einsetzung in die angeführte Gleichung unter der Voraussetzung, dass beim Anfange der Bewegung in der Entfernung  $x$  vom Mittelpunkte die Geschwindigkeit  $c$  statt findet,

$$v^2 - c^2 = 2 g r^2 \left( \frac{1}{x} - \frac{1}{a} \right),$$

und die Geschwindigkeit, mit welcher ein von der Höhe  $a - r$  über der Erdoberfläche ohne anfängliche Geschwindigkeit herabfallender Körper auf der Erdoberfläche anlangt:

$$52) v = \sqrt{\frac{2 g r (a - r)}{a}},$$

während, wie sich später zeigen wird, die Endgeschwindigkeit unter Voraussetzung einer gleichförmigen Beschleunigung sich durch den Ausdruck  $v = \sqrt{2 g (a - r)}$  ergibt. So lange also der Factor  $\sqrt{\frac{r}{a}}$ , mit welchem der letztere Ausdruck zu multipliciren ist, um den erstern zu geben, von der Einheit wenig verschieden ist, lässt sich auch der letztere Ausdruck statt des ersteren anwenden.

Was die graphische Darstellung der einzelnen bei der ungleichförmig veränderten Bewegung vorkommenden Verhältnisse betrifft, so lässt sich zunächst leicht angeben, wie ein geometrisches Bild des in bestimmter Zeit zurückgelegten Weges aus den zu verschiedenen Zwischenzeiten beobachteten Geschwindigkeiten entworfen werden kann. Stellen nämlich in Fig. 6 eben so wie in Fig. 4 und 5 die Längen  $AB$ ,  $AC \dots AE$  Zeiten, die in den Endpunkten auf denselben errichteten Senkrechten  $AF$ ,  $BG$ ,  $CH \dots EK$  die in den entsprechenden Zeiten stattfindenden Endgeschwindigkeiten vor, und werden die Endpunkte  $F$ ,  $G$ ,  $H \dots K$  durch eine stetige Curve verbunden, so ist der durch  $AFKE$  umschlossene Flächenraum dem zurückgelegten Wege proportional, d. h. er enthält unter der Voraussetzung, dass in den beiden Richtungen  $AE$  und  $AF$  ein gleicher Längenmassstab zu Grunde gelegt wurde, eben so viel Flächeneinheiten als der zurückgelegte Weg Längeneinheiten.



Nach Nr. 15. ist für die gleichförmig beschleunigte Bewegung  $v = Gt$ , also gleich einem Rechteck *Fig. 3*, dessen Seiten *AB* und *AD* der Beschleunigung und Zeit proportional sind; sind für die ungleichförmig veränderte Bewegung die Beschleunigungen am Ende von 1, 2, 3 ... *t* Zeitsecunden  $G_1, G_2, G_3 \dots G_t$  und werden dieselben in den Punkten *B, C, D, E ... Fig. 6* auf den Senkrechten *BG, CH, DI ...* aufgetragen, wobei *AB, AC, AD ...* den zugehörigen Zeiten entsprechen, so wird durch die Curve *F, G, H ... K* ein Flächeninhalt *AFKE* abgeschlossen, welcher unter denselben Bedingungen wie früher der am Ende der Zeit *AE* stattfindenden Endgeschwindigkeit proportional ist.

Sind die durchlaufenen Wege und die am Ende derselben erlangten Geschwindigkeiten bekannt, so lassen sich die verflorenen Zeiten construiren. Kennt man z.B. die am Ende der Wege  $s_1, s_2, s_3 \dots$  erlangten Endgeschwindigkeiten  $v_1, v_2, v_3 \dots$  und die Anfangsgeschwindigkeit  $v$ , und trägt auf *AE (Fig. 7)* die Wege  $s_1, s_2, s_3 \dots$  in *AB, AC, AD ...* auf, errichtet dann die Senkrechten *AF, BG, CH ...* und macht dieselben den Grössen  $\frac{1}{v}, \frac{1}{v_1}, \frac{1}{v_2} \dots$  gleich, so ist der Flächenraum

des durch die krumme Linie *AFKE* abgeschlossenen Stückes der beim Durchlaufen des Weges *AE* verflorenen Zeit proportional. Denn nimmt man die ungleichförmige Bewegung aus lauter gleichförmigen Bewegungen von unendlich kleiner Dauer bestehend an, und hält *AB, BC* u. s. w. für unendlich kleine Wege, die dadurch entstanden sind, dass der ganze Weg  $AE = s$  in  $n$  gleiche Theile getheilt wurde, so ist nach Nr. 3:

$$t = \frac{1}{n} s \frac{1}{v} + \frac{1}{n} s \frac{1}{v_1} + \frac{1}{n} s \frac{1}{v_2} + \dots = \Sigma \left( \frac{1}{n} s \frac{1}{v} \right),$$

aber für  $AF = \frac{1}{c}, BG = \frac{1}{c_1}$  u. s. w. ist:

$$\Sigma \left( \frac{1}{n} s \frac{1}{v} \right) = AFKE,$$

folglich auch der Inhalt *AFKE* der verflorenen Zeit proportional.

Die gesammten hier aufgestellten Inhaltsberechnungen können übrigens nach einer der bekannten Methoden ausgeführt werden; in dem Falle, wenn entweder die Punkte auf der Abscissenaxe gleichweit von einander abstehen und in ungerader Anzahl vorhanden sind, oder durch Einzeichnen von Ordinaten in die erhaltene Fläche so gewählt werden, dient dazu die bereits öfters erwähnte *SIMPSON'SCHE* Regel; wird bei derselben der Abstand zweier Punkte z. B. *AB, BC* u. s. w. mit  $d$ , die hinter einander folgenden Ordinaten *AF, BG ...* mit  $o_1, o_2, o_3 \dots o_{2n+1}$  bezeichnet, so wird der angenäherte Inhalt dann:

$$53) F = \frac{d}{3} [o_1 + o_{2n+1} + 4(o_2 + o_4 + \dots + o_{2n}) + 2(o_3 + o_5 + \dots + o_{2n-1})].$$

Sind endlich die durchlaufenen Räume und die dabei verflorenen Zeiten beobachtet worden, und sollen die zugehörigen Geschwindigkeiten gefunden werden, so kann man ebenfalls nach *Fig. 8* auf *AB, AC, AD ...* die Zeiten, auf den in *B, C, D ...* auf *AE* errichteten Perpendikeln die zugehörigen zurückgelegten Wege auftragen und die Endpunkte *A, F, G, H ...* durch eine stetige Curve verbinden. Diese Curve würde nur für

eine gleichförmige Bewegung unter der Form einer geraden Linie erscheinen; macht man daher die Voraussetzung, dass vom Punkte  $G$  an die Bewegung aufhören soll ungleichförmig zu sein, so wird die nun constant bleibende Geschwindigkeit Wege hervorrufen, welche den verfloßenen Zeiten proportional sind; es wird sich daher auch der weitere Verlauf der Curve  $AG$  durch die Gerade  $GO$  darstellen, welche die verlängerte Sehne  $GH$  ist.

Nimmt man die Zeiten  $AB, BC, CD \dots$  unendlich klein an, so bezeichnen die durch die Parallelen  $FP, GL \dots$ , welche zu  $AE$  gezogen sind, abgeschnittenen Stücke  $GP, HL \dots$  die in den entsprechenden Zeittheilen durchlaufenen Räume, und verlängert man  $GL$  bis  $N$ , so dass  $GN$  der Einheit des zu Grunde gelegten Massstabes gleich wird, und errichtet in  $N$  die Senkrechte  $NM$  bis zu der durch  $G$  gehenden Geraden  $GO$ , so ist  $NM$  das in der nach  $C$  folgenden Zeiteinheit gleichförmig zurückgelegte Wegstück, d. h. die Geschwindigkeit, welche im Punkte  $G$  statt findet. Da nun  $CD$  eine unendlich kleine Zeit ist, so wird das unendlich kleine Bogenstück  $GH$  mit  $GO$  zusammenfallen,  $GO$  daher eine Tangente an die Curve in  $G$  sein; da nun  $\triangle GHL \sim \triangle GMN$ , so ist auch:

$$GL : LH = GN : NM,$$

oder da  $GN = 1$  ist:

$$GL : LH = 1 : NM,$$

und daher:

$$NM = \frac{LH}{GL} = \text{tg } MGN = \text{tg } \alpha,$$

d. h. die Geschwindigkeiten, welche in beliebigen Punkten der Bahn oder zu beliebigen Zeiten statt finden, sind den trigonometrischen Tangenten der Neigungswinkel proportional, welche die geometrischen Tangenten, an den entsprechenden Punkten der oben beschriebenen Curve gezogen, mit der Abscissenaxe machen.

Die practischen Verfahrungsarten, welche man anwendet, um bei einer ungleichförmigen Bewegung die mit einander correspondirenden Elemente zu beobachten, werden in den Artikeln näher angegeben werden, bei denen ähnliche Bewegungen zu erwähnen sind, z. B. REIBUNG, WIDERSTAND u. s. w.

#### 4. Zusammensetzung mehrerer Bewegungen in einer geraden Linie.

Erhält ein materieller Punkt zwei oder mehrere gleichförmige Bewegungen mit den Geschwindigkeiten  $v$  und  $v_1$  in einer und derselben geraden Linie, so legt er in jeder Secunde, jenachdem die Geschwindigkeiten  $v$  und  $v_1$  nach gleicher oder entgegengesetzter Seite gerichtet sind, einen Weg  $v + v_1$  oder  $v - v_1$  zurück, folglich ist der Gesamtweg nach  $t$  Secunden

$$54) s = (v \pm v_1)t,$$

d. h. aus zwei oder mehrern gleichförmigen Bewegungen in einer geraden Linie entsteht eine Bewegung derselben Art, bei welcher die Geschwindigkeit der algebraischen Summe der ursprünglichen Geschwindigkeiten gleich ist.

Finden in einer geraden Linie mit gleicher oder entgegengesetzter Richtung zwei oder mehrere gleichförmig veränderte Bewegungen statt,



etwa mit den Beschleunigungen  $G$  und  $G_1$ , so summiren sich wie vorher die in jedem Augenblicke vermöge der einen und andern zurückgelegten Wege und es ist dann in  $t$  Secunden nach Nr. 17:

$$55) s = \frac{Gt^2}{2} \pm \frac{G_1 t^2}{2} = \frac{1}{2} (G \pm G_1) t^2,$$

$$56) v = \frac{2s}{t} = (G \pm G_1) t,$$

d. h. aus mehreren gleichförmig veränderten Bewegungen in einer geraden Linie entsteht eine neue Bewegung derselben Art, bei welcher die Beschleunigung durch die algebraische Summe der ursprünglichen Beschleunigungen dargestellt wird.

Wie sich endlich eine gleichförmige Bewegung mit der Geschwindigkeit  $c$  und eine gleichförmig veränderte mit der Beschleunigung  $G$ , welche beide in einer geraden Linie statt finden, mit einander vereinigen lassen, ist in den Gleichungen Nr. 28 — 32 bereits ausgesprochen worden.

#### 5. Zusammensetzung mehrerer Bewegungen nach verschiedenen Richtungen.

Erhält ein Punkt gleichzeitig Bewegung nach verschiedenen Richtungen, so folgt er im Allgemeinen keiner dieser Richtungen, sondern schlägt eine neue ein und legt einen Weg zurück, dessen Beschaffenheit von der Art, Richtung und Geschwindigkeit oder Beschleunigung der ursprünglichen Bewegungen abhängt. Die entstehende Bewegung heisst die resultirende oder mittlere Bewegung (fr. *resultant*; engl. *resultant*), die ursprünglichen die Componenten oder Seitenbewegungen (fr. *composant*; engl. *component*).

Erhält der Punkt zunächst zwei gleichförmige Bewegungen nach den Richtungen  $AB$  und  $AC$  (Fig. 9) von der Art, dass er, wenn er der einen folgte, in einer bestimmten Zeit  $t$  nach  $B$ , und wenn er der andern folgte, in derselben Zeit nach  $C$  käme, so ist es in Bezug auf den Raum gleich, ob man beide Bewegungen gleichzeitig oder nach einander vollendet denkt. Nimmt man nun das Letztere an, so wird der Punkt vermöge der ersten Bewegung von  $A$  nach  $B$ , und dann vermöge der zweiten von  $B$  nach  $D$  gelangen;  $D$  liegt daher in seinem Wege. Wird die Zeit  $t$  in  $n$  gleiche Theile getheilt und angenommen, dass  $n$  sehr gross sei, so wird der Punkt  $A$  vermöge der Gleichförmigkeit beider Bewegungen in der Zeit

$\frac{1}{n}t$  durch die erste Bewegung von  $A$  bis  $E$ , durch die zweite von  $A$

bis  $F$  gebracht werden, so dass  $AE = \frac{1}{n}AB$  und  $AF = \frac{1}{n}AC$  ist. Fin-

den die beiden letzteren Bewegungen ebenfalls nach einander statt, so ist  $G$  ein Punkt in der Bahn des bewegten Punktes. Nun ist aber  $AF = EG$ ,  $AC = BD$  und  $AE:AB = EG:BD$  und  $\angle AEG = \angle B$ , daher  $\triangle AEG \sim \triangle ABD$ , daher  $G$  ein Punkt in der Geraden  $AD$ . Wiederholt man den aufgestellten Schluss in Bezug auf das zweite Zeitelement

$\frac{1}{n}t$  für den Ausgangspunkt  $G$  u. s. w. fort, und berücksichtigt, dass für

die unendlich klein anzunehmende Zeit  $\frac{1}{n}t$  ein Unterschied zwischen der



voraussetzung des gleichzeitigen und nach einander folgenden Eintretens beider Bewegungen nicht statt findet, so ergibt sich, dass der Punkt sich in der Zeit  $t$  durch die Diagonale  $AD$  bewegen wird.

Stellen  $AH$  und  $HL$  die Wege vor, welche in den beiden ersten Zeitsecunden in der Richtung  $AB$  durchlaufen werden,  $AI$  und  $IM$  die entsprechenden Wege für die Richtung  $AC$ , so zeigen die Punkte  $K$  und  $N$  die Orte an, in denen sich der bewegliche Punkt am Ende der ersten und zweiten Zeitsecunde befindet. Zieht man nun  $KO$  parallel zu  $AB$ , so ist wegen der Congruenz der Dreiecke  $AHK$  und  $KON$  auch  $AK = KN$  u. s. w., d. h. die resultirende Bewegung ist eine gleichförmige Bewegung, wenn die ursprünglichen ebenfalls gleichförmige waren.

Bezeichnet man ferner  $AH$  und  $AI$  mit  $v_1$  und  $v_2$ ,  $AK$  mit  $V$ , so zeigt sich, dass die resultirende oder mittlere Geschwindigkeit  $V$  nach Grösse und Richtung der Diagonale in dem Parallelogramm aus den gegebenen oder Seitengeschwindigkeiten  $v_1$  und  $v_2$  gleich ist. Hiernach vereinigen sich zwei gleichzeitige, unter einem Winkel gegen einander geneigte, gleichförmige Bewegungen zu einer dritten, ebenfalls gleichförmigen Bewegung, deren Weg nach Richtung und Grösse durch die Diagonale des über den beiden ersten construirten Parallelogramms angegeben wird, und deren Geschwindigkeit die Diagonale des über den beiden ersten Geschwindigkeiten construirten Parallelogramms ist. Wird der von den beiden Seitengeschwindigkeiten eingeschlossene Winkel  $\alpha$  oder  $(v_1 v_2)$ , die beiden andern Winkel dagegen entsprechend durch ihre Schenkel  $(Vv_1)$  und  $(Vv_2)$  genannt, so ist nach den geometrischen Verhältnissen des Parallelogramms  $AHKI$

$$57) V^2 = v_1^2 + v_2^2 + 2v_1 v_2 \cos \alpha$$

$$58) V : v_1 : v_2 = \sin(v_1 v_2) : \sin(Vv_2) : (Vv_1).$$

Wird  $\alpha = 90^\circ$ , so ist einfacher:

$$59) V^2 = v_1^2 + v_2^2$$

$$60) V : v_1 : v_2 = 1 : \sin(Vv_2) : \cos(Vv_2) \\ = 1 : \cos(Vv_1) : \sin(Vv_1)$$

$$61) v_1 : v_2 = 1 : \operatorname{tg}(Vv_1).$$

Ist endlich  $v_1 = v_2$ , so wird  $(Vv_1) = (Vv_2)$  und

$$62) V = 2v_1 \sqrt{\frac{1 + \cos \alpha}{2}} = 2v_1 \cos \frac{1}{2} \alpha.$$

In solchen Fällen, wo die Berechnung der mittleren Geschwindigkeit durch die beiden Seitengeschwindigkeiten nach der Formel 59 durch  $V = \sqrt{v_1^2 + v_2^2}$  nicht in aller Schärfe erforderlich ist, kann man sich der Näherungsformel:

$$\sqrt{v_1^2 + v_2^2} = \alpha v_1 + \beta v_2$$

bedienen, in welcher  $\alpha$  und  $\beta$  Coefficienten sind, deren Grösse durch die Bedingung zu bestimmen ist, dass ein möglichst kleiner Fehler, d. h. eine möglichst geringe Differenz zwischen den oben gleichgesetzten Ausdrücken entsteht, und welche für verschiedene Grössenverhältnisse von  $v_1$  und  $v_2$  verschieden sind. Nach PONCELET's Ableitung und GOSSELIN's Berechnung sind unter den beigeschriebenen Bedingungen diesen Coefficienten

die angegebenen Werthe zu geben, und man erhält dann Resultate, deren relativer Fehler die Grösse des angegebenen Bruches nicht übersteigt.

63) $V = 0,82840(v_1 + v_2)$	für willkürliche $v_1$ u. $v_2$	Fehlergrenze: $\frac{1}{6}$
$= 0,96046 v_1 + 0,39783 v_2$	„ $v_1 > v_2$	„ $\frac{1}{5}$
$= 0,98592 v_1 + 0,23270 v_2$	„ $v_1 > 2v_2$	„ $\frac{1}{71}$
$= 0,99350 v_1 + 0,16123 v_2$	„ $v_1 > 3v_2$	„ $\frac{1}{154}$
$= 0,99625 v_1 + 0,12260 v_2$	„ $v_1 > 4v_2$	„ $\frac{1}{266}$
$= 0,99757 v_1 + 0,09878 v_2$	„ $v_1 > 5v_2$	„ $\frac{1}{417}$
$= 0,99826 v_1 + 0,08261 v_2$	„ $v_1 > 6v_2$	„ $\frac{1}{589}$
$= 0,99857 v_1 + 0,07098 v_2$	„ $v_1 > 7v_2$	„ $\frac{1}{800}$
$= 0,99905 v_1 + 0,06220 v_2$	„ $v_1 > 8v_2$	„ $\frac{1}{1049}$
$= 0,99930 v_1 + 0,05535 v_2$	„ $v_1 > 9v_2$	„ $\frac{1}{1428}$
$= 0,99935 v_1 + 0,04984 v_2$	„ $v_1 > 10v_2$	„ $\frac{1}{1538}$

Der Satz vom der Zusammensetzung zweier Bewegungen ist unter dem Namen des Satzes vom Parallelogramm der Bewegungen oder der Geschwindigkeiten bekannt; er lässt sich auf den entsprechenden Satz vom Parallelogramm der Kräfte, dessen Beweis der Artikel GLEICHGEWICHT enthalten wird, dadurch zurückführen, dass man die Kräfte, durch welche die ursprünglichen Bewegungen hervorgebracht werden, zu einer Mittelkraft vereinigt und die hervorgebrachte Bewegung als das Resultat dieser Mittelkraft betrachtet, folglich ihre Richtung in die der Mittelkraft verlegt und ihre Geschwindigkeit proportional der Mittelkraft nimmt.

Um das Parallelogramm der Bewegungen auch experimentell nachzuweisen, hat man verschiedene mechanische Vorrichtungen construiert, die sogenannten Diagonalmaschinen, welche wenigstens eine beiläufige Erwähnung verdienen. Die Maschine von NOLLET (*Leçons de Phys. expér. Paris 1743, II, p. 24*) besteht aus zwei kleinen Hämmerchen, welche pendelartig an zwei beweglichen Rahmen aufgehängt sind; ihre Bewegungsebenen lassen sich daher in verschiedene Winkel gegen einander stellen, ohne dass die Hämmer selbst, wenn sie im tiefsten Punkte im Zustande der Ruhe sich befinden, ausser Berührung mit dem zu bewegenden Körper, etwa einer Kugel, kommen. Werden nun die auf bestimmte Art gestellten Hämmer bis zu gewisser Höhe aufgehoben und gleichzeitig fallen gelassen, so theilen sie dem vorliegenden Körper ein doppeltes Streben nach Bewegung mit, in Folge dessen er in der Diagonale des Parallelogramms vorwärts geht, dessen Seiten er durchlaufen haben würde, wenn jeder der Hämmer einzeln auf ihn eingewirkt hätte. — Nach einem andern Vorschlage von NOLLET wird in einer horizontal liegenden Spur eines vertikal stehenden Bretes eine Rolle bewegt, über welche eine Schnur geführt ist; das eine Ende derselben ist am Ende dieser Spur befestigt, das andere über die Rolle herabhängende mit einem Gewicht versehen; wird nun die Rolle nach dem Anknüpfungspunkte der Schnur zu oder von demselben weg bewegt, so wird die Schnur verlängert oder verkürzt, das Gewicht sinkt oder steigt und erhält daher eine Bewegung in vertikaler Richtung; da sich aber zugleich mit der Rolle der Punkt verändert, von welchem die Schnur herabhängt, so erhält das Gewicht auch eine horizontale Bewegung, und die aus beiden Bewegungen zusammengesetzte erscheint unter der Form einer Diagonale. — Die EBERHARD'sche Diagonalmaschine (Erste Gründe der Natur-



lehre, Halle 1767, §. 64.) besteht nach *Fig. 10* aus einer Walze *F*, die sich auf der Ebene *DE* hinrollt, und mit einer kleineren Walze *G* fest verbunden ist, über welche ein Faden mit dem Gewichte *A* gewunden ist und herabhängt. Der Punkt *A* erhält nun bei *n* Umdrehungen der Walze *F* in der Secunde, wenn ihr Halbmesser *R* ist, die Geschwindigkeit  $v_1 = \frac{2R\pi}{n}$  in der Richtung *AB*, und wenn *r* der Halbmesser von *G* ist, die Geschwindigkeit  $v_2 = \frac{2r\pi}{n}$  in der Richtung *BC*, daher bewegt sich *A* in der Diagonale *AC* mit einer Geschwindigkeit

$$V = \frac{2\pi}{n} \sqrt{R^2 + r^2}.$$

**Beispiel 1.** Wenn sich ein Körper mit einer Geschwindigkeit von 4 Fuss rechtwinkelig gegen den Strom über einen Fluss bewegt, der eine mittlere Geschwindigkeit von 2,5 Fuss hat, so wird er eine resultirende Geschwindigkeit von

$$V = \sqrt{4^2 + 2,5^2} = 4,72',$$

oder angenähert nach Nr. 63

$$V = 0,96 \cdot 4 + 0,40 \cdot 2,5 = 4,84'$$

annehmen, und sich unter einem Winkel ( $Vv_2$ ) gegen die Stromrichtung bewegen, für welchen nach Nr. 61 ist:

$$\cotg(Vv_2) = \frac{v_2}{v_1} = \frac{2,5}{4} = 0,625,$$

$$(Vv_2) = 58^\circ 0'.$$

**Beispiel 2.** Die schiefe Ebene *ABC* (*Fig. 11*), welche unter  $\alpha = 35^\circ$  geneigt ist, bewegt sich in einer bestimmten Zeit in der Richtung *CA* um die Grösse *GF* = 6 Zoll vorwärts; man soll bestimmen, um wie viel in derselben Zeit der Punkt *F* an der schiefen Ebene *DE*, welche unter dem Winkel  $EDC = \beta = 100^\circ$  gegen *AC* geneigt ist, in die Höhe steigt.

Heisst die gesuchte Linie *x*, so wird die relative Bewegung des Punktes *F* gegen die schiefe Ebene *BAC* durch *FI*, und *x* durch *FH* angedeutet werden, und es ist dann nach Nr. 58:

$$v_1 : v_2 = \sin(Vv_2) : \sin(Vv_1)$$

$$x : FG = \sin \alpha : \sin(\beta - \alpha)$$

$$x = \frac{6 \cdot \sin 35^\circ}{\sin 65^\circ} = 3,797''.$$

Der Satz vom Parallelogramm der Bewegung oder Geschwindigkeit findet seine Anwendung auch besonders dann, wenn eine Bewegung nach bestimmter Richtung in zwei andere nach gegebenen Richtungen zerlegt werden soll, d. h. wenn zu einer gegebenen mittleren Bewegung die erzeugenden Seitenbewegungen nach bestimmten Richtungen zu finden sind. Die Art, wie eine solche Zerlegung auszuführen ist, ergibt sich unmittelbar aus dem einfachen Satze. Ist z. B. *AB* (*Fig. 12*) die gegebene mittlere Bewegung und *AC* und *AD* die Richtungen der Seitenbewegungen, so erhält man durch Zeichnung des Parallelogramms *AEBF* die beiden Seitenbewegungen *AE* und *AF*, deren Grösse sich mit Benutzung der Gleichungen 58 und 60 berechnen lässt.



Bewegt sich z. B. ein Punkt mit der Geschwindigkeit  $AB$  (Fig. 13) gegen das feste Hinderniss  $CD$ , durch welches er in der Fortsetzung seiner Bahn gehemmt und genöthigt wird, sich längs  $BC$  zu bewegen, so findet man seine Geschwindigkeit in der Richtung  $BC$  unter der Voraussetzung, dass seine Bewegung eine andere Modification nicht erfährt, dadurch, dass man die Geschwindigkeit  $BE$ , welche er ohne Gegenwart des Hindernisses beibehalten würde, in die beiden Seitengeschwindigkeiten  $BG$  und  $BF$  zerlegt, von denen die eine in die Richtung  $BC$  fällt, die andere rechtwinkelig darauf steht. Durch das Hinderniss  $CD$  wird nun bloß die rechtwinkelig gegen dasselbe stehende Geschwindigkeit  $BF$  aufgehoben werden,  $BG$  ist daher die Geschwindigkeit der fortgesetzten Bewegung. Ist  $AB = v$ ,  $BG = v_1$ ,  $\angle ABD = \alpha$ , so wird:

$$v_1 = v \cos \alpha,$$

und der beim Uebergange aus der Richtung  $AB$  in der Richtung  $BC$  eingetretene Geschwindigkeitsverlust:

$$\begin{aligned} 64) \quad v - v_1 &= v(1 - \cos \alpha) = v \sin \text{vers } \alpha \\ &= 2v \sin \frac{1}{2} \alpha^2. \end{aligned}$$

Derselbe ist bei grösserem Winkel grösser und bei  $\alpha = 90^\circ$  der ganzen Geschwindigkeit gleich, so dass dann unter den obigen Voraussetzungen Ruhe eintreten muss.

Nimmt man nun an, dass sich ein Punkt auf dem Umfange eines Polygons zu bewegen genöthigt wäre, so würde er bei jedem Uebergange von einer Seite zur andern einen Geschwindigkeitsverlust erfahren, und sind  $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3 \dots$  die Aussenwinkel der hinter einander folgenden Polygonseiten  $AB, BC, CD, DE$  (Fig. 14) und  $v, v_1, v_2, v_3 \dots$  die auf denselben stattfindenden Geschwindigkeiten, so wird:

$$\begin{aligned} v_1 &= v \cos \alpha_1 \\ v_2 &= v_1 \cos \alpha_2 = v \cos \alpha_1 \cos \alpha_2 \\ v_3 &= v_2 \cos \alpha_3 = v \cos \alpha_1 \cos \alpha_2 \cos \alpha_3, \end{aligned}$$

und setzt man noch voraus, dass  $ABCDE \dots$  ein Stück des Umfanges eines regulären Polygons, also  $AB = BC = CD = \dots = s$  und  $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha_3 = \dots = \alpha$  ist, so wird

$$\begin{aligned} v_1 &= v \cos \alpha \\ v_2 &= v \cos \alpha^2, \end{aligned}$$

und allgemein nach dem  $m$ ten Uebergange:

$$65) \quad v_m = v \cos \alpha^m,$$

oder der Geschwindigkeitsverlust:

$$66) \quad v - v_m = v(1 - \cos \alpha^m).$$

Gehören ferner zu den Geschwindigkeiten  $v_1, v_2 \dots$  die Zeiten  $t_1, t_2 \dots$  zum Durchlaufen je einer Polygonseite und ist  $T$  die Zeit, in welcher die  $m$  Polygonseiten mit den Geschwindigkeiten  $v_1$  bis  $v_m$  durchlaufen werden, so ist:

$$\begin{aligned} t_1 &= \frac{s}{v \cos \alpha} \\ t_2 &= \frac{s}{v \cos \alpha^2} \end{aligned}$$

$$t_m = \frac{s}{v \cos \alpha^m},$$

daher auch:

$$\begin{aligned} 67) \quad T &= t_1 + t_2 + \dots + t_m \\ &= \frac{s}{v} \left( \frac{1}{\cos \alpha} + \frac{1}{\cos \alpha^2} + \frac{1}{\cos \alpha^3} + \dots + \frac{1}{\cos \alpha^m} \right) \\ &= \frac{s}{v \cos \alpha^m} (\cos \alpha^{m-1} + \cos \alpha^{m-2} + \dots + \cos \alpha + 1) \\ &= \frac{s (\cos \alpha^m - 1)}{v \cos \alpha^m (\cos \alpha - 1)}. \end{aligned}$$

Die beiden aufgestellten Sätze Nr. 65 und 67 gelten offenbar für jede Anzahl von Polygonseiten und für jeden Neigungswinkel zweier hinter einander folgenden Seiten. Sie werden daher auch noch Gültigkeit haben, wenn man diese Anzahl unendlich gross, die Neigungswinkel unendlich klein macht; dann geht aber das Polygonstück *BE* (Fig. 14) in ein Curvenstück *BE* (Fig. 15) über, es wird  $\cos \alpha = 1$ ,  $m = \infty$ ,  $ms = S$ , die rectificirte Curvenlänge, daher auch nach Nr. 65:

$$v_m = v,$$

und aus Nr. 67, wenn man durch Einsetzung der Werthe von  $\cos \alpha$  in die vorher angegebene Reihe die Form des Ausdrucks  $T = \frac{0}{0}$  vermeidet,

$$T = \frac{S}{v},$$

Gleichungen, welche nachweisen, dass die Bewegung eine gleichförmige sei und ohne Geschwindigkeitsverlust statt finde. Wenn daher ein Punkt in der Richtung der Tangente mit gleichförmiger Bewegung in eine Curve eintritt, so bewegt er sich in derselben mit unveränderter Geschwindigkeit fort.

Werden einem Punkte mehrere gleichförmige Bewegungen in einerlei Ebene mitgetheilt, so kann man seine resultirende Bewegung nach Richtung und Grösse durch mehrmalige Anwendung des Satzes vom Parallelogramm der Bewegungen construiren, wenn die gegebenen Bewegungen nach Richtung und Grösse durch Linien dargestellt sind. Sind z. B. in Fig. 16 *AB*, *AC*, *AD*, *AE* und *AF* die Geschwindigkeiten von fünf Bewegungen, welche dem Punkte *A* gleichzeitig mitgetheilt werden, so geben die beiden ersten Geschwindigkeiten *AB* und *AC* durch das Parallelogramm *ABGC* die mittlere *AG*, die drei ersten *AB*, *AC*, *AD*, wenn man *AG* und *AD* durch ein Parallelogramm *AGHD* verbindet, die mittlere Geschwindigkeit *AH* u. s. w.; endlich erhält man, wenn man ebenso *AI* und *AF* durch ein Parallelogramm verbindet, in *AK* die mittlere Geschwindigkeit aller gegebenen. — Aus der Zeichnung ergibt sich, dass die erste Geschwindigkeit mit den zu den übrigen gehörenden Parallelen in den construirten Parallelogrammen und mit der Resultirenden ein Polygon *ABGHK* bildet, so dass von jedem Polygon z. B. *NAKR* (Fig. 5) behauptet werden kann, irgend eine Seite z. B. *AK* ist die resultirende Geschwindigkeit aus Seitengeschwindigkeiten, welche durch die anderen Seiten *AK*, *KR*, *RN* dargestellt werden.

Auf der hier dargestellten Vereinigung mehrerer Seitenbewegungen zu einer mittleren beruht die GRAVESAND'SCHE Diagonalmaschine (*Phys. elem. math. P. I. p. 64*), bei welcher auf dem Rande eines hori-



zontal stehenden Bretes Rollen angebracht sind, über welche Schnuren gehen, die auf dem Brete sämmtlich in einen Knoten verbunden und einzeln an ihren anderen Enden mit Gewichten versehen sind. Durch jedes herunterhängende Gewicht wird dem Knoten eine Bewegung proportional dem Gewichte in der Richtung seiner Schnur mitgetheilt, dieser muss daher eine aus allen zusammengesetzte mittlere Bewegung annehmen.

Soll die mittlere Bewegung aus einer grösseren Anzahl gleichförmiger Seitenbewegungen durch Rechnung gefunden werden, so ist es am einfachsten, jede derselben nach zwei rechtwinkelig auf einander stehenden Coordinatenaxen, bei welchen der Anfangspunkt des Coordinatensystems mit dem bewegten Punkte zusammenfällt, zu zerlegen, die resultirenden Bewegungen in diesen beiden Axen aufzusuchen, und dieselben durch das Parallelogramm zu vereinigen; das Resultat wird die überhaupt entstehende mittlere Bewegung geben. Repräsentiren in Fig. 17  $AB_1 = v_1$ ,  $AB_2 = v_2 \dots$  die ursprünglichen Geschwindigkeiten (oder auch gleichzeitigen Wege),  $CD$  und  $EF$  die beiden Axen eines durch  $A$  gehenden Coordinatensystems,  $\angle CAB_1 = \alpha_1$ ,  $\angle CAB_2 = \alpha_2 \dots$  die Neigungswinkel der ursprünglichen Geschwindigkeiten gegen eine der Axen, also  $AC$ , sämmtlich nach einer Seite zu gemessen,  $AH_1, AH_2 \dots$  die in die Axe  $CD$  fallenden,  $AG_1, AG_2 \dots$  die in die Axe  $EF$  fallenden Zerlegungen der ursprünglichen Bewegungen, endlich  $AK$  die algebraische Summe sämmtlicher auf  $CD$  liegenden Zerlegungen,  $AL$  die algebraische Summe aller auf  $EF$  liegenden Zerlegungen und  $AM = V$  die gegen  $AC$  unter dem Winkel  $MAC = \beta$  geneigte Resultirende, so ist:

$$\begin{array}{ll} AH_1 = v_1 \cos \alpha_1 & AG_1 = v_1 \sin \alpha_1 \\ AH_2 = v_2 \cos \alpha_2 & AG_2 = v_2 \sin \alpha_2 \\ AH_3 = v_3 \cos \alpha_3 & AG_3 = v_3 \sin \alpha_3 \\ \text{u. s. w.} & \text{u. s. w.,} \end{array}$$

daher:

$$\begin{aligned} AK &= AH_1 + AH_2 + AH_3 + \dots \\ &= v_1 \cos \alpha_1 + v_2 \cos \alpha_2 + v_3 \cos \alpha_3 + \dots \\ &= \Sigma (v \cos \alpha) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} AL &= AG_1 + AG_2 + AG_3 + \dots \\ &= v_1 \sin \alpha_1 + v_2 \sin \alpha_2 + v_3 \sin \alpha_3 + \dots \\ &= \Sigma (v \sin \alpha), \end{aligned}$$

daher:

$$\overline{AM}^2 = \overline{AK}^2 + \overline{AL}^2$$

$$68) V = \sqrt{[\Sigma (v \sin \alpha)]^2 + [\Sigma (v \cos \alpha)]^2}.$$

Um die Richtung der resultirenden Geschwindigkeit zu bestimmen, ist:

$$\begin{aligned} KM &= AK \operatorname{tg} MAK \\ AK &= AM \cos MAK, \end{aligned}$$

daher auch:

$$69) \operatorname{tg} \beta = \frac{\Sigma (v \sin \alpha)}{\Sigma (v \cos \alpha)}$$

$$70) \cos \beta = \frac{\Sigma (v \cos \alpha)}{\sqrt{[\Sigma (v \sin \alpha)]^2 + [\Sigma (v \cos \alpha)]^2}},$$



wo sich durch die Vorzeichen von  $\operatorname{tg} \beta$  und  $\cos \beta$  ergibt, in welchem Quadranten  $V$  liegt. Ist nämlich  $\operatorname{tg} \beta$  positiv und  $\cos \beta$  entweder positiv oder negativ, so liegt  $\beta$  entweder zwischen  $0$  und  $90^\circ$  oder zwischen  $180$  und  $270^\circ$ ; ist aber  $\operatorname{tg} \beta$  negativ und  $\cos \beta$  entweder positiv oder negativ, so liegt  $\beta$  entweder zwischen  $270$  und  $360^\circ$  oder zwischen  $90$  und  $180^\circ$ .

Beispiel. Es mögen die ursprünglichen Geschwindigkeiten und Richtungen in folgender Grösse gegeben sein:

$$\begin{array}{ll} v_1 = 8,5' & \alpha_1 = 0 \\ v_2 = 2,3' & \alpha_2 = 75^\circ 10' \\ v_3 = 10,2' & \alpha_3 = 130^\circ 20' \\ v_4 = 5,1' & \alpha_4 = 201^\circ 10' \\ v_5 = 2,5' & \alpha_5 = 308^\circ 40'. \end{array}$$

Dann ist:

$$\begin{array}{lll} v_1 \sin \alpha_1 = & 8,5.0 & = 0. \\ v_2 \sin \alpha_2 = & 2,3.0,966675 & = 2,223352 \\ v_3 \sin \alpha_3 = & 10,2.0,762292 & = 7,775378 \\ v_4 \sin \alpha_4 = & - 5,1.0,361082 & = - 1,841248 \\ v_5 \sin \alpha_5 = & - 2,5.0,780794 & = - 1,951985 \\ \Sigma(v \sin \alpha) = & & 6,205497 \end{array}$$

$$\begin{array}{lll} v_1 \cos \alpha_1 = & 8,5.1 & = 8,5 \\ v_2 \cos \alpha_2 = & 2,3.0,256008 & = 0,588818 \\ v_3 \cos \alpha_3 = & - 10,2.0,647233 & = - 6,601777 \\ v_4 \cos \alpha_4 = & - 5,1.0,932534 & = - 4,755923 \\ v_5 \cos \alpha_5 = & 2,5.0,624789 & = 1,561972 \\ \Sigma(v \cos \alpha) = & & - 0,706910 \end{array}$$

$$V = \sqrt{6,205497^2 + 0,706910^2} = 6,245632$$

$$\operatorname{tg} \beta = - \frac{6,205497}{0,706910} = - 8,778341$$

$$\cos \beta = - \dots$$

$$\beta = 96^\circ 29' 59,7'',$$

wo hier natürlich  $\beta$  der Winkel ist, welchen die Resultirende mit der ersten Bewegung macht.

Erhält ein Punkt drei gleichförmige geradlinige Bewegungen, die nicht in einer Ebene liegen, so lässt sich der Satz vom Parallelogramm der Bewegungen ebenfalls anwenden, da durch je zwei von einem Punkte aus gezogene Gerade eine Ebene gelegt werden kann. Wird z. B.  $A$  in *Fig. 18* zu den gleichzeitigen Bewegungen  $AB$ ,  $AC$  und  $AD$  veranlasst, so würde er vermöge der beiden ersten in derselben Zeit nach  $E$  und vermöge  $AE$  und  $AD$  nach  $AF$  gelangen. Da nun aber vermöge der Construction  $F$  der dem Punkte  $A$  entgegenstehende Eckpunkt in dem Parallelepipede  $ADHBECCGF$  ist, so ergibt sich der allgemeine Satz: Erhält ein Punkt nach drei nicht in einer Ebene liegenden Richtungen gleichzeitige Bewegungen oder Geschwindigkeiten, so ist die Resultirende der Diagonale des Parallelepipedes gleich, welches die gegebenen Bewegungen oder Geschwindigkeiten zu Kanten hat.

Stehen  $AB$ ,  $AC$  und  $AD$  rechtwinkelig auf einander, und bezeichnet man die in ihnen liegenden Geschwindigkeiten (oder auch gleichzeitigen Wege) mit  $v_1$ ,  $v_2$ ,  $v_3$ , die resultirende Geschwindigkeit aber mit  $V$ , so wird:

$$71) V^2 = v_1^2 + v_2^2 + v_3^2,$$

und heissen die Winkel zwischen diesen verschiedenen Geschwindigkeiten eben so, wie in Nr. 58, oder beziehungsweise  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$ , so ist:

$$72) \begin{cases} v_1 = V \cos(Vv_1) = V \cos \alpha \\ v_2 = V \cos(Vv_2) = V \cos \beta \\ v_3 = V \cos(Vv_3) = V \cos \gamma. \end{cases}$$

Sieht man nun die Richtungen, nach welchen  $v_1$ ,  $v_2$ ,  $v_3$  gehen, als Coordinatenaxen  $X$ ,  $Y$  und  $Z$  eines Systems an, welches in  $A$  seinen Anfangspunkt hat, und  $V$  als die Geschwindigkeit irgend einer vorhandenen gleichförmigen Bewegung, so lässt sich  $V$  nach Nr. 72 in die drei rechtwinkelig auf einander stehenden Bewegungen  $v_1$ ,  $v_2$ ,  $v_3$  zerlegen; und es findet zwischen den Winkeln noch der Zusammenhang statt:

$$\cos \alpha + \cos \beta + \cos \gamma = \frac{v_1}{V} + \frac{v_2}{V} + \frac{v_3}{V}$$

$$73) \cos^2 \alpha + \cos^2 \beta + \cos^2 \gamma = \frac{v_1^2 + v_2^2 + v_3^2}{V^2} = 1.$$

Mit den so eben aufgestellten Gleichungen lässt sich nun der allgemeinste Fall auflösen; erhält nämlich ein Punkt nach verschiedenen Richtungen im Raume die Geschwindigkeiten  $v_1$ ,  $v_2$ ,  $v_3 \dots$ , sind die Neigungswinkel dieser Geschwindigkeiten gegen die drei Axen  $X$ ,  $Y$ ,  $Z$  eines durch den Punkt gelegten rechtwinkeligen Coordinatensystems  $\alpha_1$ ,  $\beta_1$ ,  $\gamma_1$  —  $\alpha_2$ ,  $\beta_2$ ,  $\gamma_2$  —  $\alpha_3$ ,  $\beta_3$ ,  $\gamma_3 \dots$  und  $x$ ,  $y$ ,  $z$  die entsprechenden Neigungswinkel der mittleren Geschwindigkeit  $V$ , wobei je drei zusammengehörige Winkel durch die Gleichungen

$$\cos \alpha_1^2 + \cos \beta_1^2 + \cos \gamma_1^2 = 1$$

$$\cos \alpha_2^2 + \cos \beta_2^2 + \cos \gamma_2^2 = 1$$

u. s. w.

$$\cos x^2 + \cos y^2 + \cos z^2 = 1$$

zusammenhängen, so sind, wenn man jede Geschwindigkeit nach jeder der drei Coordinatenaxen in drei Seitengeschwindigkeiten zerlegt, die Resultate:

$$\text{in der Axe } X: \Sigma(v \cos \alpha) = v_1 \cos \alpha_1 + v_2 \cos \alpha_2 + v_3 \cos \alpha_3 + \dots$$

$$\text{in der Axe } Y: \Sigma(v \cos \beta) = v_1 \cos \beta_1 + v_2 \cos \beta_2 + v_3 \cos \beta_3 + \dots$$

$$\text{in der Axe } Z: \Sigma(v \cos \gamma) = v_1 \cos \gamma_1 + v_2 \cos \gamma_2 + v_3 \cos \gamma_3 + \dots$$

folglich nach Nr. 71:

$$74) V^2 = [\Sigma(v \cos \alpha)]^2 + [\Sigma(v \cos \beta)]^2 + [\Sigma(v \cos \gamma)]^2.$$

$$75) \begin{cases} \cos x = \frac{\Sigma(v \cos \alpha)}{\sqrt{[\Sigma(v \cos \alpha)]^2 + [\Sigma(v \cos \beta)]^2 + [\Sigma(v \cos \gamma)]^2}} \\ \cos y = \frac{\Sigma(v \cos \beta)}{\sqrt{[\Sigma(v \cos \alpha)]^2 + [\Sigma(v \cos \beta)]^2 + [\Sigma(v \cos \gamma)]^2}} \\ \cos z = \frac{\Sigma(v \cos \gamma)}{\sqrt{[\Sigma(v \cos \alpha)]^2 + [\Sigma(v \cos \beta)]^2 + [\Sigma(v \cos \gamma)]^2}} \end{cases}$$



Werden einem Punkte zwei gleichförmig beschleunigte Bewegungen nach verschiedenen Richtungen mitgetheilt, z. B. nach  $AB$  (Fig. 9) eine mit der Beschleunigung  $G$  und nach  $AC$  eine mit der Beschleunigung  $G_1$ , so würde derselbe nach  $t$  Secunden vermöge der ersten Bewegung in  $B$  angekommen sein und nach Nr. 17 den Weg  $s = \frac{1}{2} Gt^2$  zurückgelegt haben, vermöge der zweiten Bewegung aber nach  $C$  gelangt sein und den Weg  $s_1 = \frac{1}{2} G_1 t^2$  durchlaufen haben; er befindet sich also nach der Art, wie früher geschlossen wurde, in dem Endpunkte  $D$  des über  $AB$  und  $AC$  construirten Parallelogramms. Um den Ort zu finden, in welchem sich derselbe am Ende der ersten Zeitsecunde befindet, setze man  $t = 1$ ; dann wird  $s = \frac{1}{2} G$  und  $s_1 = \frac{1}{2} G_1$  und es ist für  $AH = \frac{1}{2} G$  und  $AI = \frac{1}{2} G_1$  der Punkt  $K$  dieser Punkt; dass dieser Punkt aber in der geraden Linie  $AD$  liegt, ergibt sich aus der Proportion

$$\frac{1}{2} G : \frac{1}{2} G_1 = AH : AI = \frac{1}{2} Gt^2 : \frac{1}{2} G_1 t^2 = AB : AC.$$

Da endlich  $AK : AD = AH : AB = 1 : t^2$ , so ist die Bewegung in der geraden Linie  $AD$  ebenfalls eine gleichförmig beschleunigte und die resultirende Beschleunigung  $G_r$  wie in Nr. 57, wenn  $\angle BAC = \alpha$ :

$$76) G_r = \sqrt{G^2 + G_1^2 + 2GG_1 \cos \alpha},$$

so wie die Geschwindigkeit und der Weg nach  $t$  Zeitsecunden:

$$77) V = t \sqrt{G^2 + G_1^2 + 2GG_1 \cos \alpha}$$

$$78) S = \frac{1}{2} t^2 \sqrt{G^2 + G_1^2 + 2GG_1 \cos \alpha}.$$

Zwei gleichförmig beschleunigte Bewegungen, welche ein Punkt nach verschiedenen Richtungen zu erhält, vereinigen sich daher so, dass eine mittlere gleichförmig beschleunigte Bewegung entsteht, für welche die Diagonale des Parallelogramms aus den ursprünglichen Beschleunigungen die Bewegungsrichtung und die Beschleunigung angibt.

Da die Beschleunigungen bei dieser einfachsten Verbindung dieselbe Stelle einnehmen, wie in Nr. 57 die Geschwindigkeiten, so werden sich auch alle für gleichförmige Bewegungen von Nr. 57 bis Nr. 75 aufgestellten Sätze analog für die Verbindung von gleichförmig beschleunigten Bewegungen aufstellen lassen.

Erhält ein Punkt nach einer bestimmten Richtung zu eine gleichförmige, nach einer andern Richtung zu eine gleichförmig beschleunigte Bewegung, so durchläuft er eine krummlinige Bahn; denn hat der Punkt  $A$  Fig. 19 in der Geraden  $AB$  die gleichförmige Geschwindigkeit  $c$ , vermöge welcher er nach 1, 2, 3 ...  $t$  Secunden bis  $D, G, K \dots V$  gelangt, und in der Geraden  $AU$  eine gleichförmig beschleunigte Bewegung mit der Beschleunigung  $G$ , vermöge welcher er in 1, 2, 3 ...  $t$  Secunden bis  $R, S, T \dots X$  gelangt, so geben die Eckpunkte der Parallelogramme  $E, H, L \dots W$  die wahre Lage des Punktes nach 1, 2, 3 ...  $t$  Secunden und die durch diese Punkte gezogene stetig gekrümmte Linie seine Bahn an. Man kann natürlich diese Punkte auch dadurch finden, dass man auf  $AB$  für  $t$  Zeitsecunden  $AV = ct$  macht, von  $V$  aus parallel zu  $AU$  zieht und  $VW = \frac{1}{2} Gt^2$  macht.

Betrachtet man, um die Natur dieser Bahn zu bestimmen, die Gerade  $AC$ , welche auf der Richtung  $AU$  senkrecht steht, als Abscissenlinie, und nimmt senkrechte Ordinaten an, setzt also z. B.



$$AZ = x, ZW = y,$$

so wird, wenn man  $\angle BAC$  mit  $\alpha$  bezeichnet,

$$AZ = AV \cos \alpha,$$

$$79) x = ct \cos \alpha,$$

$$ZW = ZV - VW,$$

$$80) y = ct \sin \alpha - \frac{1}{2} G t^2.$$

Setzt man hier den Werth von  $t$  aus Nr. 79 ein, so erhält man durch

$$81) y = x \operatorname{tg} \alpha - \frac{G x^2}{2 c^2 \cos \alpha^2}$$

die Gleichung für die entstehende Bahn, aus welcher, da dieselbe vom zweiten Grade ist, folgt, dass die Bahn keine gerade Linie sein kann.

Wenn nun zwar durch Nr. 81 im Allgemeinen bestimmt ist, dass die Bahn zu den krummen Linien zweiter Ordnung gehört, so ist noch besonders anzugeben, mit welcher von den Linien zweiter Ordnung sie übereinstimmt; es mag zu dem Ende eine Coordinatenverwandlung vorgenommen, nämlich  $x = a - x_1$  und  $y = b - y_1$  gesetzt werden; dann ist:

$$\begin{aligned} b - y_1 &= (a - x_1) \operatorname{tg} \alpha - \frac{G(a - x_1)^2}{2c^2 \cos \alpha^2} \\ &= a \operatorname{tg} \alpha - x_1 \operatorname{tg} \alpha - \frac{Ga^2}{2c^2 \cos \alpha^2} + \frac{Gax_1}{c^2 \cos \alpha^2} - \frac{Gx_1^2}{2c^2 \cos \alpha^2} \\ y_1 &= b - a \operatorname{tg} \alpha + \frac{Ga^2}{2c^2 \cos \alpha^2} + x_1 \left( \operatorname{tg} \alpha - \frac{Ga}{c^2 \cos \alpha^2} \right) + x_1^2 \frac{G}{2c^2 \cos \alpha^2}, \end{aligned}$$

und da man nun die willkürlichen Werthe von  $a$  und  $b$  so wählen kann, dass auf der rechten Seite der Gleichung alle Glieder bis auf das letzte verschwinden, indem man

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha - \frac{Ga}{c^2 \cos \alpha^2} &= 0 \quad \text{und} \\ b - a \operatorname{tg} \alpha + \frac{Ga^2}{2c^2 \cos \alpha^2} &= 0, \quad \text{daher} \\ a &= \frac{c^2 \cos \alpha^2 \operatorname{tg} \alpha}{G} = \frac{c^2 \sin \alpha \cos \alpha}{G} = \frac{c^2 \sin 2\alpha}{2G} \quad \text{und} \\ b &= \frac{c^2 \sin \alpha^2}{2G} \end{aligned}$$

macht, so erhält die Gleichung die Gestalt:

$$\begin{aligned} y_1 &= \frac{G}{2c^2 \cos \alpha^2} x_1^2 \quad \text{oder} \\ 82) x_1^2 &= \frac{2c^2 \cos \alpha^2}{G} y_1, \end{aligned}$$

aus welcher folgt, dass die krumme Linie, welche durch Verbindung einer gleichförmigen Bewegung mit einer gleichförmig beschleunigten entsteht, eine Parabel mit dem Parameter  $\frac{2c^2 \cos \alpha^2}{G}$  ist.

Nach Nr. 81 wird  $y = x \left( \operatorname{tg} \alpha - \frac{Gx}{2c^2 \cos^2 \alpha} \right) = 0$  für  $x = 0$  und

$$x = \frac{2c^2 \sin \alpha \cos \alpha}{G} = \frac{c^2 \sin 2\alpha}{G},$$

daher beträgt die Länge des von der Curve  $ALWQ$  auf  $AC$  abgeschnittenen Stückes:

$$83) \quad w = AP = \frac{c^2 \sin 2\alpha}{G}.$$

Da diese Länge bei gleicher Geschwindigkeit  $c$  und Beschleunigung  $G$  von  $\sin 2\alpha$  abhängt, so wird dieselbe für  $\alpha = 45^\circ$  oder  $\sin 2\alpha = 1$  am grössten, nämlich:

$$84) \quad w = \frac{c^2}{G}$$

sein; sie wird aber unter gleichen Verhältnissen für  $\alpha = 45^\circ + \beta$  und  $45^\circ - \beta$  gleich gross sein, nämlich:

$$85) \quad w = \frac{c^2 \sin(90^\circ - 2\beta)}{G} = \frac{c^2 \cos 2\beta}{G},$$

so dass für jeden Neigungswinkel  $\alpha = BAC$  noch ein anderer  $90^\circ - \alpha$  angegeben werden kann, unter welchem die anfängliche Geschwindigkeit  $c$  gegen  $AC$  gerichtet sein muss, um Bewegungen zu erhalten, welche beide durch einen gleichen Punkt  $P$  in  $AC$  hindurchgehen. Was die Zeit  $t_1$  betrifft, welche bei Durchlaufung des Bogens  $ALP$  verfliessen, so ist nach Nr. 79:

$$\begin{aligned} x &= ct \cos \alpha \\ \frac{2c^2 \sin \alpha \cos \alpha}{G} &= ct_1 \cos \alpha \\ 86) \quad t_1 &= \frac{2c \sin \alpha}{G}, \end{aligned}$$

daher bei einem Neigungswinkel von  $45^\circ$ ,  $t_1 = \frac{c}{G}$  und für die beiden Bahnen, welche unter  $\alpha$  und  $90^\circ - \alpha$  gegen  $AC$  geneigt sind,

$$t_1 = \frac{2c \sin \alpha}{G} \quad \text{und} \quad t_2 = \frac{2c \cos \alpha}{G}.$$

Für  $x = a$  wird nach Nr. 81 mit Einsetzung des oben gefundenen Werthes von  $a$ :

$$y = \frac{c^2 \sin^2 \alpha}{2G} = b,$$

aber  $x_1 = 0$  und  $y_1 = 0$ , folglich wird die Lage des Scheitels der Parabel, für welchen die Gleichung Nr. 82 aufgestellt war, durch die beiden Coordinaten  $x = a$  und  $y = b$  bestimmt. Dieser Scheitel  $N$  ist zugleich der höchste Punkt der Curve über  $AC$  und liegt, da  $a = \frac{1}{2}w$  ist, über dem Mittelpunkte  $O$  des auf  $AC$  abgeschnittenen Stückes  $AP$ . Benennt man den Abstand  $ON$  des Scheitels von der Geraden  $AP$  oder die Culminationshöhe mit  $h$ , so wird:

$$87) \quad h = \frac{c^2 \sin^2 \alpha}{2G}$$

und die Zeit  $t_3$ , in welcher der Punkt  $A$  bis zu diesem Scheitel gelangt:

$$88) t_3 = \frac{c \sin \alpha}{G} = \frac{1}{2} t_1;$$

folgte der Punkt aber nur der gleichförmigen Bewegung mit der Geschwindigkeit  $c$ , so wäre er in derselben Zeit  $t_2$  bis  $Y$  gekommen, hätte sich also um

$$ct_2 \sin \alpha = \frac{c^2 \sin^2 \alpha}{G} = 2h,$$

d. h. um doppelt so viel über die Gerade  $AC$  erhoben, als in der parabolischen Bahn.

Macht die Richtungslinie  $AB$  mit  $AC$  einen negativen Winkel, d. h. liegt  $AB$  zwischen  $AC$  und  $AU$ , so erhält  $a$  ein negatives Vorzeichen, die Culminationshöhe ist daher auf der andern Seite von  $A$  zu suchen; ist dagegen  $\alpha = 0$ , so wird auch  $a = 0$  und  $b = 0$ , es ist daher dann  $A$  selbst der Scheitel der Parabel und die Culminationshöhe.

Soll gefunden werden, mit welcher Geschwindigkeit  $c$  bei gegebenem Neigungswinkel, oder unter welchem Neigungswinkel  $\alpha$  bei gegebener Geschwindigkeit ein Punkt  $H$  bewegt werden muss, um durch  $D$  (Fig. 20, Taf. 63), welches durch  $AE = p$  und  $ED = q$  gegeben ist, hindurch zu gehen, so setze man in Nr. 81  $x = p$  und  $y = \pm q$ ; man erhält dann:

$$\pm q = p \operatorname{tg} \alpha - \frac{Gp^2}{2c^2 \cos^2 \alpha}$$

$$89) c = \frac{p}{\cos \alpha} \sqrt{\frac{G}{2(p \operatorname{tg} \alpha \mp q)}}$$

wo bei der ersten Lage von  $q$  ein Treffen nur so lange möglich ist, als  $p \operatorname{tg} \alpha > q$  ist, d. h. so lange  $D$  noch unter der Richtungslinie  $AB$  liegt. Drückt man ferner  $\cos \alpha$  durch  $\operatorname{tg} \alpha$  aus, so erhält man:

$$90) \operatorname{tg} \alpha = \frac{c^2 \pm \sqrt{c^4 - G(p^2 G \pm 2qc^2)}}{pG}$$

Es zeigt sich hier wie bei Nr. 85, dass es stets zwei Winkel gibt, welche bei gegebener Geschwindigkeit  $c$  der Bedingung entsprechen, dass die parabolische Bewegung durch  $D$  hindurch geht, ein Treffen ist übrigens auch hier an die Bedingung gebunden, dass  $c^4 > p^2 G^2 + 2qc^2 G$  oder  $c^4 + 2qc^2 G > p^2 G^2$  ist, jenachdem  $D$  über oder unter  $AC$  liegt.

Die Zeit, welche verstreicht, bis der Punkt  $D$  getroffen wird, erhält man durch Einsetzung des Werthes von  $p$  aus Nr. 89 an die Stelle von  $x$  auf folgende Art:

$$91) t = \sqrt{\frac{2(p \operatorname{tg} \alpha \mp q)}{G}},$$

eine Formel, welche auf dieselben Bedingungen der Möglichkeit eines Zusammentreffens zurückschliessen lässt, wie Nr. 89.

Der allgemeinste Fall in Bezug auf Verbindung von Bewegungen, welcher alle vorherbehandelten in sich schliesst, entsteht dadurch, dass man nach beliebigen Richtungen im Raume eine beliebige Anzahl von ungleichförmigen Bewegungen auf einen Punkt wirken lässt; den Weg,



welchen der Punkt zurücklegt, nennt man die *Trajectorie* (fr. *trajectoire*), welche, wenn man die Curve auf ein rechtwinkeliges Coordinatensystem bezieht, in drei geradlinige Bewegungen nach den drei Axen dieses Coordinatensystems aufgelöst werden kann. In seiner Allgemeinheit lässt sich dieser Fall nur durch höhere Rechnung lösen. Erhält ein Punkt die veränderlichen Beschleunigungen  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3 \dots$  in Richtungen, welche mit den drei Axen  $X, Y, Z$  eines durch den Punkt gelegten rechtwinkelligen Coordinatensystems die Winkel  $\alpha_1, \beta_1, \gamma_1 - \alpha_2, \beta_2, \gamma_2 - \alpha_3, \beta_3, \gamma_3 \dots$  bilden, so lässt sich jede dieser Beschleunigungen nach den drei Axen zerlegen und es ist dann nach Nr. 45:

$$92) \begin{cases} \varphi_1 \cos \alpha_1 + \varphi_2 \cos \alpha_2 + \dots = \Sigma(\varphi \cos \alpha) = \frac{d^2 x}{dt^2}, \\ \varphi_1 \cos \beta_1 + \varphi_2 \cos \beta_2 + \dots = \Sigma(\varphi \cos \beta) = \frac{d^2 y}{dt^2}, \\ \varphi_1 \cos \gamma_1 + \varphi_2 \cos \gamma_2 + \dots = \Sigma(\varphi \cos \gamma) = \frac{d^2 z}{dt^2}, \end{cases}$$

wobei  $x, y, z$  die zu den Beschleunigungen in den Axen gehörenden Wege sind. Integriert man diese Gleichungen zuerst einmal, so erhält man, wenn  $v_1, v_2, v_3$  die den drei Axen zugehörigen Geschwindigkeiten des bewegten Punktes sind, mit Berücksichtigung von Nr. 42:

$$93) \begin{cases} \int \Sigma(\varphi \cos \alpha) dt = \frac{dx}{dt} = v_1, \\ \int \Sigma(\varphi \cos \beta) dt = \frac{dy}{dt} = v_2, \\ \int \Sigma(\varphi \cos \gamma) dt = \frac{dz}{dt} = v_3, \end{cases}$$

und daher, wenn  $V$  die Geschwindigkeit in der Curve und  $s$  der durchlaufene Weg ist,

$$94) ds = \sqrt{dx^2 + dy^2 + dz^2},$$

$$95) V = \sqrt{\left(\frac{dx}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dy}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dz}{dt}\right)^2} \\ = \frac{ds}{dt},$$

Integriert man die drei Gleichungen in Nr. 93 und bestimmt die Constanten durch die Anfangsgeschwindigkeit und die anfängliche Lage des bewegten Punktes, eliminirt dann aus den erhaltenen Gleichungen die Zeit  $t$ , so geben die entstehenden beiden Gleichungen zwischen  $x, y$  und  $z$  die Form der von dem bewegten Punkte durchlaufenen Bahn.

Sind  $\mu, \nu, \sigma$  die Neigungswinkel, welche die Richtung der Geschwindigkeit mit den Axen  $X, Y, Z$  einschliesst, so wird nach Nr. 42 und Nr. 72:

$$V \cos \mu = \frac{dx}{dt},$$

$$V \cos \nu = \frac{dy}{dt},$$

$$V \cos \sigma = \frac{dz}{dt};$$

daher mit Berücksichtigung von Nr. 95:

$$96) \left\{ \begin{array}{l} \cos \mu = \frac{dx}{dt}, \\ \cos \nu = \frac{dy}{dt}, \\ \cos \sigma = \frac{dz}{dt}, \end{array} \right.$$

welches die Gleichungen der Tangente durch den entsprechenden Curvenpunkt sind; die mittlere Geschwindigkeit  $V$  hat daher eine Richtung, welche mit der Tangente zusammenfällt.

Die Beschleunigung in der Curve erhält man durch Verallgemeinerung des Satzes Nr. 76:

$$97) \quad \begin{aligned} \mathcal{D} &= \sqrt{[\Sigma(\varphi \cos \alpha)]^2 + [\Sigma(\varphi \cos \beta)]^2 + [\Sigma(\varphi \cos \gamma)]^2} \\ &= \sqrt{\left(\frac{d^2x}{dt^2}\right)^2 + \left(\frac{d^2y}{dt^2}\right)^2 + \left(\frac{d^2z}{dt^2}\right)^2}. \end{aligned}$$

Aus diesen allgemein aufgefassen Gleichungen lassen sich durch gehörig eingeführte Substitutionen alle früher in Bezug auf Vereinigung von Bewegungen angeführte Verhältnisse herleiten.

Beispiel. Es erfahre ein Punkt in den drei Axen  $X, Y, Z$  die Beschleunigungen:

$$\varphi_1 = 0, \quad \varphi_2 = 8', \quad \varphi_3 = 4 + 16t \text{ Fuss,}$$

und es seien die Anfangsgeschwindigkeiten in diesen Axen:

$$6', \quad 2', \quad 3',$$

dann werden die Geschwindigkeiten in den Axen nach  $t$  Zeitsecunden durch Nr. 44 gefunden:

$$v_1 = 6', \quad v_2 = 2 + 8t', \quad v_3 = 3 + 4t + 8t^2 \text{ Fuss,}$$

und die Geschwindigkeit in der Curve nach Nr. 95:

$$\begin{aligned} V &= \sqrt{6^2 + (2 + 8t)^2 + (3 + 4t + 8t^2)^2} \\ &= \sqrt{36 + 4 + 32t + 64t^2 + 9 + 24t + 48t^2 + 16t^2 + 64t^3 + 64t^4} \\ &= \sqrt{49 + 56t + 128t^2 + 64t^3 + 64t^4} \\ &= 7 + 4t + 8t^2. \end{aligned}$$

Hieraus erhält man den durchlaufenen Weg nach Nr. 95 unter der Voraussetzung, dass für  $t=0$  auch  $s=0$  ist:

$$\begin{aligned} s &= \int (7dt + 4tdt + 8t^2dt) \\ &= 7t + 2t^2 + \frac{8}{3}t^3, \end{aligned}$$

und die Beschleunigung in der Curve nach Nr. 97:

$$\begin{aligned} \mathcal{D} &= \sqrt{8^2 + (4 + 16t)^2} = 4\sqrt{4 + (1 + 4t)^2} \\ &= 4\sqrt{5 + 8t + 16t^2}; \end{aligned}$$

aber die Beschleunigung in der an die Curve gezogenen Tangente nach Nr. 44:

$$\varphi = \frac{dv}{dt} = 4 + 16t = 4(1 + 4t).$$

Die in den Axen  $X, Y, Z$  zurückgelegten Wege sind nach Nr. 42 eben-



falls unter der einfachsten Voraussetzung, dass die Bewegung vom Coordinatenanfangspunkte ausgehen, also die Constanten = 0 sind:

$$x = \int v_1 dt = \int 6 dt = 6t,$$

$$y = \int v_2 dt = \int (2dt + 8tdt) = 2t + 4t^2,$$

$$z = \int v_3 dt = \int (3dt + 4tdt + 8t^2dt) = 3t + 2t^2 + \frac{8}{3}t^3.$$

Die Neigungswinkel der Geschwindigkeit  $v$  nach  $t$  Secunden werden durch Nr. 96:

$$\cos \mu = \frac{6}{7 + 4t + 8t^2},$$

$$\cos \nu = \frac{2 + 8t}{7 + 4t + 8t^2},$$

$$\cos \sigma = \frac{3 + 4t + 8t^2}{7 + 4t + 8t^2},$$

endlich die Coordinatengleichung der zurückgelegten Bahn, wenn man  $t = \frac{1}{6}x$  in den Bestimmungen für  $y$  und  $z$  einführt:

$$y = \frac{1}{3}x + \frac{1}{18}x^2,$$

$$z = \frac{1}{2}x + \frac{1}{18}x^2 + \frac{1}{27}x^3.$$

## B. Bewegung ganzer Systeme mit einander verbundener materieller Punkte.

Ueber die Bewegung von Systemen mit einander verbundener Punkte lassen sich im Allgemeinen folgende Sätze feststellen, welche eines geometrischen Beweises fähig sind, welcher aber hier übergangen werden mag.

1) Ist in einer geraden Linie ein Punkt in Bewegung, so kann es unter allen übrigen Punkten derselben nur einen einzigen geben, welcher nicht in Bewegung ist; die Bewegung ist dann eine drehende, und der nicht bewegte Punkt der Mittelpunkt der Umdrehung. Gibt es in einer geraden Linie aber zwei Punkte, welche in Ruhe sind, so ist die ganze Linie in Ruhe.

2) Ist in einer Ebene ein Punkt in Bewegung, so kann es in derselben höchstens eine gerade Linie geben, welche die Bewegung nicht theilt; diese bildet dann die Umdrehungsaxe; sind aber in einer Ebene drei Punkte, die nicht in gerader Linie liegen, in Ruhe, so ist die ganze Ebene in Ruhe.

3) Ist ein Punkt eines Körpers in Bewegung, so kann in demselben höchstens eine gerade Linie in Ruhe sein; sind aber in einem Körper drei nicht in gerader Linie liegende Punkte in Ruhe, so ist der ganze Körper in Ruhe.

4) Wenn ein Punkt eines Körpers in Ruhe bleibt, so wird bei jeder willkürlichen Bewegung, die demselben mitgetheilt wird, auch in jedem Zeitmomente noch eine durch diesen Punkt gehende gerade Linie in Ruhe bleiben.

5) Wenn sich alle Punkte eines Körpers bewegen, so kann man ihn in jede Lage, welche er dabei annimmt, auch dadurch bringen, dass man einer in ihm liegenden geraden Linie eine fortschreitende Bewegung von bestimmter Länge und am Ende derselben eine umdrehende Bewegung um dieselbe von bestimmter Ausdehnung gibt.



## 1. Mass der Kräfte.

Bei Bewegungen, welche in verschiedenen Körpern hervorgerufen werden sollen, oder den Einwirkungen, welche bewegte Körper auszuüben vermögen, ist die Masse dieser Körper von besonderer Wichtigkeit. Denkt man sich nun zwei Körper mit den Massen  $M$  und  $M_1$ , welchen die momentan wirkenden Bewegkräfte  $P$  und  $P_1$  gleiche Geschwindigkeit beibringen, so ist das Verhältniss dieser Kräfte zu den Massen zu bestimmen. Es sei deshalb  $M$  in  $n$  gleiche Theile von der Grösse  $m$  zerfällt, und  $M_1$  enthalte  $n_1$  solcher Theile, so dass

$$M = mn, \quad M_1 = mn_1;$$

ferner werde  $P$  in  $n$  gleiche Theile getheilt, von denen jeder die Grösse  $p$  hat, und angenommen, dass die Bewegkraft  $p$  dem Massentheile  $m$  dieselbe Geschwindigkeit mitzuthemen vermag, die  $P$  auf  $M$  überträgt; dann wird, da  $M_1$  aus  $n_1$  Massentheilen von der Grösse  $m$  besteht, auch  $P_1$  die Kraft  $p$   $n_1$  mal enthalten müssen, wenn durch  $P_1$  die verlangte Geschwindigkeit auf  $M_1$  übertragen werden soll; es ist daher auch

$$P = pn, \quad P_1 = pn_1.$$

Nun ist aber

$$pn : pn_1 = mn : mn_1, \quad \text{daher}$$

$$98) \quad P : P_1 = M : M_1,$$

d. h. Kräfte, welche verschiedenen Massen gleiche Geschwindigkeiten mittheilen, verhalten sich wie die Massen, oder, mit Anwendung des dritten Grundsatzes, verschiedene Massen, welche sich mit gleichen Geschwindigkeiten bewegen, können Wirkungen hervorbringen, die diesen Massen proportional sind.

Nach dem zweiten Bewegungsgesetze verhalten sich aber die Bewegkräfte wie die unter gleichen Umständen, d. h. hier bei gleichen Massen hervorgebrachten Geschwindigkeiten. Bezeichnet man daher die durch  $P$  und  $P_1$  bei gleichen Massen bewirkten Geschwindigkeiten mit  $v$  und  $v_1$ , so wird:

$$99) \quad P : P_1 = v : v_1,$$

und nimmt man nun an, dass eine dritte Kraft  $P_2$  fähig sei, der Masse  $M$  die Geschwindigkeit  $v_1$  mitzuthemen, so ergibt sich:

$$P : P_2 = v : v_1 \quad \text{nach Nr. 99}$$

$$P_2 : P_1 = M : M_1 \quad \text{,, \quad ,, 98}$$

$$100) \quad P : P_1 = Mv : M_1v_1,$$

d. h. die momentan wirkenden Kräfte verhalten sich zu einander wie die Producte aus den bewegten Massen mit ihren Geschwindigkeiten, oder wenn sich Massen mit verschiedenen Geschwindigkeiten in Bewegung befinden, so können sie Wirkungen hervorbringen, welche den Producten aus den Massen mit den zugehörigen Geschwindigkeiten proportional sind.

Sieht man nun die Intensität der momentan wirkenden Kraft, welche der Einheit der Masse eine Geschwindigkeit gleich der Längenmasseinheit

mitzutheilen vermag, selbst als Einheit zum Messen dieser Kräfte an, so erhält man für  $P_1 = 1$ ,  $M_1 = 1$ ,  $v_1 = 1$ :

$$101) P = Mv,$$

d. h. die Intensität der momentan wirkenden Kraft, welche der Masse  $M$  die Geschwindigkeit  $v$  mittheilt, wird durch das Product aus dieser Masse und Geschwindigkeit gemessen; umgekehrt heisst dieses Product auch die Grösse der Bewegung, Quantität der Bewegung (fr. *quantité du mouvement*; engl. *momentum, quantity of motion*).

Bei der Vergleichung der Intensität constant wirkender Kräfte und der hieraus sich ergebenden Wirkung, welche eine in beschleunigter Bewegung befindliche Masse hervorzubringen vermag, lässt sich die schon früher angegebene Voraussetzung benutzen, dass eine constant wirkende Bewegkraft in unendlich viele in unendlich kleinen Zeiten hinter einander folgende Einwirkungen aufgelöst werden kann. Setzt man daher voraus, die beiden constanten Kräfte  $P$  und  $P_1$  können gleichen Massen die Beschleunigungen  $G$  und  $G_1$  mittheilen, sie bewirken aber in der unendlich kleinen Zeit  $\tau$  in beiden Massen die Geschwindigkeiten  $v$  und  $v_1$ , so ist zuerst, da für die unendlich kleine Zeit  $\tau$  der Unterschied zwischen momentan und constant wirkender Kraft wegfällt, nach Nr. 99:

$$P : P_1 = v : v_1.$$

Diese Einwirkungen werden sich nun aber in jedem folgenden Zeitmomente wiederholen und daher nach der Zeit  $n\tau$  zu dem Betrage  $nv$  und  $nv_1$  angewachsen sein, so dass nun

$$P : P_1 = nv : nv_1$$

ist; aber für  $n\tau = 1$  ist  $nv = G$  und  $nv_1 = G_1$ , so dass also nun

$$102) P : P_1 = G : G_1,$$

d. h. constant wirkende Kräfte, welche gleichen Massen verschiedene Beschleunigungen mittheilen, verhalten sich wie diese Beschleunigungen. Hiermit ergibt sich zugleich, dass constante Kräfte constante Beschleunigungen hervorbringen und die letzten erstere voraussetzen.

Da nun aber eben so wie in Nr. 98 erwiesen werden kann, dass für zwei constant wirkende Kräfte, welche verschiedenen Massen  $M$  und  $M_1$  gleiche Beschleunigungen mittheilen,

$$103) P : P_1 = M : M_1$$

ist, d. h. dass sich die Kräfte wie die Massen verhalten, so wird man durch Annahme einer dritten Kraft, welche der Masse  $M$  die Beschleunigung  $G_1$  mittheilt, den Satz finden:

$$P : P_2 = G : G_1 \text{ nach Nr. 102}$$

$$P_2 : P_1 = M : M_1 \text{ „ „ 101}$$

$$104) P : P_1 = MG : M_1 G_1,$$

d. h. constant wirkende Kräfte verhalten sich zu einander wie die Producte aus den bewegten Massen mit den von ihnen hervorgebrachten Beschleunigungen. Diese Beschleunigungen können übrigens auch auf eine andere Zeit, z. B.  $t$ , statt auf die Zeiteinheit bezogen werden, was dadurch geschieht, dass man bei Ableitung von Nr. 102  $n\tau = t$  setzt; dann würde man die Proportion so auf-



fassen: die Kräfte verhalten sich wie die Producte aus den bewegten Massen mit den gleichzeitig hervorgebrachten Beschleunigungen, oder die bewegenden Kräfte zweier Massen verhalten sich wie die Producte aus den Massen mit den in gleicher Zeit erhaltenen Beschleunigungen.

Nach Nr. 24 ist für gleiche Zeiten

$$G = \frac{v}{t}, \quad G_1 = \frac{v_1}{t},$$

und nach Nr. 19:

$$G = \frac{2s}{t^2}, \quad G_1 = \frac{2s_1}{t^2};$$

daher, wenn man diese Bestimmungen in Nr. 104 einsetzt:

$$105) \begin{cases} P : P_1 = Mv : M_1v_1 \\ P : P_1 = Ms : M_1s_1, \end{cases}$$

d. h. constant wirkende Kräfte verhalten sich wie die Producte aus den bewegten Massen mit den in gleichen Zeiten erlangten Geschwindigkeiten oder mit den in gleichen Zeiten zurückgelegten Wegen. Diese Proportionen sind unter dem Namen des Cartesianischen Kräftemasses bekannt. Die erste von ihnen gibt an, dass die Bewegungsgrösse einer durch constante Kraft bewegten Masse in jedem Zeitmomente eine verschiedene ist, und durch das Product  $Mv$  eben so wie für die momentan wirkende Kraft in Nr. 101 angegeben wird. Lassen sich daher constant wirkende und momentan wirkende Kräfte im Allgemeinen zwar nicht mit einander vergleichen, so lässt sich für jede von einer constant wirkenden Kraft in der Zeit  $t$  auf die Masse  $M$  hervorgebrachte Wirkung  $Mv$  doch eine momentan wirkende Kraft angeben, durch welche dieselbe Wirkung hervorgebracht werden kann, und welche die Grösse der Wirkung repräsentirt, die von der bewegten Masse in diesem Augenblicke ausgeübt werden könnte.

Endlich ist für gleich grosse Wege  $s$  nach Nr. 21:

$$G = \frac{v^2}{2s} \quad \text{und} \quad G_1 = \frac{v_1^2}{2s};$$

setzt man diese Werthe in 104 ein, so erhält man das Leibnitzische Kräftemass:

$$106) P : P_1 = Mv^2 : M_1v_1^2,$$

d. h. constante Kräfte verhalten sich wie die Producte aus den bewegten Massen mit den Quadraten der nach Zurücklegung gleicher Wege erlangten Geschwindigkeiten. Die Producte aus den Massen mit den Quadraten der Geschwindigkeit nennt man auch die lebendige Kraft (fr. *force vive*).

Bezeichnet man in Nr. 104 die Kraft  $P_1$  als Einheit, welche der Masse  $M_1 = 1$  die Beschleunigung  $G_1 = 1$  zu ertheilen vermag, so wird jede andere constant wirkende Kraft

$$107) P = MG,$$

d. h. die Intensität einer constant wirkenden Kraft wird durch das Product aus der bewegten Masse mit der hervorgebrachten Beschleunigung gemessen; und da

$$108) G = \frac{P}{M}$$



ist, so erhält man die Beschleunigung gleich dem Quotienten aus der constant wirkenden Kraft durch die bewegte Masse, woraus wieder folgt, dass für die Einheit der Masse die Beschleunigung  $G$  selbst das Mass der Kraft  $P$  ist.

Aus Nr. 107 und 104 folgt:

$$109) G : G_1 = \frac{P}{M} : \frac{P_1}{M_1},$$

wobei die Quotienten  $\frac{P}{M}$  und  $\frac{P_1}{M_1}$  die auf die Masseneinheit ausgeübten Bewegkräfte bezeichnen und gewöhnlich mit dem Namen beschleunigende Kräfte (fr. *force accélératrice*; engl. *accelerative force*, *accelerating quantity of the force*) bezeichnet werden, obgleich man, wie schon früher bemerkt wurde, auch im Allgemeinen die Kräfte beschleunigende nennt, welche veränderte Bewegungen hervorbringen. Im Gegensatz zu der vorhergehenden Bezeichnung werden die Kräfte  $P$  und  $P_1$  dann bewegende Kraft (engl. *motive force*) genannt. Die Proportion Nr. 108 würde nachweisen, dass die Beschleunigungen den beschleunigenden Kräften proportional sind.

Da man nun weiss, dass die Gewichte der Körper unter gleichen Umständen ihren Massen proportional sind, so wird sich in allen Ausdrücken, statt des Verhältnisses der Massen  $M : M_1$ , das der Gewichte  $Q : Q_1$  einführen lassen, es ist daher auch:

$$110) G : G_1 = \frac{P}{Q} : \frac{P_1}{Q_1},$$

durch welche Gleichung sich ein Mittel ergibt, die durch constant wirkende Kräfte Körpern von bestimmten Gewicht ertheilten Beschleunigungen mit einander zu vergleichen. Benutzt man bei dieser Vergleichung die Wirkung der Schwerkraft oder Anziehungskraft der Erde, und nennt man die später genauer anzugebende Beschleunigung, welche sie hervorzu bringen vermag,  $g$ , so wird, da für  $G_1 = g$  in Nr. 110  $P_1 = Q_1$ , d. h. das Gewicht des Körpers eben gleich der constant wirkenden Anziehungskraft und daher  $\frac{P_1}{Q_1} = 1$  wird:

$$111) G = g \frac{P}{Q} \text{ oder } G : g = P : Q,$$

d. h. die constant wirkende Kraft  $P$  ertheilt einem Körper vom Gewichte  $Q$  eine Beschleunigung, welche gleich der Beschleunigung der Schwerkraft multiplicirt mit dem Quotienten aus der Kraft durch das Gewicht ist, wobei  $Q$  und  $P$  gleichnamig auszudrücken sind, oder es verhält sich die auf einen Körper wirkende constante Kraft zu seinem Gewichte, wie die Beschleunigung, die er durch diese Kraft erhält, zur Beschleunigung der Schwere.

Wenn man endlich in Nr. 107  $G = g$  setzt, so wird  $P = Q$ , d. h. das Gewicht des Körpers die auf seine Masse  $M$  in Folge der Anziehungskraft der Erde einwirkende constante Kraft; daher

$$112) Q = Mg,$$

$$113) M = \frac{Q}{g},$$

d. h. das Gewicht eines Körpers erscheint als das Product aus seiner Masse mit der Beschleunigung der Schwere, oder die Masse eines Körpers ist der Quotient aus seinem Gewichte durch die Beschleunigung der Schwere.

Da nun  $Q : M = g : 1$ , so wird ein Körper, dessen Masse  $= 1$  ist, ein Gewicht  $= g$  haben. Aus der Form, wie  $Q$ ,  $M$  und  $g$  mit einander verbunden sind, ergibt sich zugleich, dass sich, da  $M$  für einen und denselben Körper eine unveränderliche Grösse ist, wenn sich  $g$  ändert, auch  $Q$  verändern muss und umgekehrt, und dass die Aenderungen beider in gleichem Verhältnisse statt finden müssen.

## 2. Gleichförmige und ungleichförmige Bewegung schwerer Körper.

Mit Berücksichtigung der von Nr. 99 an aufgestellten Sätze lassen sich nun die Gesetze der früher betrachteten Bewegungen für Körper von bestimmtem Gewicht, welche durch Kräfte von bestimmter Intensität afficirt werden, unter Vernachlässigung aller sich etwa entgegenstellenden Widerstände aufstellen.

Was zunächst die gleichförmige Bewegung betrifft, so wird man Nr. 100 durch Einführung der Gewichte  $Q$  und  $Q_1$  der bewegten Massen  $M$  und  $M_1$  für dieselben auch so umändern können:  $P : P_1 = Qv : Q_1 v_1$ , und nimmt man dann die Kraft als Einheit an, welche einem Körper, dessen Masse gleich der Gewichtseinheit ist, eine Geschwindigkeit gleich der Längeneinheit mitzutheilen vermag, so wird  $P = Qv$ , daher mit Einsetzung des so erhaltenen Werthes von  $v$  in die Gleichung Nr. 1:

$$114) s = \frac{P}{Q} t,$$

die Hauptgleichung für die gleichförmige Bewegung des Körpers vom Gewichte  $Q$ , auf welchen die momentan wirkende Kraft  $P$  einwirkt. Die Kraft  $P$  wird hier durch zwei Einheiten bestimmt, durch eine Gewichtseinheit und Längeneinheit; sie erhält daher auch den Doppelnamen Fusspfund oder Meterkilogramm u. s. w.

Die Gesetze der gleichförmig beschleunigten Bewegung, welche ein Körper vom Gewicht  $Q$  annimmt, wenn er dem Einfluss einer constanten Kraft  $P$  ausgesetzt ist, ergeben sich, wenn man in Nr. 15 u. s. w.

$G = g \frac{P}{Q}$  setzt; man erhält dann mit Beibehaltung der früher angeführten Bezeichnung folgende Hauptgleichungen:

$$115) v = g \frac{P}{Q} t,$$

$$116) s = \frac{vt}{2},$$

$$117) s = \frac{1}{2} g \frac{P}{Q} t^2,$$

$$118) s = \frac{v^2 Q}{2g P},$$

$$119) P = \frac{v Q}{gt},$$



$$120) P = \frac{2sQ}{gt^2}.$$

$$121) P = \frac{v^2 Q}{2gs},$$

von denen Nr. 118 und 119 direct zur Ableitung des Cartesianischen, Nr. 120 aber zur Ableitung des Leibnitzischen Kräftemasses benutzt werden können.

Hat der Körper bereits die Geschwindigkeit  $c$ , und wirkt  $P$  auf  $Q$  entweder im Sinn dieser Geschwindigkeit oder derselben entgegen, so ist allgemeiner:

$$122) v = c \pm g \frac{P}{Q} t,$$

$$123) s = ct \pm \frac{1}{2} g \frac{P}{Q} t^2,$$

$$124) s = \frac{c^2 - v^2}{2g} \frac{Q}{P},$$

$$125) s = \frac{v + c}{2} t,$$

$$126) s = vt \mp \frac{1}{2} G \frac{P}{Q} t^2.$$

Wirkt endlich bei der ungleichförmig veränderten Bewegung die veränderliche Kraft  $P$  auf einen Körper vom Gewichte  $Q$ , so ist in den früher aufgestellten Gesetzen der veränderten Bewegung Nr. 44 — 46 zu setzen:

$$127) \varphi = g \frac{P}{Q}.$$

Beispiel 1. Ein Körper von 15  $\mathcal{W}$  bewegt sich mit 8 Fuss Geschwindigkeit, und trifft einen andern ruhenden Körper von 20  $\mathcal{W}$ , an welchen er seine ganze Grösse der Bewegung überträgt; welchen Weg wird der letztere in 8 Secunden durchlaufen?

Nach Nr. 100 ist die Grösse der Bewegung des Körpers von 15  $\mathcal{W}$  mit 8 Fuss Geschwindigkeit = 120 Fuss  $\mathcal{W}$  =  $P$ , folglich nach Nr. 114:

$$s = \frac{120}{20} \cdot 8 = 80 \text{ Fuss.}$$

Beispiel 2. Ein Körper von 50<sup>k</sup> Gewicht bewegt sich mit 2<sup>m</sup> Geschwindigkeit horizontal vorwärts, ohne einen Reibungswiderstand zu erfahren; es wirkt ausserdem aber, nachdem er sich 5 Secunden lang bewegt hat, noch eine constante Kraft von 10<sup>k</sup> während 15 Secunden auf ihn ein; wie weit kommt er in diesen 20 Secunden, und welche Bewegungsgrösse würde er am Ende derselben auszuüben vermögen?

Hier ist, wenn man  $g = 9,81^m$  annimmt, in Nr. 123  $c = 2$ ,  $t = 15$  für die gleichförmig beschleunigte und  $t = 20$  für die gleichförmige Bewegung,  $P = 10^k$ ,  $Q = 50^k$ , daher

$$s = 2 \cdot 20 + \frac{9,81 \cdot 10 \cdot 15^2}{2 \cdot 50} = 40 + 220,725 = 260,725^m,$$



$$v = 2 + \frac{9,81 \cdot 10,15}{50} = 29,43^m,$$

$$Qv = 50 \cdot 29,43 = 1471,5^{mk},$$

was gesucht wurde. Fände dagegen bei der Bewegung gleitende Reibung statt, für welche der Coefficient  $t = 0,3$  gilt, so würde statt  $P$  zu rechnen sein  $P - fQ$  oder statt  $g$ :

$$\frac{P - fQ}{Q} g = \left( \frac{P}{Q} - f \right) g,$$

und es müsste dann, da hier  $f > \frac{P}{Q}$  ist, eine verzögerte Bewegung entstehen, welche endlich nach  $x$  Secunden zur Ruhe führt. Für  $x$  ist dann nach Nr. 122:

$$0 = 2 + 9,81 \left( \frac{10}{50} - 0,3 \right) x,$$

$$\text{also } x = \frac{2}{0,981} = 2,04 \text{ Secunden}$$

nach Beginn der verzögerten Bewegung, und der in dieser Zeit zurückgelegte Weg nach Nr. 125:

$$s = \frac{v + c}{2} t = \frac{2 \cdot 2,04}{2} = 2,04^m.$$

Beispiel 3. Ein Körper soll bei  $150^k$  Gewicht auf einer horizontalen Unterlage, auf welcher er einen Reibungswiderstand von  $0,3$  erfährt, in 1 Minute  $30^m$  weit fortgeschoben werden, welche stetig wirkende Kraft ist dazu erforderlich?

Nach Nr. 120 wird  $P = \frac{2sQ}{gt^2}$ ; daher ist hier:

$$\frac{P}{Q} - f = \frac{2s}{gt^2},$$

$$P = \left( \frac{2s}{gt^2} + f \right) Q$$

$$= \left( \frac{2 \cdot 30}{9,81 \cdot 60^2} + 0,3 \right) 150 = 45,255^k.$$

Beispiel 4. Wiegt bei der Atwood'schen Fallmaschine jeder der beiden durch einen möglichst dünnen Faden verbundenen Stempel  $Q$  und trägt das Zusatzgewicht, die Ueberwucht, durch welche die Bewegung hervorgebracht wird,  $P$ , so wird hier durch  $2Q + P$  der zu bewegende Körper, durch  $P$  die bewegende Kraft dargestellt, es ist daher:

$$s = \frac{1}{2} \frac{gP}{2Q + P} t^2,$$

und daher die nöthige Ueberwucht, damit in der Zeit  $t$  der Weg  $s$  durchlaufen werde:

$$P = \frac{4Qs}{gt^2 - 2s},$$

oder wenn die unmittelbaren Angaben der Beobachtung abgenommen werden:

$$g = \frac{2s(2Q + P)}{gt^2},$$

wodurch sich die Beschleunigung der Schwerkraft ermitteln lässt.

### 3. Bewegung fallender und geworfener Körper.

Die Beschleunigung der Schwerkraft  $g$  wurde bisher als eine unveränderliche Grösse und daher die Anziehungskraft der Erde als constant angenommen, was streng genommen nicht wahr ist, da erstens die Anziehungskraft der Erde durch die später zu erwähnende Centrifugalkraft, welche bei der täglichen Axendrehung der Erde entsteht, am Aequator stärker vermindert wird, als in jeder andern Breite, und daher als eine Function der geographischen Breite erscheint, und da ferner die Anziehungskraft noch ausserdem mit zunehmender Höhe über der Erdoberfläche sich vermindert, also auch eine Function der Entfernung eines Ortes vom Mittelpunkte der Erde ist. Indessen sind die Veränderungen nach beiderlei Rücksicht für die Orte auf der Erde, für welche der Einfluss der Schwerkraft zu berechnen ist, in so enge Gränzen eingeschlossen, dass dieselbe wenigstens für alle in der practischen Mechanik vorkommende Rechnungen als constant angesehen werden kann.

Denn in Bezug auf die geographische Breite wird die Wirkung der Schwerkraft durch die Formel bestimmt:

$$128) \quad g = g_1 \left( 1 + \frac{1}{288,4} \sin^2 \beta \right),$$

in welcher  $g$  die Beschleunigung in der Breite  $\beta$ ,  $g_1$  die Beschleunigung am Aequator bezeichnet. Nennt man nun  $\gamma$  die Veränderung, welche die Beschleunigung  $g$  erfährt, wenn sich die Breite  $\beta$  um  $\delta$  verändert, so wird

$$g \pm \gamma = g_1 \left( 1 + \frac{1}{288,4} \sin^2(\beta \pm \delta) \right);$$

entwickelt man hier

$$\begin{aligned} \sin^2(\beta \pm \delta) &= [\sin \beta \cos \delta \pm \cos \beta \sin \delta]^2 \\ &= \sin^2 \beta \cos^2 \delta \pm 2 \sin \beta \cos \beta \sin \delta \cos \delta + \cos^2 \beta \sin^2 \delta, \end{aligned}$$

und beachtet, dass für kleine Winkelveränderungen  $\cos \delta$  und  $\cos^2 \delta$  fast mit der Einheit zusammenfallen,  $\sin^2 \delta$  aber der Null sich nähert, und dass man also den angenäherten Werth

$$\sin^2(\beta \pm \delta) = \sin^2 \beta \pm \sin 2\beta \sin \delta$$

in den oben angegebenen Ausdruck einsetzen kann, so wird

$$g \pm \gamma = g_1 \left( 1 + \frac{1}{288,4} \sin^2 \beta \pm \frac{1}{288,4} \sin 2\beta \sin \delta \right),$$

und daher:

$$129) \quad \gamma = g_1 \frac{1}{288,4} \sin 2\beta \sin \delta,$$

d. h. die einer unbedeutenden Aenderung der geographischen Breite ent-

sprechende Aenderung der Beschleunigung der Schwerkraft ist sehr unbedeutend und z. B. für  $\delta = 1^\circ$ , also  $\sin \delta = 0,017$  und  $\frac{1}{288,4} \sin \delta = 0,00006$  kleiner als 6 Hunderttausendtheile ihres Betrages am Aequator, eine Grösse, welche nur bei den genauesten Rechnungen berücksichtigungs-werth ist.

In Bezug auf die Entfernung vom Mittelpunkte der Erde gilt das Newton'sche Gesetz, nach welchem die Grösse der Anziehungskräfte im umgekehrten Verhältniss mit dem Quadrate der Entfernung steht. Bezeichnet daher  $r$  den Halbmesser der Erde und  $h$  die Höhe oder Tiefe des Punktes über der Erdoberfläche, für welchen die Grösse der Anziehungskraft oder ihrer Wirkung, der Beschleunigung  $g$ , gefunden werden soll, wenn dieselbe an der Erdoberfläche  $g_2$  ist, so wird:

$$g : g_2 = \frac{1}{(r+h)^2} : \frac{1}{r^2},$$

$$130) \quad g = g_2 \frac{r^2}{(r+h)^2},$$

oder, da  $h$  gewöhnlich gegen  $r$  sehr klein sein wird, angenähert:

$$131) \quad g = g_2 \left(1 - \frac{2h}{r}\right).$$

Nimmt man z. B.  $h = 1000$  Fuss, so wird  $\frac{2h}{r} = \frac{1}{11238}$ ; es erfährt daher auch der Werth von  $g_2$  erst eine Aenderung in der vierten Decimalstelle. Durch Zusammenstellung der beiden Formeln Nr. 128 und 131 würde der wahre Werth von  $g$  erhalten:

$$132) \quad g = g_1 \left(1 + \frac{1}{288,4} \sin^2 \beta\right) \left(1 - \frac{2h}{r}\right),$$

wobei zu bemerken ist, dass hierbei immer noch nicht auf die ellipsoidische Gestalt der Erde Rücksicht genommen ist.

Nach J. C. E. SCHMIDT (Lehrbuch d. mathem. u. phys. Geographie. Göttingen 1829. Bd. I. S. 381) beträgt am Aequator:

$$\begin{aligned} g_1 &= 385,0649 \text{ engl. Zoll} \\ &= 30,10906 \text{ par. Fuss} \\ &= 9,78061 \text{ Meter,} \end{aligned}$$

und es ist mit Berücksichtigung der elliptischen Gestalt nach Bd. II. S. 202 für einen Punkt in der Breite  $\beta$  auf dem verlängerten Meeresspiegel:

$$133) \quad g = G (1 - 0,002592 \cos 2\beta),$$

wo  $G$  der Werth für  $g$  unter  $45^\circ$  Breite ist, d. h.:

$$\begin{aligned} G &= 9,80604 \text{ Meter} \\ &= 30,18734 \text{ par. Fuss.} \end{aligned}$$

Für das Observatorium zu Paris ist  $g = 9,80896$  Meter,  
für Frankreich wird gewöhnlich angenommen  $g = 9,80896$  oder  
 $= 9,8088$ ,

für das nördliche Deutschland  $g = 31,25$  rheinl. Fuss,  
für England  $g = 32,2$  engl. Fuss,  
für Baden  $g = 32,696$  Badener Fuss,  
für Berlin  $g = 31,261$  rheinl. Fuss.



Es ist hierbei nochmals zu erwähnen, dass man unter  $g$  häufig nicht die Beschleunigung der Schwere, sondern den Fallraum in der ersten Zeitsecunde versteht; dann würde der Werth von  $g$  genau halb so gross sein als die oben angegebenen Zahlwerthe besagen.

Bei Betrachtung des Falles der Körper machen wir hier die Voraussetzung, dass sich denselben ein Widerstand, z. B. der der Luft, nicht entgegensetzt, oder dass sie, wie man sich ausdrückt, im luftleeren Raume fallen; der Unterschied zwischen der Bewegung eines Körpers im luftleeren und lufteerfüllten Raum ist desto grösser, je länger ein Körper fällt, eine je grössere Geschwindigkeit er hat, und je geringer sein specifisches Gewicht ist. Was in Bezug auf den Fall im lufteerfüllten Raume zu sagen ist, wird der Artikel WIDERSTAND DES MITTELS enthalten.

Wenn ein Körper vom Gewichte  $Q$  fällt, so wird die Grösse der Anziehungskraft der Erde, welcher er unterworfen ist, ebenfalls durch  $Q$  ausgedrückt; es ist also, da  $P=Q$  ist, der Quotient  $\frac{P}{Q}=1$ , daher ist auch für die Gesetze des Falles im luftleeren Raume die Masse des Körpers ganz gleichgültig, d. h. im luftleeren Raume durchfallen alle Körper in gleichen Zeiten gleiche Räume.

Hiernach lassen sich die Nr. 115—126 aufgestellten Gleichungen für den freien Fall durch die in Nr. 15—41 aufgestellten ersetzen, wenn man in denselben nur  $g$  statt  $G$  schreibt. In den Gleichungen Nr. 15—32 heisst  $s$  die Fallhöhe, in Nr. 33—41, welche offenbar für die verzögerte Bewegung eines senkrecht in die Höhe geworfenen Körpers gelten, ist dagegen  $s$  die Steighöhe und in Nr. 38—41 noch besonders die grösste Steighöhe oder Culminationshöhe. Die Fallhöhe heisst endlich in Bezug auf den Zusammenhang mit der bei Durchlaufung derselben erzeugten Geschwindigkeit, wie er durch Nr. 22 und 23 angedeutet wird, die Geschwindigkeitshöhe (fr. *hauteur due à la vitesse*; engl. *height due to the velocity*). Bezeichnet man nämlich mit  $h$  die Fallhöhe, welche ein Körper, der anfänglich die Geschwindigkeit 0 hatte, durchfallen muss, um am Ende derselben die Geschwindigkeit  $v$  zu erlangen, so heisst  $h$  in Bezug auf  $v$  die Geschwindigkeitshöhe (fr. *vitesse due à la hauteur*; engl. *velocity due to the height*), und es ist dann:

$$134) h = \frac{v^2}{2g},$$

$$135) v = \sqrt{2gh},$$

Gleichungen, welche so häufig vorkommen, dass es wünschenswerth ist, die zusammengehörenden Werthe von  $v$  und  $h$  tabellarisch zusammengestellt zu besitzen.

Es mögen daher auch folgende beide Tabellen hier Platz finden, von denen die erste, aus PONCELET'S Werk entnommene nach französischem Masssystem für  $v=0,01^m$  bis  $v=10^m$  die zugehörige Geschwindigkeitshöhe  $h$  gibt, die zweite aber nach EYTELWEIN für preussisches Masssystem die durch Fallhöhen  $h=0,001'$  bis  $h=10'$  hervorgebrachten Endgeschwindigkeiten angibt.

## I. Geschwindigkeitshöhe durch die Endgeschwindigkeit bestimmt in Metern.

Endgeschwindigkeit v.	Geschwindigkeitshöhe h.	Endgeschwindigkeit v.	Geschwindigkeitshöhe h.	Endgeschwindigkeit v.	Geschwindigkeitshöhe h.	Endgeschwindigkeit v.	Geschwindigkeitshöhe h.
0,01	0,00001	0,51	0,0132	1,01	0,0520	1,51	0,1162
0,02	0,00002	0,52	0,0138	1,02	0,0530	1,52	0,1177
0,03	0,00005	0,53	0,0143	1,03	0,0541	1,53	0,1193
0,04	0,00009	0,54	0,0148	1,04	0,0551	1,54	0,1209
0,05	0,00013	0,55	0,0154	1,05	0,0562	1,55	0,1225
0,06	0,00019	0,56	0,0160	1,06	0,0573	1,56	0,1241
0,07	0,00026	0,57	0,0165	1,07	0,0584	1,57	0,1257
0,08	0,00034	0,58	0,0171	1,08	0,0595	1,58	0,1273
0,09	0,00043	0,59	0,0177	1,09	0,0606	1,59	0,1289
0,10	0,00051	0,60	0,0184	1,10	0,0617	1,60	0,1305
0,11	0,00062	0,61	0,0190	1,11	0,0628	1,61	0,1321
0,12	0,00074	0,62	0,0196	1,12	0,0639	1,62	0,1337
0,13	0,00087	0,63	0,0202	1,13	0,0651	1,63	0,1354
0,14	0,00101	0,64	0,0209	1,14	0,0662	1,64	0,1371
0,15	0,00115	0,65	0,0215	1,15	0,0674	1,65	0,1388
0,16	0,00131	0,66	0,0222	1,16	0,0686	1,66	0,1405
0,17	0,00148	0,67	0,0229	1,17	0,0698	1,67	0,1422
0,18	0,00166	0,68	0,0236	1,18	0,0710	1,68	0,1439
0,19	0,00185	0,69	0,0243	1,19	0,0722	1,69	0,1456
0,20	0,00204	0,70	0,0250	1,20	0,0734	1,70	0,1473
0,21	0,00225	0,71	0,0257	1,21	0,0746	1,71	0,1490
0,22	0,00247	0,72	0,0264	1,22	0,0758	1,72	0,1508
0,23	0,00270	0,73	0,0272	1,23	0,0771	1,73	0,1525
0,24	0,00294	0,74	0,0279	1,24	0,0783	1,74	0,1543
0,25	0,00319	0,75	0,0287	1,25	0,0797	1,75	0,1561
0,26	0,00345	0,76	0,0295	1,26	0,0809	1,76	0,1579
0,27	0,00372	0,77	0,0302	1,27	0,0822	1,77	0,1597
0,28	0,00400	0,78	0,0310	1,28	0,0835	1,78	0,1615
0,29	0,00429	0,79	0,0318	1,29	0,0848	1,79	0,1633
0,30	0,00459	0,80	0,0326	1,30	0,0861	1,80	0,1651
0,31	0,00490	0,81	0,0334	1,31	0,0875	1,81	0,1670
0,32	0,00522	0,82	0,0343	1,32	0,0888	1,82	0,1688
0,33	0,00555	0,83	0,0351	1,33	0,0901	1,83	0,1707
0,34	0,00589	0,84	0,0360	1,34	0,0915	1,84	0,1726
0,35	0,00624	0,85	0,0368	1,35	0,0929	1,85	0,1745
0,36	0,00660	0,86	0,0377	1,36	0,0943	1,86	0,1763
0,37	0,00697	0,87	0,0386	1,37	0,0957	1,87	0,1782
0,38	0,00735	0,88	0,0395	1,38	0,0970	1,88	0,1801
0,39	0,00775	0,89	0,0404	1,39	0,0984	1,89	0,1820
0,40	0,00816	0,90	0,0413	1,40	0,0999	1,90	0,1840
0,41	0,00860	0,91	0,0422	1,41	0,1013	1,91	0,1859
0,42	0,00900	0,92	0,0431	1,42	0,1028	1,92	0,1878
0,43	0,00940	0,93	0,0441	1,43	0,1042	1,93	0,1898
0,44	0,00980	0,94	0,0450	1,44	0,1057	1,94	0,1918
0,45	0,01030	0,95	0,0460	1,45	0,1072	1,95	0,1938
0,46	0,0108	0,96	0,0470	1,46	0,1086	1,96	0,1958
0,47	0,0112	0,97	0,0480	1,47	0,1101	1,97	0,1978
0,48	0,0117	0,98	0,0490	1,48	0,1116	1,98	0,1998
0,49	0,0122	0,99	0,0500	1,49	0,1131	1,99	0,2018
0,50	0,0127	1,00	0,0510	1,50	0,1147	2,00	0,2039



## I. Geschwindigkeitshöhe durch die Endgeschwindigkeit bestimmt in Metern.

Endgeschwindigkeit v.	Geschwindigkeitshöhe h.	Endgeschwindigkeit v.	Geschwindigkeitshöhe h.	Endgeschwindigkeit v.	Geschwindigkeitshöhe h.	Endgeschwindigkeit v.	Geschwindigkeitshöhe h.
2,01	0,2059	2,51	0,3211	3,01	0,4618	3,51	0,6280
2,02	0,2080	2,52	0,3237	3,02	0,4649	3,52	0,6316
2,03	0,2100	2,53	0,3263	3,03	0,4680	3,53	0,6352
2,04	0,2121	2,54	0,3289	3,04	0,4711	3,54	0,6388
2,05	0,2142	2,55	0,3315	3,05	0,4742	3,55	0,6424
2,06	0,2163	2,56	0,3341	3,06	0,4773	3,56	0,6460
2,07	0,2184	2,57	0,3367	3,07	0,4804	3,57	0,6497
2,08	0,2205	2,58	0,3393	3,08	0,4835	3,58	0,6533
2,09	0,2226	2,59	0,3419	3,09	0,4866	3,59	0,6569
2,10	0,2248	2,60	0,3446	3,10	0,4899	3,60	0,6606
2,11	0,2269	2,61	0,3472	3,11	0,4930	3,61	0,6643
2,12	0,2291	2,62	0,3499	3,12	0,4962	3,62	0,6680
2,13	0,2313	2,63	0,3526	3,13	0,4994	3,63	0,6717
2,14	0,2334	2,64	0,3553	3,14	0,5026	3,64	0,6754
2,15	0,2356	2,65	0,3580	3,15	0,5058	3,65	0,6791
2,16	0,2378	2,66	0,3607	3,16	0,5090	3,66	0,6828
2,17	0,2400	2,67	0,3634	3,17	0,5122	3,67	0,6866
2,18	0,2422	2,68	0,3661	3,18	0,5155	3,68	0,6903
2,19	0,2444	2,69	0,3688	3,19	0,5187	3,69	0,6940
2,20	0,2467	2,70	0,3716	3,20	0,5220	3,70	0,6978
2,21	0,2490	2,71	0,3744	3,21	0,5252	3,71	0,7016
2,22	0,2512	2,72	0,3771	3,22	0,5285	3,72	0,7054
2,23	0,2535	2,73	0,3799	3,23	0,5318	3,73	0,7092
2,24	0,2557	2,74	0,3827	3,24	0,5351	3,74	0,7130
2,25	0,2580	2,75	0,3855	3,25	0,5384	3,75	0,7168
2,26	0,2603	2,76	0,3883	3,26	0,5417	3,76	0,7206
2,27	0,2626	2,77	0,3911	3,27	0,5450	3,77	0,7245
2,28	0,2649	2,78	0,3939	3,28	0,5484	3,78	0,7283
2,29	0,2673	2,79	0,3967	3,29	0,5517	3,79	0,7322
2,30	0,2696	2,80	0,3996	3,30	0,5551	3,80	0,7361
2,31	0,2720	2,81	0,4025	3,31	0,5585	3,81	0,7400
2,32	0,2743	2,82	0,4054	3,32	0,5618	3,82	0,7438
2,33	0,2767	2,83	0,4082	3,33	0,5652	3,83	0,7478
2,34	0,2791	2,84	0,4111	3,34	0,5686	3,84	0,7517
2,35	0,2815	2,85	0,4140	3,35	0,5721	3,85	0,7556
2,36	0,2839	2,86	0,4169	3,36	0,5755	3,86	0,7595
2,37	0,2863	2,87	0,4198	3,37	0,5789	3,87	0,7634
2,38	0,2887	2,88	0,4228	3,38	0,5823	3,88	0,7674
2,39	0,2911	2,89	0,4257	3,39	0,5858	3,89	0,7713
2,40	0,2936	2,90	0,4287	3,40	0,5893	3,90	0,7753
2,41	0,2960	2,91	0,4316	3,41	0,5927	3,91	0,7793
2,42	0,2985	2,92	0,4346	3,42	0,5962	3,92	0,7833
2,43	0,3010	2,93	0,4376	3,43	0,5997	3,93	0,7873
2,44	0,3034	2,94	0,4406	3,44	0,6032	3,94	0,7913
2,45	0,3060	2,95	0,4436	3,45	0,6067	3,95	0,7953
2,46	0,3085	2,96	0,4466	3,46	0,6102	3,96	0,7993
2,47	0,3110	2,97	0,4496	3,47	0,6138	3,97	0,8034
2,48	0,3135	2,98	0,4526	3,48	0,6173	3,98	0,8074
2,49	0,3160	2,99	0,4557	3,49	0,6209	3,99	0,8115
2,50	0,3186	3,00	0,4588	3,50	0,6244	4,00	0,8156



## I. Geschwindigkeitshöhe durch die Endgeschwindigkeit bestimmt in Metern.

Endgeschwindigkeit v.	Geschwindigkeits- höhe h.	Endgeschwindigkeit v.	Geschwindigkeits- höhe h.	Endgeschwindigkeit v.	Geschwindigkeits- höhe h.	Endgeschwindigkeit v.	Geschwindigkeits- höhe h.
4,01	0,8197	4,51	1,0368	5,01	1,2795	5,51	1,5476
4,02	0,8238	4,52	1,0414	5,02	1,2846	5,52	1,5532
4,03	0,8279	4,53	1,0460	5,03	1,2897	5,53	1,5588
4,04	0,8320	4,54	1,0507	5,04	1,2948	5,54	1,5645
4,05	0,8361	4,55	1,0553	5,05	1,3000	5,55	1,5701
4,06	0,8402	4,56	1,0599	5,06	1,3051	5,56	1,5758
4,07	0,8444	4,57	1,0646	5,07	1,3103	5,57	1,5815
4,08	0,8485	4,58	1,0692	5,08	1,3155	5,58	1,5872
4,09	0,8527	4,59	1,0739	5,09	1,3206	5,59	1,5929
4,10	0,8569	4,60	1,0786	5,10	1,3258	5,60	1,5986
4,11	0,8611	4,61	1,0833	5,11	1,3311	5,61	1,6043
4,12	0,8653	4,62	1,0880	5,12	1,3363	5,62	1,6100
4,13	0,8695	4,63	1,0927	5,13	1,3415	5,63	1,6157
4,14	0,8737	4,64	1,0974	5,14	1,3467	5,64	1,6215
4,15	0,8779	4,65	1,1022	5,15	1,3520	5,65	1,6272
4,16	0,8821	4,66	1,1069	5,16	1,3572	5,66	1,6330
4,17	0,8864	4,67	1,1117	5,17	1,3625	5,67	1,6388
4,18	0,8906	4,68	1,1164	5,18	1,3678	5,68	1,6446
4,19	0,8949	4,69	1,1212	5,19	1,3730	5,69	1,6503
4,20	0,8992	4,70	1,1260	5,20	1,3784	5,70	1,6562
4,21	0,9035	4,71	1,1308	5,21	1,3837	5,71	1,6620
4,22	0,9078	4,72	1,1356	5,22	1,3890	5,72	1,6678
4,23	0,9121	4,73	1,1404	5,23	1,3943	5,73	1,6736
4,24	0,9164	4,74	1,1452	5,24	1,3996	5,74	1,6795
4,25	0,9207	4,75	1,1501	5,25	1,4050	5,75	1,6854
4,26	0,9251	4,76	1,1549	5,26	1,4103	5,76	1,6912
4,27	0,9294	4,77	1,1598	5,27	1,4157	5,77	1,6971
4,28	0,9337	4,78	1,1647	5,28	1,4211	5,78	1,7030
4,29	0,9381	4,79	1,1695	5,29	1,4265	5,79	1,7089
4,30	0,9425	4,80	1,1744	5,30	1,4319	5,80	1,7148
4,31	0,9469	4,81	1,1793	5,31	1,4373	5,81	1,7207
4,32	0,9513	4,82	1,1842	5,32	1,4427	5,82	1,7266
4,33	0,9557	4,83	1,1891	5,33	1,4481	5,83	1,7326
4,34	0,9601	4,84	1,1941	5,34	1,4535	5,84	1,7385
4,35	0,9646	4,85	1,1990	5,35	1,4590	5,85	1,7445
4,36	0,9690	4,86	1,2040	5,36	1,4645	5,86	1,7505
4,37	0,9734	4,87	1,2090	5,37	1,4699	5,87	1,7564
4,38	0,9779	4,88	1,2139	5,38	1,4754	5,88	1,7624
4,39	0,9823	4,89	1,2189	5,39	1,4809	5,89	1,7684
4,40	0,9869	4,90	1,2239	5,40	1,4864	5,90	1,7744
4,41	0,9913	4,91	1,2289	5,41	1,4919	5,91	1,7805
4,42	0,9958	4,92	1,2339	5,42	1,4975	5,92	1,7865
4,43	1,0003	4,93	1,2389	5,43	1,5030	5,93	1,7925
4,44	1,0048	4,94	1,2440	5,44	1,5085	5,94	1,7986
4,45	1,0094	4,95	1,2490	5,45	1,5141	5,95	1,8046
4,46	1,0140	4,96	1,2541	5,46	1,5196	5,96	1,8107
4,47	1,0185	4,97	1,2591	5,47	1,5252	5,97	1,8168
4,48	1,0231	4,98	1,2642	5,48	1,5308	5,98	1,8229
4,49	1,0276	4,99	1,2693	5,49	1,5364	5,99	1,8290
4,50	1,0322	5,00	1,2744	5,50	1,5420	6,00	1,8351

## I. Geschwindigkeitshöhe durch die Endgeschwindigkeit bestimmt in Metern.

Endgeschwindigkeit $v$ .	Geschwindigkeitshöhe $h$ .	Endgeschwindigkeit $v$ .	Geschwindigkeitshöhe $h$ .	Endgeschwindigkeit $v$ .	Geschwindigkeitshöhe $h$ .	Endgeschwindigkeit $v$ .	Geschwindigkeitshöhe $h$ .
6,01	1,8412	6,51	2,1603	7,01	2,5049	7,51	2,8750
6,02	1,8473	6,52	2,1670	7,02	2,5121	7,52	2,8826
6,03	1,8535	6,53	2,1736	7,03	2,5192	7,53	2,8903
6,04	1,8596	6,54	2,1803	7,04	2,5264	7,54	2,8980
6,05	1,8658	6,55	2,1869	7,05	2,5336	7,55	2,9057
6,06	1,8720	6,56	2,1936	7,06	2,5408	7,56	2,9134
6,07	1,8782	6,57	2,2003	7,07	2,5480	7,57	2,9211
6,08	1,8843	6,58	2,2070	7,08	2,5552	7,58	2,9288
6,09	1,8905	6,59	2,2137	7,09	2,5624	7,59	2,9365
6,10	1,8968	6,60	2,2205	7,10	2,5696	7,60	2,9443
6,11	1,9030	6,61	2,2272	7,11	2,5769	7,61	2,9520
6,12	1,9092	6,62	2,2339	7,12	2,5841	7,62	2,9598
6,13	1,9155	6,63	2,2407	7,13	2,5914	7,63	2,9676
6,14	1,9217	6,64	2,2474	7,14	2,5987	7,64	2,9754
6,15	1,9280	6,65	2,2542	7,15	2,6060	7,65	2,9832
6,16	1,9343	6,66	2,2610	7,16	2,6132	7,66	2,9910
6,17	1,9405	6,67	2,2678	7,17	2,6205	7,67	2,9988
6,18	1,9468	6,68	2,2746	7,18	2,6279	7,68	3,0066
6,19	1,9531	6,69	2,2814	7,19	2,6352	7,69	3,0144
6,20	1,9595	6,70	2,2883	7,20	2,6425	7,70	3,0223
6,21	1,9658	6,71	2,2951	7,21	2,6499	7,71	3,0301
6,22	1,9721	6,72	2,3019	7,22	2,6572	7,72	3,0380
6,23	1,9785	6,73	2,3088	7,23	2,6646	7,73	3,0459
6,24	1,9848	6,74	2,3156	7,24	2,6720	7,74	3,0538
6,25	1,9912	6,75	2,3225	7,25	2,6794	7,75	3,0617
6,26	1,9976	6,76	2,3294	7,26	2,6868	7,76	3,0696
6,27	2,0039	6,77	2,3363	7,27	2,6942	7,77	3,0775
6,28	2,0103	6,78	2,3432	7,28	2,7016	7,78	3,0854
6,29	2,0167	6,79	2,3501	7,29	2,7090	7,79	3,0933
6,30	2,0232	6,80	2,3571	7,30	2,7164	7,80	3,1013
6,31	2,0296	6,81	2,3640	7,31	2,7239	7,81	3,1092
6,32	2,0361	6,82	2,3709	7,32	2,7313	7,82	3,1172
6,33	2,0425	6,83	2,3779	7,33	2,7388	7,83	3,1252
6,34	2,0490	6,84	2,3849	7,34	2,7463	7,84	3,1332
6,35	2,0554	6,85	2,3919	7,35	2,7538	7,85	3,1412
6,36	2,0619	6,86	2,3989	7,36	2,7613	7,86	3,1492
6,37	2,0684	6,87	2,4059	7,37	2,7688	7,87	3,1572
6,38	2,0749	6,88	2,4129	7,38	2,7763	7,88	3,1652
6,39	2,0814	6,89	2,4199	7,39	2,7838	7,89	3,1733
6,40	2,0879	6,90	2,4269	7,40	2,7914	7,90	3,1813
6,41	2,0945	6,91	2,4339	7,41	2,7989	7,91	3,1894
6,42	2,1010	6,92	2,4410	7,42	2,8065	7,92	3,1974
6,43	2,1075	6,93	2,4481	7,43	2,8140	7,93	3,2055
6,44	2,1141	6,94	2,4551	7,44	2,8216	7,94	3,2136
6,45	2,1207	6,95	2,4622	7,45	2,8292	7,95	3,2217
6,46	2,1273	6,96	2,4693	7,46	2,8368	7,96	3,2298
6,47	2,1338	6,97	2,4764	7,47	2,8444	7,97	3,2380
6,48	2,1404	6,98	2,4835	7,48	2,8521	7,98	3,2461
6,49	2,1471	6,99	2,4906	7,49	2,8597	7,99	3,2542
6,50	2,1537	7,00	2,4978	7,50	2,8673	8,00	3,2624



## I. Geschwindigkeitshöhe durch die Endgeschwindigkeit bestimmt in Metern.

Endgeschwindigkeit v.	Geschwindigkeitshöhe h.	Endgeschwindigkeit v.	Geschwindigkeitshöhe h.	Endgeschwindigkeit v.	Geschwindigkeitshöhe h.	Endgeschwindigkeit v.	Geschwindigkeitshöhe h.
8,01	3,2705	8,51	3,6916	9,01	4,1381	9,51	4,6102
8,02	3,2787	8,52	3,7003	9,02	4,1473	9,52	4,6199
8,03	3,2869	8,53	3,7090	9,03	4,1565	9,53	4,6296
8,04	3,2951	8,54	3,7177	9,04	4,1657	9,54	4,6393
8,05	3,3033	8,55	3,7264	9,05	4,1750	9,55	4,6490
8,06	3,3115	8,56	3,7351	9,06	4,1832	9,56	4,6588
8,07	3,3197	8,57	3,7438	9,07	4,1924	9,57	4,6685
8,08	3,3280	8,58	3,7526	9,08	4,2017	9,58	4,6783
8,09	3,3362	8,59	3,7613	9,09	4,2109	9,59	4,6880
8,10	3,3445	8,60	3,7701	9,10	4,2212	9,60	4,6978
8,11	3,3527	8,61	3,7789	9,11	4,2305	9,61	4,7076
8,12	3,3610	8,62	3,7876	9,12	4,2398	9,62	4,7174
8,13	3,3693	8,63	3,7964	9,13	4,2491	9,63	4,7272
8,14	3,3776	8,64	3,8052	9,14	4,2584	9,64	4,7370
8,15	3,3859	8,65	3,8141	9,15	4,2677	9,65	4,7469
8,16	3,3942	8,66	3,8229	9,16	4,2771	9,66	4,7567
8,17	3,4025	8,67	3,8317	9,17	4,2864	9,67	4,7666
8,18	3,4108	8,68	3,8405	9,18	4,2958	9,68	4,7764
8,19	3,4192	8,69	3,8494	9,19	4,3051	9,69	4,7863
8,20	3,4275	8,70	3,8583	9,20	4,3145	9,70	4,7962
8,21	3,4359	8,71	3,8671	9,21	4,3239	9,71	4,8061
8,22	3,4443	8,72	3,8760	9,22	4,3333	9,72	4,8160
8,23	3,4526	8,73	3,8849	9,23	4,3427	9,73	4,8259
8,24	3,4610	8,74	3,8938	9,24	4,3521	9,74	4,8358
8,25	3,4695	8,75	3,9028	9,25	4,3615	9,75	4,8458
8,26	3,4779	8,76	3,9117	9,26	4,3710	9,76	4,8557
8,27	3,4863	8,77	3,9206	9,27	4,3804	9,77	4,8657
8,28	3,4947	8,78	3,9295	9,28	4,3898	9,78	4,8756
8,29	3,5032	8,79	3,9385	9,29	4,3993	9,79	4,8856
8,30	3,5116	8,80	3,9475	9,30	4,4088	9,80	4,8956
8,31	3,5201	8,81	3,9565	9,31	4,4183	9,81	4,9056
8,32	3,5286	8,82	3,9654	9,32	4,4278	9,82	4,9156
8,33	3,5371	8,83	3,9744	9,33	4,4373	9,83	4,9256
8,34	3,5455	8,84	3,9834	9,34	4,4468	9,84	4,9356
8,35	3,5541	8,85	3,9925	9,35	4,4563	9,85	4,9457
8,36	3,5626	8,86	4,0015	9,36	4,4659	9,86	4,9557
8,37	3,5711	8,87	4,0105	9,37	4,4754	9,87	4,9658
8,38	3,5796	8,88	4,0196	9,38	4,4850	9,88	4,9759
8,39	3,5882	8,89	4,0286	9,39	4,4945	9,89	4,9859
8,40	3,5968	8,90	4,0377	9,40	4,5041	9,90	4,9960
8,41	3,6053	8,91	4,0468	9,41	4,5137	9,91	5,0061
8,42	3,6139	8,92	4,0559	9,42	4,5233	9,92	5,0162
8,43	3,6225	8,93	4,0650	9,43	4,5329	9,93	5,0263
8,44	3,6311	8,94	4,0741	9,44	4,5425	9,94	5,0365
8,45	3,6397	8,95	4,0832	9,45	4,5522	9,95	5,0466
8,46	3,6483	8,96	4,0923	9,46	4,5618	9,96	5,0568
8,47	3,6570	8,97	4,1015	9,47	4,5715	9,97	5,0669
8,48	3,6656	8,98	4,1106	9,48	4,5811	9,98	5,0771
8,49	3,6743	8,99	4,1198	9,49	4,5908	9,99	5,0873
8,50	3,6829	9,00	4,1290	9,50	4,6005	10,00	5,0975

II. Endgeschwindigkeit durch die Geschwindigkeitshöhe bestimmt  
 in rheinl. Fussen.

Geschwindigkeits- höhe h.	Endge- schwin- digkeit v.	Geschwin- digkeits- höhe h.	Endge- schwin- digkeit v.	Geschwin- digkeits- höhe h.	Endge- schwin- digkeit v.	Geschwin- digkeits- höhe h.	Endge- schwin- digkeit v.
0,001	0,2500	0,051	1,7854	0,101	2,5125	0,151	3,0721
0,002	0,3536	0,052	1,8023	0,102	2,5249	0,152	3,0822
0,003	0,4330	0,053	1,8200	0,103	2,5372	0,153	3,0923
0,004	0,5000	0,054	1,8371	0,104	2,5495	0,154	3,1024
0,005	0,5590	0,055	1,8540	0,105	2,5617	0,155	3,1125
0,006	0,6124	0,056	1,8708	0,106	2,5789	0,156	3,1225
0,007	0,6614	0,057	1,8875	0,107	2,5860	0,157	3,1325
0,008	0,7071	0,058	1,9039	0,108	2,5981	0,158	3,1425
0,009	0,7500	0,059	1,9203	0,109	2,6101	0,159	3,1524
0,010	0,7906	0,060	1,9365	0,110	2,6220	0,160	3,1623
0,011	0,8292	0,061	1,9526	0,111	2,6339	0,161	3,1721
0,012	0,8660	0,062	1,9685	0,112	2,6458	0,162	3,1820
0,013	0,9014	0,063	1,9843	0,113	2,6575	0,163	3,1918
0,014	0,9354	0,064	2,0000	0,114	2,6693	0,164	3,2016
0,015	0,9682	0,065	2,0156	0,115	2,6810	0,165	3,2113
0,016	1,0000	0,066	2,0310	0,116	2,6926	0,166	3,2210
0,017	1,0308	0,067	2,0463	0,117	2,7042	0,167	3,2307
0,018	1,0607	0,068	2,0616	0,118	2,7157	0,168	3,2404
0,019	1,0897	0,069	2,0767	0,119	2,7272	0,169	3,2500
0,020	1,1180	0,070	2,0917	0,120	2,7386	0,170	3,2596
0,021	1,1456	0,071	2,1065	0,121	2,7500	0,171	3,2692
0,022	1,1726	0,072	2,1213	0,122	2,7613	0,172	3,2787
0,023	1,1990	0,073	2,1360	0,123	2,7726	0,173	3,2882
0,024	1,2247	0,074	2,1506	0,124	2,7839	0,174	3,2977
0,025	1,2500	0,075	2,1651	0,125	2,7951	0,175	3,3072
0,026	1,2748	0,076	2,1794	0,126	2,8062	0,176	3,3166
0,027	1,2990	0,077	2,1937	0,127	2,8174	0,177	3,3260
0,028	1,3229	0,078	2,2079	0,128	2,8284	0,178	3,3354
0,029	1,3463	0,079	2,2220	0,129	2,8395	0,179	3,3448
0,030	1,3693	0,080	2,2361	0,130	2,8504	0,180	3,3541
0,031	1,3919	0,081	2,2500	0,131	2,8614	0,181	3,3634
0,032	1,4142	0,082	2,2638	0,132	2,8723	0,182	3,3727
0,033	1,4361	0,083	2,2776	0,133	2,8831	0,183	3,3819
0,034	1,4577	0,084	2,2913	0,134	2,8940	0,184	3,3912
0,035	1,4790	0,085	2,3049	0,135	2,9047	0,185	3,4004
0,036	1,5000	0,086	2,3184	0,136	2,9155	0,186	3,4095
0,037	1,5207	0,087	2,3318	0,137	2,9262	0,187	3,4187
0,038	1,5411	0,088	2,3452	0,138	2,9368	0,188	3,4278
0,039	1,5612	0,089	2,3585	0,139	2,9475	0,189	3,4369
0,040	1,5811	0,090	2,3717	0,140	2,9580	0,190	3,4460
0,041	1,6008	0,091	2,3848	0,141	2,9686	0,191	3,4551
0,042	1,6202	0,092	2,3979	0,142	2,9791	0,192	3,4641
0,043	1,6394	0,093	2,4109	0,143	2,9896	0,193	3,4731
0,044	1,6583	0,094	2,4238	0,144	3,0000	0,194	3,4821
0,045	1,6771	0,095	2,4367	0,145	3,0104	0,195	3,4911
0,046	1,6956	0,096	2,4495	0,146	3,0208	0,196	3,5000
0,047	1,7139	0,097	2,4622	0,147	3,0311	0,197	3,5089
0,048	1,7321	0,098	2,4749	0,148	3,0414	0,198	3,5178
0,049	1,7500	0,099	2,4875	0,149	3,0516	0,199	3,5267
0,050	1,7678	0,100	2,5000	0,150	3,0619	0,200	3,5355



II. Endgeschwindigkeit durch die Geschwindigkeitshöhe bestimmt  
 in rheinl. Fussen.

Geschwindigkeits- höhe h.	Endge- schwin- digkeit v.	Geschwin- digkeits- höhe h.	Endge- schwin- digkeit v.	Geschwin- digkeits- höhe h.	Endge- schwin- digkeit v.	Geschwin- digkeits- höhe h.	Endge- schwin- digkeit v.
0,201	3,5444	0,251	3,9607	0,301	4,3373	0,351	4,6837
0,202	3,5532	0,252	3,9686	0,302	4,3445	0,352	4,6904
0,203	3,5620	0,253	3,9765	0,303	4,3517	0,353	4,6971
0,204	3,5707	0,254	3,9843	0,304	4,3589	0,354	4,7037
0,205	3,5795	0,255	3,9922	0,305	4,3661	0,355	4,7104
0,206	3,5882	0,256	4,0000	0,306	4,3732	0,356	4,7170
0,207	3,5969	0,257	4,0078	0,307	4,3804	0,357	4,7236
0,208	3,6056	0,258	4,0156	0,308	4,3875	0,358	4,7302
0,209	3,6142	0,259	4,0234	0,309	4,3946	0,359	4,7368
0,210	3,6228	0,260	4,0311	0,310	4,4017	0,360	4,7434
0,211	3,6315	0,261	4,0389	0,311	4,4088	0,361	4,7500
0,212	3,6401	0,262	4,0466	0,312	4,4159	0,362	4,7566
0,213	3,6486	0,263	4,0543	0,313	4,4230	0,363	4,7631
0,214	3,6572	0,264	4,0620	0,314	4,4300	0,364	4,7697
0,215	3,6657	0,265	4,0697	0,315	4,4371	0,365	4,7762
0,216	3,6742	0,266	4,0774	0,316	4,4441	0,366	4,7828
0,217	3,6827	0,267	4,0850	0,317	4,4511	0,367	4,7893
0,218	3,6912	0,268	4,0927	0,318	4,4581	0,368	4,7958
0,219	3,6997	0,269	4,1003	0,319	4,4651	0,369	4,8023
0,220	3,7081	0,270	4,1079	0,320	4,4721	0,370	4,8088
0,221	3,7165	0,271	4,1155	0,321	4,4791	0,371	4,8153
0,222	3,7249	0,272	4,1231	0,322	4,4861	0,372	4,8218
0,223	3,7333	0,273	4,1307	0,323	4,4931	0,373	4,8283
0,224	3,7417	0,274	4,1382	0,324	4,5000	0,374	4,8348
0,225	3,7500	0,275	4,1458	0,325	4,5069	0,375	4,8412
0,226	3,7583	0,276	4,1533	0,326	4,5139	0,376	4,8477
0,227	3,7666	0,277	4,1608	0,327	4,5208	0,377	4,8541
0,228	3,7749	0,278	4,1683	0,328	4,5277	0,378	4,8606
0,229	3,7832	0,279	4,1758	0,329	4,5346	0,379	4,8670
0,230	3,7914	0,280	4,1833	0,330	4,5415	0,380	4,8734
0,231	3,7997	0,281	4,1908	0,331	4,5484	0,381	4,8798
0,232	3,8079	0,282	4,1982	0,332	4,5552	0,382	4,8862
0,233	3,8161	0,283	4,2057	0,333	4,5621	0,383	4,8926
0,234	3,8243	0,284	4,2131	0,334	4,5689	0,384	4,8990
0,235	3,8324	0,285	4,2205	0,335	4,5758	0,385	4,9054
0,236	3,8406	0,286	4,2279	0,336	4,5826	0,386	4,9117
0,237	3,8487	0,287	4,2353	0,337	4,5894	0,387	4,9181
0,238	3,8568	0,288	4,2426	0,338	4,5962	0,388	4,9244
0,239	3,8649	0,289	4,2500	0,339	4,6030	0,389	4,9308
0,240	3,8730	0,290	4,2573	0,340	4,6098	0,390	4,9371
0,241	3,8810	0,291	4,2647	0,341	4,6165	0,391	4,9434
0,242	3,8891	0,292	4,2720	0,342	4,6233	0,392	4,9497
0,243	3,8971	0,293	4,2793	0,343	4,6301	0,393	4,9561
0,244	3,9051	0,294	4,2866	0,344	4,6368	0,394	4,9624
0,245	3,9132	0,295	4,2939	0,345	4,6435	0,395	4,9687
0,246	3,9211	0,296	4,3012	0,346	4,6503	0,396	4,9749
0,247	3,9291	0,297	4,3084	0,347	4,6570	0,397	4,9812
0,248	3,9370	0,298	4,3157	0,348	4,6637	0,398	4,9875
0,249	3,9449	0,299	4,3229	0,349	4,6704	0,399	4,9937
0,250	3,9528	0,300	4,3301	0,350	4,6771	0,400	5,0000

II. Endgeschwindigkeit durch die Geschwindigkeitshöhe bestimmt  
 in rheinl. Fussen.

Geschwindigkeits- höhe h.	Endgeschwin- digkeit v.	Geschwin- digkeits- höhe h.	Endgeschwin- digkeit v.	Geschwin- digkeits- höhe h.	Endgeschwin- digkeit v.	Geschwin- digkeits- höhe h.	Endgeschwin- digkeit v.
0,401	5,0062	0,451	5,3092	0,501	5,5958	0,551	5,8683
0,402	5,0125	0,452	5,3151	0,502	5,6013	0,552	5,8737
0,403	5,0187	0,453	5,3209	0,503	5,6069	0,553	5,8790
0,404	5,0249	0,454	5,3268	0,504	5,6125	0,554	5,8843
0,405	5,0312	0,455	5,3327	0,505	5,6181	0,555	5,8896
0,406	5,0374	0,456	5,3385	0,506	5,6236	0,556	5,8949
0,407	5,0436	0,457	5,3444	0,507	5,6292	0,557	5,9002
0,408	5,0498	0,458	5,3502	0,508	5,6347	0,558	5,9055
0,409	5,0559	0,459	5,3561	0,509	5,6403	0,559	5,9108
0,410	5,0621	0,460	5,3619	0,510	5,6458	0,560	5,9161
0,411	5,0683	0,461	5,3677	0,511	5,6513	0,561	5,9214
0,412	5,0744	0,462	5,3735	0,512	5,6569	0,562	5,9266
0,413	5,0806	0,463	5,3794	0,513	5,6624	0,563	5,9319
0,414	5,0867	0,464	5,3852	0,514	5,6679	0,564	5,9372
0,415	5,0929	0,465	5,3910	0,515	5,6734	0,565	5,9424
0,416	5,0990	0,466	5,3968	0,516	5,6789	0,566	5,9477
0,417	5,1051	0,467	5,4025	0,517	5,6844	0,567	5,9529
0,418	5,1113	0,468	5,4083	0,518	5,6899	0,568	5,9582
0,419	5,1174	0,469	5,4141	0,519	5,6954	0,569	5,9634
0,420	5,1235	0,470	5,4199	0,520	5,7009	0,570	5,9687
0,421	5,1296	0,471	5,4256	0,521	5,7064	0,571	5,9739
0,422	5,1357	0,472	5,4314	0,522	5,7118	0,572	5,9791
0,423	5,1417	0,473	5,4371	0,523	5,7173	0,573	5,9844
0,424	5,1478	0,474	5,4429	0,524	5,7228	0,574	5,9896
0,425	5,1539	0,475	5,4486	0,525	5,7282	0,575	5,9948
0,426	5,1599	0,476	5,4544	0,526	5,7337	0,576	6,0000
0,427	5,1660	0,477	5,4601	0,527	5,7391	0,577	6,0052
0,428	5,1720	0,478	5,4658	0,528	5,7446	0,578	6,0104
0,429	5,1781	0,479	5,4715	0,529	5,7500	0,579	6,0156
0,430	5,1841	0,480	5,4772	0,530	5,7554	0,580	6,0203
0,431	5,1901	0,481	5,4829	0,531	5,7609	0,581	6,0260
0,432	5,1962	0,482	5,4886	0,532	5,7663	0,582	6,0312
0,433	5,2022	0,483	5,4943	0,533	5,7717	0,583	6,0363
0,434	5,2082	0,484	5,5000	0,534	5,7771	0,584	6,0415
0,435	5,2142	0,485	5,5057	0,535	5,7825	0,585	6,0467
0,436	5,2202	0,486	5,5114	0,536	5,7879	0,586	6,0519
0,437	5,2261	0,487	5,5170	0,537	5,7933	0,587	6,0570
0,438	5,2321	0,488	5,5227	0,538	5,7987	0,588	6,0622
0,439	5,2381	0,489	5,5283	0,539	5,8041	0,589	6,0673
0,440	5,2440	0,490	5,5350	0,540	5,8095	0,590	6,0725
0,441	5,2500	0,491	5,5396	0,541	5,8149	0,591	6,0776
0,442	5,2559	0,492	5,5453	0,542	5,8202	0,592	6,0828
0,443	5,2619	0,493	5,5509	0,543	5,8256	0,593	6,0879
0,444	5,2678	0,494	5,5565	0,544	5,8310	0,594	6,0930
0,445	5,2738	0,495	5,5621	0,545	5,8363	0,595	6,0982
0,446	5,2797	0,496	5,5678	0,546	5,8417	0,596	6,1033
0,447	5,2856	0,497	5,5734	0,547	5,8470	0,597	6,1084
0,448	5,2915	0,498	5,5790	0,548	5,8523	0,598	6,1135
0,449	5,2974	0,499	5,5846	0,549	5,8577	0,599	6,1186
0,450	5,3033	0,500	5,5902	0,550	5,8630	0,600	6,1237



II. Endgeschwindigkeit durch die Geschwindigkeitshöhe bestimmt  
 in rheinl. Fussen.

Geschwin- digkeits- höhe h.	Endge- schwin- digkeit v.	Geschwin- digkeits- höhe h.	Endge- schwin- digkeit v.	Geschwin- digkeits- höhe h.	Endge- schwin- digkeit v.	Geschwin- digkeits- höhe h.	Endge- schwin- digkeit v.
0,601	6,1288	0,651	6,3787	0,701	6,6191	0,751	6,8511
0,602	6,1339	0,652	6,3836	0,702	6,6238	0,752	6,8557
0,603	6,1390	0,653	6,3885	0,703	6,6285	0,753	6,8602
0,604	6,1441	0,654	6,3934	0,704	6,6332	0,754	6,8648
0,605	6,1492	0,655	6,3982	0,705	6,6380	0,755	6,8693
0,606	6,1543	0,656	6,4031	0,706	6,6427	0,756	6,8739
0,607	6,1593	0,657	6,4080	0,707	6,6474	0,757	6,8784
0,608	6,1644	0,658	6,4129	0,708	6,6521	0,758	6,8829
0,609	6,1695	0,659	6,4177	0,709	6,6568	0,759	6,8875
0,610	6,1745	0,660	6,4226	0,710	6,6615	0,760	6,8920
0,611	6,1796	0,661	6,4275	0,711	6,6661	0,761	6,8966
0,612	6,1847	0,662	6,4323	0,712	6,6708	0,762	6,9011
0,613	6,1897	0,663	6,4372	0,713	6,6755	0,763	6,9056
0,614	6,1948	0,664	6,4420	0,714	6,6802	0,764	6,9101
0,615	6,1998	0,665	6,4469	0,715	6,6849	0,765	6,9147
0,616	6,2048	0,666	6,4517	0,716	6,6895	0,766	6,9192
0,617	6,2099	0,667	6,4566	0,717	6,6942	0,767	6,9237
0,618	6,2149	0,668	6,4614	0,718	6,6989	0,768	6,9282
0,619	6,2199	0,669	6,4663	0,719	6,7035	0,769	6,9327
0,620	6,2249	0,670	6,4711	0,720	6,7082	0,770	6,9372
0,621	6,2300	0,671	6,4759	0,721	6,7129	0,771	6,9417
0,622	6,2350	0,672	6,4807	0,722	6,7175	0,772	6,9462
0,623	6,2400	0,673	6,4856	0,723	6,7222	0,773	6,9507
0,624	6,2450	0,674	6,4904	0,724	6,7268	0,774	6,9552
0,625	6,2500	0,675	6,4952	0,725	6,7315	0,775	6,9597
0,626	6,2550	0,676	6,5000	0,726	6,7361	0,776	6,9642
0,627	6,2600	0,677	6,5048	0,727	6,7407	0,777	6,9687
0,628	6,2650	0,678	6,5096	0,728	6,7454	0,778	6,9732
0,629	6,2700	0,679	6,5144	0,729	6,7500	0,779	6,9776
0,630	6,2750	0,680	6,5192	0,730	6,7546	0,780	6,9821
0,631	6,2799	0,681	6,5240	0,731	6,7593	0,781	6,9866
0,632	6,2849	0,682	6,5288	0,732	6,7639	0,782	6,9911
0,633	6,2899	0,683	6,5336	0,733	6,7685	0,783	6,9955
0,634	6,2948	0,684	6,5383	0,734	6,7731	0,784	7,0000
0,635	6,2998	0,685	6,5431	0,735	6,7777	0,785	7,0045
0,636	6,3048	0,686	6,5479	0,736	6,7823	0,786	7,0089
0,637	6,3097	0,687	6,5527	0,737	6,7869	0,787	7,0134
0,638	6,3147	0,688	6,5574	0,738	6,7915	0,788	7,0178
0,639	6,3196	0,689	6,5622	0,739	6,7961	0,789	7,0223
0,640	6,3246	0,690	6,5670	0,740	6,8007	0,790	7,0267
0,641	6,3295	0,691	6,5717	0,741	6,8053	0,791	7,0312
0,642	6,3344	0,692	6,5765	0,742	6,8099	0,792	7,0356
0,643	6,3394	0,693	6,5812	0,743	6,8145	0,793	7,0401
0,644	6,3443	0,694	6,5860	0,744	6,8191	0,794	7,0445
0,645	6,3492	0,695	6,5907	0,745	6,8237	0,795	7,0489
0,646	6,3541	0,696	6,5955	0,746	6,8283	0,796	7,0534
0,647	6,3590	0,697	6,6002	0,747	6,8328	0,797	7,0578
0,648	6,3640	0,698	6,6049	0,748	6,8374	0,798	7,0622
0,649	6,3689	0,699	6,6097	0,749	6,8420	0,799	7,0666
0,650	6,3738	0,700	6,6144	0,750	6,8465	0,800	7,0711

II. Endgeschwindigkeit durch die Geschwindigkeitshöhe bestimmt  
 in rheinl. Fussen.

Geschwindigkeits- höhe h.	Endge- schwin- digkeit v.	Geschwin- digkeits- höhe h.	Endge- schwin- digkeit v.	Geschwin- digkeits- höhe h.	Endge- schwin- digkeit v.	Geschwin- digkeits- höhe h.	Endge- schwin- digkeit v.
0,801	7,0755	0,851	7,2950	0,901	7,5042	0,951	7,7096
0,802	7,0799	0,852	7,2973	0,902	7,5083	0,952	7,7136
0,803	7,0843	0,853	7,3015	0,903	7,5125	0,953	7,7177
0,804	7,0887	0,854	7,3058	0,904	7,5166	0,954	7,7217
0,805	7,0931	0,855	7,3101	0,905	7,5208	0,955	7,7258
0,806	7,0975	0,856	7,3144	0,906	7,5250	0,956	7,7298
0,807	7,1019	0,857	7,3186	0,907	7,5291	0,957	7,7339
0,808	7,1053	0,858	7,3229	0,908	7,5333	0,958	7,7379
0,809	7,1107	0,859	7,3272	0,909	7,5374	0,959	7,7419
0,810	7,1151	0,860	7,3314	0,910	7,5416	0,960	7,7460
0,811	7,1195	0,861	7,3357	0,911	7,5457	0,961	7,7500
0,812	7,1239	0,862	7,3400	0,912	7,5498	0,962	7,7540
0,813	7,1283	0,863	7,3442	0,913	7,5540	0,963	7,7581
0,814	7,1327	0,864	7,3485	0,914	7,5581	0,964	7,7621
0,815	7,1371	0,865	7,3527	0,915	7,5622	0,965	7,7661
0,816	7,1414	0,866	7,3570	0,916	7,5664	0,966	7,7701
0,817	7,1458	0,867	7,3612	0,917	7,5705	0,967	7,7742
0,818	7,1502	0,868	7,3655	0,918	7,5746	0,968	7,7782
0,819	7,1545	0,869	7,3697	0,919	7,5788	0,969	7,7822
0,820	7,1589	0,870	7,3739	0,920	7,5829	0,970	7,7862
0,821	7,1633	0,871	7,3782	0,921	7,5870	0,971	7,7902
0,822	7,1676	0,872	7,3824	0,922	7,5911	0,972	7,7942
0,823	7,1720	0,873	7,3866	0,923	7,5952	0,973	7,7982
0,824	7,1764	0,874	7,3909	0,924	7,5993	0,974	7,8022
0,825	7,1807	0,875	7,3951	0,925	7,6035	0,975	7,8062
0,826	7,1851	0,876	7,3993	0,926	7,6076	0,976	7,8102
0,827	7,1894	0,877	7,4035	0,927	7,6117	0,977	7,8142
0,828	7,1937	0,878	7,4078	0,928	7,6158	0,978	7,8182
0,829	7,1981	0,879	7,4120	0,929	7,6199	0,979	7,8222
0,830	7,2024	0,880	7,4162	0,930	7,6240	0,980	7,8262
0,831	7,2068	0,881	7,4204	0,931	7,6281	0,981	7,8302
0,832	7,2111	0,882	7,4246	0,932	7,6322	0,982	7,8342
0,833	7,2154	0,883	7,4288	0,933	7,6363	0,983	7,8382
0,834	7,2198	0,884	7,4330	0,934	7,6404	0,984	7,8422
0,835	7,2241	0,885	7,4372	0,935	7,6444	0,985	7,8462
0,836	7,2284	0,886	7,4414	0,936	7,6485	0,986	7,8502
0,837	7,2327	0,887	7,4456	0,937	7,6526	0,987	7,8541
0,838	7,2371	0,888	7,4498	0,938	7,6567	0,988	7,8581
0,839	7,2414	0,889	7,4540	0,939	7,6608	0,989	7,8621
0,840	7,2457	0,890	7,4582	0,940	7,6649	0,990	7,8661
0,841	7,2500	0,891	7,4624	0,941	7,6689	0,991	7,8700
0,842	7,2543	0,892	7,4666	0,942	7,6730	0,992	7,8740
0,843	7,2586	0,893	7,4708	0,943	7,6771	0,993	7,8780
0,844	7,2629	0,894	7,4750	0,944	7,6811	0,994	7,8819
0,845	7,2672	0,895	7,4791	0,945	7,6852	0,995	7,8859
0,846	7,2715	0,896	7,4833	0,946	7,6893	0,996	7,8899
0,847	7,2758	0,897	7,4875	0,947	7,6933	0,997	7,8938
0,848	7,2801	0,898	7,4917	0,948	7,6974	0,998	7,8978
0,849	7,2844	0,899	7,4958	0,949	7,7015	0,999	7,9017
0,850	7,2887	0,900	7,5000	0,950	7,7055	1,000	7,9057



II. Endgeschwindigkeit durch die Geschwindigkeitshöhe bestimmt  
 in rheinl. Fussen.

Geschwin- digkeits- höhe <i>h.</i>	Endge- schwin- digkeit <i>v.</i>	Geschwin- digkeits- höhe <i>h.</i>	Endge- schwin- digkeit <i>v.</i>	Geschwin- digkeits- höhe <i>h.</i>	Endge- schwin- digkeit <i>v.</i>	Geschwin- digkeits- höhe <i>h.</i>	Endge- schwin- digkeit <i>v.</i>
1,01	7,9451	1,51	9,7147	2,01	11,2082	2,51	12,5250
1,02	7,9844	1,52	9,7468	2,02	11,2361	2,52	12,5499
1,03	8,0234	1,53	9,7788	2,03	11,2639	2,53	12,5748
1,04	8,0622	1,54	9,8107	2,04	11,2916	2,54	12,5996
1,05	8,1009	1,55	9,8425	2,05	11,3192	2,55	12,6244
1,06	8,1394	1,56	9,8742	2,06	11,3468	2,56	12,6491
1,07	8,1777	1,57	9,9058	2,07	11,3743	2,57	12,6738
1,08	8,2158	1,58	9,9373	2,08	11,4018	2,58	12,6984
1,09	8,2538	1,59	9,9687	2,09	11,4291	2,59	12,7230
1,10	8,2916	1,60	10,0000	2,10	11,4564	2,60	12,7475
1,11	8,3292	1,61	10,0312	2,11	11,4837	2,61	12,7720
1,12	8,3666	1,62	10,0623	2,12	11,5109	2,62	12,7965
1,13	8,4039	1,63	10,0933	2,13	11,5380	2,63	12,8209
1,14	8,4410	1,64	10,1242	2,14	11,5650	2,64	12,8452
1,15	8,4779	1,65	10,1550	2,15	11,5920	2,65	12,8695
1,16	8,5147	1,66	10,1858	2,16	11,6190	2,66	12,8938
1,17	8,5513	1,67	10,2164	2,17	11,6458	2,67	12,9180
1,18	8,5878	1,68	10,2470	2,18	11,6726	2,68	12,9422
1,19	8,6241	1,69	10,2774	2,19	11,6993	2,69	12,9663
1,20	8,6602	1,70	10,3078	2,20	11,7260	2,70	12,9904
1,21	8,6962	1,71	10,3380	2,21	11,7526	2,71	13,0144
1,22	8,7321	1,72	10,3682	2,22	11,7792	2,72	13,0384
1,23	8,7678	1,73	10,3983	2,23	11,8057	2,73	13,0624
1,24	8,8034	1,74	10,4283	2,24	11,8322	2,74	13,0963
1,25	8,8388	1,75	10,4533	2,25	11,8586	2,75	13,1101
1,26	8,8741	1,76	10,4881	2,26	11,8849	2,76	13,1339
1,27	8,9093	1,77	10,5178	2,27	11,9112	2,77	13,1577
1,28	8,9443	1,78	10,5475	2,28	11,9373	2,78	13,1814
1,29	8,9792	1,79	10,5771	2,29	11,9635	2,79	13,2051
1,30	9,0139	1,80	10,6066	2,30	11,9896	2,80	13,2288
1,31	9,0485	1,81	10,6360	2,31	12,0156	2,81	13,2524
1,32	9,0830	1,82	10,6654	2,32	12,0416	2,82	13,2759
1,33	9,1173	1,83	10,6946	2,33	12,0675	2,83	13,2994
1,34	9,1515	1,84	10,7238	2,34	12,0934	2,84	13,3229
1,35	9,1856	1,85	10,7529	2,35	12,1192	2,85	13,3463
1,36	9,2195	1,86	10,7819	2,36	12,1450	2,86	13,3697
1,37	9,2534	1,87	10,8108	2,37	12,1707	2,87	13,3931
1,38	9,2871	1,88	10,8397	2,38	12,1993	2,88	13,4164
1,39	9,3207	1,89	10,8685	2,39	12,2219	2,89	13,4397
1,40	9,3541	1,90	10,8972	2,40	12,2474	2,90	13,4629
1,41	9,3875	1,91	10,9259	2,41	12,2729	2,91	13,4861
1,42	9,4207	1,92	10,9545	2,42	12,2984	2,92	13,5093
1,43	9,4538	1,93	10,9830	2,43	12,3238	2,93	13,5324
1,44	9,4868	1,94	11,0114	2,44	12,3491	2,94	13,5554
1,45	9,5197	1,95	11,0397	2,45	12,3744	2,95	13,5785
1,46	9,5525	1,96	11,0680	2,46	12,3996	2,96	13,6015
1,47	9,5852	1,97	11,0962	2,47	12,4248	2,97	13,6244
1,48	9,6177	1,98	11,1243	2,48	12,4499	2,98	13,6473
1,49	9,6502	1,99	11,1523	2,49	12,4750	2,99	13,6702
1,50	9,6825	2,00	11,1803	2,50	12,5000	3,00	13,6931

II. Endgeschwindigkeit durch die Geschwindigkeitshöhe bestimmt  
 in rheinl. Fussen.

Geschwindigkeits- höhe h.	Endge- schwin- digkeit v.	Geschwin- digkeits- höhe h.	Endge- schwin- digkeit v.	Geschwin- digkeits- höhe h.	Endge- schwin- digkeit v.	Geschwin- digkeits- höhe h.	Endge- schwin- digkeit v.
3,01	13,7159	3,51	14,8113	4,01	15,8311	4,51	16,7891
3,02	13,7386	3,52	14,8324	4,02	15,8508	4,52	16,8077
3,03	13,7613	3,53	14,8535	4,03	15,8705	4,53	16,8263
3,04	13,7840	3,54	14,8745	4,04	15,8902	4,54	16,8449
3,05	13,8067	3,55	14,8955	4,05	15,9099	4,55	16,8634
3,06	13,8293	3,56	14,9164	4,06	15,9295	4,56	16,8819
3,07	13,8519	3,57	14,9374	4,07	15,9491	4,57	16,9004
3,08	13,8744	3,58	14,9583	4,08	15,9687	4,58	16,9189
3,09	13,8969	3,59	14,9792	4,09	15,9882	4,59	16,9374
3,10	13,9194	3,60	15,0000	4,10	16,0078	4,60	16,9558
3,11	13,9418	3,61	15,0208	4,11	16,0273	4,61	16,9742
3,12	13,9642	3,62	15,0416	4,12	16,0468	4,62	16,9926
3,13	13,9826	3,63	15,0624	4,13	16,0662	4,63	17,0110
3,14	14,0089	3,64	15,0831	4,14	16,0857	4,64	17,0294
3,15	14,0312	3,65	15,1038	4,15	16,1051	4,65	17,0477
3,16	14,0535	3,66	15,1245	4,16	16,1245	4,66	17,0661
3,17	14,0757	3,67	15,1451	4,17	16,1439	4,67	17,0844
3,18	14,0979	3,68	15,1657	4,18	16,1632	4,68	17,1026
3,19	14,1200	3,69	15,1863	4,19	16,1825	4,69	17,1209
3,20	14,1421	3,70	15,2069	4,20	16,2018	4,70	17,1392
3,21	14,1642	3,71	15,2275	4,21	16,2211	4,71	17,1574
3,22	14,1863	3,72	15,2480	4,22	16,2404	4,72	17,1756
3,23	14,2083	3,73	15,2685	4,23	16,2596	4,73	17,1938
3,24	14,2302	3,74	15,2889	4,24	16,2788	4,74	17,2119
3,25	14,2522	3,75	15,3093	4,25	16,2980	4,75	17,2301
3,26	14,2741	3,76	15,3297	4,26	16,3171	4,76	17,2482
3,27	14,2960	3,77	15,3501	4,27	16,3363	4,77	17,2663
3,28	14,3178	3,78	15,3704	4,28	16,3554	4,78	17,2844
3,29	14,3396	3,79	15,3907	4,29	16,3745	4,79	17,3024
3,30	14,3614	3,80	15,4110	4,30	16,3936	4,80	17,3205
3,31	14,3832	3,81	15,4313	4,31	16,4126	4,81	17,3385
3,32	14,4049	3,82	15,4515	4,32	16,4317	4,82	17,3565
3,33	14,4266	3,83	15,4717	4,33	16,4507	4,83	17,3745
3,34	14,4482	3,84	15,4919	4,34	16,4697	4,84	17,3925
3,35	14,4698	3,85	15,5121	4,35	16,4886	4,85	17,4104
3,36	14,4914	3,86	15,5322	4,36	16,5076	4,86	17,4284
3,37	14,5129	3,87	15,5523	4,37	16,5265	4,87	17,4463
3,38	14,5344	3,88	15,5724	4,38	16,5454	4,88	17,4642
3,39	14,5559	3,89	15,5925	4,39	16,5642	4,89	17,4821
3,40	14,5774	3,90	15,6125	4,40	16,5831	4,90	17,5000
3,41	14,5988	3,91	15,6325	4,41	16,6019	4,91	17,5178
3,42	14,6202	3,92	15,6525	4,42	16,6208	4,92	17,5356
3,43	14,6416	3,93	15,6725	4,43	16,6395	4,93	17,5534
3,44	14,6629	3,94	15,6924	4,44	16,6583	4,94	17,5712
3,45	14,6842	3,95	15,7123	4,45	16,6771	4,95	17,5890
3,46	14,7054	3,96	15,7321	4,46	16,6958	4,96	17,6068
3,47	14,7267	3,97	15,7520	4,47	16,7145	4,97	17,6245
3,48	14,7479	3,98	15,7718	4,48	16,7332	4,98	17,6423
3,49	14,7691	3,99	15,7916	4,49	16,7519	4,99	17,6600
3,50	14,7902	4,00	15,8114	4,50	16,7705	5,00	17,6776



II. Endgeschwindigkeit durch die Geschwindigkeitshöhe bestimmt  
 in rheinl. Fussen.

Geschwindigkeits- höhe h.	Endge- schwin- digkeit v.	Geschwin- digkeits- höhe h.	Endge- schwin- digkeit v.	Geschwin- digkeits- höhe h.	Endge- schwin- digkeit v.	Geschwin- digkeits- höhe h.	Endge- schwin- digkeit v.
5,01	17,6953	5,51	18,5574	6,01	19,3810	6,51	20,1711
5,02	17,7130	5,52	18,5742	6,02	19,3972	6,52	20,1866
5,03	17,7306	5,53	18,5910	6,03	19,4133	6,53	20,2021
5,04	17,7482	5,54	18,6078	6,04	19,4294	6,54	20,2176
5,05	17,7658	5,55	18,6246	6,05	19,4455	6,55	20,2331
5,06	17,7834	5,56	18,6414	6,06	19,4615	6,56	20,2485
5,07	17,8009	5,57	18,6581	6,07	19,4776	6,57	20,2639
5,08	17,8185	5,58	18,6748	6,08	19,4936	6,58	20,2793
5,09	17,8360	5,59	18,6916	6,09	19,5096	6,59	20,2947
5,10	17,8535	5,60	18,7083	6,10	19,5256	6,60	20,3101
5,11	17,8710	5,61	18,7250	6,11	19,5416	6,61	20,3254
5,12	17,8885	5,62	18,7417	6,12	19,5576	6,62	20,3408
5,13	17,9060	5,63	18,7583	6,13	19,5736	6,63	20,3562
5,14	17,9234	5,64	18,7750	6,14	19,5895	6,64	20,3715
5,15	17,9408	5,65	18,7916	6,15	19,6055	6,65	20,3868
5,16	17,9583	5,66	18,8082	6,16	19,6214	6,66	20,4022
5,17	17,9757	5,67	18,8248	6,17	19,6373	6,67	20,4175
5,18	17,9930	5,68	18,8414	6,18	19,6532	6,68	20,4328
5,19	18,0104	5,69	18,8580	6,19	19,6691	6,69	20,4481
5,20	18,0278	5,70	18,8746	6,20	19,6850	6,70	20,4634
5,21	18,0451	5,71	18,8911	6,21	19,7009	6,71	20,4786
5,22	18,0624	5,72	18,9077	6,22	19,7167	6,72	20,4939
5,23	18,0797	5,73	18,9242	6,23	19,7326	6,73	20,5091
5,24	18,0970	5,74	18,9407	6,24	19,7484	6,74	20,5244
5,25	18,1142	5,75	18,9572	6,25	19,7642	6,75	20,5396
5,26	18,1314	5,76	18,9737	6,26	19,7800	6,76	20,5548
5,27	18,1487	5,77	18,9902	6,27	19,7958	6,77	20,5700
5,28	18,1659	5,78	19,0066	6,28	19,8116	6,78	20,5852
5,29	18,1831	5,79	19,0230	6,29	19,8274	6,79	20,6003
5,30	18,2003	5,80	19,0395	6,30	19,8431	6,80	20,6155
5,31	18,2174	5,81	19,0559	6,31	19,8589	6,81	20,6306
5,32	18,2346	5,82	19,0722	6,32	19,8746	6,82	20,6458
5,33	18,2517	5,83	19,0886	6,33	19,8903	6,83	20,6609
5,34	18,2688	5,84	19,1050	6,34	19,9060	6,84	20,6760
5,35	18,2859	5,85	19,1214	6,35	19,9217	6,85	20,6911
5,36	18,3030	5,86	19,1377	6,36	19,9374	6,86	20,7062
5,37	18,3201	5,87	19,1540	6,37	19,9531	6,87	20,7213
5,38	18,3371	5,88	19,1703	6,38	19,9687	6,88	20,7364
5,39	18,3541	5,89	19,1866	6,39	19,9844	6,89	20,7515
5,40	18,3711	5,90	19,2029	6,40	20,0000	6,90	20,7665
5,41	18,3881	5,91	19,2192	6,41	20,0156	6,91	20,7816
5,42	18,4051	5,92	19,2354	6,42	20,0312	6,92	20,7966
5,43	18,4221	5,93	19,2516	6,43	20,0468	6,93	20,8117
5,44	18,4391	5,94	19,2679	6,44	20,0624	6,94	20,8267
5,45	18,4560	5,95	19,2841	6,45	20,0779	6,95	20,8417
5,46	18,4730	5,96	19,3003	6,46	20,0935	6,96	20,8567
5,47	18,4899	5,97	19,3165	6,47	20,1091	6,97	20,8717
5,48	18,5068	5,98	19,3326	6,48	20,1246	6,98	20,8866
5,49	18,5237	5,99	19,3488	6,49	20,1401	6,99	20,9016
5,50	18,5405	6,00	19,3649	6,50	20,1556	7,00	20,9165

II. Endgeschwindigkeit durch die Geschwindigkeitshöhe bestimmt  
 in rheinl. Fussen.

Geschwin- digkeits- höhe h.	Endge- schwin- digkeit v.	Geschwin- digkeits- höhe h.	Endge- schwin- digkeit v.	Geschwin- digkeits- höhe h.	Endge- schwin- digkeit v.	Geschwin- digkeits- höhe h.	Endge- schwin- digkeit v.
7,01	20,9315	7,51	21,6651	8,01	22,3747	8,51	23,0624
7,02	20,9464	7,52	21,6795	8,02	22,3886	8,52	23,0760
7,03	20,9613	7,53	21,6939	8,03	22,4026	8,53	23,0895
7,04	20,9762	7,54	21,7083	8,04	22,4165	8,54	23,1031
7,05	20,9911	7,55	21,7227	8,05	22,4305	8,55	23,1166
7,06	21,0060	7,56	21,7371	8,06	22,4444	8,56	23,1301
7,07	21,0208	7,57	21,7515	8,07	22,4583	8,57	23,1436
7,08	21,0357	7,58	21,7658	8,08	22,4722	8,58	23,1571
7,09	21,0505	7,59	21,7802	8,09	22,4861	8,59	23,1706
7,10	21,0654	7,60	21,7945	8,10	22,5000	8,60	23,1841
7,11	21,0802	7,61	21,8088	8,11	22,5139	8,61	23,1975
7,12	21,0950	7,62	21,8232	8,12	22,5278	8,62	23,2110
7,13	21,1098	7,63	21,8375	8,13	22,5416	8,63	23,2245
7,14	21,1246	7,64	21,8518	8,14	22,5555	8,64	23,2379
7,15	21,1394	7,65	21,8661	8,15	22,5694	8,65	23,2513
7,16	21,1542	7,66	21,8804	8,16	22,5832	8,66	23,2648
7,17	21,1689	7,67	21,8946	8,17	22,5970	8,67	23,2782
7,18	21,1837	7,68	21,9089	8,18	22,6108	8,68	23,2916
7,19	21,1985	7,69	21,9242	8,19	22,6247	8,69	23,3050
7,20	21,2132	7,70	21,9374	8,20	22,6385	8,70	23,3184
7,21	21,2279	7,71	21,9516	8,21	22,6523	8,71	23,3318
7,22	21,2426	7,72	21,9659	8,22	22,6661	8,72	23,3452
7,23	21,2573	7,73	21,9801	8,23	22,6798	8,73	23,3586
7,24	21,2720	7,74	21,9943	8,24	22,6936	8,74	23,3720
7,25	21,2867	7,75	22,0085	8,25	22,7074	8,75	23,3853
7,26	21,3014	7,76	22,0227	8,26	22,7211	8,76	23,3987
7,27	21,3161	7,77	22,0369	8,27	22,7349	8,77	23,4121
7,28	21,3307	7,78	22,0511	8,28	22,7486	8,78	23,4254
7,29	21,3453	7,79	22,0652	8,29	22,7624	8,79	23,4388
7,30	21,3600	7,80	22,0794	8,30	22,7761	8,80	23,4521
7,31	21,3746	7,81	22,0935	8,31	22,7898	8,81	23,4654
7,32	21,3892	7,82	22,1077	8,32	22,8035	8,82	23,4787
7,33	21,4038	7,83	22,1218	8,33	22,8172	8,83	23,4920
7,34	21,4184	7,84	22,1359	8,34	22,8309	8,84	23,5053
7,35	21,4330	7,85	22,1500	8,35	22,8446	8,85	23,5186
7,36	21,4476	7,86	22,1641	8,36	22,8583	8,86	23,5319
7,37	21,4622	7,87	22,1782	8,37	22,8719	8,87	23,5452
7,38	21,4767	7,88	22,1923	8,38	22,8856	8,88	23,5584
7,39	21,4913	7,89	22,2064	8,39	22,8993	8,89	23,5717
7,40	21,5058	7,90	22,2205	8,40	22,9121	8,90	23,5849
7,41	21,5204	7,91	22,2346	8,41	22,9265	8,91	23,5982
7,42	21,5349	7,92	22,2486	8,42	22,9402	8,92	23,6114
7,43	21,5494	7,93	22,2626	8,43	22,9538	8,93	23,6247
7,44	21,5639	7,94	22,2767	8,44	22,9674	8,94	23,6379
7,45	21,5784	7,95	22,2907	8,45	22,9810	8,95	23,6511
7,46	21,5929	7,96	22,3047	8,46	22,9946	8,96	23,6643
7,47	21,6073	7,97	22,3187	8,47	23,0081	8,97	23,6775
7,48	21,6218	7,98	22,3327	8,48	23,0217	8,98	23,6907
7,49	21,6362	7,99	22,3467	8,49	23,0353	8,99	23,7039
7,50	21,6507	8,00	22,3607	8,50	23,0489	9,00	23,7171



II. Endgeschwindigkeit durch die Geschwindigkeitshöhe bestimmt  
 in rheinl. Fussen.

Geschwin- digkeits- höhe h.	Endge- schwin- digkeit v.	Geschwin- digkeits- höhe h.	Endge- schwin- digkeit v.	Geschwin- digkeits- höhe h.	Endge- schwin- digkeit v.	Geschwin- digkeits- höhe h.	Endge- schwin- digkeit v.
9,01	23,7302	9,26	24,0573	9,51	24,3798	9,76	24,6982
9,02	23,7434	9,27	24,0702	9,52	24,3926	9,77	24,7109
9,03	23,7566	9,28	24,0832	9,53	24,4054	9,78	24,7235
9,04	23,7697	9,29	24,0962	9,54	24,4182	9,79	24,7361
9,05	23,7829	9,30	24,1092	9,55	24,4310	9,80	24,7488
9,06	23,7960	9,31	24,1221	9,56	24,4438	9,81	24,7614
9,07	23,8091	9,32	24,1351	9,57	24,4566	9,82	24,7740
9,08	23,8223	9,33	24,1480	9,58	24,4694	9,83	24,7866
9,09	23,8354	9,34	24,1610	9,59	24,4822	9,84	24,7992
9,10	23,8485	9,35	24,1739	9,60	24,4949	9,85	24,8118
9,11	23,8616	9,36	24,1868	9,61	24,5077	9,86	24,8244
9,12	23,8747	9,37	24,1997	9,62	24,5204	9,87	24,8370
9,13	23,8878	9,38	24,2126	9,63	24,5331	9,88	24,8496
9,14	23,9009	9,39	24,2255	9,64	24,5459	9,89	24,8621
9,15	23,9139	9,40	24,2384	9,65	24,5586	9,90	24,8747
9,16	23,9270	9,41	24,2513	9,66	24,5713	9,91	24,8873
9,17	23,9401	9,42	24,2642	9,67	24,5840	9,92	24,8998
9,18	23,9531	9,43	24,2771	9,68	24,5967	9,93	24,9124
9,19	23,9662	9,44	24,2899	9,69	24,6094	9,94	24,9249
9,20	23,9792	9,45	24,3028	9,70	24,6221	9,95	24,9374
9,21	23,9922	9,46	24,3156	9,71	24,6348	9,96	24,9500
9,22	24,0053	9,47	24,3285	9,72	24,6475	9,97	24,9625
9,23	24,0183	9,48	24,3413	9,73	24,6602	9,98	24,9750
9,24	24,0313	9,49	24,3542	9,74	24,6729	9,99	24,9875
9,25	24,0443	9,50	24,3670	9,75	24,6856	10,00	25,0000

Die Richtigkeit der Gesetze des Falles wird experimentell durch die Atwood'sche Fallmaschine nachgewiesen; die wesentliche Einrichtung derselben wird der Artikel FALLMASCHINE enthalten.

Beispiel 1. Ein Körper wird mit 1200 Fuss senkrecht in die Höhe geworfen; wie hoch wird derselbe steigen, nach welcher Zeit wird er wieder auf der Erdoberfläche anlangen, und wie hoch wird er nach 20 und nach 50 Secunden sich befinden?

Hier ist  $c = 1200'$ , folglich nach Nr. 39 die grösste Steighöhe:

$$s = \frac{1200^2}{2 \cdot 31,25} = 23048'.$$

Die Zeit, welche er zum Steigen braucht, ist eben so gross als die, welche während des Fallens verfliesst, folglich die Zeit bis zum Wieder-auftreffen auf der Erde nach Nr. 38:

$$2t = \frac{2 \cdot 1200}{31,25} = 76,16 \text{ Secunden.}$$

Die Höhe des Körpers nach 20 Secunden folgt aus Nr. 34:

$$s = 1200 \cdot 20 - \frac{1}{2} \cdot 31,25 \cdot 20^2 = 17750',$$

und die nach 50 Secunden aus derselben Nummer:

$$s = 1200 \cdot 50 - \frac{1}{2} \cdot 31,25 \cdot 50^2 = 20937,5'.$$

Beispiel 2. Es fällt in einen Brunnen von unbekannter Tiefe ein Stein und nach  $t$  Secunden hört man oberhalb den Schall des unten

auffallenden Steines; wie gross ist die Tiefe des Brunnens, wenn die Geschwindigkeit des Schalles mit  $c$  bezeichnet wird?

Wird die Tiefe des Brunnens mit  $s$  bezeichnet und bedarf der Schall  $x$  Secunden, um von der Tiefe heraufzusteigen, so ist  $s = cx$ ,

also  $x = \frac{s}{c}$ ; die übrige Zeit von den beobachteten  $t$  Secunden, also

$t - \frac{s}{c}$  Secunden kann der Körper daher fallen, und es ist folglich nach Nr. 17:

$$s = \frac{1}{2}g \left( t - \frac{s}{c} \right)^2 = \frac{1}{2}gt^2 - \frac{gts}{c} + \frac{1}{2}\frac{gs^2}{c^2}$$

$$= \frac{c(c + gt) \pm c\sqrt{c(c + 2gt)}}{g}$$

Beispiel 3. Ein Körper durchfällt eine Höhe von 3,7582 Fuss; welche Geschwindigkeit erlangt er am Ende dieser Fallhöhe?

Nach der zweiten Tabelle gilt für 3,75' Fallhöhe: 15,3093' Geschw.

3,76' „ 15,3297' „

Differenz = 204,

es ist daher  $0,82.204 = 167$  der in der Tabelle stehenden Zahl beizufügen, folglich die eigentliche Geschwindigkeit 15,3260.

Hätte der Körper eine Anfangsgeschwindigkeit von 2' gehabt, so würde man als Resultat 17,3260 erhalten haben.

Beispiel 4. Durch welche Höhe muss ein Körper fallen, um eine Geschwindigkeit von 21 Fuss oder auch von  $5^m$  zu erhalten?

Nach der zweiten Tabelle gilt für die Geschwindigkeit

20,9911 die Fallhöhe 7,05'

21,0060 „ „ 7,06'

Die Differenz zwischen den Zahlen der Tabelle also = 149,

dagegen die Differenz zwischen der ersten Zahl und der gegebenen Geschwindigkeit  $21 - 20,9911 = 89$ , daher das noch zu 7,05 hinzuzu-

fügende  $\frac{89}{149} = 0,60$  der letzten Einheit von 7,05, daher die gesuchte Fallhöhe 7,0560'.

Nach der ersten Tabelle ist direct die zu  $5^m$  Geschwindigkeit gehörende Fallhöhe = 1,2744<sup>m</sup>.

Bewegt sich ein Körper auf einer schiefen Ebene, z. B. von B nach A in Fig. 21 (Taf. 63), so wird nach dem Gesetze der schiefen Ebene (s. SCHIEFE EBENE) die durch sein Gewicht  $Q$  repräsentirte Einwirkung der Schwerkraft auf ihn in zwei Seitenkräfte zerlegt, von denen die eine  $Q \cos \alpha$  rechtwinkelig gegen die Länge der schiefen Ebene wirkt und daher zur Fortbewegung längs derselben nichts beitragen kann, sondern nur die (hier ausser Acht gelassene) Reibung hervorbringt, während die andere Seitenkraft  $Q \sin \alpha$  oder das relative Gewicht des Körpers parallel mit der Länge der schiefen Ebene gerichtet ist und daher als die constante Kraft erscheint, welche Ursache der gleichförmig beschleunigten Bewegung ist. Nach Nr. 111 ist daher beim Fall auf der schiefen Ebene vom Neigungswinkel  $\alpha$ :

$$136) G = g \frac{Q \sin \alpha}{Q} = g \sin \alpha.$$



Da aber  $\sin \alpha = \frac{BC}{AB}$  ist, so wird

$$G = g \frac{BC}{AB} \text{ oder}$$

$$137) G : g = BC : AB = H : L;$$

d. h. die Beschleunigung auf der schiefen Ebene verhält sich zu der beim freien Falle wie die Höhe der schiefen Ebene zur Länge.

Hiernach gestalten sich die vier Hauptgleichungen 15 — 18 für die gleichförmig beschleunigte Bewegung auf folgende Art: —

$$138) v = gt \sin \alpha,$$

$$139) s = \frac{1}{2} vt,$$

$$140) s = \frac{1}{2} gt^2 \sin \alpha,$$

$$141) v^2 = 2gs \sin \alpha.$$

Bezeichnet man aber mit  $S$  und  $V$  den durchfallenen Raum und die Endgeschwindigkeit, welche beim freien Falle zu  $t$  Secunden gehören, so wird nach Nr. 140:

$$142) S : s = 1 : \sin \alpha = AB : BC = L : H;$$

d. h. die beim freien Falle und beim Falle auf der schiefen Ebene gleichzeitig durchlaufenen Wege verhalten sich zu einander wie die Länge der schiefen Ebene zur Höhe. Da nun für  $BAD = 90^\circ$ ,  $AB : BC = BD : AB$ , so lässt sich der Satz aufstellen: wenn zwei Körper gleichzeitig von  $B$  aus fallen, der eine längs der schiefen Ebene  $BA$ , der andere frei in der Richtung  $BD$ , so befinden sie sich gleichzeitig an Punkten, deren Verbindungslinie senkrecht auf der Länge  $AB$  der schiefen Ebene steht.

Nach Nr. 138 ist ferner:

$$143) V : v = 1 : \sin \alpha = AB : BC = L : H;$$

d. h. die in einer und derselben Zeit beim freien Falle und beim Fall auf der schiefen Ebene erlangten Endgeschwindigkeiten verhalten sich zu einander wie die Länge der schiefen Ebene zur Höhe.

Da endlich  $BC = AB \sin \alpha$ , und für  $AB = s$ , also  $s \sin \alpha = H$  ist, so wird auch

$$144) v = \sqrt{2gH}$$

sein, was zugleich nach Nr. 23 die Endgeschwindigkeit darstellt, die ein Körper hat, welcher frei von  $B$  bis  $C$  gefallen ist. Die Endgeschwindigkeit, welche ein Körper beim Fallen auf der Länge der schiefen Ebene erlangt, ist daher eben so gross, als die, welche zum freien Fall durch die Höhe der schiefen Ebene gehört.

In *Fig. 21* liegen die Punkte  $BAD$  auf dem Umfange einer Kreis-  
peripherie, für welche  $BD$  ein Durchmesser ist; construirt man nun *Fig. 22* in dem Kreise mit dem vertikalen Durchmesser  $BD$  von  $B$  aus die Sehnen  $BA$ ,  $BE$ ,  $BF$  ... und betrachtet jede als eine schiefe Ebene, so werden nach Nr. 140 Körper, welche gleichzeitig vom Punkte  $B$  aus auf dieser schiefen Ebene herabzugleiten beginnen, auch gleichzeitig in

den Punkten  $A, E, F, D$  sein, oder wenn die Zeiten für das Durchfallen von  $AD, AB, AE, AF$  mit  $t, t_1, t_2, t_3$ , bezeichnet werden, so ist nach Nr. 140, da  $\sin BAC = \frac{BC}{AB} = \frac{AB}{BD}$ ,

$$t_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot AB \cdot BD}{g \cdot AB}},$$

$$t_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot BE \cdot BD}{g \cdot BE}},$$

$$t_3 = \sqrt{\frac{2 \cdot BF \cdot BD}{g \cdot BF}},$$

$$t = \sqrt{\frac{2 \cdot BD}{g}},$$

$$145) t_1 = t_2 = t_3 = \dots = t,$$

d. h. der lothrechte Durchmesser eines Kreises und alle von dessen Endpunkten ausgehende Sehnen desselben werden in gleichen Zeiten, isochron, durchfallen. Dass dieser von GALILEI aufgestellte Satz auch für die vom untern Endpunkte des Durchmessers ausgehenden Sehnen  $AD, ED, FD$  gilt, ergibt sich schon daraus, dass er für die mit ihm parallel liegenden im andern Halbkreis befindlichen  $BA_1, BE_1, BF_1$  Geltung hat.

Die Endgeschwindigkeiten  $v_1, v_2, v_3 \dots$  im Endpunkte der Sehnen  $AB, AE, AF$  folgen aus Nr. 138:

$$v_1 = gt \sin \alpha = gt \frac{BC}{AB} = gt \frac{AB}{BD};$$

eben so:

$$v_2 = gt \frac{BE}{BD},$$

$$v_3 = gt \frac{BF}{BD};$$

daher:

$$146) v_1 : v_2 : v_3 = BA : BE : BF,$$

d. h. die am Ende dieser gleichzeitig durchlaufenen Sehnen erlangten Geschwindigkeiten verhalten sich wie die Sehnenlängen selbst.

Gehen von dem Punkte  $A$  (Fig. 23) aus mehrere schiefe Ebenen  $AB_1, AB_2, AB_3 \dots$ , welche die Längen  $l_1, l_2, l_3 \dots$ , die Neigungswinkel  $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3 \dots$  und die gemeinschaftliche Höhe  $AB = h$  haben, so sind die Endgeschwindigkeiten  $v_1, v_2, v_3 \dots$  in den Punkten  $A_1, A_2, A_3 \dots$  nach Nr. 144:

$$v_1 = \sqrt{2gh}, v_2 = \sqrt{2gh}, v_3 = \sqrt{2gh} \text{ oder}$$

$$147) v_1 = v_2 = v_3 = \dots = v,$$

woraus sich das Galilei'sche Gesetz ergibt: Ein Körper erlangt dieselbe Geschwindigkeit, wenn er auf irgend einer schiefen Ebene von einem gegebenen Punkte aus auf eine Horizontalebene sich bewegt, als wenn er von diesem Punkte aus sich senkrecht gegen die Horizontalebene bewegt hätte.



Werden die Zeiten den obigen Bezeichnungen entsprechend  $t_1, t_2, t_3, \dots, t$  genannt, so ist

$$t_1 = \frac{v}{g \sin \alpha_1} = \frac{vl_1}{gh},$$

$$t_2 = \frac{v}{g \sin \alpha_2} = \frac{vl_2}{gh},$$

$$t_3 = \frac{v}{g \sin \alpha_3} = \frac{vl_3}{gh},$$

$$148) t_1 : t_2 : t_3 \dots = l_1 : l_2 : l_3,$$

d. h. die beim Durchlaufen verschiedener schiefer Ebenen, welche sämmtlich gleiche Höhe haben, erforderlichen Zeiten verhalten sich wie die Längen dieser schiefer Ebene. Der Weg für den Fall in der kürzesten Zeit ist daher die Senkrechte von dem gegebenen Punkte nach der Horizontalebene.

Bewegt sich ein Körper auf einer Reihenfolge an einander stossender schiefer Ebenen  $AB_1B_2B_3\dots$  (Fig. 24), welche mit einander die Aussenwinkel  $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \dots$  bilden, die Längen  $l_1, l_2, l_3, \dots$  und die Höhen  $h_1, h_2, h_3, \dots$  haben, und sind die Geschwindigkeiten, welche der Körper am Ende der einzelnen schiefer Ebenen erhält,  $v_1, v_2, v_3, \dots$ , so wird nach Nr. 141:

$$v_1 = \sqrt{2gh_1}.$$

Für die zweite schiefe Ebene ist nach Nr. 65 die Anfangsgeschwindigkeit  $v_1 \cos \alpha_1 = \sqrt{2gh_1} \cos \alpha_1$ , daher nach Nr. 30 die Geschwindigkeit im Punkte  $B_2$ :

$$v_2 = \sqrt{2gh_1 \cos^2 \alpha_1 + 2gh_2} = \sqrt{2g(h_1 \cos^2 \alpha_1 + h_2)}.$$

Für die dritte schiefe Ebene ist die Anfangsgeschwindigkeit  $v_2 \cos \alpha_2$ , daher wie vorher:

$$v_3 = \sqrt{2g(h_1 \cos^2 \alpha_1 \cos^2 \alpha_2 + h_2 \cos^2 \alpha_2 + h_3)},$$

und allgemein für die  $m$ te schiefe Ebene:

$$149) v_m = \sqrt{2g(h_1 \cos^2 \alpha_1 \cos^2 \alpha_2 \dots \cos^2 \alpha_{m-1} + h_2 \cos^2 \alpha_2 \cos^2 \alpha_3 \dots \cos^2 \alpha_{m-1} + \dots + h_{m-1} \cos^2 \alpha_m + h_m)}.$$

Da die unter dem Wurzelzeichen stehende Parenthese stets kleiner sein muss als  $h_1 + h_2 + \dots + h_m$ , so wird auch stets  $v_m < \sqrt{2g \Sigma(h)}$  sein, also beim Durchfallen mehrerer hinter einander folgender schiefer Ebenen ein Geschwindigkeitsverlust entstehen.

Die gebrochene schiefe Ebene  $AB_3$  geht in eine stetig verlaufende Curve über, wenn die Länge der einzelnen Stücke und die Neigungswinkel derselben gegen einander unendlich klein werden; dann wird aber aus Nr. 149, wenn  $v$  die Geschwindigkeit im tiefsten Punkte bedeutet:

$$150) v = \sqrt{2g \Sigma(h)} = \sqrt{2gH},$$

da  $\Sigma(h)$  die Projection des Curvenstücks  $AB$  auf  $CD$ , d. h. der vertikale Höhenabstand  $H$  ist. Ein Körper erlangt daher durch den Fall in einer Curve dieselbe Endgeschwindigkeit, als hätte er die zugehörige Höhe frei durchfallen, und erleidet daher keinen Geschwindigkeitsverlust. Schliesst sich an die herabsteigende Curve  $AB$  (Fig. 25) eine aufsteigende  $BD$  tangential an, so wird der Körper vermöge der im Punkte  $B$  erhaltenen Geschwindigkeit

auf der letzteren eben so hoch aufsteigen, als er herabgefallen ist, und so eine abwechselnd hin und her gehende, fallende und steigende Bewegung annehmen, welche, insoweit sie in einem Kreisbogen oder Cycloidenbogen statt findet, in dem Artikel PENDEL weiter behandelt werden wird.

Die Bahn eines geworfenen Körpers setzt sich aus zwei Bewegungen, einer gleichförmigen nach der Richtung, in welcher er geworfen wird, und einer gleichförmig beschleunigten nach der Richtung der Anziehung der Erde zusammen, so dass für dieselbe die Gleichungen Nr. 79 bis 91 nach Vertauschung von  $G$  mit  $g$  gelten. Mit Vernachlässigung des Luftwiderstandes ist daher die Bahn eines geworfenen Körpers eine Parabel, und es heisst mit Bezug auf Fig. 19 (Taf. 62)  $\angle BAC = \alpha$  der Elevationswinkel (engl. *angle of projection*),  $AP = w$  die horizontale Wurfweite (fr. *amplitude du jet*; engl. *range*),  $ON = h$  die Wurfhöhe oder Culminationshöhe (fr. *hauteur du jet*; engl. *great-est height*).

Beispiel 1. Wird ein Körper mit der Geschwindigkeit  $c = 200'$  unter einem Winkel  $\alpha = 30^\circ$  geschleudert, so beträgt nach Nr. 83 die horizontale Wurfweite

$$w = \frac{c^2 \sin 2\alpha}{g} = \frac{40000 \sin 60^\circ}{31,25} = 1108,5',$$

und nach Nr. 86 die Zeit, in welcher der Körper am Ende der Wurfweite anlangt, (engl. *time of flight*)

$$t_1 = \frac{2c \sin \alpha}{g} = \frac{2 \cdot 200 \cdot \sin 30^\circ}{31,25} = 6,4 \text{ Sekunden};$$

die grösste Höhe, welche der Körper nach 3,2 Sekunden erreicht, beträgt nach Nr. 87:

$$h = \frac{c^2 \sin^2 \alpha}{2g} = \frac{40000 \cdot 0,5^2}{2 \cdot 31,25} = 160'.$$

Wäre der Körper dagegen unter einem Winkel von  $60^\circ$  geworfen worden, so würde auch in diesem Falle nach Nr. 85 die horizontale Wurfweite

$$w = 1108,5'$$

gewesen sein; dagegen die Zeit, nach welcher er im Endpunkte derselben angelangt wäre, nach Nr. 86:

$$t_2 = \frac{2 \cdot 200 \sin 60^\circ}{31,25} = 11,085 \text{ Sekunden}$$

und die grösste Steighöhe

$$h = \frac{40000 \cdot 0,866025^2}{2 \cdot 31,25} = 480'.$$

Bei einem Neigungswinkel von  $45^\circ$  würde nun die grösste horizontale Wurfweite, nämlich

$$w = 1280'$$

erhalten, die dazu gehörende Zeit wäre aber

$$t_1 = 9,05 \text{ Sekunden}$$

und die grösste Steighöhe

$$h = 320'.$$



Hätte man endlich den Körper senkrecht in die Höhe geworfen, so würde sich die horizontale Wurfweite

$$w = 0,$$

die grösste Steighöhe nach Nr. 39:

$$h = 640',$$

und die Zeit, in welcher der Körper wieder nach dem Horizonte zurückkehrt:

$$t = 12,8$$

ergeben.

Beispiel 2. Ein Wasserstrahl tritt mit einer Geschwindigkeit von  $c = 3,5$  Fuss aus einer Schutzöffnung in horizontaler Richtung hervor; es soll angegeben werden, welche Geschwindigkeit derselbe in einer Ebene, die 2,5 Fuss unter der Ausströmungsöffnung liegt, hat, und welche Richtung  $\beta$  er mit einer Vertikallinie einschliesst.

Da in diesem Falle der Scheitel der Parabel in dem Anfangspunkte des Wasserstrahles liegt, so ist für  $y = 2,5$  nach Nr. 81 der Werth für  $x$  zu bestimmen. Man erhält

$$x = \sqrt{\frac{2c^2 y}{g}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 3,5^2 \cdot 2,5}{31,25}} = 1,4 \text{ Fuss,}$$

und da bei der Parabel die Subtangente eines Punktes der doppelten Abscisse gleich ist,

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \beta &= \frac{x}{2g} = \frac{c}{\sqrt{2gy}} = \frac{3,5}{\sqrt{2 \cdot 31,25 \cdot 2,5}} = 2,796, \\ \beta &= 70^\circ 20'. \end{aligned}$$

Man hätte auch den Winkel aus der vertikalen Geschwindigkeit in dem betreffenden Punkte  $v = \sqrt{2gh} = \sqrt{2gy}$  und aus der horizontalen Geschwindigkeit  $c$  direct finden können; es ist dann ebenfalls

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{c}{v} = \frac{c}{\sqrt{2gy}}.$$

Entweder durch Vermittelung des Winkels  $\beta$ , oder direct durch  $v$  und  $c$  erhält man nun die Geschwindigkeit des Wassers in dem betreffenden Punkte:

$$\sqrt{v^2 + c^2} = \sqrt{2gy + c^2} = \sqrt{2 \cdot 31,25 \cdot 2,5 + 3,5^2} = 12,98 \text{ Fuss.}$$

#### 4. Centralbewegung.

Wenn gleich die Anziehungskraft der Erde in einem Punkte im Innern derselben vereinigt gedacht wird und daher als eine Centralkraft (fr. *force centrale*) erscheint, so lassen sich doch die Richtungen, in welchen dieselbe wirkt, für geringe Entfernungen auf der Oberfläche der Erde als parallel ansehen und die Wirkungen daher mit denen anderer Kräfte so verbinden, wie es im Vorhergehenden geschehen ist. Für Wirkungen in grösserer Entfernung ist aber die Anziehungskraft der Erde als Centrakraft zu betrachten und wird dann, wie die anziehenden Kräfte der übrigen Himmelskörper, in Wechselwirkung mit denselben unter dem Namen der allgemeinen Gravitation (fr. *gravitation universelle*) begriffen.

Ist ein Körper nur der Einwirkung einer einzigen Centralkraft ausgesetzt, so bewegt er sich beschleunigt in gerader Linie nach dem Mittelpunkte zu, von welchem aus dieselbe wirkt, bis er durch ein Hinderniss in der Fortsetzung seiner Bewegung gehemmt wird, wie dies z. B. bei einem nach der Erde zu fallenden Körper statt findet, oder wenn er nicht gehemmt wird, so hat er im Mittelpunkte der Anziehung eine solche Geschwindigkeit erlangt, dass er vermöge derselben seine Bewegung nach der entgegengesetzten Richtung verzögert bis zu einem Punkte fortsetzen kann, welcher vom Mittelpunkte der Bewegung eben so weit entfernt liegt, als der Anfangspunkt der Bewegung auf der andern Seite. Ist der Körper so zur Ruhe gekommen, so beginnt dieselbe Folge von Erscheinungen nach der entgegengesetzten Richtung zu. Eine solche Bewegung, genau wie sie hier beschrieben wurde, setzt einen durchdringbaren Mittelpunkt der Anziehung voraus, welcher ausser dem Bereiche unserer Erfahrung liegt, daher finden wir auch in der Pendelbewegung, in den Oscillationen der Magnetsnadel u. s. w. nur Analogieen zu der vorher beschriebenen Bewegung.

Hat nun aber ein Körper, welcher von einem Punkte aus eine stetig wirkende Anziehungskraft erfährt, durch eine andere Kraft eine Bewegung nach einer Richtung erhalten, welche mit der gerade stattfindenden Richtung der Anziehungskraft einen Winkel einschliesst, so wird aus dem Bestreben des Körpers, beiden mitgetheilten Bewegungen zu folgen, eine mittlere Bewegung, deren Bahn, da die eine Kraft nicht mit sich selbst parallel wirkt, eine krumme Linie sein muss, entstehen, und der Körper wird in jedem Augenblicke oder in jedem Punkte dieser Bahn ein Bestreben haben, in der an seine Bahn in seinem Standpunkt gezogenen Tangente fortzugehen, (seine Tangentialkraft,) woran er durch die von dem Mittelpunkte ausgehende Centripetalkraft gehindert wird, welche ein eben so grosses Bestreben des Körpers, sich in der den Körper mit dem Mittelpunkte der Anziehung verbindenden Geraden zu entfernen, die Centrifugalkraft, Fliehkraft, aufhebt. Die Verbindungslinie zwischen dem sich bewegenden Körper und dem Mittelpunkte der Anziehung heisst Leitstrahl, Fahrstrahl, Radius vector (fr. *rayon vecteur*; engl. *radius vector*).

Jede durch Wirkung einer Centralkraft hervorgebrachte Centralbewegung lässt sich als aus unendlich vielen unendlich kleinen geradlinigen Bewegungen zusammengesetzt vorstellen, und dann lassen sich an dieselbe folgende elementare Betrachtungen knüpfen. Befindet sich der in einer Centralbewegung begriffene Körper in *A* (Fig. 26) und erfährt er in diesem Punkte von der Centralkraft eine Einwirkung, vermöge welcher er in bestimmter Zeit sich von *A* bis *F* bewegen würde, durch eine andere Kraft aber eine momentane Einwirkung, welche ihn in derselben Zeit von *A* bis *G* bringen würde, so wird er am Ende dieser Zeit im Endpunkte *B* des aus *AF* und *AG* construirten Parallelogramms sich befinden. War nun die angenommene Zeit so klein, dass in derselben die Bewegung als gleichförmig und geradlinig angesehen werden kann, so würde der Körper in dem nächsten gleich grossen Zeittheil, ohne weitere Einwirkung der Centralkraft, von *B* bis *K* gelangen, wo  $BK = AB$  ist und in der Verlängerung von *AB* liegt; da er aber nun auch während dieses zweiten Zeittheiles von der Centralkraft eine Einwirkung erfährt, die ihn in dieser Zeit von *B* bis *I* bringen würde, so findet sich durch Vereinigung beider Bewegungen auf dieselbe Art wie



vorher in  $C$  der Punkt, in welchem er sich am Ende des zweiten Zeittheiles befindet, u. s. w. Für den Punkt  $A$  der Bahn stellt nun  $AF$  die Grösse der Anziehungskraft, d. h. die Centripetalkraft,  $AG$  die Tangentialkraft,  $AH = -AG$  und zugleich die eine Seitenkraft von  $AG$ , wenn  $AB$  die andere ist, die Centrifugalkraft, und  $AE$  den Leitstrahl vor. Da nun vermöge der Construction

$$\triangle EAB = \triangle EBK = \triangle EBC,$$

$$\triangle EBC = \triangle ECM = \triangle ECD,$$

folglich:

$$151) \triangle EAB = \triangle EBC = \triangle ECD = \dots$$

ist,  $AB, BC, CD \dots$  aber in gleichen Zeiten durchlaufene Wege, und die genannten Dreiecke die von dem Leitstrahle überstrichenen oder beschriebenen Flächenräume sind, so ergibt sich das Gesetz: die von dem Leitstrahl bei einer Centralbewegung in gleichen Zeiten überstrichenen Flächenräume sind gleich gross.

Liegt nun für eine Centralbewegung  $BCD$  (Fig. 27) der Mittelpunkt der Anziehung in  $A$ , und setzt man voraus, dass die beiden Bahnstücke  $BC = S$  und  $CD = S'$  in den Zeiten  $t$  und  $t_1$  durchlaufen werden, so lässt sich, wenn  $t:t_1 = m:n$  ist, die Bahn  $S$  in  $m$  einzelne Stücke  $s_1, s_2, s_3 \dots s_m$  zerlegen, welche sämtlich gleichzeitig, nämlich in der Zeit  $\frac{T}{m}$  durchlaufen werden, und eben so  $S'$  in  $n$  Stücke  $s'_1, s'_2, s'_3 \dots s'_n$ ; sind nun  $r_1, r_2, r_3 \dots r'_1, r'_2, r'_3 \dots$  die zu  $s_1, s_2 \dots s'_1, s'_2 \dots$  gehörigen Leitstrahlen, so ist

$$ABC = s_1 r_1 + s_2 r_2 + \dots + s_m r_m = \Sigma(sr)$$

$$ACD = s'_1 r'_1 + s'_2 r'_2 + \dots + s'_n r'_n = \Sigma(s'r')$$

$$ABC:ACD = \Sigma(sr) : \Sigma(s'r')$$

oder nach Nr. 151:

$$ABC:ACD = m s_1 r_1 : n s'_1 r'_1 = m:n$$

$$152) ABC:ACD = t:t_1,$$

d. h. die bei einer Centralbewegung in verschiedenen Zeiten von dem Leitstrahle überstrichenen Flächenräume verhalten sich wie diese Zeiten. Dieses Gesetz, welches das zweite der drei von KEPLER aufgestellten und von NEWTON auf das einzige Gesetz der Gravitation zurückgeführten Bewegungsgesetze ist, hat, wie die Ableitung zeigt, durchaus keine Abhängigkeit von der besonderen Natur der Centrakraft. Uebrigens geht dasselbe für einen unendlich grossen Leitstrahl in das zuerst aufgestellte Gesetz der gleichförmigen Bewegung über.

Das Verhältniss der Geschwindigkeiten für verschiedene Punkte einer Centralbewegung lässt sich einfach so ableiten, dass man den beiden in den Zeiten  $t$  und  $t_1$  zurückgelegten Wegen  $AB = s$  und  $CD = s_1$  (Fig. 26) die Geschwindigkeiten  $v$  und  $v_1$  beilegt und die von  $E$  aus auf  $s$  und  $s_1$  gezogenen Perpendikel mit  $a$  und  $a_1$  bezeichnet; dann ist  $\triangle EAB = \frac{1}{2}as$ ,  $\triangle ECD = \frac{1}{2}a_1s_1$ ; nach Nr. 152 ist daher:

$$\frac{1}{2}as : \frac{1}{2}a_1s_1 = t:t_1$$

$$= \frac{s}{v} : \frac{s_1}{v_1}; \text{ folglich:}$$

$$153) v : v_1 = \frac{1}{a} : \frac{1}{a_1};$$

die Geschwindigkeiten in verschiedenen Bahnstücken verhalten sich daher umgekehrt, wie die Senkrechten vom Mittelpunkte auf diese Bahnstücke, oder für die gekrümmte Bahn ausgesprochen: die Geschwindigkeiten an zwei verschiedenen Orten einer Centralbewegung verhalten sich umgekehrt wie die vom Mittelpunkte der Anziehung an die Bahn in den gegebenen Punkten gezogenen Senkrechten.

Der einfachste Fall für eine Centralbewegung ist die kreisförmige Bahn, deren Mittelpunkt zugleich der Ort ist, von welchem aus die Centrakraft wirkt.

Die Leitstrahlen bleiben bei der kreisförmigen Bewegung stets gleich, sie sind nämlich für jeden Punkt der Bahn  $= r$ ; für die Geschwindigkeiten an verschiedenen Punkten der Bahn gilt daher die Proportion:

$$v : v_1 = \frac{1}{r} : \frac{1}{r},$$

d. h. es ist  $v = v_1$ , die Bewegung also eine gleichförmige, und da nun in gleichen Zeiten gleiche Bogenstücke durchlaufen werden, der Körper in denselben also auch jedesmal um gleichviel von seiner tangentialen Richtung zurückgezogen wird, so ist auch die Grösse der Centripetalkraft für alle Punkte gleich. Die Centralbewegung im Kreise ist daher eine gleichförmige und die Centripetalkraft an allen Punkten der Bahn gleich gross.

Es ist hierbei durchaus nicht ausgeschlossen, dass die Centrakraft in einer andern Entfernung vom Mittelpunkte als der hier vorkommenden, nämlich  $r$ , eine andere Grösse hat.

Die Centrifugalkraft eines Körpers vom Gewichte  $Q$ , welcher sich mit der Geschwindigkeit  $c$  in der Peripherie eines Kreises vom Halbmesser  $r$  dreht oder in  $t$  Secunden  $n$  Umdrehungen macht, lässt sich auf folgende Art finden. Es sei  $A$  (Fig. 28) der sich bewegende Körper, welcher in der unendlich kleinen Zeit  $\tau$  den Weg  $AB$ , welcher offenbar für eine unendlich kleine Zeit als Sehne angesehen werden kann, mit der nach  $AD$  gerichteten Geschwindigkeit  $c$  durchläuft und daher, wenn man das Parallelogramm  $AEBF$  zeichnet, in der Zeit  $\tau$  vermöge der Anziehungskraft von  $C$  aus den Weg  $AF$ , vermöge der Geschwindigkeit  $c$  den Weg  $AE$  zurücklegen würde. Ist nun  $P$  die gleichgrosse Centripetalkraft, so wird nach Nr. 117:

$$AF = \frac{1}{2}g \frac{P}{Q} \tau^2;$$

aber, wenn man den Halbmesser  $AC$  verlängert und den Durchschnittspunkt  $H$  der Peripherie mit  $B$  verbindet, wegen der Aehnlichkeit der Dreiecke  $AFB$  und  $ABH$ , auch

$$AF : AB = AB : AH$$

$$AF : v\tau = v\tau : 2r$$

$$AF = \frac{v^2 \tau^2}{2r}$$

$$AF = \frac{1}{2}g \frac{P}{Q} \tau^2 = \frac{v^2}{2r} \tau^2$$



$$154) P = \frac{v^2}{gr} Q.$$

Nun ist aber die Centrifugalkraft, welche durch die Linie  $AG$  gemessen wird, wegen  $AG = EB = AF$  der durch  $AF$  gemessenen Centripetalkraft gleich, folglich gilt der vorhergefundene Ausdruck auch für die Centrifugalkraft  $F$ :

$$155) F = \frac{v^2}{gr} Q.$$

Nennt man nach Nr. 134 die zu  $v$  gehörende Geschwindigkeitshöhe  $h$ , so ist auch

$$F = \frac{2h}{r} Q \text{ oder:}$$

$$156) F:Q = 2h:r,$$

d. h. es verhält sich bei der Kreisbewegung die Centrifugalkraft zu dem Gewichte des sich bewegenden Körpers wie die zur Geschwindigkeit gehörende doppelte Fallhöhe zum Halbmesser des beschriebenen Kreises.

Gehören zu einer andern Kreisbewegung die Grössen  $F_1$ ,  $Q_1$ ,  $v_1$ ,  $r_1$ , so ist:

$$F_1 = \frac{v_1^2}{gr_1} Q_1;$$

daher:

$$157) F:F_1 = \frac{Qv^2}{r} : \frac{Q_1v_1^2}{r_1},$$

d. h. die Centrifugalkräfte verhalten sich wie die Producte aus den Gewichten der bewegten Körper mit den Quadraten der Geschwindigkeiten und umgekehrt wie die Halbmesser der beschriebenen Kreise.

Für gleiche Gewichte  $Q = Q_1$  wird:

$$158) F:F_1 = \frac{v^2}{r} : \frac{v_1^2}{r_1},$$

und für gleiche Gewichte und gleiche Geschwindigkeiten:

$$159) F:F_1 = r_1:r.$$

Nach Nr. 14 ist  $v = wr$ , wenn  $w$  die Winkelgeschwindigkeit bedeutet, folglich:

$$160) F = w^2 r \frac{Q}{g} = w^2 r M.$$

Macht der Körper in  $t$  Secunden  $n$  Umdrehungen, so ist:

$$v = \frac{2\pi rn}{t}; \text{ folglich:}$$

$$161) F = \frac{4\pi^2 n^2 Q}{gt^2},$$

und wenn  $t_1$  und  $n_1$  für einen zweiten Körper gelten:

$$162) F:F_1 = \frac{rQn^2}{t^2} : \frac{r_1Q_1n_1^2}{t_1^2},$$

d. h. wenn für  $n = n_1 = 1$  durch  $t$  und  $t_1$  die Umlaufzeiten ausgedrückt werden: die Centrifugalkräfte verhalten sich direct wie die Producte aus den Gewichten der bewegten Körper mit den Halbmessern der beschriebenen Kreise und umgekehrt wie die Quadrate der Umlaufzeiten.

Für gleiche Umlaufzeiten  $t = t_1$  wird:

$$163) F:F_1 = rQ:r_1Q_1,$$

und untersucht man in einem rotirenden Körper für Punkte, welche von der Umdrehungsaxe verschiedene Entfernung haben und für welche natürlich auch  $Q = Q_1$  ist, die Centrifugalkräfte, so findet man:

$$164) F:F_1 = r:r_1,$$

d. h. bei einem rotirenden Körper hat jeder materielle Punkt eine verschiedene mit der Entfernung von der Umdrehungsaxe in Proportion stehende Centrifugalkraft.

In den vorhergehenden Entwicklungen wurde angenommen, dass die ganze bewegte Masse in dem Punkte  $A$  (Fig. 28) vereinigt sei; wenn nun aber ein wirklicher Körper sich bewegt, so hat jeder einzelne Punkt eine verschiedene Geschwindigkeit und verschiedene Centrifugalkraft; es ist dann die Frage, in welchem Punkte bei Ermittelung der gesammten Centrifugalkraft die Masse des Körpers als vereinigt gedacht werden kann.

Denkt man sich zu dem Ende einen Körper in Kreisbewegung um die durch  $C$  (Fig. 29) hindurchgehende Umdrehungsaxe, von welchem  $m_1, m_2 \dots$  einzelne Massentheile sind, die sich in den Entfernungen  $r_1, r_2 \dots$  von der Drehaxe befinden und bei der Kreisbewegung die Centrifugalkräfte  $F_1, F_2 \dots$  erhalten. Liegen  $r_1, r_2 \dots$  sämtlich in einer auf der Umdrehungsaxe rechtwinkelig stehenden Ebene und legt man in dieser die beiden Coordinatenaxen  $CX$  und  $CY$  rechtwinkelig gegen einander, so kann man den Ort der Angriffspunkte von  $F_1, F_2 \dots$  parallel zu  $CY$  durch  $a_1, a_2 \dots$  und parallel zu  $CX$  durch  $b_1, b_2 \dots$  bestimmen. Zerlegt man nun die Centrifugalkräfte  $F_1, F_2 \dots$  parallel zu  $CY$  und zu  $CX$ , so erhält man die Zerlegungen parallel zu

$$CY: \frac{F_1 a_1}{r_1} + \frac{F_2 a_2}{r_2} + \dots = \Sigma \left( \frac{F a}{r} \right)$$

$$CX: \frac{F_1 b_1}{r_1} + \frac{F_2 b_2}{r_2} + \dots = \Sigma \left( \frac{F b}{r} \right).$$

Setzt man statt  $F$  die Werthe aus Nr. 160, so wird bei der für alle Punkte gleichen Winkelgeschwindigkeit  $w$

$$\Sigma \left( \frac{aF}{r} \right) = w^2 a_1 m_1 + w^2 a_2 m_2 + \dots = w^2 \Sigma (am).$$

$$\Sigma \left( \frac{bF}{r} \right) = w^2 b_1 m_1 + w^2 b_2 m_2 + \dots = w^2 \Sigma (bm).$$

Die aus diesen beiden rechtwinkelig gegen einander wirkenden Seitenkräften entstehende Mittelkraft sämtlicher Centrifugalkräfte ist nun:

$$P = w^2 \sqrt{[\Sigma(am)]^2 + [\Sigma(bm)]^2}.$$

Ist nun aber  $S$  der Schwerpunkt der Massen  $m_1, m_2 \dots$ , welcher durch die Coordinaten  $A$  und  $B$  bestimmt wird und im Abstände  $R$  von der



durch  $C$  gehenden Umdrehungsaxe sich befindet, so ist nach den Gesetzen der Statik (s. GLEICHGEWICHT), wenn  $M$  die Masse des ganzen Körpers ausdrückt:

$$\Sigma(am) = AM,$$

$$\Sigma(bm) = BM,$$

$$165) P = w^2 M \sqrt{A^2 + B^2} = w^2 RM,$$

d. h. die Centrifugalkraft, welche die Masse  $M$  im Schwerpunkte des Körpers gedacht erlangt, ist eben so gross, als die Summe der Centrifugalkräfte, welche die einzelnen im Körper vertheilten Massentheile erlangen, oder die Resultierende aus den Centrifugalkräften, welche die einzelnen Massentheile eines in Kreisbewegung befindlichen Körpers erhalten, ist der Centrifugalkraft der gesammten im Schwerpunkte vereinigt gedachten Masse gleich.

Hiernach werden aus den vorher aufgestellten Gleichungen folgende:

$$166) F = \frac{v^2}{gR} Q = \frac{v^2}{R} M,$$

$$167) F = \frac{4\pi^2 n^2 R Q}{gt^2} = \frac{4\pi^2 n^2 R}{t^2} M.$$

Für  $F=0$  erleidet die Umdrehungsaxe keinen Druck, aber  $F=0$  führt zu den Bedingungsgleichungen  $A=0$ ,  $B=0$ , d. h. die Umdrehungsaxe erleidet keinen Druck, wenn sie durch den Schwerpunkt geht.

Weitere Untersuchungen über diesen Gegenstand wird der Artikel CENTRIFUGALKRAFT enthalten.

Beispiel 1. Es soll das Verhältniss der Verminderung der Anziehungskraft der Erde am Aequator zur gesammten Anziehungskraft aufgefunden werden.

Es ist am Aequator:

$$r = 19630638 \text{ par. Fuss,}$$

$$g = 30,19906 \text{ par. Fuss,}$$

$$t = 86164, \quad n = 1,$$

folglich nach Nr. 161:

$$\begin{aligned} F &= \frac{4\pi^2 n^2 Q}{gt^2} \\ &= \frac{4.19630638.3,1416^2}{30,19906.86164^2} Q = \frac{1}{288,4} Q. \end{aligned}$$

Bezeichnet aber  $G$  die gesammte Anziehungskraft der Erde, so ist, weil dieselbe erst durch die Centrifugalkraft  $F$  vermindert auf  $Q$  wirkt:

$$G = F + Q = F + 288,4 F = 289,4 F,$$

daher:

$$F = \frac{1}{289,4} G$$

oder die Centrifugalkraft am Aequator etwa der 289ste Theil der ganzen Anziehungskraft der Erde.

Beispiel 2. Das Gesetz der Zunahme der Beschleunigung der Schwerkraft vom Aequator nach dem Pole zu unter der Voraussetzung, dass die Erde die Kugelform habe, zu bestimmen.

Ist  $A$  (Fig. 30) ein Punkt im Aequator,  $P$  ein Pol,  $B$  ein Ort unter der Breite  $ACB = \beta$ , so wird in  $A$  die Centrifugalkraft von  $A$  nach  $G$ , die Anziehungskraft der Erde von  $G$  nach  $A$  gerichtet sein, in  $B$  dagegen die Centrifugalkraft von  $B$  nach  $E$ , die Anziehungskraft der Erde von  $F$  nach  $B$ , und wenn in  $A$  die Grösse der Centrifugalkraft  $F = \frac{1}{289,4} G$

ist, so wird dieselbe in  $B$  nach Nr. 163 nur  $F_1 = \frac{1}{289,4} G \cos \beta$  sein, da hier  $F:F_1 = AC:DB = 1:\cos \alpha$  ist. Nun kann aber offenbar nur der Theil von  $F_1 = BE$ , welcher in die Richtung  $BF$  fällt, zur Verminderung der Anziehungskraft der Erde beitragen, und dieser ist:

$$F_1 \cos \beta = \frac{1}{289,4} G \cos \beta^2.$$

Da nun nach der vorhergehenden Aufgabe die gesammte Anziehungskraft der Erde  $G$  um  $\frac{1}{288,4}$  grösser ist als die am Aequator merkbare  $G_1$ , d. h.

$G = \frac{289,4}{288,4} G_1$ , und sich die in  $B$  stattfindende Anziehungskraft zu

$$g = G - \frac{1}{289,4} G \cos \beta^2 = G \left( 1 - \frac{1}{289,4} \cos \beta^2 \right)$$

ergibt, so erhält man auch mit Einführung des für den Aequator geltenden Werthes:

$$\begin{aligned} g &= \frac{289,4}{288,4} G_1 \left( 1 - \frac{1}{289,4} \cos \beta^2 \right) \\ &= G_1 \left( \frac{289,4 - \cos \beta^2}{288,4} \right) = G_1 \left( 1 + \frac{1}{288,4} \sin \beta^2 \right), \end{aligned}$$

wie die Formel bereits in Nr. 128 angegeben worden ist.

Beispiel 3. Ein Körper von dem Gewichte  $Q$  befindet sich am Ende eines Stabes mit dem Querschnitt  $a$  und der Länge  $l$ , welcher am andern Ende mit einer gedrehten Welle verbunden ist; wie viel Umdrehungen in der Minute muss diese Welle machen, wenn durch Wirkung der Centrifugalkraft der Stab zerrissen werden soll?

Nach Nr. 161 ist:

$$F = \frac{4r\pi^2 n^2 Q}{gt^2};$$

hier ist nun  $F$  die absolute Festigkeit des Stabes, welche für den erfahrungsmässigen Coefficienten  $p$  durch  $ap$  dargestellt wird, ferner  $r = l$ ,  $t = 60$ ,

$$n = \sqrt{\frac{apg60^2}{4l\pi^2 Q}} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{apg}{Ql}}.$$

Um das Gesetz der Wirkung der Centralkräfte aufzufinden, welches vorhanden sein muss, wenn sich Körper in elliptischen Bahnen bewegen sollen, kann man auf folgende Art verfahren.

Es sei  $AB$  (Fig. 31) eine beliebige Curve, welche unter dem Einflusse einer von  $C$  aus wirkenden Centralkraft von einem materiellen Punkte durchlaufen wird;  $D$  und  $D_1$  seien zwei Punkte in seiner Bahn,



welche um  $CD = r$  und  $CD_1 = r_1$  von  $C$  abstehen,  $EF$  sei die Tangente in  $D$  und  $E_1F_1$  die in  $D_1$ , die Entfernung derselben von  $C$  sei  $CG = a$  und  $CG_1 = a_1$ ,  $DH$  und  $D_1H_1$  stehen senkrecht auf  $EF$  und  $E_1F_1$  in den Punkten  $D$  und  $D_1$  und gehen also nach den Krümmungsmittelpunkten der Punkte  $D$  und  $D_1$ , für welche die Krümmungshalbmesser  $\varrho$  und  $\varrho_1$  sein mögen, ferner sei  $\angle CDE = \alpha$  und  $\angle CD_1E_1 = \alpha_1$ , die nach  $DF$  und  $D_1F_1$  gerichteten Geschwindigkeiten  $v$  und  $v_1$ , die Beschleunigung, welche die Centralkraft in den Linien  $DC$  und  $D_1C$  hervorbringt,  $DI = G$  und  $D_1I_1 = G_1$ , folglich die entsprechenden Beschleunigungen in den Richtungen der Krümmungshalbmesser  $DK = G \sin \alpha$  und  $D_1K_1 = G_1 \sin \alpha_1$ . Nimmt man nun an, dass der bewegte Körper während einer unendlich kleinen Zeit in den Punkten  $D$  und  $D_1$  seinen Weg im Krümmungskreise fortsetze, so lässt sich nach Nr. 157 die Proportion aufstellen:

$$G \sin \alpha : G_1 \sin \alpha_1 = \frac{v^2}{\varrho} : \frac{v_1^2}{\varrho_1}.$$

Nun ist aber:

$$\sin \alpha = \frac{CG}{CD} = \frac{a}{r} \quad \text{und} \quad \sin \alpha_1 = \frac{CG_1}{CD_1} = \frac{a_1}{r_1},$$

folglich:

$$\frac{a}{r} G : \frac{a_1}{r_1} G_1 = \frac{v^2}{\varrho} : \frac{v_1^2}{\varrho_1},$$

$$G : G_1 = \frac{rv^2}{a\varrho} : \frac{r_1v_1^2}{a_1\varrho_1},$$

und da ferner nach Nr. 153:

$$\frac{1}{a} : \frac{1}{a_1} = v : v_1,$$

so wird aus der vorhergehenden Gleichung:

$$168) \quad G : G_1 = \frac{rv^3}{\varrho} : \frac{r_1v_1^3}{\varrho_1}.$$

Ist nun aber  $AB$  (Fig. 32) ein Stück einer Ellipse und liegt zunächst der Mittelpunkt der Anziehung im Mittelpunkte  $C$  der Ellipse, deren grosse Axe  $AB$  ist, haben ferner die Buchstaben dieselbe Bedeutung wie in der vorhergehenden Figur, und sind  $DL = N$  und  $D_1L_1 = N_1$  die Normalen für die Punkte  $D$  und  $D_1$ , so ist den Eigenschaften der Ellipse zufolge (s. ELLIPSE):

$$\varrho : \varrho_1 = N : N_1,$$

daher auch:

$$G : G_1 = \frac{rv^3}{N^3} : \frac{r_1v_1^3}{N_1^3},$$

oder da  $v : v_1 = a_1 : a$  ist:

$$169) \quad G : G_1 = \frac{r}{a^3 N^3} : \frac{r_1}{a_1^3 N_1^3}.$$

Nun ist aber nach der Figur wegen der Aehnlichkeit der Dreiecke  $E, L, D_1$  und  $E_1, L_1, D_1$ :

$$D_1 L_1 : CG_1 = E_1 L_1 : E_1 C,$$

$$CG_1 = a_1 = \frac{D_1 L_1 \cdot E_1 C}{E_1 L_1} \\ = \frac{\text{Norm.}(x + \text{Subtang.})}{\text{Subtang.} + \text{Subnorm.}},$$

oder für die Gleichung der Ellipse aus dem Mittelpunkte

$$y^2 = \frac{B^2}{A^2} (A^2 - x^2):$$

$$a_1 = \frac{\left( \frac{B}{A^2} \sqrt{A^4 - A^2 x^2 + B^2 x^2} \right) \left( x + \frac{A^2 - x^2}{x} \right)}{\frac{A^2 - x^2}{x} + \frac{B^2 x}{A^2}}$$

$$= \frac{A^2 B}{\sqrt{A^4 - A^2 x^2 + B^2 x^2}},$$

$$a_1 N_1 = \frac{A^2 B}{\sqrt{A^4 - A^2 x^2 + B^2 x^2}} \cdot \frac{B}{A^2} \sqrt{A^4 - A^2 x^2 + B^2 x^2} \\ = B^2,$$

d. h. eine constante von der Lage des Punktes  $D_1$  unabhängige Grösse, folglich auch:

$$aN = B^2 \text{ und}$$

$$a^3 N^3 = a_1^3 N_1^3,$$

daher:

$$170) G:G_1 = r:r_1.$$

Stellen aber nun  $P$  und  $P_1$  die in  $D$  und  $D_1$  stattfindenden Centripetalkräfte vor, so ist:

$$G:G_1 = P:P_1 \text{ und}$$

$$171) P:P_1 = r:r_1,$$

d. h. wenn sich ein Körper in einer elliptischen Bahn bewegt, deren Mittelpunkt zugleich der Mittelpunkt der Anziehung ist, so steht die Wirkung der Centrialkraft im directen Verhältnisse mit der Entfernung.

Wird hier  $r=r_1$ , so wird die elliptische Bahn zu einem Kreise und dann, wie früher,  $P=P_1$ .

Liegt der Mittelpunkt der Anziehung in dem Brennpunkte  $M$  der Ellipse, ist in diesem Falle  $MO=r$ ,  $MO_1=r_1$  und bezeichnen  $N, N_1, a, a_1$  u. s. w. dieselben Grössen in Bezug auf die Punkte  $O$  und  $O_1$  wie vorher in Bezug auf  $D$  und  $D_1$ , so gilt jetzt ebenfalls die Gleichung Nr. 169:

$$G:G_1 = \frac{r}{a^3 N^3} : \frac{r_1}{a_1^3 N_1^3}.$$

Es ist aber, wenn  $M_1$  der zweite Brennpunkt der Ellipse und  $M_1 O = R$ ,  $M_1 O_1 = R_1$  ist, den Eigenschaften der Ellipse zufolge (s. ELLIPSE):

$$N:N_1 = \sqrt{Rr} : \sqrt{R_1 r_1}$$

$$a:a_1 = \sqrt{\frac{r}{R}} : \sqrt{\frac{r_1}{R_1}}$$



$$aN : a_1 N_1 = r : r_1,$$

folglich:

$$172) G : G_1 = \frac{1}{r^2} : \frac{1}{r_1^2};$$

daher auch auf gleiche Art, wie vorher:

$$173) P : P_1 = \frac{1}{r^2} : \frac{1}{r_1^2},$$

d. h. bewegt sich ein Körper in einer elliptischen Bahn unter dem Einflusse einer von einem Brennpunkte der Ellipse aus wirkenden Centralkraft, so muss die Intensität dieser Kraft im umgekehrten Verhältniss mit den Quadraten der Entfernung stehen.

Mit diesem Satze hängt das empirisch gefundene erste KEPLER'sche Gesetz zusammen, dass sich die Himmelskörper in Ellipsen um ihre Centralkörper bewegen, welche in einem Brennpunkte dieser Ellipsen befindlich sind, sowie das schon früher erwähnte von NEWTON aufgestellte Gesetz der allgemeinen Gravitation.

Durch allgemeine Berechnung der Umlaufzeiten ergibt sich endlich das dritte KEPLER'sche Bewegungsgesetz, dass sich die Quadrate der Umlaufzeiten zweier Körper, die sich um den nämlichen anziehenden Punkt bewegen, wie die Cubikzahlen ihrer mittleren Abstände von diesem Punkte verhalten.

Eine weitere Behandlung der freien Centralbewegungen würde der Tendenz der Maschinenencyclopädie zu fern liegen, es muss daher auf die besseren Lehrbücher der Mechanik verwiesen werden.

##### 5. Reduction der Massen und Trägheitsmoment.

Wirkt auf einen Körper  $A$  (Fig. 33), welcher mit dem Drehungsmittelpunkte  $C$  fest verbunden ist und die Masse  $M$  hat, unaufhörlich eine Kraft  $P$  rechtwinkelig gegen  $AC$  ein, so erhält der Körper eine gleichförmig beschleunigte rotirende Bewegung um  $C$ , für welche unter der Voraussetzung, dass die Bewegung von der Ruhe an beginnt und die Bezeichnungen auf dieselbe Art, wie früher, gewählt werden, nach  $t$  Zeitsecunden ist:

$$v = g \frac{P}{M} t;$$

daher auch die am Ende dieser Zeiten stattfindenden Winkelgeschwindigkeiten  $w$  für  $CA = a$ :

$$w = \frac{v}{a} = \frac{gPt}{aM}.$$

Befindet sich aber im Mittelpunkte  $A$  kein Körper, wohl aber in  $A_1$  ein Körper mit der Masse  $M_1$ , so ist die von  $A$  auf  $A_1$  reducirte Kraft  $P_1$  für  $CA_1 = a_1$  nach statischen Sätzen:

$$P_1 = \frac{Pa}{a_1},$$

und wenn die durch  $P_1$  in  $A_1$  hervorgebrachte Winkelgeschwindigkeit  $w_1$  genannt wird:

$$w_1 = \frac{gP_1 t}{a_1 M_1} = \frac{g a P t}{M_1 a_1^2}.$$

Eben so würde die in  $A$  stetig wirkende Kraft einer Masse  $M_2$  in  $A_2$  (für  $CA_2 = a_2$ ) in der Zeit  $t$  eine Winkelgeschwindigkeit  $w_2$  zu ertheilen vermögen, für welche

$$w_2 = \frac{gaPt}{M_2 a_2^2},$$

so dass man also erhält:

$$174) w_1 : w_2 = \frac{1}{M_1 a_1^2} : \frac{1}{M_2 a_2^2},$$

d. h. die Winkelgeschwindigkeiten, welche bei einer rotirenden Bewegung Massen in verschiedenen Abständen vom Drehpunkte annehmen, wenn sie unter der Einwirkung einer in stets gleicher Entfernung vom Drehpunkte befindlichen Kraft stehen, verhalten sich umgekehrt wie die Producte aus den Massen und den Quadraten der zugehörigen Abstände vom Drehpunkte.

Sind nun beide Massen gleichzeitig in  $A_1$  und  $A_2$  angebracht, so wird, wenn sie gleiche Winkelgeschwindigkeiten erlangen sollen,  $w_1 = w_2$ , daher auch  $M_1 a_1^2 = M_2 a_2^2$  sein müssen, und dann wird sich die Einwirkung der Kraft  $P$  auf jede der beiden Massen gleich vertheilen, so dass  $M_1$  eigentlich nur von  $\frac{1}{2}P$  und  $M_2$  auch nur von  $\frac{1}{2}P$  bewegt wird. Für jedes andere Verhältniss zwischen  $M_1 a_1^2$  und  $M_2 a_2^2$  wird sich auch für gleiche Winkelgeschwindigkeit, welche bei fester Verbindung von  $M_1$  und  $M_2$  mit  $C$  nothwendige Bedingung der gleichzeitigen Rotationsbewegung ist, der Einfluss von  $P$  in anderem Verhältniss auf die beiden Massen  $M_1$  und  $M_2$  vertheilen. Es bewirke z. B. der Theil  $p$  bei der Masse  $M_1$  und daher  $P - p$  bei der Masse  $M_2$  die Winkelgeschwindigkeit  $w_1$ ; dann ist nach dem Vorhergehenden:

$$w_1 = \frac{gapt}{M_1 a_1^2} = \frac{ga(P-p)t}{M_2 a_2^2}$$

$$\frac{p}{M_1 a_1^2} + \frac{p}{M_2 a_2^2} = \frac{P}{M_2 a_2^2}$$

$$p = \frac{PM_1 a_1^2}{M_1 a_1^2 + M_2 a_2^2}$$

$$175) w_1 = \frac{gaP}{M_1 a_1^2 + M_2 a_2^2},$$

und aus der vorhergehenden Bestimmung für die gemeinschaftliche Winkelgeschwindigkeit  $w_1$ :

$$176) p : P - p = M_1 a_1^2 : M_2 a_2^2,$$

d. h. bei einer drehenden Bewegung vertheilt sich die Bewegkraft nicht nach Verhältniss der Massen, sondern nach Verhältniss der Producte aus den Massen mit den Quadraten der zugehörigen Abstände von der Umdrehungsaxe.

Durch dieses Gesetz unterscheidet sich die drehende Bewegung wesentlich von der fortschreitenden, da bei der letzteren eine Bewegkraft, welche auf mehrere Massen wirkt, sich im directen Verhältnisse der Massen auf dieselben vertheilt.

Da die Producte  $M_1 a_1^2$  u. s. w. den Einfluss messen, welchen die auf bestimmte Art gegen die Drehungsaxe eines Körpers angeordnete Masse



bei einer herzustellenden Umdrehungsbewegung ausübt, so bezeichnet man sie mit dem Namen Drehungsmomente, Trägheitsmomente (fr. *moment de rotation*, *moment d'inertie*; engl. *moment of inertia*) und kann daher den vorhergehenden Satz so aufstellen: die auf eine Anzahl fest verbundener Massen, welche sich in drehender Bewegung befinden, ausgeübte Bewegkraft vertheilt sich auf die Massen im Verhältniss der Trägheitsmomente derselben, oder da die von den Massen aufgenommene Bewegkraft auch der von ihnen wieder auszuübenden gleich ist: die von verschiedenen Massen bei drehender Bewegung hervorzubringenden Wirkungen verhalten sich wie die Trägheitsmomente dieser Massen.

Die Wirkung einer Masse  $M_1$  in der Entfernung  $a_1$  von der Rotationsaxe ist daher eben so gross als die einer Masse  $M_2$  in der Entfernung  $a_2$ , wenn

$$M_1 a_1^2 = M_2 a_2^2$$

ist, und es lässt sich daher stets eine Masse

$$177) M_2 = M_1 \frac{a_1^2}{a_2^2}$$

angeben, welche in der Entfernung  $a_2$  gleichwirkend ist mit der Masse  $M_1$  in der Entfernung  $a_1$ , d. h. es lässt sich die Masse  $M_1$  von dem Halbmesser  $a_1$  auf den Halbmesser  $a_2$  reduciren. Die Reduction der Massen von einem Punkte auf den andern erfolgt hiernach eben so, wie die Reduction der Kräfte in der Statik von einem Hebelarm auf den andern, nur dass statt der einfachen Entfernungen hier die Quadrate derselben zu nehmen sind; es ergibt sich zugleich hieraus die Beziehung der Begriffe: statisches Moment und Trägheitsmoment (s. GLEICHGEWICHT).

Hat die Masse  $M_1$  die Geschwindigkeit  $v_1$  und die Masse  $M_2$  die Geschwindigkeit  $v_2$ , und machen beide in der Secunde  $n$  Umdrehungen, so ist:

$$v_1 = \frac{a_1}{2\pi n}, \quad v_2 = \frac{a_2}{2\pi n},$$

und die Gleichheit der Producte

$$M_1 a_1^2 = M_2 a_2^2$$

bedingt daher auch die Gleichheit der Producte:

$$178) M_1 v_1^2 = M_2 v_2^2.$$

Auch diese Producte bezeichnet man häufig mit dem Namen Trägheitsmoment, obgleich diese Producte, durch welche ebenfalls die durch die Massen  $M_1$  und  $M_2$  hervorzubringenden Wirkungen gemessen werden, auch mit dem Namen der lebendigen Kraft (fr. *la force vive*) (s. KRAFT) belegt werden.

Wenn man sich einen Körper als ein System fest verbundener Massentheile oder materieller Punkte vorstellt, welchen die Massen  $m_1, m_2, m_3 \dots$  zugeschrieben werden, und wenn man annimmt, dass diese Massen in den Entfernungen  $a_1, a_2, a_3 \dots$  von der Drehungsaxe sich befinden, so lassen sich alle Massentheile des Körpers auf einen willkürlichen Punkt, z. B. den in der Entfernung  $s$  von der Umdrehungsaxe befindlichen reduciren; es sind nämlich hier die mit  $m_1, m_2, m_3 \dots$  gleichgeltenden Massen

$$\mu_1 = m_1 \frac{a_1^2}{s^2}; \quad \mu_2 = m_2 \frac{a_2^2}{s^2}; \quad \mu_3 = m_3 \frac{a_3^2}{s^2} \dots;$$

daher:

$$(\mu_1 + \mu_2 + \mu_3 + \dots) s^2 = m_1 a_1^2 + m_2 a_2^2 + m_3 a_3^2 + \dots = \Sigma(ma^2).$$

Ist nun  $\mu_1 + \mu_2 + \mu_3 + \dots = \Sigma \mu = \Sigma m = M$  die Masse des ganzen Körpers, so wird  $z$  zur Entfernung des Mittelpunktes der Masse oder des Mittelpunktes der Trägheit, Schwingungsmittelpunktes (engl. *centre of gyration*) von der Umdrehungsaxe, d. h. des Punktes, in welchem bei einer drehenden Bewegung die vereinigte Masse des ganzen Körpers dieselbe Wirkung hervorbringen würde, als die Gesamtwirkung der einzelnen an den verschiedenen Punkten angebrachten Massentheile. Es ist nach dem Vorhergehenden

$$179) z = \sqrt{\frac{\Sigma(ma^2)}{\Sigma m}} = \sqrt{\frac{\Sigma(ma^2)}{M}},$$

d. h. man findet den Abstand des Mittelpunktes der Trägheit von der Umdrehungsaxe (engl. *radius of gyration*), wenn man die Summe der Trägheitsmomente aller einzelnen Theile durch die Summe der Massen dividirt und aus dem Quotienten die Quadratwurzel zieht.

Das Trägheitsmoment eines Körpers lässt sich nun durch das Symbol  $Mz^2$  darstellen, oder wenn man die einzelnen Massentheile durch die Coordinaten  $x_1$  und  $y_1$ ,  $x_2$  und  $y_2 \dots$  eines rechtwinkligen Coordinatensystemes bestimmt, dessen dritte Axe  $z$  mit der Umdrehungsaxe zusammenfällt, wo dann

$$a_1^2 = x_1^2 + y_1^2, \quad a_2^2 = x_2^2 + y_2^2 \dots$$

wird, auch unter der Form:

$$Mz^2 = M(x^2 + y^2) = \Sigma[m(x^2 + y^2)].$$

Wirkt nun eine Bewegkraft  $P$  auf einen Körper mit der Masse  $M$  und dem Trägheitsmomente  $Mz^2$  und beträgt die Entfernung des von  $P$  ergriffenen Punktes von der Umdrehungsaxe  $a$ , so wird die auf den Angriffspunkt reducirte Masse des Körpers  $\frac{Mz^2}{a^2}$  sein, und daher die durch  $P$  hervorgebrachte Beschleunigung des Angriffspunktes:

$$180) G = g \frac{Pa^2}{Mz^2}.$$

Ist das Trägheitsmoment eines Körpers für eine bestimmte Axe bekannt, so lässt es sich leicht für jede zu dieser parallele Axe auffinden. Es sei z. B. das Trägheitsmoment des Körpers  $M$  (Fig. 34) für die Axe  $RR$  durch  $Mz^2$  bestimmt und solle für die parallele Axe  $R_1R_1$ , welche sich im Abstände  $d$  von  $RR$  befindet, aufgefunden werden. Legt man durch die beiden parallelen Axen  $RR$  und  $R_1R_1$  eine Ebene, sieht  $RR$  als die  $z$  Axe eines rechtwinkligen Coordinatensystemes an, und bestimmt sämtliche Massentheile  $m_1, m_2, m_3 \dots$  von  $M$  durch die Coordinaten  $x_1$  und  $y_1, x_2$  und  $y_2, x_3$  und  $y_3 \dots$ , so dass z. B. das Theilchen  $A$  durch  $BD = x_1$  und  $AD = y_1$  bestimmt wird, so ist das Trägheitsmoment in Bezug auf die Axe  $RR$ :

$$Mz^2 = \Sigma[m(x^2 + y^2)],$$

und das Trägheitsmoment in Bezug auf die neue Axe  $R_1R_1$  eben so:

$$\begin{aligned} Mz_1^2 &= \Sigma[m(x+d)^2 + y^2] \\ &= \Sigma(mx^2) + 2d \Sigma(mx) + d^2 \Sigma(m) + \Sigma(my^2) \\ &= \Sigma m(x^2 + y^2) + 2d \Sigma(mx) + d^2 \Sigma(m) \\ &= Mz^2 + 2d \Sigma(mx) + d^2 \Sigma(m). \end{aligned}$$



Aber wenn man mit  $X$  die Abscisse für den Schwerpunkt  $S$  im Körper  $M$  bezeichnet, so wird:

$$\Sigma(mx) = MX,$$

daher:

$$181) Mx_1^2 = Mx^2 + 2dMX + d^2M.$$

Wenn die Axe  $RR$  durch den Schwerpunkt  $S$  des Körpers hindurchgeht, so wird,  $X=0$ , folglich:

$$182) Mx_1^2 = Mx^2 + d^2M,$$

d. h. das Trägheitsmoment für eine durch den Schwerpunkt gehende Umdrehungsaxe ist kleiner als für jede parallele Axe und für zwei vom Schwerpunkt gleich weit abstehende parallele Umdrehungsaxen gleich gross, aber für irgend eine Axe gleich der Summe der beiden Trägheitsmomente, welche man erhält, wenn man die Umdrehungsaxe im Schwerpunkte anbringt und die Masse dann einmal nach dem Mittelpunkt der Trägheit, das andere Mal nach der gegebenen Axe verlegt.

Die weitere Ausführung dieser Sätze und namentlich die Berechnung der Trägheitsmomente verschiedener Körperformen wird der Artikel TRÄGHEIT enthalten.

Beispiel. Es möge über eine massive Rolle, welche die Masse  $M$  hat, ein Faden gelegt sein, an dessen einem Ende das Gewicht  $Q$ , am andern  $Q_1$  befestigt ist; der Halbmesser der Rolle sei  $R$ , der ihres Zapfens  $r$ , der Coefficient der Zapfenreibung  $\mu$ , und die Kraft, welche am Faden angebracht werden muss, um den Biegungswiderstand des Fadens zu überwinden,  $F$ . Es ist dann das Trägheitsmoment der Rolle  $s^2M = \frac{1}{2}R^2M$  und daher die auf den Umfang der Rolle reducirte Masse derselben  $\frac{s^2M}{R^2} = \frac{1}{2}M$ , wobei die Masse der angesetzten Zapfen vernachlässigt ist; nennt man ihre Masse  $M_1$ , so würde dieselbe durch  $\frac{r^2}{R^2}M_1$  auf den Umfang der Rolle reducirt werden. Der Reibungswiderstand am Umfange des Zapfens wird durch den Druck  $M + M_1 + Q + Q_1$  hervorgebracht und ist, auf den Umfang der Rolle reducirt:

$$\mu \frac{r}{R} (M + M_1 + Q + Q_1) = F.$$

Die bewegende Kraft ist nun:

$$Q - Q_1 - F - F_1,$$

die zu bewegende Masse aber:

$$Q + Q_1 + \frac{\frac{1}{2}R^2M + r^2M_1}{R^2};$$

daher die Beschleunigung, mit welcher  $Q$  sinkt:

$$G = gR^2 \frac{Q - Q_1 - F - F_1}{R^2(Q + Q_1 + \frac{1}{2}M) + r^2M_1}.$$

Aus dieser Gleichung lässt sich eine andere zur Bestimmung der Grösse

der Zapfenreibung leicht herleiten; hat man nämlich beobachtet, dass das Gewicht  $Q$  in der Zeit  $t$  die Höhe  $h$  durchfällt, so ist auch:

$$G = \frac{2h}{t^2};$$

daher:

$$\frac{2h}{gt^2} = \frac{Q - Q_1 - F - \mu \frac{r}{R} (M + M_1 + Q + Q_1)}{Q + Q_1 + \frac{1}{2} M^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{r}{R}\right)^2 M_1^2};$$

folglich auch:

$$\begin{aligned} \mu &= \frac{Q - (Q_1 + F) - \frac{2h}{gt^2} \left[ Q + Q_1 + \frac{1}{2} M^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{r}{R}\right)^2 M_1^2 \right]}{\frac{r}{R} (M + M_1 + Q + Q_1)} \\ &= \frac{gt^2 R^2 (Q - Q_1 - F) - 2h [R^2 (Q + Q_1 + \frac{1}{2} M^2) + \frac{1}{2} r^2 M_1^2]}{gt^2 r R (M + M_1 + Q + Q_1)}. \end{aligned}$$

#### 6. Vom Stosse.

Trifft ein in Bewegung befindlicher Körper einen anderen entweder ruhenden oder ebenfalls bewegten, so entsteht ein Stoss (fr. *choc*; engl. *impact*), d. h. eine momentane Einwirkung, welche eine Veränderung entweder in der Richtung der Bewegung oder in der Geschwindigkeit oder in beiden für die sich treffenden Körper zur Folge hat. Jenachdem die Richtung der Bewegung durch die Schwerpunkte beider Körper geht oder nicht, heisst der Stoss ein centraler oder excentrischer, und jenachdem die Ebene, in welcher sich beide Körper während des Stosses berühren, auf der Richtung der Bewegung senkrecht steht oder nicht, ein gerader oder schiefer Stoss. Uebrigens werden die Erscheinungen beim Stosse unelastischer Körper ganz anders sein als beim Stosse elastischer.

Es mögen hier nur die einfachsten Fälle des centralen Stosses behandelt werden, da die Gesetze für den excentrischen Stoss sehr zusammengesetzt sind; in Bezug auf das weiter zu Behandelnde ist auf den Artikel STOSS zu verweisen.

Denkt man sich zwei vollkommen unelastische Körper mit den Massen  $M_1$  und  $M_2$ , welche im Augenblicke des Zusammentreffens die Geschwindigkeiten  $v_1$  und  $v_2$ , daher die Bewegungsgrössen  $M_1 v_1$  und  $M_2 v_2$  haben, entweder hinter einander (wo dann  $v_1$  und  $v_2$  gleiche Zeichen haben) oder gegen einander (wo  $v_1$  und  $v_2$  entgegengesetzte Zeichen haben) bewegt, und setzt im ersten Falle voraus, dass, um das Eintreten eines Stosses überhaupt möglich zu machen, die Geschwindigkeit des nachfolgenden Körpers grösser sei als die des vorausgehenden, so wird die entstehende Bewegungsgrösse nach dem Stosse der algebraischen Summe der ursprünglichen Bewegungsgrössen gleich sein, zugleich aber auch, wenn man die entstehende Geschwindigkeit mit  $x$  bezeichnet, da durchaus kein Grund vorhanden ist, anzunehmen, dass die beiden Massen nicht zusammen sich fortbewegen sollten, dem Ausdrücke  $x (M_1 + M_2)$  gleich sein; es ist daher:

$$x (M_1 + M_2) = M_1 v_1 \pm M_2 v_2,$$



$$183) x = \frac{M_1 v_1 + M_2 v_2}{M_1 + M_2},$$

woraus sich für den zweiten Fall entnehmen lässt, dass für

$$\begin{array}{l} M_1 v_1 > M_2 v_2 \quad x \text{ mit } v_1 \\ \text{und für} \quad M_1 v_1 < M_2 v_2 \quad x \text{ mit } v_2 \end{array}$$

gleiche Richtung haben wird, aber für

$$M_1 v_1 = M_2 v_2$$

$x = 0$  sein muss, d. h., weil dann

$$M_1 : M_2 = v_2 : v_1$$

ist, es entsteht beim Gegeneinanderbewegen zweier unelastischer Körper Ruhe, wenn sich die Massen umgekehrt zu einander verhalten wie ihre Geschwindigkeiten im Augenblicke des Zusammentreffens.

Ruht der eine von beiden Körpern, z. B.  $M_2$ , so dass  $v_2 = 0$ , so wird:

$$184) x = \frac{M_1 v_1}{M_1 + M_2},$$

und sind die Massen beider Körper gleich, so wird:

$$185) x = \frac{v_1 + v_2}{2},$$

oder wenn der eine von beiden ruht, die Geschwindigkeit, mit welcher beide sich nach dem Stosse fortbewegen

$$186) x = \frac{1}{2} v_1.$$

Uebrigens verliert hierbei im allgemeinsten Falle die Masse  $M_1$  an Bewegungsgrösse

$$187) (v_1 - x) M_1 = \frac{M_1 M_2}{M_1 + M_2} (v_1 + v_2),$$

und die Masse  $M_2$  gewinnt an Bewegungsgrösse:

$$188) (x - v_2) M_2 = \frac{M_1 M_2}{M_1 + M_2} (v_1 + v_2),$$

d. h. es verliert die eine so viel als die andere gewinnt, wie es auch nach dem früher angegebenen dritten Bewegungsgesetze nothwendig ist.

Treffen sich aber mehrere Massen  $M_1, M_2, M_3 \dots$ , welche im Augenblicke des Zusammentreffens die Geschwindigkeiten  $v_1, v_2, v_3 \dots$  haben, so ist die entstehende Geschwindigkeit der vereint fortgehenden Massen:

$$189) x = \frac{M_1 v_1 + M_2 v_2 + M_3 v_3 + \dots}{M_1 + M_2 + M_3 + \dots} = \frac{\Sigma(Mv)}{\Sigma(M)}.$$

Bewegt sich ein unelastischer Körper, dessen Masse  $M$  ist, mit der Geschwindigkeit  $v$  gegen ein unverrückbares ebenfalls unelastisches Hinderniss  $AB$  (Fig. 35) in der Richtung  $CD$ , so wird sich im Berührungspunkte  $D$  die Bewegungsgrösse  $Mv$  nach den beiden Richtungen  $DE$  und  $DG$ , von denen die eine in der Tangente  $EF$  durch den Punkt  $D$  liegt, die andere senkrecht darauf steht, zerlegen lassen, und es wird für  $\angle CDF = \alpha$  die von  $AB$  völlig aufgenommene Bewegungsgrösse

$$Mv \sin \alpha$$

sein; der Körper selbst aber wird sich in der Richtung  $DE$  mit einer Geschwindigkeit  $v \cos \alpha$  bewegen, und daher wird seine Bewegungsgrösse sein:

$$Mv \cos \alpha.$$

Bildet  $EF$  die Begränzung des von  $M$  gestossenen Körpers, so bewegt sich der stossende Körper nach dem Stosse längs desselben, ohne einen weiteren Druck auszuüben. Ist aber  $\alpha = 90^\circ$ , so wird für  $\sin \alpha = 1$  und für  $\cos \alpha = 0$  auch die ganze Bewegungsgrösse von  $M$  durch den gestossenen Körper aufgenommen, was man auch durch Nr. 184 nachweisen kann, wenn man hier  $M_2 = \infty$  setzt.

Die Erscheinungen, welche bei elastischen Körpern nach dem Stosse eintreten, unterscheiden sich wesentlich von denen unelastischer. Setzt man zunächst vollkommene Elasticität in zwei sich hinter einander her bewegenden Körpern mit den Massen  $M_1$  und  $M_2$  und den Geschwindigkeiten  $v_1$  und  $v_2$  voraus, und bezeichnet man die nach dem Stosse erlangte Geschwindigkeit von  $M_1$  mit  $c_1$  und die von  $M_2$  mit  $c_2$ , so wird in dem Augenblicke, wo der stossende Körper den gestossenen trifft, im Berührungspunkte eine gegenseitige Einwirkung beider Körper auf einander, die sich durch eine Formveränderung zu erkennen gibt, eintreten; würde sich nun diese Formveränderung erhalten, so würden beide Körper mit der gemeinschaftlichen Geschwindigkeit

$$190) \quad x = \frac{M_1 v_1 + M_2 v_2}{M_1 + M_2}$$

fortgehen, und es kann daher angenommen werden, dass beide Körper, nachdem sie gegenseitig das Maximum ihrer Formveränderung hervorgerufen haben, diese Geschwindigkeit  $x$  besitzen, so dass dann der stossende Körper die Bewegungsgrösse  $(v_1 - x)M_1$  verloren und der gestossene die Bewegungsgrösse  $(x - v_2)M_2$  gewonnen hat. In dem Augenblicke, wo die grösste Formveränderung eingetreten ist, stellt sich aber nach dem Gesetze der vollkommenen Elasticität die frühere Form wieder her und es erfolgen daher, da die Formveränderungen den einwirkenden Kräften proportional sind, genau dieselben gegenseitigen Einwirkungen wie bei den ersten Formveränderungen; in Folge davon wird nach Wiederherstellung der ursprünglichen Form, d. h. nach vollendetem Stoss der stossende Körper  $2(v_1 - x)M_1$  an Bewegungsgrösse verloren und der gestossene  $2(x - v_2)M_2$  an Bewegungsgrösse gewonnen haben, und es ist dann die Bewegungsgrösse

$$191) \quad \begin{cases} \text{des stossenden Körpers } M_1 c_1 = M_1 v_1 - 2(v_1 - x)M_1 = (2x - v_1)M_1, \\ \text{des gestossenen Körpers } M_2 c_2 = M_2 v_2 + 2(x - v_2)M_2 = (2x - v_2)M_2, \end{cases}$$

folglich nach Einsetzung des oben angegebenen Werthes von  $x$ :

$$c_1 = 2x - v_1 = \frac{2M_2 v_2 + (M_1 - M_2)v_1}{M_1 + M_2}$$

$$= v_1 - 2 \frac{M_2(v_1 - v_2)}{M_1 + M_2},$$

$$c_2 = 2x - v_2 = \frac{2M_1 v_1 - (M_1 - M_2)v_2}{M_1 + M_2}$$

$$= v_2 + 2 \frac{M_1(v_1 - v_2)}{M_1 + M_2}.$$



Bewegen sich die Körper nicht nach gleicher Richtung, sondern einander entgegen, so ist statt  $v_2$  einzuführen  $-v_2$ , und man erhält daher allgemein für beide Fälle:

$$192) c_1 = v_1 - 2 \frac{M_2(v_1 \mp v_2)}{M_1 + M_2},$$

$$193) c_2 = \pm v_2 + 2 \frac{M_1(v_1 \mp v_2)}{M_1 + M_2}.$$

War der gestossene Körper in Ruhe, also  $v_2 = 0$ , so ist:

$$194) \begin{cases} c_1 = \frac{M_1 - M_2}{M_1 + M_2} v_1, \\ c_2 = \frac{2M_1 v_1}{M_1 + M_2}. \end{cases}$$

Ist aber  $M_1 = M_2$ , so wird:

$$195) \begin{cases} c_1 = \pm v_2, \\ c_2 = v_1, \end{cases}$$

und wenn ausserdem auch noch der gestossene Körper sich vor dem Stosse in Ruhe befand:

$$196) \begin{cases} c_1 = 0, \\ c_2 = v_1, \end{cases}$$

d. h. stossen sich vollkommen elastische Körper von gleichen Massen, so bewegen sie sich nach dem Stosse mit gegenseitig vertauschten Geschwindigkeiten.

Sind die Körper nicht vollkommen elastisch, so wird bei der Wiederherstellung der Form nicht genau dieselbe Einwirkung erfolgen, als bei der zuerst eintretenden Formveränderung; es wird daher auch der stossende Körper nicht ganz  $2(v_1 - x)M_1$ , sondern nur  $\mu(v_1 - x)M_1$  an Bewegungsgrösse verlieren und der gestossene auf ähnliche Art nur  $\mu(x - v_2)M_2$  an Bewegungsgrösse gewinnen, wo  $\mu$  ein von der Elasticität der stossenden Körper abhängiger Coefficient jedoch  $< 1$  und  $> 2$  ist, so dass die Bedingungsgleichungen für die zu erlangenden Geschwindigkeiten nun sind:

$$197) \begin{cases} M_1 c_1 = M_1 v_1 - \mu(v_1 - x)M_1, \\ M_2 c_2 = M_2 v_2 + \mu(x - v_2)M_2, \end{cases}$$

und daher die wirklichen Geschwindigkeiten mit Berücksichtigung des doppelten Falles, dass die bewegten Körper entweder hinter einander her oder einander entgegen gehen können:

$$198) c_1 = v_1 - \mu \frac{M_2(v_1 \mp v_2)}{M_1 + M_2},$$

$$199) c_2 = \pm v_2 + \mu \frac{M_1(v_1 \mp v_2)}{M_1 + M_2}.$$

Liegen eine grössere Anzahl, etwa  $n$  Körper, welche die Massen  $M_1, M_2, M_3 \dots$  haben, hinter einander so, dass die Schwerpunkte aller sich auf einer geraden Linie befinden und daher ein jeder gegen den benachbarten einen centralen Stoss zu führen vermag, und wird angenommen, dass, während alle übrigen ruhen, der ersten Masse  $M_1$  die

Geschwindigkeit  $v_1$  so mitgeteilt wird, dass ein centraler Stoss entsteht, so erhält der zweite Körper die Geschwindigkeit:

$$c_2 = \frac{\mu M_1 v_1}{M_1 + M_2},$$

mit welcher er gegen den dritten stösst, der erste dagegen die Geschwindigkeit:

$$z_1 = v_1 - \mu \frac{M_2 v_1}{M_1 + M_2} = \left(1 - \frac{\mu M_2}{M_1 + M_2}\right) v_1,$$

mit welcher er zurückgeht. Durch die Geschwindigkeit  $c_2$  wird aber der zweite Körper dem dritten eine Geschwindigkeit

$$c_3 = \frac{\mu M_2 c_2}{M_2 + M_3} = \mu^2 \frac{M_1 M_2}{(M_1 + M_2)(M_2 + M_3)} v_1$$

mitzutheilen vermögen und selbst mit der Geschwindigkeit

$$z_2 = c_2 - \mu \frac{M_3 c_2}{M_2 + M_3} = \left(1 - \frac{\mu M_3}{M_2 + M_3}\right) c_2$$

zurückgehen. Der dritte Körper trifft den vierten mit der Geschwindigkeit  $c_3$  und ertheilt ihm daher eine Geschwindigkeit

$$c_4 = \frac{\mu M_3 c_3}{M_3 + M_4} = \mu^3 \frac{M_1 M_2 M_3}{(M_1 + M_2)(M_2 + M_3)(M_3 + M_4)} v_1,$$

während er selbst nach dem Stosse mit der Geschwindigkeit

$$z_3 = c_3 - \frac{\mu M_4 c_3}{M_3 + M_4} = \left(1 - \frac{\mu M_4}{M_3 + M_4}\right) c_3$$

fortgeht. Der  $n$ te Körper erhält daher eine Geschwindigkeit:

$$c_n = \mu^{n-1} \frac{M_1 M_2 M_3 \dots M_{n-1}}{(M_1 + M_2)(M_2 + M_3) \dots (M_{n-1} + M_n)} v_1,$$

und der ihn stossende  $(n-1)$ te geht mit der Geschwindigkeit zurück:

$$z_{n-1} = \left(1 - \frac{\mu M_n}{M_{n-1} + M_n}\right) \frac{\mu^{n-2} M_1 M_2 \dots M_{n-2}}{(M_1 + M_2)(M_2 + M_3) \dots (M_{n-2} + M_{n-1})} v_1.$$

Nimmt man alle Massen gleich gross an, so wird:

$$200) \begin{cases} c_n = \left(\frac{\mu}{2}\right)^{n-1} v_1 \\ z_{n-1} = \left[\left(\frac{\mu}{2}\right)^{n-2} - \left(\frac{\mu}{2}\right)^{n-1}\right] v_1, \end{cases}$$

und setzt man noch ausserdem vollkommene Elasticität voraus, so dass  $\mu = 2$  wird, so erhält man:

$$201) \begin{cases} c_n = v_1, \\ z_{n-1} = z_{n-2} = \dots = z_2 = z_1 = 0, \end{cases}$$

d. h. es bleiben, nachdem der erste Körper den zweiten Körper gestossen hat, sämtliche Körper in Ruhe und nur der letzte bewegt sich mit der Geschwindigkeit des ersten fort.



Ist von zwei unvollkommen elastischen Körpern beim Stosse der eine völlig unbeweglich, so lässt sich seine Masse  $M_2$  unendlich gross ansehen, und dann ist die Geschwindigkeit des andern nach Nr. 198:

$$202) c_1 = -v_1(\mu - 1),$$

bei vollkommener Elasticität daher:

$$203) c_1 = -v_1,$$

d. h. der stossende Körper geht bei vollkommener Elasticität mit derselben Geschwindigkeit von einem unbeweglichen Körper zurück, mit welcher er angekommen war.

Bewegt sich aber ein vollkommen elastischer Körper schief gegen einen andern, z. B. in der Richtung  $AB$  (Fig. 36) gegen den unbeweglichen Körper mit der Oberfläche  $LM$ , so wird unter Voraussetzung eines centralen Stosses im Augenblicke der Berührung die Geschwindigkeit  $AB = v$  des stossenden Körpers in die Seitengeschwindigkeiten  $FB = v \sin \alpha$  und  $GB = v \cos \alpha$  zerlegt werden können, von denen die erste senkrecht gegen die Tangentialebene im Berührungspunkte gerichtet ist, die andere in dieser Ebene liegt; vermöge der ersten erfolgt ein gerader Stoss, und der stossende Körper erhält in Folge von Nr. 203 die Geschwindigkeit  $c = -v \sin \alpha$ , d. h. er würde nach dem Stosse vermöge der ersten Seitengeschwindigkeit von  $B$  bis  $F$  gehen; die zweite Seitengeschwindigkeit  $GB$  bleibt ungeändert, und aus den beiden Seitengeschwindigkeiten  $BF = -v \sin \alpha$  und  $BH = v \cos \alpha$  setzt sich die Bewegung nach dem Stosse  $BI$  zusammen. Da nun die Seitengeschwindigkeiten vor und nach dem Stosse gleich sind, so werden sich auch die wirklichen Geschwindigkeiten gleichen und zugleich muss vermöge der Congruenz der Dreiecke  $BAG$  und  $BIH \triangle ABG = \angle IBH$  sein; d. h. stösst ein vollkommen elastischer Körper schief, aber central gegen einen elastischen unbeweglichen Körper, so macht die Fortsetzung seines Weges mit der Tangentialebene im Berührungspunkte denselben Winkel (Ausfallwinkel), welchen seine Bahn vor dem Stosse mit dieser Ebene einschliesst (Einfallwinkel). Dass übrigens beide Wege in einer Ebene liegen, welche auf der erwähnten Tangentialebene senkrecht steht, folgt aus dem Nichtvorhandensein jeder Ursache, welche diese Bahnen in eine andere Ebene verlegen könnte.

Weitere Belehrung über die hier aufgestellten Bewegungsgesetze enthalten die im Artikel DYNAMISCHE WISSENSCHAFTEN noch anzugebenden Schriften, namentlich aber folgende hier mehr oder weniger benutzte Lehrbücher:

H. W. BRANDES, Lehrbuch der Gesetze des Gleichgewichts und der Bewegung. Leipzig 1817. — I. P. BREWER, Lehrbuch der Mechanik. Düsseldorf 1829. — A. F. W. BRIX, Elementarlehrbuch der dynamischen Wissenschaften. Berlin 1831. — D. I. A. EYTELWEIN, Handbuch der Mechanik fester Körper. Leipzig 1823. — F. I. R. v. GERSTNER, Handbuch der Mechanik. Prag 1831. — I. J. A. IDE, System der reinen und angewandten Mechanik fester Körper. Berlin 1802. — C. H. A. KAYSER, Handbuch der Mechanik mit Bezug auf ihre Anwendung. Karlsruhe 1841. — Dr. M. RÜHLMANN, die technische Mechanik und Maschinenlehre. Dresden und Leipzig 1841. — G. v. VEGA, Vorlesungen über die Mathematik, 3r Band. Wien 1818. — I. WEISBACH, Handbuch der Bergmaschinenmechanik. Leipzig 1835. — M. NAVIER,

*résumé des leçons de mécanique données à l'école polytechnique. Paris 1841. — S. D. POISSON, traité de mécanique. Paris 1835. — I. V. PONCELET, mécanique industrielle. Paris 1839. — I. V. PONCELET, cours de mécanique appliquée aux machines. — O. GREGORY, theoretisch practische und beschreibende Darstellung der mechanischen Wissenschaften, übersetzt von Dr. I. F. W. DIETLEIN. Halle 1828. — W. WHEWELL, an elementary treatise on Mechanics. Cambridge 1836. — W. WHEWELL, a treatise on dynamics. Cambridge 1836.*

Hülse.

### **Bewegung des Wassers** in Canälen und Flüssen.

Die Lehre von der Bewegung des Wassers in Canälen und Flüssen bildet den zweiten Haupttheil der Hydraulik (s. Art. AUSFLUSS). Das Wasser fliesst entweder in oben offenen oder in ringsum verschlossenen Leitungen, die beide entweder natürlich oder künstlich sein können. Die fließenden Wasser (fr. *eaux courantes*; engl. *running-water*) in natürlichen Leitungen sind Ströme, Flüsse und Bäche. Ein Strom (fr. *fleuve*; engl. *river*) ist ein schiffbares, fließendes Gewässer, welches sich unmittelbar in das Meer oder die See ergießt, z. B. die Donau, die Elbe, der Rhein; ein Fluss (fr. *rivière*; engl. *river*) ist ein fließendes Wasser, welches seinen Ausfluss in einen Strom oder einen anderen Fluss hat, wie z. B. die Moldau, der Main, die Havel u. s. w.; ein Bach (fr. *ruisseau*; engl. *brook*) ist endlich jedes kleinere, nicht schiffbare fließende Wasser. Noch gehören hierher die Sturz- oder Gebirgsbäche (fr. *torrents*), welche von Anhöhen herabfließen, und die Regenbäche (fr. *torrents*), welche aus dem Zusammenflusse von vielem Regenwasser entstehen und zu andern Zeiten vertrocknen.

Die in künstlichen, durch Menschenhände angelegten offenen Leitungen fließenden Wasser heissen entweder Canäle oder Gräben. Ein Canal (fr. *canal*; engl. *canal*) unterscheidet sich von einem Graben (fr. *fossé*; engl. *ditch*) dadurch, dass er schiffbar und grösser ist als dieser. Ein Graben bekommt den Namen Gerinne (fr. *auge*, *rigole*; engl. *channel*), wenn seine Leitung aus Holz, gebranntem Thon, Stein oder Eisen hergestellt und nicht in die blosse Erde gegraben ist.

In von Natur rings umschlossenen Leitungen fließen die unterirdischen Bäche\*), sowie die Quell- und Brunnenwasser. Künstliche, ringsumgeschlossene Wasserleitungen, welche zum Fortführen kleinerer Wassermengen dienen, heissen Röhrenleitungen (fr. *tuyaux de conduite*; engl. *pipes, conduits*). Ueber die Theorie der Bewegung des Wassers in Röhrenleitungen ist im Artikel AUSFLUSS (Bd. I. S. 537) nachzulesen.

Wir werden in dem Folgenden der Kürze wegen die Ausdrücke Fluss und Canal in einem weiteren Sinne nehmen, unter jenem jedes in einer natürlichen Leitung und unter diesem jedes in einer künstlichen Leitung fließende Wasser verstehen.

Die Höhlung in der Erdoberfläche, worin das Wasser fliesst, heisst sein Bette oder Rinnsal (fr. *lit*; engl. *bed* oder *channel*). Es be-

---

\*) Hierher gehören auch die mit einer Eisdecke verschlossenen Flüsse. S. zwei Abhandlungen von RAUCOURT über die Bestimmung der Geschwindigkeit der Newa (*Ann. de chim. et de phys. Tom. 46. 1831* oder *Ann. des ponts et chaussées. Tom. 4. 1832*).



steht dasselbe aus dem Grundbette oder der Sohle (fr. *fond du lit*; engl. *bottom of the channel*) und den beiden Ufern (fr. *bords*; engl. *shores*). Eine Ebene winkelrecht gegen die Richtung des fließenden Wassers gibt den Querschnitt desselben (fr. *section*; engl. *perpendicular section*), dessen Umfang das Quer- oder Breitenprofil zu nennen ist, was wieder aus dem Wasser- und dem Luftprofil besteht. Eine verticale Fläche in der Richtung des fließenden Wassers durch dasselbe gelegt gibt den Längendurchschnitt und das Längenprofil desselben (fr. *profil*). Unter Abhang (fr. *pente*; engl. *declivity, slope*) eines fließenden Wassers versteht man den Neigungswinkel der Oberfläche desselben gegen den Horizont. Um diesen auf eine bestimmte Länge des fließenden Wassers anzugeben, dient das Gefälle (fr. *chute*; engl. *the fall*), welches der Horizontalabstand der beiden Endpunkte im Wasserspiegel einer bestimmten Flusslänge ist. Hiervon unterscheidet man noch die Rösche, welche nichts weiter ist als das relative Gefälle, das sich auf die Längenerstreckung  $= 1$  bezieht, das also gefunden wird, wenn man das totale oder absolute Gefälle durch die Länge des entsprechenden Flussstückes dividirt. Wenn ein Canal auf 5376 Meter Länge 7,34 Meter Gefälle hat, so ist seine Rösche oder sein relatives Gefälle  $= \frac{7,34}{5376} = 0,0013653$  oder 0,13653 Procent oder 1,3653 Promille; es hat also auch dieser Canal auf jedes Tausend Meter Länge 1,3653 Meter Gefälle. Die Canäle erhalten in der Regel an allen Stellen einerlei Rösche. bei Flüssen nimmt der Abhang in der Regel nach der Ausmündung zu ab, kleinere Flüsse haben gewöhnlich mehr Abhang als grössere, Bäche und Quellwasser aber haben, da sie in Gebirgen vorkommen, das grösste Gefälle. Das Gefälle kann stellenweise auch Null und selbst negativ sein, denn es kann dasselbe vermöge seiner anfänglichen Geschwindigkeit auch auf eine kleine Höhe steigen.

Unter mittlerer Geschwindigkeit des fließenden Wassers innerhalb eines Querprofiles versteht man diejenige Geschwindigkeit, welche jedes einzelne Wassertheilchen haben müsste, damit eine eben so grosse Wassermenge durchgeführt wird als bei den verschiedenen Geschwindigkeiten wirklich durchfließt. Aus der Wassermenge  $m$ , welche in einer Secunde durch das Querprofil vom Inhalte  $a$  durchfließt, ergibt sich die mittlere Geschwindigkeit  $c$  mittels des Quotienten  $c = \frac{m}{a}$ .

Ist z. B. die Wassermenge, welche ein Canal in einer Secunde gibt, 5,64 Cubikmeter, und der Inhalt eines Querprofiles von demselben 8,32 Quadratmeter, so folgt die mittlere Geschwindigkeit des durchfließenden Wassers  $c = \frac{5,64}{8,32} = 0,6779$  Meter.

Sind die mittleren Geschwindigkeiten in den einzelnen Theilen  $a_1, a_2, a_3$  u. s. w. eines Querprofiles  $A$   $c_1, c_2, c_3$  u. s. w., so ist die Wassermenge durch das ganze Querprofil:

$$m = a_1 c_1 + a_2 c_2 + a_3 c_3 + \dots,$$

oder einfacher ausgedrückt:

$$m = \Sigma(ac),$$

und daher die mittlere Geschwindigkeit:

$$c = \frac{\Sigma(ac)}{\Sigma(a)} = \frac{\Sigma(ac)}{A}.$$

Ausser dem Begriff der mittleren Geschwindigkeit gebraucht man auch noch den Begriff der mittleren Wassertiefe  $e$  oder den Quotienten aus dem Querprofile  $a$  und der oberen Breite  $b$  des Flusses. Es ist also

$$e = \frac{a}{b}.$$

Wäre z. B. die obere Breite des vorigen Canales 6 Meter, so würde die mittlere Stromtiefe  $e = \frac{8,32}{6} = 1,3867$  Meter betragen.

Ein Fluss ist im Beharrungszustande, wenn durch jeden seiner Querschnitte in einerlei Zeit gleichviel Wasser fliesst, wenn also das Product aus dem Inhalte eines Querschnittes und der mittleren Wassergeschwindigkeit in demselben, d. i.  $ac = m$  eine unveränderliche Zahl ist. Sind nun noch die Querschnitte gleich gross, so ist auch die mittlere Geschwindigkeit des Wassers längs des ganzen Längenprofiles constant, es ist also die Bewegung des Wassers in diesem Längenprofile eine gleichförmige.

Bei einem Flusse im Beharrungszustande ist also  $ac = AC$  oder  $a:A = C:c$ , d. i. es verhalten sich die Querprofile  $a$  und  $A$  an verschiedenen Stellen umgekehrt zu einander wie die entsprechenden Geschwindigkeiten.

Die Theorie der Bewegung des Wassers in Betten weicht insofern von der Theorie der Bewegung desselben in Röhren ab, weil das Querprofil des Wassers in Röhren ein bestimmtes ist, die Grösse des Querprofiles in Betten aber von der Bedingung, dass der Druck des Wassers an der Oberfläche dem Atmosphärendrucke gleich ist, abhängt. Während der Druck des fliessenden Wassers in einer Röhre an verschiedenen Stellen des Längenprofiles verschieden ist, bleibt der Druck des Wassers in Betten an der Oberfläche unverändert, insofern nämlich der Atmosphärendruck constant ist.

Im Artikel AUSFLUSS ist Bd. I. S. 578 der Druck des Wassers in einer Röhrenleitung durch die Formel:

$$H = k + x - \left( \frac{v^2}{2gu^2} + \frac{4Alv}{d} + \frac{4Blv^2}{d} \right)$$

bestimmt, worin  $k$  den Atmosphärendruck und  $x$  die Tiefe der Stelle, für welche der Druck zu bestimmen ist, bezeichnet, ferner  $v$  die Geschwindigkeit des Wassers,  $l$  die Länge der Leitung bis zu der bestimmten Stelle gemessen,  $d$  den Durchmesser der Röhre und  $A$  und  $B$  Erfahrungscoefficienten bezeichnen. An der Ausmündung ist dieser Druck dem Atmosphärendrucke gleich, man hat daher für diese:

$$x = \frac{v^2}{2gu^2} + \frac{4Alv}{d} + \frac{4Blv^2}{d},$$

und wenn die Leitung lang genug ist, sehr nahe:

$$x = \frac{4Alv}{d} + \frac{4Blv^2}{d}.$$



Hat nun die Röhre an allen Stellen die nämliche Neigung  $\alpha$  gegen den Horizont, so lässt sich  $x = l \sin \alpha$  setzen, weswegen man:

$$\sin \alpha = \frac{4Av}{d} + \frac{4Bv^2}{d},$$

demnach auch für einen Theil  $l_1$ :

$$l_1 \sin \alpha = \frac{4Al_1v}{d} + \frac{4Bl_1v^2}{d},$$

also ebenfalls  $H_1 = k$  erhält. Bei langen Röhrenleitungen von einerlei Weite ( $d$ ) und einerlei Abhang ( $\alpha$ ) ist also der Druck an allen Stellen derselbe, nämlich der Atmosphärendruck. Dies ist jedoch nur für die höchste Seitenlinie der ganzen Röhrenwand zu verstehen; denn in tiefern Stellen kommt der Druck des unmittelbar darüberstehenden Wassers hinzu, weshalb auch der Druck auf der untersten Seitenlinie der ganzen Röhre noch um den Druck einer Wassersäule, deren Länge die innere Weite der Röhre ist, den Atmosphärendruck übertrifft.

Dieses Gesetz ist unabhängig von der Gestalt des Röhrenquerschnittes; bildet daher derselbe irgend ein Polygon, das oben eine horizontale Seite hat, so wird das Wasser auf den (oberen) ebenen Theil der Röhrenwand, wovon jene Seite das Profil ist, ebenfalls an allen Stellen von innen heraus mit dem Atmosphärendrucke wirken. Weil endlich die Atmosphäre von aussen eben so stark entgedrückt, so lässt sich auch der Theil der Röhre, welcher diese Wand oder den Scheitel bildet, ganz hinwegnehmen, ohne dass die Bewegung des Wassers in der Röhre dadurch gestört werde. In diesem Falle bekommen wir aber einen an allen Stellen einerlei Abhang und einerlei Querprofil habenden regelmässigen Canal, und wir können daher umgekehrt behaupten, dass das Wasser in einem Canale, dessen Bette mit unveränderlicher Neigung und unveränderlichem Querschnitte ausgegraben ist, der also eine richtige prismatische Form hat, nach denselben Gesetzen sich bewegt wie in Röhrenleitungen, indem es nämlich, es mag die von demselben fortgeführte Wassermenge grösser oder kleiner sein, an allen Stellen gleich und mit einer und derselben mittleren Geschwindigkeit fortfließen wird.

Ist  $h$  das Gerälle,

$l$  die Länge,

$d$  der Durchmesser der Röhrenleitung,

$\mu$  der Ausflusscoefficient für den Eintritt des Wassers in dieselbe,

$v$  die Geschwindigkeit des Wassers in ihr,

so gilt (s. AUSFLUSS Bd. I. S. 558) folgendes Bewegungsgesetz:

$$h = \frac{v^2}{2g\mu^2} + \frac{4Alv}{d} + \frac{4Blv^2}{d}.$$

In der Regel hat aber ein Canal eine solche Länge, dass der Theil  $\frac{v^2}{2g\mu^2}$ , welcher die Geschwindigkeitshöhe des ankommenden Wassers

misst, gegen den Theil  $\frac{4Alv}{d} + \frac{4Blv^2}{d}$  vernachlässigt, also:

$$h = \frac{4Alv}{d} + \frac{4Blv^2}{d}$$

gesetzt werden kann.

Ist nun  $u$  der mit Wasser benetzte Umfang des Querschnittes (fr. *périmètre mouillé*) oder das sogenannte Wasserprofil und  $a$  der Inhalt vom Querschnitte des Canales, so ist die Grösse, nach welcher der Widerstand wächst, den das Bette durch seine Rauigkeiten u. s. w. dem fließenden Wasser entgegensetzt, allgemein  $= \frac{u}{a}$ , also für cylindrische Röhren besonders  $= \frac{\pi d}{\frac{1}{4}\pi d^2} = \frac{4}{d}$ , weshalb nun in dem obigen Ausdruck, wenn er für die gleichförmige Bewegung des Wassers in Canälen gültig sein soll,  $\frac{4}{d} = \frac{u}{a}$  zu setzen ist und derselbe folgende Form annimmt:

$$h = \frac{Auv}{a} + \frac{Buv^2}{a}, \text{ oder}$$

$$\frac{ah}{ul} = Av + Bv^2.$$

Diese Formel zeigt, dass die Geschwindigkeit des Wassers in einem regelmässigen Canale (*ABCD Fig. 1 Taf. 64*) mit dem Abhänge  $\frac{h}{l}$  ( $= \frac{HC}{AC}$ ) wächst und dieselbe gleich Null ist, das Wasser also still steht, wenn das Gefälle Null ist. Es kann also das Wasser in einem regelmässigen Canale sich nur dann gleichförmig bewegen, wenn derselbe einen gewissen Abhang hat. Auch sieht man aus diesem Ausdrucke, dass die Geschwindigkeit des Wassers wächst, wenn das Verhältniss  $\left(\frac{a}{u}\right)$  des Wasserprofiles zum Inhalte des ganzen Profiles zunimmt. Dieses Verhältniss ist aber bei regelmässigeren Figuren grösser als bei unregelmässigeren; es wird also durch die grössere Regelmässigkeit des Querprofiles eine grössere Geschwindigkeit erlangt.

Man kann mit DU BUAT (s. dessen Grundlehren der Hydraulik, Absch. II. Cap. II.) die Bewegung des Wassers in einem regelmässigen Bette mit der Bewegung der Körper auf schiefen Ebenen vergleichen. Aus der Höhe  $h$  und der Länge  $l$  der schiefen Ebene folgt die Beschleunigung, mit welcher die Schwerkraft einen Körper von derselben herabtreibt,  $= \frac{gh}{l}$ . Vermöge dieser Beschleunigung allein würde aber das Wasser eine gleichförmig beschleunigte Bewegung annehmen; da wir aber eine solche Bewegung in der Regel an Canälen und Flüssen von constantem Abhänge nie wahrnehmen, so folgt, dass das Wasser in dem Bette einen Widerstand finden muss, welcher jene Acceleration aufhebt, und dass also das Wasser nur mit seiner anfänglichen Geschwindigkeit vermöge seiner Trägheit in dem Bette fortfließt. Dieser Widerstand ist aber, wenn  $A_1$  und  $B_1$  Erfahrungszahlen bezeichnen,  $\frac{A_1 uv}{a} + \frac{B_1 uv^2}{a}$ , daher folgt durch Gleichsetzen der Kraft und des Widerstandes:

$$\frac{gh}{l} = \frac{A_1 uv}{a} + \frac{B_1 uv^2}{a}, \text{ oder}$$

$$\frac{ah}{ul} = \frac{A_1 v}{g} + \frac{B_1 v^2}{g},$$



woraus, wenn man die unveränderlichen Zahlen  $\frac{A}{g}$ ,  $\frac{B}{g}$  mit  $A$  und  $B$  bezeichnet, der gefundene Ausdruck

$$\frac{a}{u} \cdot \frac{h}{l} = Av + Bv^2$$

folgt.

Der durch  $\frac{Aluv}{a} + \frac{Blv^2}{a}$  gemessene Widerstand, welchen das Bette dem darin fließenden Wasser entgegensetzt, ist aber mit der Reibung, welche vom Drucke abhängig ist, nicht zu vergleichen; denn es ist derselbe, wie schon DU BUAT (§. 34 des genannten Werkes) bemerkt und (Bd. II. §. 363) durch Versuche über den Ausfluss durch Heber bewiesen hat, von dem Drucke gänzlich unabhängig. Die Wassertheilchen bewegen sich also mit gleicher Leichtigkeit an einander, der Druck zwischen denselben mag gross oder klein sein. Man muss vielmehr annehmen, dass die Adhäsion des Wassers an dem Bette, der Stoss desselben an die Rauigkeiten von diesem und besonders noch die Cohäsion des Wassers an und für sich es sind, worin dieser Widerstand begründet ist. Durch die Cohäsion pflanzt sich der am Umfang unmittelbar wirkende Widerstand auf die inneren Wassertheile, jedoch mit abnehmender Stärke, fort, und es erleidet deshalb das ganze Wasser einen Aufenthalt. Die beträchtliche Adhäsion des Wassers an anderen Körpern wird durch ACHARD (phys. chem. Schriften S. 354), HUTH (Neues Journal der Physik von GREN, III. Bd. S. 301), LINK (GILB. Annalen 1814. XLVIII. S. 4 und POGGEND. Annalen 1833. XXIX. S. 593) und Andere nachgewiesen. DU BUAT fand (§. 31 seines Werkes), dass die Adhäsion zwischen dem Wasser und dem überzintten Eisenbleche auf einen Quadratzoll Fläche 65 bis 70 Gran, also auf 1 Quadratmeter 4,70 bis 5,07 Kilogramm betrug, und hiervon wenig abweichende Werthe fand auch ACHARD für Blei, Eisen, Kupfer, Messing, Zinn und Zink, sowie HUTH für Holzarten von verschiedener Art. FRANKENHEIM (die Lehre von der Cohäsion, Berlin 1835) fand, wenn ich darin seine Rechnungsfehler, durch welche er alle Werthe hundert Mal zu gross angibt, corrigire, die Adhäsion des Wassers bei 0° Temperatur an einer Glastafel 5,36 Milliontheile, bei 16°,5 aber 5,279 Milliontheile einer Atmosphäre. Den Atmosphärendruck auf ein Quadratcentimeter 1,0333 Kilogramm angenommen, folgt hiernach die Adhäsion des Wassers bei 1 Quadratmeter Berührungsfläche im ersten Falle 5,54 Kilogramm und im zweiten 5,45 Kilogramm.

Diese Bestimmung setzt voraus, dass der mit dem Wasser in Berührung befindliche Körper von diesem benetzt werde, wie es allerdings bei der Bewegung des Wassers in Flussbetten und Röhren immer geschieht. Da sich in diesem Falle immer ein dünner Wasserüberzug über den Körper bildet, so ist beim Losreissen von Platten oder bei der Bewegung des Wassers nur der Zusammenhang des Wassers mit dem Wasser zu überwinden, und es ist deshalb natürlich, wenn man die Anziehungskraft zwischen dem Wasser und benetzten festen Körpern, also auch den Widerstand des Wassers in Leitungen (DU BUAT's Grundlehren §. 36) von der materiellen Beschaffenheit der Körper und Flussbetten gar nicht abhängig gefunden hat. Wohl aber hängt der Zusammenhang der Wassertheilchen unter einander, vermöge dessen man dem Wasser einen gewissen Grad von Klebrigkeit (fr. *viscosité*, nach FRANKENHEIM

Synaphie im Gegensatz zu Prosaphie) beimisst, von der Temperatur des Wassers ab, und es nimmt derselbe offenbar ab, wenn die Temperatur eine höhere wird, wie auch der zweite Versuch von FRANKENHEIM und GERSTNER's Versuche über den Ausfluss durch Röhren (s. AUSFLUSS Bd. I. S. 562 u. s. w.) zeigen. Die Cohäsion des Wassers wird aber auch noch durch die Contractionserscheinungen beim Ausfluss sowie durch die Gesetze der Capillarität beim Aufsteigen des Wassers in Haarröhren u. s. w. angezeigt. Andere, namentlich D'AUBUISSON und EYTELWEIN, führen auch einen sehr bekannten Versuch von VENTURI an, um die Anziehung des Wassers an sich nachzuweisen. VENTURI (s. *Recherches expérimentales sur le principe de communication latérale dans les fluides*, GILBERT's Annalen Bd. II.) liess einen Wasserstrahl durch ein Gefäss mit Wasser schief in die Höhe steigen, und bemerkte, dass das ruhende Wasser von dem bewegten Wasser mit fortgerissen und das Gefäss nach und nach geleert wurde. Er nennt diese Erscheinung die Seitenmittheilung der Bewegung des Wassers, ohne dieselbe zu erklären; der Druck des ruhigen Wassers gegen das bewegte und die Anziehung des einen gegen das andere machen aber dieses Phänomen völlig klar und lassen in der Erklärung kaum etwas zu wünschen übrig.

DU BUAT hat zuerst eine brauchbare Formel für die gleichförmige Bewegung des Wassers in Flussbetten aus Versuchen abgeleitet. Nachdem sich derselbe überzeugt hat, dass die Geschwindigkeit in etwas grösserem Verhältnisse als die Quadratwurzel aus dem Abhänge  $\left(\frac{h}{l}\right)$  und in einem etwas kleineren Verhältnisse als die Quadratwurzel aus dem mittleren Halbmesser oder Quotienten  $\frac{a}{u}$  von dem Inhalte und Umfange des Querschnittes wachse, sieht er sich genöthigt, folgenden Ausdruck für die Geschwindigkeit des in Betten gleichförmig fliessenden Wassers anzunehmen:

$$v = \frac{297 \left( \sqrt{\frac{a}{u}} - 0,1 \right)}{\sqrt{\frac{l}{h}} - \text{Log nat } \sqrt{\left( \frac{l}{h} + 1,6 \right)}} - 0,3 \left( \sqrt{\frac{a}{u}} - 0,1 \right)^*,$$

worin alle Masse in pariser Zoll auszudrücken sind und auch  $v$  in dieser Einheit angegeben wird. Welche gute Uebereinstimmung diese Formel mit den Erfahrungen gewährt, zeigt folgende von DU BUAT selbst berechnete Tabelle Nr. I. Man sieht aus derselben, dass sich die Versuche auf Geschwindigkeiten von 4,59 Zoll bis 35,11 Zoll erstrecken und die Formel selten grosse Abweichungen gibt. Dieser grosse Hydrauliker beschreibt seine Versuche hierüber in seinen *Principes D'Hydraulique*, Vol. II. Sect. I. Chap. V. et Chap. VIII. Der künstliche Canal, durch den er das Wasser laufen liess, wurde aus drei 18 Zoll breiten, 3 Zoll dicken und 12 Fuss langen Pfosten gebildet und hatte allerdings nur eine Länge von 132 Fuss. Durch diese Pfosten konnte er nicht allein ein rechteckuläres, sondern auch ein trapezoidales Querprofil herstellen, und durch unterge-

\*) Vergleiche hiermit den Ausdruck im Artikel AUSFLUSS Bd. I. S. 554 für die Bewegung des Wassers in Röhrenleitungen.



legte Keile war es auch möglich, dem Canal verschiedene Abhänge zu geben. Der Zufluss des Wassers (aus der Schelde) konnte durch ein über die Canalbreite weggehendes Schutzbret regulirt werden. Am unteren Ende des Canales war ein vierseitiger Kasten angeschlossen, welcher  $3\frac{1}{2}$  Fuss lang und breit und 14 Zoll tief war, in den das Wasser aus dem Canal ohne alle Hindernisse zunächst trat. Die drei übrigen Seiten dieses Kastens, der das Gerinne noch frei liess, waren mit durch Schutzbreter zu stellenden Oeffnungen ausgerüstet. Aus diesem Kasten konnte das Wasser in ein ausgemauertes und mit Ziegelsteinen gepflastertes Reservoir von 12 Fuss Länge, 9 Fuss Breite und 5 Fuss Tiefe strömen und darin gemessen werden. Das Gefälle des Canales ergab sich, indem der Canal erst einmal mit Wasser gefüllt wurde und, nachdem dasselbe zur Ruhe gekommen war, der Abstand des Wasserspiegels von der Gerinnssole am Anfange und am Ende der Leitung gemessen und beide Abstände von einander subtrahirt wurden. Der Stand des bewegten Wassers im Gerinne wurde durch Stifte angegeben, die von oben nach der Mitte des Wasserspiegels herabgehend in den Querbändern des Gerinnes eingebohrt waren. Jeder Versuch wurde auf folgende Weise eingeleitet. Nachdem man die Schutzbreter im Kasten und im Aichreservoir gezogen hatte, so dass das Wasser ungehindert aus dem Canale durch den Kasten in das Aichreservoir und von da weiter fließen konnte, wurde das Schutzbret am Eintritt auf eine gewisse Höhe gestellt. Um nun das durchfließende Wasser zur gleichförmigen Bewegung zu nöthigen, wurde eines der Schutzbreter im Kasten am Ende des Gerinnes so lange gestellt, bis man fand, dass das Wasser wenigstens in der untern Hälfte des Gerinnes in gleicher Höhe floss. War dies gelungen, so wurde der Stand des Wassers im Aichreservoir an einem Schwimmer abgelesen, die Abflussöffnung dieses Reservoirs geschlossen und nun die Zeit beobachtet, innerhalb welcher das Wasser auf eine durch den Schwimmer angegebene Höhe im Reservoir gestiegen war.

Ausser diesen Versuchen wurden, wie man auch aus der Tabelle sieht, noch einige in einem natürlichen Canal und andere im Flusse La Haine angestellt. Da es nöthig ist, den Abhang, namentlich wenn er klein ist, mit scrupulöser Sorgfalt zu messen, so liess Du BUAT parallel neben dem Canal hin einen kleinen Graben von 9 Zoll Breite und Tiefe ausgraben und mit Wasser anfüllen. In die Endpunkte dieses Grabens wurden Piquets eingesteckt und nun an diesen durch einen ruhigen Wasserspiegel eine längs dem Canal hinlaufende Horizontallinie von 240 Toisen Länge marquirt. Weil der Graben etwas Wasser durchliess, so wurde die Beobachtung des Wasserspiegels an den beiden Piquets während einer halben Stunde von 5 zu 5 Minuten wiederholt, wobei sich ergab, dass der Wasserspiegel an beiden Enden jedesmal ungefähr um eine Linie gesunken war. Um nun das Gefälle des Canales zu finden, wurde der Graben an beiden Enden mit dem Canale in Communication gesetzt und untersucht, wie nun der Wasserspiegel an beiden Piquets stand. Ebenso wurde bei dem Flusse La Haine experimentirt. Die Geschwindigkeit wurde allerdings nur durch schwimmende Körper und mit Anwendung einer nicht ganz genügenden, erst von PRONY verbesserten Regel gefunden.

Noch bemerkt Du BUAT, dass bei einigen Versuchen der Wind die Bewegung der Schwimmer etwas alterirt haben konnte. Auffallend war auch der Einfluss des Schilfes auf dem Grunde des Canales auf die Ge-

schwindigkeit des Wassers in demselben; denn nur dann, nachdem dieses abgeschnitten worden war, ergab sich eine Geschwindigkeit, die der theoretisch bestimmten näher kam. Als misslungen anzusehende und sehr abweichende Resultate gebende Versuche sind in folgender Tabelle gar nicht aufgenommen worden.

Tafel I.

Ergebnisse der Versuche DU BUAT's über die gleichförmige Bewegung des Wassers in künstlichen und natürlichen Flussbetten.

Nr.	Benetzter Umfang ( $u$ ) in Zollen.	Inhalt des Querprofils ( $a$ ) in Quadratzollen.	Wurzelverhältniss $\sqrt{\frac{a}{u}}$ .	Umgekehrter Abhang oder $\left(\frac{l}{h}\right)$ .	Beobachtete mittlere Geschwindigkeit in Zollen.	Berechnete mittlere Geschwindigkeit in Zollen.
Künstliche Canäle (trapezoidale).						
1.	18,84	13,06	1,20107	212	27,51	27,19
2.	50,60	29,50	1,3096	212	28,92	29,88
3.	83,43	26,00	1,7913	412	27,14	28,55
4.	27,20	15,31	1,33290	427	18,28	20,39
5.	39,36	18,13	1,47342	427	20,30	22,71
6.	50,44	20,37	1,57359	427	22,37	24,37
7.	56,43	21,50	1,62007	427	23,54	25,14
8.	98,74	28,25	1,86955	432	28,29	29,06
9.	100,74	28,53	1,87910	432	28,52	29,23
10.	119,58	31,06	1,96219	432	30,16	30,60
11.	126,20	31,91	1,98868	432	31,58	31,03
12.	130,71	32,47	2,00637	432	31,89	31,32
13.	135,32	33,03	2,02407	432	32,52	31,61
14.	20,83	13,62	1,23667	1728	8,94	8,58
15.	34,37	17,00	1,42188	1728	9,71	9,98
16.	36,77	17,56	1,44708	1728	11,45	10,17
17.	42,01	18,69	1,49924	1728	12,34	10,53
Künstliche Canäle (rectanguläre).						
18.	34,50	21,25	1,27418	458	20,24	18,66
19.	86,25	27,25	1,77908	458	28,29	26,69
20.	34,50	21,25	1,27418	929	13,56	12,53
21.	35,22	21,33	1,28499	1412	9,20	10,01
22.	51,75	23,25	1,49191	1412	12,12	11,76
23.	76,19	26,08	1,70921	1412	14,17	13,59
24.	105,78	29,17	1,90427	1412	15,55	15,24
25.	69,00	25,25	1,65308	9288	4,59	4,56
26.	155,25	35,25	2,09868	9288	5,72	5,86
Canal du Jard.						
27.	16252	402	6,3583	8919	17,42	18,77
28.	11905	366	5,7032	11520	12,17	14,52
29.	10475	360	5,3942	15360	15,74	11,61
30.	7858	340	4,8074	21827	9,61	8,38
31.	7376	337	4,6784	27648	7,79	7,07
32.	6125	324	4,3475	27648	7,27	6,55
Fluss de Haine.						
33.	31498	569	7,43974	6048	35,11	27,62
34.	38838	601	8,03879	6413	31,77	28,76
35.	30905	568	7,37632	32951	13,61	10,08
36.	39639	604	8,10108	35723	15,96	10,53



Zwei wesentliche Mängel stellen sich an der Formel von DU BUAT heraus. Erstens liegen der Entwicklung derselben keine wissenschaftlichen Begriffe zu Grunde und zweitens besitzt dieselbe eine Complication, welche es sehr erschwert, mit Hilfe derselben eine darin vorkommende unbekanntete Grösse, z. B.  $h$  oder  $\frac{a}{u}$  zu finden\*). Diese Mängel bemerkend, hat zuerst WOLTMANN und dann auch EYTELWEIN es versucht, andere einfachere an die Stelle derselben zu setzen. Während DU BUAT nur eine Formel für die Bewegung in Röhren und in offenen Betten gab, hielten es beide deutsche Hydrauliker für angemessen, für die Bewegung des Wassers in Betten eine besondere Formel zu entwickeln oder wenigstens für dieselbe einen anderen Erfahrungscoefficienten einzuführen, was auch dadurch motivirt wird, dass Flussbetten immer weit rauhere Wände haben als Röhrenwände.

WOLTMANN nimmt einmal:

$$v = \alpha \left( \frac{a}{u} \cdot \frac{h}{l} \right)^{\frac{4}{7}}$$

und ein anderes Mal:

$$= \alpha_1 \left( \frac{a}{u} \cdot \frac{h}{l} \right)^{\frac{1}{2}} **),$$

wo  $\alpha$  und  $\alpha_1$  aus Versuchen abgeleitete Erfahrungszahlen sind,  $\alpha$ , und stellt die danach berechneten Geschwindigkeiten mit den beobachteten DU BUAT's (WOLTMANN Beiträge zur hydraul. Architectur Bd. I. S. 168) zusammen, wobei er allerdings findet, dass die erste Form mehr für Röhrenleitungen und die zweite mehr für Canäle passt.

Für das pariser Zollmass ist nach WOLTMANN bei Flüssen:

$$\begin{aligned} v &= 0,868 \cdot g \sqrt{\frac{a}{u} \cdot \frac{h}{l}} \\ &= 314 \sqrt{\frac{a}{u} \cdot \frac{h}{l}}, \end{aligned}$$

wogegen EYTELWEIN (KOSMANN's Uebersetzung von BUAT's Grundlehren der Hydraulik Bd. I. S. 84.):

$$v = 309,47 \sqrt{\frac{a}{u} \cdot \frac{h}{l}}$$

findet.

---

\*) Von allen Hydraulikern hat keiner die Theorie von DU BUAT so weit verfolgt, als der grosse brittische Physiker JOHN ROBISON. Er hat den Gebrauch der DU BUAT'schen Formel nicht allein an vielen Beispielen zu erläutern, sondern auch durch zwei besondere zu diesem Zwecke berechnete Tabellen zu erleichtern gesucht. Siehe Artikel *Water-works* in *System of Mechanical Philosophie Vol. II*. Es ist merkwürdig, dass selbst in der Ausgabe von 1822 durch BREWSTER sich diese Tabellen wieder vorfinden und der neuern Formeln gar nicht gedacht wird.

\*\*\*) Nach PRONY's Aussage (s. Einleitung des später angeführten Werkes) hatte schon CHEZY 5 Jahre vor DU BUAT (1775) den Ausdruck für die Geschwindigkeit in diese Form gebracht.

Für das pariser Fussmass ist hiernach:

$$v = 89,3363 \sqrt{\frac{a}{u} \cdot \frac{h}{l}},$$

und für das rheinl. oder preuss. Fussmass:

$$v = 90,9 \sqrt{\frac{a}{u} \cdot \frac{h}{l}}.$$

(S. §. 127 von EYTELWEIN's Handbuch der Hydraulik.)

Noch hat KRAYENHOFF aus 41 Beobachtungen im Pannerdenschcn Canale, 24 dergleichen an der Yssel und 45 am Rhein und der Waal folgende für Ströme gewiss sehr practische Formel gefunden:

$$v = 96,042 \sqrt{\frac{a}{u} \cdot \frac{h}{l}}$$

für das preuss. Maass\*).

Da diese Formeln mehr für grössere als für kleinere Geschwindigkeiten mit der Erfahrung übereinstimmen, so musste man schliessen, dass die Geschwindigkeit nicht genau der Quadratwurzel aus dem Abhange, also dieser und sonach auch der Widerstand des Bettes nicht genau dem Quadrate der Geschwindigkeit proportional sei, oder annehmen, dass er zu gleicher Zeit auch noch nach einer andern Potenz der Geschwindigkeit wachse. COULOMB (*Mémoires de l'Institut, classe des sciences, Tom. III.*) fand (im Jahr 1800) hierzu die erste Potenz geeignet (s. Art. AUSFLUSS Bd. I. S. 556), GIRARD aber und nach ihm PRONY entwickelten hiernach neue Formeln für die gleichförmige Bewegung des Wassers in Flussbetten.

PRONY fand (*Recherches physico-mathématiques sur la théorie du mouvement des eaux courantes, 1804*) aus 31 Versuchen von DU BUAT (die übrigen wurden von ihm wegen ihrer grossen Abweichungen als unrichtig angesehen) mit Zugrundlegung der Formel:

$$h = \frac{Aul}{a} v + \frac{Bul}{a} v^2$$

den Coefficienten  $A = 0,00004445$  und

den Coefficienten  $B = 0,0003093$ \*\*),

und leitete daraus folgenden Ausdruck für die Geschwindigkeit (für Metermass) ab:

$$v = -0,0718523 + \sqrt{\left(0,00516275 + 3232,96 \frac{a}{u} \cdot \frac{h}{l}\right)}.$$

Noch mehr Vorzug verdient aber die von EYTELWEIN gefundene Formel (Denkschriften der königl. Berliner Academie der Wissenschaften, aus den Jahren 1814 und 1816), welche sich auf 91 von DU BUAT, BRÜNINGS, WOLTMANN und FUNK angestellte Versuchen gründet. Von den (36) Versuchen DU BUAT's ist bereits gesprochen worden; BRÜNINGS (16) Versuche (s. WIEBEKING's allgemeine Wasserbaukunst, Bd. I. S. 344 u. 388)

\*) Siehe *Verzameling van hydrographische en topographische Waarnemingen. Bd. I.*

\*\*) GIRARD setzte voraus, dass die Coefficienten  $A$  und  $B$  gleich seien (s. *Rapport à l'assemblée des ponts et des chaussées sur le projet général du Canal de l'Ourq. Paris 1805.*)



wurden am Rhein, an der Waal und Yssel angestellt; während WOLTMANN seine (4) Versuche in einem Entwässerungsgraben bei Cuxhaven und Ritzbüttel (s. Beiträge zur Baukunst schiffbarer Canäle S. 286 und 287) und FUNK die seinigen (39) an der Weser angestellt hat (s. Beiträge zur allgemeinen Wasserbaukunst). Nicht allein die grosse Anzahl dieser Versuche, sondern auch der Umstand, dass dieselben unter sehr verschiedenen Umständen (bei Geschwindigkeiten von  $\frac{2}{3}$  bis  $7\frac{1}{2}$  Fuss und Querschnitten von  $\frac{1}{6}$  bis 19135 Quadratfuss) angestellt worden sind, liessen eine grössere Genauigkeit erwarten, und man wurde in dieser Erwartung auch durch spätere Versuche von BIDONE, BERTELLI u. A. nicht getäuscht.

Es ist hier nicht der Ort, das Verfahren anzugeben, wie EYTELWEIN aus diesen 91 Versuchen die Erfahrungscoefficienten *A* und *B* abgeleitet hat. Ich will nur bemerken, dass EYTELWEIN wie auch PRONY eine von LA PLACE (in der *Mécanique celeste*) herrührende Methode angewendet hat, deren Wesen ich in dem Artikel BEOBACHTUNG S. 895. Bd. I. näher zu beleuchten gesucht habe. Hiernach bildet EYTELWEIN erst aus 10 Versuchen mit den kleinsten Geschwindigkeiten eine erste und dann aus allen nach der genannten Methode eine zweite Bestimmungsgleichung für die Coefficienten *A* und *B*. Allerdings wäre es dem jetzigen Stand der Wissenschaften angemessener, diese Werthe mit Hülfe der Methode der kleinsten Quadrate (Artikel BEOBACHTUNG), wie es von mir für die Bewegung des Wassers in Röhrenleitungen geschehen ist (s. Polytechn. Centralblatt Nr. 55. 1840), aus den Erfahrungen abzuleiten; so lange dies aber noch nicht unternommen ist, wird man sich mit dieser Bestimmung begnügen müssen. Doch darf ich nicht unerwähnt lassen, dass HAGEN in seinen Grundzügen der Wahrscheinlichkeitsrechnung §. 37 ziemlich überzeugend nachweist, dass mehrere von diesen 91 Versuchen nicht geeignet sind, zu einer derartigen Grundlage zu dienen, weil es höchst wahrscheinlich ist, dass nicht alle Elemente in ihnen durch Beobachtungen bestimmt sind, sondern zu erwarten steht, dass bei denselben die Gefälle durch FUNK nach der DU BUAT'schen Formel erst berechnet worden sind.

Endlich muss ich noch einer Einschränkung gedenken, die bei der Anwendung aller dieser Formeln nach FUNK (s. Darstellung der wichtigsten Lehren der Hydrotechnik. XIII.) zu machen ist\*). Nach diesem Hydrauliker soll es nämlich nicht ein blosser dünner Ueberzug, welcher das Bette umgibt, sondern es soll eine dickere, von der materiellen Beschaffenheit des Bettes abhängige Wasserrinde sein, die als ruhig an dem Bette hängend anzusehen und innerhalb welcher das übrige Wasser durchfliessend anzunehmen ist. Gemachte Beobachtungen veranlassen FUNK anzunehmen, dass das Wasser für eine Canallänge von 1000 rheinl. Fuss in folgenden Tiefen fliessen muss, wenn die Anwendung der Formeln von DU BUAT, PRONY und EYTELWEIN zulässig sein soll.

Bette aus nicht gehobelten Bretern . . . . .	1,25	rheinl. Zoll.
Bette aus feiner Erde und Lehm . . . . .	2,214	„ „
Bette von Stein . . . . .	5,312	„ „
Bette aus 1 bis 3 Zoll dicken Steinen mit Kies und Kieseln vermischt . . . . .	16,60	„ „
Bette mit 9 bis 11 Zoll hohen Wasserpflanzen . . . . .	19,78	„ „

\*) Man kann den Fiktionen von FUNK nicht immer viel Vertrauen schenken. Seine Schriften sind wegen ihrer Vollständigkeit in der Anführung von

Da jedoch FUNK selbst der Richtigkeit dieser Werthe nicht völliges Vertrauen schenkt, so soll hiervon in der Folge nicht weiter die Rede sein. Dass hiernach unter übrigen gleichen Umständen tiefere Flüsse schneller fließen als flachere, ist in die Augen fallend.

Nach den Berechnungen EYTELWEIN'S ist, den rheinl. Fuss zur Längeneinheit angenommen:

$$A = 0,000024265181 \text{ und}$$

$$B = 0,000114736818;$$

daher die Grundformel für das Gefälle:

$$I) \quad h = 0,000024265 \frac{lu}{a} v + 0,00011474 \frac{lu}{a} v^2,$$

wonach sich durch Umkehrung folgender Ausdruck für die Geschwindigkeit findet:

$$II) \quad v = -0,1057 + \sqrt{\left(8715,6 \frac{a}{u} \cdot \frac{h}{l} + 0,01118\right)}.$$

Für das Metermass ist:

$$I^b) \quad h = 0,000024265 \frac{lu}{a} v + 0,00036557 \frac{lu}{a} v^{2*}), \text{ und}$$

$$II^b) \quad v = -0,03317 + \sqrt{\left(2735,4 \frac{a}{u} \cdot \frac{h}{l} + 0,00110\right)}.$$

Aus der gefundenen Geschwindigkeit ergibt sich die Wassermenge durch den einfachen Ausdruck:

$$III) \quad m = av.$$

Wenn die Geschwindigkeit des Wassers nicht klein (unter 1 Meter) ist, so kann man  $A$  vernachlässigen und ebenfalls nach den Bestimmungen EYTELWEIN'S

$$B = 0,00012103089$$

setzen, wodurch man für das rheinl. Fussmass erhält:

$$h = 0,00012103 \frac{lu}{a} v^2;$$

umgekehrt ist

$$v = 90,9 \sqrt{\frac{a}{u} \cdot \frac{h}{l}},$$

wie schon aus den DU BUAT'Schen Versuchen sich ergab; dagegen für das Metermass:

$$I^c) \quad h = 0,00038562 \frac{lu}{a} v^2 \text{ und}$$

$$II^c) \quad v = 50,92 \sqrt{\frac{a}{u} \cdot \frac{h}{l}}.$$

Thatsachen sehr schätzenswerth, verdienen auch wegen der darin enthaltenen Bemerkungen der Mängel der Theorie eine Beachtung; allein selten findet man darin eigentliche Verbesserungen der Theorie.

\*) Vergleiche hiermit Artikel AUFSCHLAGWASSER Bd. I. S. 352, wo die PRONY'Sche Formel steht.



In folgender Tabelle II. sind die nach der ersten Formel berechneten Werthe für  $v$  mit den beobachteten zusammengestellt und die relativen Differenzen oder Fehler angegeben.

Tafel II.

Tafel für das Gesetz der Bewegung des Wassers in Flussbetten nach EYTELWEIN, zur Vergleichung der berechneten Geschwindigkeiten mit den von DU BUAT, BRÜNINGS, FUNK und WOLTMANN beobachteten. (Alle Dimensionen beziehen sich auf den rheinl. Fuss zu 314,3 Millimeter.)

Beobachter.	Nr.	Ausdruck $\frac{ah}{utv}$	$v$ beobachtet.	$[v]$ berechnet.	Absolute Abweichung $v - [v]$ .	Relative Abweichung $\frac{v - [v]}{v}$ .
DU BUAT	1.	0,00006410	0,396	0,376	+0,020	0,051
"	2.	0,00008319	0,492	0,501	-0,009	0,018
"	3.	0,00009405	0,626	0,619	+0,007	0,011
"	4.	0,00010162	0,672	0,673	-0,001	0,001
"	5.	0,00009900	0,771	0,716	+0,055	0,071
"	6.	0,00012711	0,794	0,838	-0,044	0,055
"	7.	0,00011018	0,829	0,793	+0,036	0,043
"	8.	0,00012049	0,837	0,838	+0,001	0,001
WOLTMANN	9.	0,00012854	0,895	0,900	-0,005	0,006
"	10.	0,00014128	0,895	0,949	-0,054	0,060
DU BUAT	11.	0,00010583	0,987	0,855	+0,132	0,133
WOLTMANN	12.	0,00013848	1,014	1,008	+0,006	0,006
DU BUAT	13.	0,00013017	1,044	0,988	+0,056	0,054
"	14.	0,00023202	1,050	1,355	-0,305	0,290
"	15.	0,00010541	1,064	0,889	+0,175	0,164
"	16.	0,00012888	1,170	1,045	+0,125	0,100
"	17.	0,00012133	1,174	1,013	+0,161	0,137
"	18.	0,00014601	1,222	1,147	+0,075	0,061
"	19.	0,00016517	1,341	1,287	+0,064	0,040
"	20.	0,00012035	1,358	1,092	+0,266	0,196
WOLTMANN	21.	0,00015129	1,369	1,242	+0,127	0,092
DU BUAT	22.	0,00011511	1,377	1,074	+0,303	0,222
"	23.	0,00025946	1,502	1,744	-0,242	0,161
"	24.	0,00022761	1,577	1,666	-0,089	0,056
"	25.	0,00017514	1,746	1,530	+0,216	0,124
"	26.	0,00025046	1,751	1,852	-0,101	0,057
"	27.	0,00025924	1,929	1,985	-0,056	0,029
FUNK	28.	0,00049878	2,017	2,857	-0,840	0,416
DU BUAT	29.	0,00027270	2,030	2,046	-0,016	0,012
"	30.	0,00028697	2,341	2,316	+0,025	0,017
"	31.	0,00024735	2,373	2,158	+0,215	0,090
"	32.	0,00028600	2,440	2,360	+0,080	0,033
"	33.	0,00024428	2,440	2,176	+0,264	0,108
BRÜNINGS	34.	0,00033059	2,4559	2,556	-0,100	0,047
DU BUAT	35.	0,00028660	2,460	2,375	+0,085	0,035

Beobachter.	Nr.	Ausdruck $\frac{ah}{ulv}$	$v$ beobach- tet.	$[v]$ berechnet.	Absolute Abwei- chung $v - [v]$ .	Relative Abwei- chung $\frac{v - [v]}{v}$ .
FUNK	36.	0,00039930	2,460	2,821	-0,361	0,147
DU BUAT	37.	0,00027976	2,494	2,363	+0,131	0,053
„	38.	0,00029549	2,601	2,485	+0,116	0,045
„	39.	0,00028981	2,724	2,520	+0,204	0,075
„	40.	0,00031718	2,740	2,648	+0,092	0,033
„	41.	0,00029220	2,750	2,543	+0,207	0,075
„	42.	0,00029162	2,805	2,567	+0,238	0,085
BRÜNINGS	43.	0,00036029	2,9232	2,942	-0,019	0,007
„	44.	0,00045663	2,9264	3,308	-0,382	0,136
„	45.	0,00041909	2,9894	3,201	-0,212	0,071
DU BUAT	46.	0,00026079	2,528	2,520	+0,508	0,167
BRÜNINGS	47.	0,00041392	3,1064	3,243	-0,137	0,044
FUNK	48.	0,00041667	3,223	3,301	-0,078	0,024
„	49.	0,00066648	3,300	4,274	-0,974	0,295
BRÜNINGS	50.	0,00040093	3,3124	3,298	+0,024	0,007
FUNK	51.	0,00062510	3,370	4,180	-0,810	0,240
BRÜNINGS	52.	0,00036216	3,4802	3,210	+0,270	0,078
„	53.	0,00051810	3,5743	3,913	-0,239	0,067
„	54.	0,00046661	3,8553	3,855	0,000	0,000
„	55.	0,00038185	3,8815	3,490	+0,391	0,010
„	56.	0,00047258	3,9043	3,906	-0,002	0,001
FUNK	57.	0,00066709	3,906	4,661	-0,755	0,193
„	58.	0,00057899	3,949	4,359	-0,410	0,104
BRÜNINGS	59.	0,00049121	4,0597	4,065	-0,005	0,001
„	60.	0,00034581	4,1210	3,335	+0,786	0,191
„	61.	0,00050111	4,1405	4,148	-0,008	0,002
„	62.	0,00050294	4,1551	4,163	-0,008	0,002
FUNK	63.	0,00056762	4,262	4,487	-0,225	0,052
„	64.	0,00054672	4,516	4,534	-0,018	0,004
„	65.	0,00055170	4,622	4,609	+0,013	0,003
„	66.	0,00051622	4,676	4,430	+0,246	0,053
BRÜNINGS	67.	0,00056846	4,696	5,011	-0,315	0,067
FUNK	68.	0,00063220	4,750	4,718	+0,032	0,007
„	69.	0,00047828	4,786	4,362	+0,424	0,089
„	70.	0,00056497	4,800	4,757	+0,043	0,009
„	71.	0,00075121	5,809	5,506	-0,697	0,145
„	72.	0,00060746	5,0196	5,050	-0,030	0,006
„	73.	0,00057478	5,091	4,945	+0,146	0,028
„	74.	0,00063930	5,100	5,226	-0,126	0,025
„	75.	0,00058963	5,125	5,027	+0,098	0,019
„	76.	0,00076529	5,183	5,775	-0,592	0,114
„	77.	0,00057921	5,300	5,068	+0,232	0,044
„	78.	0,00061928	5,530	5,358	+0,172	0,031
„	79.	0,00066288	5,600	5,583	+0,017	0,003
„	80.	0,00068631	5,800	5,785	+0,015	0,002



Beobachter.	Nr.	Ausdruck $\frac{ah}{ulv}$ .	$v$ beobachtet.	$[v]$ berechnet.	Absolute Abweichung $v - [v]$ .	Relative Abweichung $\frac{v - [v]}{v}$ .
FUNK	81.	0,00070692	5,956	5,953	+ 0,003	0,000
„	82.	0,00078095	6,114	6,218	- 0,104	0,017
„	83.	0,00078346	6,352	6,481	- 0,129	0,020
„	84.	0,00079876	6,400	6,570	- 0,170	0,026
„	85.	0,00080095	6,485	6,623	- 0,138	0,021
„	86.	0,00076985	6,500	6,499	+ 0,001	0,000
„	87.	0,00078040	6,695	6,644	+ 0,051	0,008
„	88.	0,00081703	6,752	6,829	- 0,077	0,011
„	89.	0,00085555	7,311	7,278	+ 0,033	0,004
„	90.	0,00092949	7,677	7,781	- 0,104	0,013
„	91.	0,00089602	7,698	7,648	+ 0,050	0,007

FUNK zeigt (s. §. 157 des angeführten Werkes) durch 53 Beobachtungen an Flüssen die Uebereinstimmung dieser Formeln mit der Erfahrung, wobei er noch die Bemerkung macht, dass die Abweichung der letzten Formel (er nennt sie die DU BUAT'sche) von der PRONY'schen und EYTELWEIN'schen für die Ausübung nicht von Bedeutung sind. Die Ergebnisse von 31 dieser Versuchen geben wir in Tab. III. wieder.

### Tafel III.

Vergleichung einiger von FUNK bestimmten mittleren Geschwindigkeiten des Wassers in der Weser mit den durch die EYTELWEIN'schen Formeln berechneten Werthen derselben. (Für rheinl. Fussmass.)

Nr.	Breite des Flusses (b).	Mittlere Wassertiefe (c).	Inhalt des Querprofils (a).	Umfang des Querprofils (u).	Umgekehrter Werth des Abhanges $\left(\frac{l}{h}\right)$ .	Mittlere Geschwindigkeit an der Oberfläche.	Mittlere Geschwindigkeit im Querprofil.	Wassermenge $m$ in der Secunde.	Geschwindigkeit berechnet nach der	
									einfacheren Formel.	längeren Formel.
1.	334	6,608	2207	337	2434	4,939	4,809	10616	4,7179	4,7380
2.	350	7,260	2540	353	2300	5,338	5,183	13176	5,0865	5,4170
3.	358	7,500	2684	360	2587	5,138	4,984	13378	4,8749	4,9072
4.	360	7,600	2738	363	2300	4,945	4,805	13751	5,2070	5,2415
5.	365	7,830	2861	368	2760	5,316	5,150	14738	4,8231	4,8502
6.	383	8,425	3230	386	2587	5,621	5,434	17549	5,1698	5,2048
7.	386	8,640	3338	390	2179	6,297	6,114	20411	5,6971	5,7462
8.	387	9,090	3418	390	2179	6,333	5,781	19763	5,7648	5,8157
9.	392	9,140	3583	396	2179	6,593	6,352	22767	5,8555	5,9111
10.	396	9,520	3777	400	2435	6,742	6,485	24494	5,6591	5,7183
11.	413	11,190	4624	418	1971	7,373	7,043	32568	6,8140	6,8571
12.	421	11,500	4845	426	1881	7,663	7,311	35425	7,0657	7,1538
13.	426	11,920	5087	430	2070	7,648	7,283	37049	6,8679	6,9528
14.	429	12,110	5202	433	1881	7,715	7,342	38198	7,2646	7,3561
15.	437	12,650	5532	441	1881	8,108	7,698	42585	7,2408	7,5180
16.	459	13,110	6016	464	1817	8,093	7,677	46184	7,6787	7,7811
17.	368	9,290	3419	373	5000	4,144	3,949	13501	3,8920	3,8932
18.	376	9,840	3700	382	5000	4,440	4,261	15769	4,0035	4,0046

Nr.	Breite des Flusses (b).	Mittlere Wassertiefe (c).	Inhalt des Querprofils (a).	Umfang des Querprofils (w).	Umgekehrter Werth des Abhanges ( $\frac{l}{h}$ ).	Mittlere Geschwindigkeit an der Oberfläche.	Mittlere Geschwindigkeit im Querprofil.	Wassermenge m in der Secunde.	Geschwindigkeit berechnet nach der	
									einfacheren Formel.	längerer Formel.
19.	376	10,490	3946	386	4615	—	4,622	18241	4,2782	4,2894
20.	384	11,900	4186	390	4615	5,271	5,036	21080	4,3866	4,3978
21.	404	11,685	4722	406	5400	—	4,784	22591	4,2186	4,2283
22.	453	12,377	5607	457	3085	—	6,379	35772	5,7325	5,7827
23.	472	13,118	6192	471	4009	—	5,205	32232	5,2040	5,2422
24.	537	2,933	1575	537	1818	—	3,520	5644	3,6510	3,6467
25.	551	3,931	2168	552	1818	—	4,058	8798	4,2256	4,2349
26.	639	8,605	5503	640	3923	—	4,622	25463	4,2556	4,2678
27.	640	9,873	6319	641	3251	—	5,189	32791	5,0056	5,1420
28.	642	9,927	6373	643	3251	—	5,019	31981	5,9130	5,0502
29.	400	7,049	2819	405	6000	—	3,223	9088	3,1076	3,0881
30.	571	12,731	7370	573	5830	—	4,360	32133	4,2696	4,2803
31.	537	12,940	7415	575	5223	—	4,516	33488	4,5167	4,5344

Auch BIDONE hat bei seinen Versuchen, die er vor Abfassung einer Abhandlung über die Stauweiten und die Fortpflanzung der Wellen anstellte (in: *Memorie della Reale Accademia delle scienze di Torino. Tomo XXV. 1820*), eine sehr gute Uebereinstimmung zwischen den Ergebnissen der EYTELWEIN'schen Formel und denen der Erfahrung gefunden. (S. Tab. IV.) BIDONE machte seine Versuche in einem künstlichen Canale von allerdings nur 18 Fuss Länge und 1 Fuss Weite bei 1 Zoll  $8\frac{1}{4}$  Linien bis 3 Zoll  $1\frac{2}{3}$  Linien Wasserhöhe und 4 Zoll  $2\frac{5}{7}$  Linien Gefälle; er fand aber auch die Abweichung der berechneten Geschwindigkeit von der beobachteten höchstens nur  $\frac{1}{80}$  der letzteren.

Auch VENTUROLI fand die EYTELWEIN'schen Formeln in sehr guter Uebereinstimmung mit den Beobachtungen an Flüssen in Italien, wie am Po bei Ferrara und an der Tiber bei Rom. Dieser gediegene Hydrauliker publicirte einen Auszug von der EYTELWEIN'schen Abhandlung unter folgendem Titel: *Ricerche geometriche ed idrometriche fatte nella scuola degl' Ingegneri Pontifici l'anno 1822*. PIANIGIANI in Siena, welcher die mittlere Geschwindigkeit im Canal von Ombrone durch einen schwimmenden Stab (s. HYDROMETER) bestimmte, hat ebenfalls die EYTELWEIN'sche Formel mit seinen Beobachtungen in guter Uebereinstimmung gefunden. (Siehe *Ann. des ponts et chaussées 1er sem. 1838.*) Eine Zusammenstellung der Versuche von BIDONE, BONATTI, PIANIGIANI und von den päpstlichen Ingenieurs gibt Tab. IV.

Nr.	Breite des Flusses (b)	Mittlere Wassertiefe (c)	Inhalt des Querprofils (a)	Umfang des Querprofils (w)	Umgekehrter Werth des Abhanges ( $\frac{l}{h}$ )	Mittlere Geschwindigkeit an der Oberfläche	Mittlere Geschwindigkeit im Querprofil	Wassermenge m in der Secunde	Geschwindigkeit berechnet nach der einfacheren Formel	Geschwindigkeit berechnet nach der längerer Formel
19.	376	10,490	3946	386	4615	—	4,622	18241	4,2782	4,2894
20.	384	11,900	4186	390	4615	5,271	5,036	21080	4,3866	4,3978
21.	404	11,685	4722	406	5400	—	4,784	22591	4,2186	4,2283
22.	453	12,377	5607	457	3085	—	6,379	35772	5,7325	5,7827
23.	472	13,118	6192	471	4009	—	5,205	32232	5,2040	5,2422
24.	537	2,933	1575	537	1818	—	3,520	5644	3,6510	3,6467
25.	551	3,931	2168	552	1818	—	4,058	8798	4,2256	4,2349
26.	639	8,605	5503	640	3923	—	4,622	25463	4,2556	4,2678
27.	640	9,873	6319	641	3251	—	5,189	32791	5,0056	5,1420
28.	642	9,927	6373	643	3251	—	5,019	31981	5,9130	5,0502
29.	400	7,049	2819	405	6000	—	3,223	9088	3,1076	3,0881
30.	571	12,731	7370	573	5830	—	4,360	32133	4,2696	4,2803
31.	537	12,940	7415	575	5223	—	4,516	33488	4,5167	4,5344



Tafel IV.

Vergleichung der von einigen italienischen Hydraulikern beobachteten Wassergeschwindigkeiten mit den nach der EYTELWEIN'schen Formel berechneten Werthen derselben.

Beobachter.	Nr.	Querschnitt des fließenden Wassers in Quadratmetern.	Wasserprofil in Metern	Mittlerer Halbmesser in Metern.	Abhang.	Product $\frac{a \cdot h}{u \cdot l}$ .	Geschwindigkeit		Differenz.
							beobachtet in Metern.	berechnet in Metern.	
BIDONE	1.	0,0152	0,42	0,036	0,0194510	0,0007066	1,366	1,358	+0,008
	2.	0,0222	0,46	0,048	0,0194510	0,0009343	1,586	1,566	+0,020
	3.	0,0276	0,49	0,056	0,0194510	0,0010849	1,692	1,690	+0,002
BONATTI	4.	1617,4079	612,19	2,640	0,0000611	0,0001613	0,687	0,632	+0,055
	5.	2299,6967	615,17	3,736	0,0000611	0,0002283	0,736	0,758	-0,022
	6.	3734,5601	527,20	7,080	0,0000996	0,0007052	1,269	1,356	-0,087
Päpstliche Ingenieur-schule.	7.	1899,14	407,00	4,666	0,0000996	0,0004647	1,146	1,095	+0,051
	8.	218,7790	76,72	2,852	0,0001306	0,0003725	1,115	0,977	+0,138
PIANIGIANI	9.	6,696	12,98	0,516	0,0003540	0,0001826	0,696	0,673	+0,023
	10.	18,912	16,64	1,136	0,0005367	0,0006099	1,349	1,259	+0,090

Endlich haben wir noch eine tabellarische Vergleichung der Beobachtungen des römischen Ingenieurs BERTELLI mit den durch die Formeln von EYTELWEIN erhaltenen Werthen, welche eine ausgezeichnete Uebereinstimmung zwischen beiden nachweist, aus den Noten und Zusätzen, welche der Nachfolger von VENTUROLI in Bologna, DA. G. B. MASETTI zu den Elementen von VENTUROLI unter dem Titel: *Note ed Aggiunte agli Elementi di Meccanica e d'Iraulica del Prof. GIUSEPPE VENTUROLI. Bologna 1827* herausgegeben hat, entnommen und hier in Tafel V. mitgetheilt.

Tafel V.

Vergleichung der von BERTELLI durch Beobachtungen gefundenen Wassermengen einiger Flüsse, Bäche und Canäle in der Gegend von Bologna mit den nach der EYTELWEIN'schen Formel gefundenen Werthen derselben.

Namen der beobachteten Flüsse, Bäche und Canäle.	Flächenraum des Querprofils in Quadratmetern (a).	Umfang des Wasserprofils in Metern (a).	Abhang oder $\left(\frac{h}{l}\right)$ .	Mittlere Geschwindigkeit beobachtet (v).	Berechnete Wassermenge nach EYTELWEIN (m).	Beobachtete Wassermenge [m].
Quadena	36,000	17,46	0,0022	3,489	125,604	124,607
Fossa di Cerretolo	6,120	6,68	0,0031	2,731	16,714	16,831
Centonara	9,920	10,14	0,0026	2,605	25,842	25,475
Rio di Crespellano	4,355	6,08	0,00285	2,330	10,147	10,227
Cassoletta	2,400	3,62	0,0021	1,919	4,606	4,574
Cannocchia	10,070	10,00	0,00084	1,488	14,984	15,109
Zenetta di Quarto	6,800	7,24	0,00155	1,963	13,348	13,159
Dosolo	10,800	10,34	0,00028	0,862	9,310	9,286
Dosoletto di Longara	5,320	7,26	0,00014	0,498	2,649	2,674
Zena	13,640	11,64	0,00017	0,706	9,630	9,775

Namen der beobachteten Flüsse, Bäche und Canäle.	Flächenraum des Querprofils in Quadratmetern (a).	Umfang des Wasserprofils in Metern (u).	Abhang oder $\left(\frac{h}{l}\right)$ .	Mittlere Geschwindigkeit beobachtet. (v).	Berechnete Wassermenge nach EYTELWEIN (m).	Beobachtete Wassermenge [m].
Lorgana	8,160	9,00	0,000145	0,5675	4,631	4,600
Garda Menata	21,2992	14,64	0,0001	0,599	12,758	12,723
Canale della Botte	29,0472	17,14	0,00012	0,713	20,711	20,797
Zanolia	12,5832	11,26	0,000095	0,507	6,380	6,459
Riolo	23,055	15,26	0,000085	0,560	12,911	13,014
Fiumicello delle Bruciate	6,600	8,10	0,00008	0,390	2,574	2,601
Calcarata	11,020	10,50	0,000075	0,432	4,761	4,673
Fossa di Buonacquisto	10,692	10,38	0,00008	0,443	4,737	4,754
Scolo a destra dell' Idice	4,510	6,82	0,00008	0,349	1,574	1,592
Scolo a sinistra dell' Idice	8,370	9,24	0,000075	0,399	3,340	3,301

Wir haben aus einem anderen Werke von VENTUROLI (*Elementi di Meccanica et d'Iraulica, Vol. II. Edit. V. Napoli 1833*), wo in §. 320 auch noch ein verwickelterer Ausdruck für die Gesetze der gleichförmigen Bewegung des Wassers in Canälen gegeben wird, die Tafel VI. entnommen, welche für Anwendung der EYTELWEIN'schen Formel auf practische Fälle grosse Bequemlichkeit gewährt.

## Tafel VI.

Tafel für die Abhängigkeit zwischen Geschwindigkeit, Querschnitt und Abhang eines fliessenden Wassers.

Mittlere Geschwindigkeit (v) in Metern.	Product $\frac{a \cdot h}{u \cdot l}$ in Zehnmilliontel Meter.	Werthe von $v \left(\frac{a \cdot h}{u \cdot l}\right)^2$ in Zehnmilliontel Meter.	Mittlere Geschwindigkeit (v) in Metern.	Product $\frac{a \cdot h}{u \cdot l}$ in Zehnmilliontel Meter.	Werthe von $v \left(\frac{a \cdot h}{u \cdot l}\right)^2$ in Zehnmilliontel Meter.
0,01	3	0,000000009	0,21	212	0,00094382
0,02	6	0,000000072	0,22	230	0,0011638
0,03	11	0,000000363	0,23	249	0,0014260
0,04	16	0,000001024	0,24	269	0,0017366
0,05	21	0,000002205	0,25	289	0,0020880
0,06	28	0,000004704	0,26	310	0,0024986
0,07	35	0,000008575	0,27	332	0,0029761
0,08	43	0,000014792	0,28	354	0,0035088
0,09	51	0,000023409	0,29	378	0,0041436
0,10	60	0,000036000	0,30	402	0,0048481
0,11	71	0,000055451	0,31	426	0,0056258
0,12	82	0,000080688	0,32	452	0,0065377
0,13	93	0,00011244	0,33	478	0,0075400
0,14	106	0,00015730	0,34	505	0,0086709
0,15	119	0,00021391	0,35	533	0,0099431
0,16	132	0,00027878	0,36	561	0,0113300
0,17	147	0,00036835	0,37	590	0,012880
0,18	162	0,00047239	0,38	620	0,014607
0,19	178	0,00060200	0,39	651	0,016528
0,20	195	0,00076050	0,40	682	0,018605



Mittlere Geschwindigkeit ( $v$ ) in Metern.	Product $\frac{a \cdot h}{u \cdot l}$ in Zehnmil-liontel Meter.	Werthe von $v \left( \frac{a \cdot h}{u \cdot l} \right)^2$ in Zehnmil-liontel Meter.	Mittlere Geschwindigkeit ( $v$ ) in Metern.	Product $\frac{a \cdot h}{u \cdot l}$ in Zehnmil-liontel Meter.	Werthe von $v \left( \frac{a \cdot h}{u \cdot l} \right)^2$ in Zehnmil-liontel Meter.
0,41	714	0,020902	0,86	2919	0,72926
0,42	747	0,023436	0,87	2978	0,77156
0,43	780	0,026161	0,88	3044	0,81540
0,44	814	0,029154	0,89	3111	0,86137
0,45	849	0,032436	0,90	3179	0,90954
0,46	885	0,036028	0,91	3248	0,96001
0,47	922	0,039954	0,92	3317	1,0122
0,48	959	0,044145	0,93	3387	1,0669
0,49	997	0,048706	0,94	3458	1,1240
0,50	1035	0,053561	0,95	3530	1,1838
0,51	1075	0,058937	0,96	3602	1,2455
0,52	1115	0,064648	0,97	3675	1,3101
0,53	1155	0,070703	0,98	3749	1,3774
0,54	1197	0,077372	0,99	3823	1,4469
0,55	1239	0,084432	1,00	3898	1,5194
0,56	1282	0,092037	1,01	3974	1,5951
0,57	1326	0,10022	1,02	4051	1,6739
0,58	1370	0,10886	1,03	4128	1,7529
0,59	1416	0,11830	1,04	4206	1,8398
0,60	1461	0,12807	1,05	4286	1,9288
0,61	1508	0,13872	1,06	4364	2,0187
0,62	1556	0,15011	1,07	4445	2,1141
0,63	1604	0,16209	1,08	4526	2,2124
0,64	1653	0,17487	1,09	4607	2,3135
0,65	1702	0,18829	1,10	4690	2,4196
0,66	1753	0,20282	1,11	4773	2,5288
0,67	1803	0,21780	1,12	4857	2,6421
0,68	1855	0,23399	1,13	4942	2,7598
0,69	1908	0,25119	1,14	5027	2,8809
0,70	1961	0,26919	1,15	5133	3,0064
0,71	2015	0,28828	1,16	5200	3,1366
0,72	2070	0,30851	1,17	5288	3,2717
0,73	2125	0,32964	1,18	5376	3,4104
0,74	2181	0,35200	1,19	5465	3,5541
0,75	2238	0,37565	1,20	5555	3,7030
0,76	2296	0,40064	1,21	5646	3,8572
0,77	2354	0,42668	1,22	5737	4,0154
0,78	2413	0,45416	1,23	5829	4,1792
0,79	2473	0,48314	1,24	5921	4,3472
0,80	2534	0,51369	1,25	6015	4,5225
0,81	2595	0,54546	1,26	6109	4,7023
0,82	2657	0,57889	1,27	6205	4,8898
0,83	2720	0,61407	1,28	6300	5,0803
0,84	2783	0,65059	1,29	6396	5,2772
0,85	2847	0,68896	1,30	6493	5,4807

Mittlere Geschwindigkeit ( $v$ ) in Metern.	Product $\left(\frac{a}{u} \cdot \frac{h}{l}\right)$ in Zehnmilliontel Meter.	Werthe von $v \left(\frac{a}{u} \cdot \frac{h}{l}\right)^2$ in Zehnmilliontel Meter.	Mittlere Geschwindigkeit ( $v$ ) in Metern.	Product $\left(\frac{a}{u} \cdot \frac{h}{l}\right)$ in Zehnmilliontel Meter.	Werthe von $v \left(\frac{a}{u} \cdot \frac{h}{l}\right)^2$ in Zehnmilliontel Meter.
1,31	6591	5,6908	1,76	11750	24,299
1,32	6690	5,9078	1,77	11881	24,985
1,33	6789	6,1300	1,78	12014	25,692
1,34	6889	6,3594	1,79	12146	26,407
1,35	6990	6,5961	1,80	12280	27,143
1,36	7091	6,8384	1,81	12414	27,894
1,37	7193	7,0883	1,82	12550	28,666
1,38	7296	7,3460	1,83	12686	29,451
1,39	7400	7,6116	1,84	12822	30,250
1,40	7504	7,8834	1,85	12960	31,073
1,41	7609	8,1635	1,86	13097	31,905
1,42	7715	8,4520	1,87	13237	32,766
1,43	7822	8,7493	1,88	13376	33,637
1,44	7929	9,0531	1,89	13516	34,527
1,45	8037	9,3660	1,90	13657	35,438
1,46	8146	9,6882	1,91	13798	36,364
1,47	8256	10,020	1,92	13941	37,316
1,48	8366	10,359	1,93	14084	38,283
1,49	8477	10,707	1,94	14228	39,273
1,50	8589	11,066	1,95	14373	40,283
1,51	8701	11,432	1,96	14519	41,317
1,52	8814	11,808	1,97	14664	42,362
1,53	8928	12,196	1,98	14811	43,434
1,54	9043	12,594	1,99	14959	44,531
1,55	9158	13,000	2,00	15107	45,644
1,56	9274	13,417	2,01	15257	46,788
1,57	9391	13,846	2,02	15405	47,937
1,58	9509	14,286	2,03	15556	49,124
1,59	9627	14,736	2,04	15707	50,329
1,60	9746	15,196	2,05	15859	51,559
1,61	9866	15,671	2,06	16012	52,815
1,62	9986	16,155	2,07	16165	54,091
1,63	10108	16,654	2,08	16320	55,399
1,64	10230	17,163	2,09	16474	56,721
1,65	10352	17,681	2,10	16630	58,077
1,66	10476	18,218	2,11	16786	59,453
1,67	10599	18,761	2,12	16943	60,858
1,68	10725	19,324	2,13	17101	62,290
1,69	10850	19,895	2,14	17259	63,744
1,70	10977	20,484	2,15	17419	65,236
1,71	11104	21,084	2,16	17579	66,749
1,72	11231	21,695	2,17	17740	68,291
1,73	11360	22,326	2,18	17901	69,857
1,74	11489	22,968	2,19	18063	71,454
1,75	11620	23,629	2,20	18226	73,081



Mittlere Geschwindigkeit ( $v$ ) in Metern.	Product $\left(\frac{a}{u} \cdot \frac{h}{l}\right)$ in Zehnmilliontel Meter.	Werthe von $v \left(\frac{a}{u} \cdot \frac{h}{l}\right)^2$ in Zehnmilliontel Meter.	Mittlere Geschwindigkeit ( $v$ ) in Metern.	Product $\left(\frac{a}{h} \cdot \frac{u}{l}\right)$ in Zehnmilliontel Meter.	Werthe von $v \left(\frac{a}{u} \cdot \frac{h}{l}\right)^2$ in Zehnmilliontel Meter.
2,21	18389	74,732	2,61	25534	170,17
2,22	18554	76,424	2,62	25728	173,43
2,23	18719	78,139	2,63	25922	176,72
2,24	18885	79,888	2,64	26177	180,07
2,25	19052	81,670	2,65	26313	183,48
2,26	19219	83,478	2,66	26509	186,93
2,27	19387	85,319	2,67	26707	190,44
2,28	19555	87,187	2,68	26905	193,99
2,29	19725	89,099	2,69	27104	197,61
2,30	19895	91,046	2,70	27303	201,27
2,31	20067	93,020	2,71	27503	204,99
2,32	20238	95,022	2,72	27704	208,76
2,33	20410	97,060	2,73	27906	212,60
2,34	20584	99,146	2,74	28108	216,48
2,35	20757	101,25	2,75	28311	220,41
2,36	20932	103,40	2,76	28515	224,42
2,37	21107	105,59	2,77	28720	228,48
2,38	21283	107,81	2,78	28925	232,59
2,39	21460	110,07	2,79	29131	236,76
2,40	21637	112,36	2,80	29338	241,00
2,41	21816	114,70	2,81	29545	245,29
2,42	21995	117,07	2,82	29754	249,65
2,43	22175	119,49	2,83	29963	254,07
2,44	22355	121,94	2,84	30173	258,56
2,45	22536	124,43	2,85	30383	263,09
2,46	22718	126,96	2,86	30594	267,69
2,47	22900	129,53	2,87	30806	272,36
2,48	23084	132,15	2,88	31018	277,09
2,49	23268	134,81	2,89	31232	281,90
2,50	23453	137,51	2,90	31446	286,76
2,51	23638	140,25	2,91	31661	291,70
2,52	23824	143,03	2,92	31876	296,70
2,53	24011	145,86	2,93	32092	301,76
2,54	24199	148,74	2,94	32309	306,90
2,55	24388	151,67	2,95	32527	312,11
2,56	24577	154,63	2,96	32745	317,38
2,57	24768	157,65	2,97	32965	322,75
2,58	24958	160,71	2,98	33185	328,17
2,59	25149	163,81	2,99	33406	333,67
2,60	25341	166,96	3,00	33627	339,23

Die Aufgaben, wobei die gegebenen Formeln (I, II, III) für die Bewegung des Wassers in Flüssen und Canälen in Anwendung kommen, können folgende sein.

1) Es sind die Dimensionen des Querprofils und die Länge des

Canales nebst der fortzuleitenden Wassermenge oder Geschwindigkeit ( $v = \frac{m}{a}$ ) gegeben, man sucht das entsprechende Gefälle. Hier ist die in Nr. I. gegebene Formel unmittelbar anwendbar.

2) Man kennt die Dimensionen des Querprofiles sowie das Gefälle und die Länge des Canales und sucht die durchfließende Wassermenge. Dann ist erst die Formel in Nr. II. anzuwenden, wonach sich die Geschwindigkeit bestimmt, mit Hilfe deren man durch Anwendung der Formel Nr. III. das Wasserquantum in einer Secunde berechnet.

3) Gefälle, Länge und Wasserquantum sind gegeben, auch ist die Form des Querprofiles ausgewählt; es sind aber noch die Dimensionen desselben zu ermitteln. Zur Beantwortung dieser Frage hat man nöthig, die Geschwindigkeit  $v = \frac{m}{a}$  in die erste Hauptformel einzusetzen und ihr folgende Form zu geben:

$$a^3 - 0,000024265 \frac{lm}{h} ua - 0,00036557 \frac{lm^2}{h} u = 0.$$

Ist nun  $u = \alpha x$  und  $a = \beta x^2$ , wo  $\alpha$  und  $\beta$  bestimmte Zahlen und  $x$  eine unbekannt Dimension, z. B. die Tiefe des Canales bezeichnen, so erhält man durch Substitution dieser in die letzte Gleichung

$$\beta^3 x^6 - 0,000024265 \frac{lm}{h} \alpha \beta x^3 - 0,00036557 \frac{lm^2}{h} \alpha x = 0,$$

oder, indem man durch  $\beta^3 x$  dividirt:

$$\text{IV) } x^5 - 0,000024265 \frac{\alpha lm}{\beta^2 h} x^2 - 0,00036557 \frac{\alpha lm^2}{\beta^3 h} = 0.$$

Diese Gleichung vom fünften Grade ist nun aufzulösen, um die erste Dimension des Querprofiles zu finden, woraus dann einfach die übrigen Dimensionen desselben sich berechnen lassen.

Einen Näherungswerth  $x_1$  findet man sehr leicht durch Anwendung der einfacheren Formel:

$$h = 0,00038562 \frac{lu}{a} v^2,$$

denn diese gibt, wenn man

$$\frac{uv^2}{a} = \frac{um^2}{a^3} = \frac{\alpha m^2 x}{\beta^3 x_1^6} = \frac{\alpha m^2}{\beta^3 x_1^5}$$

setzt,

$$\begin{aligned} x_1 &= \sqrt[5]{0,00038562 \frac{\alpha lm^2}{\beta^3 h}} \\ &= 0,2075 \sqrt[5]{\frac{\alpha lm^2}{\beta^3 h}}. \end{aligned}$$

Bezeichnen wir

$$0,000024265 \frac{\alpha lm}{\beta^2 h}$$

mit  $\varphi$  und



$$0,00036557 \frac{alm^2}{\beta^3 h}$$

mit  $\psi$ , so erhalten wir durch die bekannte Näherungsformel

$$x = \frac{4x_1^5 - \varphi x_1^2 + \psi}{5x_1^4 - 2\varphi x_1}$$

den genaueren Werth für  $x$ .

Beispiel I. Bei der Anlage des Canales de L'Ourcq (s. *Mémoires sur le canal de l'Ourcq etc. par Girard Tom. I. pag. 316 etc.*) war das fortzuführende Wasserquantum, die Tiefe und die Geschwindigkeit gegeben und hieraus die erforderliche Rösche zu finden. Es war nämlich  $m = 3,0188$  Cubikmeter, die Tiefe  $e = 1,50$  Meter und die mittlere Geschwindigkeit  $v = 0,35$  Meter, auch war noch durch die Natur des Terrains die relative Böschung der Ufer  $= \frac{3}{2}$  bestimmt; auf welche Rösche musste man nun bei der Anlage Bedacht nehmen?

Zunächst ergibt sich der Inhalt des Querprofiles durch die Formel  $a = \frac{m}{v} = \frac{3,0188}{0,35} = 8,625$  Meter. Aus diesem Flächenraume und der

Tiefe  $e$  folgt nun die mittlere Breite  $b = \frac{a}{e} = \frac{8,625}{1,5} = 5,75$  Meter.

Nun ist aber das Querprofil kein Rechteck  $ABCD$  Fig. 2, sondern ein Trapez  $GHLK$ , mit der absoluten Böschung  $GA + DL = \frac{3}{2} AD = \frac{3}{2} e = \frac{3}{2} \cdot 1,5 = 2,25$  Meter; es ist daher die untere Breite  $KL =$  mittlere Breite  $CD - (CK + DL) = CD - 2 DL = 5,75 - 2,25 = 3,5$  Meter, und die obere Breite  $GH =$  mittlere Breite  $AB + 2 DL = 5,75 + 2,25 = 8$  Meter; auch folgt noch die Breite des Ufers  $HK = GL$ ,

$$= \sqrt{(1,5)^2 + (2,25)^2} = \sqrt{\frac{117}{16}} = \frac{10,8166}{4} \\ = 2,704 \text{ Meter;}$$

endlich der Umfang des Querprofiles:

$$u = LK + 2 HK = 3,5 + 2 \cdot 2,704 \\ = 8,908 \text{ Meter.}$$

Die Werthe  $u = 8,908$ ,  $a = 8,625$  und  $v = 0,35$  sind nun in die Formel I. einzusetzen, welche endlich gibt:

$$\frac{h}{l} = 0,000024265 \cdot \frac{8,908}{8,625} \cdot 0,35 \\ + 0,00036557 \cdot \frac{8,908}{8,625} (0,35)^2 \\ = (0,000024265 + 0,000127949) 0,36148 \\ = 0,000152214 \cdot 0,36148 \\ = 0,000055023.$$

Es wäre also hiernach auf 1000 Meter Länge ein Gefälle von nur 0,055 Meter  $= 5\frac{1}{2}$  Centimeter zu geben, was auch ungefähr geschehen ist.

Beispiel 2. Ein ausgemauerter, im Querprofil rechteckiger Canal von 3 Meter Breite, 1,10 Meter Tiefe und 150 Meter Länge hat ein Gefälle von 0,075 Meter, wie gross ist die durchfliessende Wassermenge anzunehmen?

Hier ist  $u = 3 + 2,1, l = 5,2$ ,  $\alpha = 3,1, l = 3,3$ ,  $l = 150$  und  $h = 0,075$ , daher:

$$\frac{\alpha}{u} \cdot \frac{h}{l} = \frac{3,3}{5,2} \cdot \frac{75}{150000} = \frac{11}{52} \cdot \frac{3}{2000} = \frac{33}{104000} = \frac{0,033}{104} = 0,00031730;$$

wird dieser Werth in die Formel II. gesetzt, so ergibt sich die mittlere Geschwindigkeit:

$$\begin{aligned} v &= -0,03317 + \sqrt{2735,4 \cdot 0,0003173 + 0,00110} \\ &= -0,03317 + \sqrt{0,86904} \\ &= -0,03317 + 0,93222 \\ &= 0,89905 \text{ Meter,} \end{aligned}$$

wofür 0,9 Meter anzunehmen ist.

Die einfachere Formel gibt

$$\begin{aligned} v &= 50,92 \sqrt{0,0003173} \\ &= 0,907 \text{ Meter.} \end{aligned}$$

Die vereinfachte PRONY'sche Formel

$$v = -0,072 + 56,86 \sqrt{\frac{\alpha}{u} \cdot \frac{h}{l}}$$

gibt (s. *Aide-mém. de Méc. prat. par Morin*)

$$v = 0,943 \text{ Meter.}$$

Jetzt folgt die Wassermenge in einer Secunde  $m = av = 3,3 \cdot 0,9 = 2,97$  Cubikmeter.

**Beispiel 3.** Ein Canal soll eine Wassermenge  $m$  von 0,1 Cubikmeter bei der Rösche  $\frac{h}{l} = 0,0001$  fortführen, und man will ihm in dieser Absicht ein trapezoidales Querprofil geben, bei dem sich die Tiefe zur oberen zur unteren Breite wie 3:10:2 verhalten soll; wie gross werden diese Dimensionen selbst sein müssen?

Hier ist, die untere Breite  $= x$  gesetzt, die obere Breite  $= 5x$  und die Tiefe  $= \frac{3}{2}x$ , daher die Breite eines Ufers

$$= \sqrt{(2x)^2 + \left(\frac{3}{2}x\right)^2} = x \sqrt{4 + \frac{9}{4}} = x \sqrt{\frac{25}{4}} = \frac{5}{2}x;$$

hiernach folgt:

$$u = x + 2 \cdot \frac{5}{2}x = 6x \text{ und}$$

$$\alpha = \frac{(x + 5x)^2}{2} = \frac{9}{2}x^2.$$

Bezieht man nun diese Werthe auf die Formel IV., so hat man zu setzen  $\alpha = 6$ ,  $\beta = \frac{9}{2}$ ,  $m = 0,1$  und  $\frac{l}{h} = 10000$ , weshalb man nun folgende Bestimmungsgleichung für die untere Breite erhält:

$$x^5 - 0,000024265 \cdot \frac{8000}{27} x^2 - 0,00036557 \cdot \frac{1600}{243} = 0$$

oder:

$$x^5 - 0,0071896 x^2 - 0,00240703 = 0.$$



Die einfachere Formel gibt annähernd:

$$x_1 = 0,2075 \sqrt[5]{\frac{1600}{243}} = 0,3025 \text{ Meter.}$$

Nun ist aber die erste Hilfsgrösse:

$$\varphi = 0,0071896,$$

und die zweite:

$$\psi = 0,00240703,$$

daher folgt mittels der gegebenen Formel

$$x = \frac{4x_1^5 - \varphi x_1^2 + \psi}{5x_1^5 - 2\varphi x_1}$$

der genauere Werth:

$$\begin{aligned} x &= \frac{4 \cdot (0,3025)^5 - 0,0071896 \cdot (0,3025)^2 + 0,002407}{5 \cdot (0,3025)^5 - 2 \cdot 0,0071896 \cdot 0,3025} \\ &= \frac{0,0101313 - 0,00065788 + 0,002407}{0,0418652 - 0,0043496} \\ &= \frac{0,0118804}{0,0375156} \\ &= 0,31667 \text{ Meter.} \end{aligned}$$

Nun folgt die obere Breite  $= 1,58335$  Meter und die Tiefe  $= 0,475$  Meter, ferner der Umfang des Querprofiles  $u = 6x = 1,9000$  Meter, der Inhalt desselben  $a = \frac{9}{2}x^2 = 0,4513$  Quadratmeter, und die Geschwindigkeit  $v = \frac{m}{a} = 0,2216$  Meter.

Man kann diese Aufgaben viel leichter lösen, wenn man die Tabelle VI. zu Hülfe nimmt. Sind Querprofil und Abhang, ist also  $\frac{a}{u} \cdot \frac{h}{l}$  gegeben, so suche man diese Zahl, nachdem man sie mit Zehnmillionen multiplicirt hat, in der Columne (2) auf, und es gibt dann der nebenstehende Werth in Columne (1) die entsprechende Geschwindigkeit, woraus sich dann wieder leicht die Wassermenge berechnen lässt. Das Beispiel 2 gab zum Exempel  $\frac{a}{u} \cdot \frac{h}{l} = 0,0003173$ , also suchen wir in Columne (2) die Zahl 3173 auf. Dort steht allerdings nur 3179, da indessen die Differenz nicht gross ist, so können wir diese Zahl beibehalten. Neben ihr steht in Columne (1) die Zahl 0,90; es folgt also hiernach, dass die entsprechende Geschwindigkeit  $= 0,90$  Meter ist, was wir durch Rechnung allerdings ebenfalls gefunden haben.

Ist ferner Geschwindigkeit und Querprofil bekannt, und man sucht den Abhang, so suche man die Geschwindigkeit in der ersten Columne auf, nehme den nebenstehenden Werth in der zweiten Columne heraus und multiplicire diesen mit dem Verhältnisse  $\frac{u}{a}$ ; das Product gibt den gesuchten Abhang. Im ersten Beispiele ist die Geschwindigkeit  $v = 0,35$  und  $\frac{u}{a} = \frac{8,908}{8,625} = 1,0328$ . Dem Werth 0,35 in der ersten Columne steht die Zahl 533 in der zweiten Columne gegenüber, es ist daher der

entsprechende Abhang  $\frac{h}{l} = 1,0328.533$  Zehnmilliontel  $= 0,00005505$ , während wir  $0,00005502$  gefunden haben.

Um endlich noch aus dem Wasserquantum und der Rösche das Querprofil mittels der Tabelle bestimmen zu können, hat der Verfasser noch eine Columne (3) hinzugefügt, welche die Werthe von  $v \left( \frac{a}{u} \cdot \frac{h}{l} \right)^2$  enthält.

Es ist  $v = \frac{m}{a} = \frac{m}{\beta x^2}$  und  $\left( \frac{a}{u} \right)^2 = \left( \frac{\beta x^2}{\alpha x} \right)^2 = \left( \frac{\beta x}{\alpha} \right)^2$ , daher:

$$v \left( \frac{a}{u} \cdot \frac{h}{l} \right)^2 = \frac{m}{\beta x^2} \cdot \frac{\beta^2 x^2}{\alpha^2} \cdot \left( \frac{h}{l} \right)^2 = \frac{m\beta}{\alpha^2} \left( \frac{h}{l} \right)^2,$$

wo  $\alpha$  und  $\beta$  Coefficienten bezeichnen, die sich durch die Auswahl der Form des Querprofiles ergeben. Sucht man nun den Werth  $\frac{m\beta}{\alpha^2} \left( \frac{h}{l} \right)^2$  in Columne (3) auf, so erhält man durch die nebenstehende Zahl in Columne (1) die entsprechende Geschwindigkeit  $v$ , woraus dann leicht  $x = \sqrt{\frac{m}{\beta v}}$  folgt und sich die übrigen Dimensionen berechnen lassen. Das Beispiel (3) gab  $m = 0,1$ ;  $\alpha = 6$ ,  $\beta = \frac{9}{2}$  und  $\frac{h}{l} = 0,0001$ , daher ist

$$\begin{aligned} \frac{m\beta}{\alpha^2} \cdot \left( \frac{h}{l} \right)^2 &= \frac{0,1 \cdot 9}{2 \cdot 36} (0,0001)^2 \\ &= \frac{1}{80} (0,0001)^2 = \frac{1000^2}{80} \text{ Zehnbilliontel} \\ &= 12500 \text{ Zehnbilliontel.} \end{aligned}$$

Die Zahl 12500 liegt zwischen den Zahlen 11638 und 14260 in der dritten Columne, daher ist auch die Geschwindigkeit innerhalb der gegenüberliegenden Werthe der ersten Columne, d. i. innerhalb 0,22 und 0,23 enthalten. Die Theorie der Proportionaltheile (s. Art. BEOBACHTUNG) gibt nun die gesuchte Geschwindigkeit

$$\begin{aligned} v &= 0,22 + \frac{12500 - 11638}{14260 - 11638} (0,23 - 0,22) \\ &= 0,22 + \frac{862}{2622} \cdot 0,01 \\ &= 0,223 \text{ Meter,} \end{aligned}$$

während wir  $v = 0,2216$  Meter gefunden haben.

Um genauer zu rechnen, kann man sich noch der in dem angeführten Artikel abgehandelten Interpolationsmethode bedienen.

Da der Widerstand, welchen das Flussbette dem Wasser entgegensetzt, mit dem Verhältnisse  $\frac{u}{a}$  des Umfanges zum Inhalte vom Querprofile wächst, so ist bei Anlegung von Canälen darauf zu sehen, dass man diejenige Form des Querprofiles auswähle, bei welcher  $\frac{u}{a}$  ein Minimum ist. Es ist aus der Geometrie bekannt, dass unter allen ebenen



Figuren von gleicher Seitenzahl die regelmässige bei gegebenem Inhalte den kleinsten Umfang und bei gegebenem Umfang den kleinsten Inhalt hat, und dass wieder unter den regelmässigen Figuren immer diejenige einen kleineren relativen Umfang hat, bei welcher die Seitenzahl grösser ist. Käme es also darauf an, für einen umschlossenen Canal die in hydraulischer Beziehung zweckmässigste Form des Querprofiles auszumitteln, so wären offenbar die regelmässigen Figuren und unter diesen wieder die vielseitigste, d. i. der Kreis, die beste. Das kreisförmige Querprofil hat den kleinsten relativen Umfang, gibt also auch den kleinsten Widerstand. Dieser Bedingung wird denn auch in der Regel bei Röhrenleitungen, wenn nicht noch andere Verhältnisse zu berücksichtigen sind, Genüge geleistet. Anders ist es aber bei offenen Wasserleitungen. Hier kommt die obere horizontale Seite des Querprofiles nur mit der Luft in Berührung, die, so lange sie ruhig ist, der Bewegung des Wassers einen viel kleineren Widerstand entgegengesetzt als das Bette; man muss daher diese Seite des Querprofiles ausser Acht lassen und zum Umfange  $u$  nur die mit Wasser benetzten Seiten des Querprofiles rechnen.

Nun theilt aber eine durch den Mittelpunkt  $M$  des Quadrates  $ABCD$  Fig. 3 gehende Horizontallinie  $EF$  sowohl den Inhalt, als auch den Umfang des Quadrates in zwei gleiche Theile; es wird daher auch unter allen Rechtecken dasjenige den kleinsten relativen Umfang, die obere horizontale Seite nicht mit gerechnet, haben, welches wie  $CDEF$  ein halbes Quadrat, dessen Basis also doppelt so gross als die Höhe ist, oder welches wieder aus zwei Quadraten wie  $DEMG$  und  $CFMG$  zusammengesetzt werden kann. Dieses Profil kann man besonders an Gerinnen anwenden, wo man die Seitenwände aus besondern Materialien, wie Holz, Steinen u. s. w. herstellt; wenn man aber durch Ausgraben der Erde ein Bette bildet, so gewährt dieses nicht genug Haltbarkeit.

Ist  $b$  die Breite  $CD = EF$  und  $c$  die Höhe  $DE = CF$  eines solchen rechteckigen Querprofiles, so hat man den benetzten Umfang

$$u = b + 2c = 4c,$$

und den Inhalt des Querprofiles

$$a = bc = 2c^2,$$

daher den relativen Umfang

$$\frac{u}{a} = \frac{4c}{2c^2} = \frac{2}{c},$$

in diesem Falle ist also in den vorhergehenden Formeln überall  $\frac{c}{2}$  statt  $\frac{a}{u}$  einzusetzen.

Ein regelmässiges Sechseck  $ABCDEF$  Fig. 4 wird von einer durch die Mitte  $M$  gehenden Horizontallinie  $CF$  sowohl dem Umfange als auch dem Inhalte nach halbiert, und es bildet jede Hälfte, wie z. B.  $CDEF$  ein gleichschenkeliges Trapez. Soll daher das Querprofil eines Canales trapezoidal sein, so wird dasjenige, welches die Hälfte eines regelmässigen Sechseckes ist, das vorzüglichste sein, weil es den kleinsten relativen benetzten Umfang hat. Dieses Querprofil besteht auch aus drei gleichseitigen Dreiecken, wie  $CMD$ ,  $DME$  und  $EMF$ , und hat die relative Böschung:

$$\frac{DG}{MG} = \frac{1}{\sqrt{3}} = 0,57735;$$

d. h. auf jedes Meter Tiefe bekommt die Seitenwand 0,57735 Meter Ausladung. Der Neigungswinkel der Seitenwände gegen den Horizont, also  $MCD$ , ist  $= 60$  Grad. Aus der unteren Breite  $DE = b$  folgt die obere Breite  $CF = B = 2b$ , die Tiefe  $CG = c = b\sqrt{\frac{3}{4}} = 0,866025 \cdot b$ , und die Böschung  $DG$  jeder Seite  $b_1 = \frac{1}{2}b$ . Der Umfang ist  $u = 3b$  und der Inhalt ist  $a = \frac{3}{4}b^2\sqrt{3} = 1,299038b^2$ ; daher der relative Umfang:

$$\frac{u}{a} = \frac{4}{b\sqrt{3}} = \frac{2,30940}{b},$$

und umgekehrt der relative Inhalt:

$$\frac{a}{u} = \frac{b\sqrt{3}}{4} = 0,433013 \cdot b.$$

Wenn dieses trapezoidale Profil mit dem gegebenen rechteckulären Profil gleichen Inhalt hat, so muss es aus dem oben angegebenen Grunde einen kleineren Umfang haben als dieses. Aus der Gleichheit der Inhalte folgt:

$$2c^2 = \frac{3}{4}b^2\sqrt{3}, \text{ d. i.}$$

$$\frac{b}{c} = \sqrt{\frac{8}{3\sqrt{3}}},$$

daher folgt in der That das Verhältniss der Umfänge:

$$\frac{3b}{4c} = \frac{3}{4} \sqrt{\frac{8}{3\sqrt{3}}} = \sqrt{\frac{3}{2\sqrt{3}}} = \sqrt{\frac{\sqrt{3}}{2}} = \sqrt[4]{\frac{3}{4}} = 0,9306;$$

es ist also der Umfang des trapezoidalen Querprofils um  $100 - 93 = 7$  Procent kleiner als der des rechteckulären Profils.

Ein sechsseitiges Profil  $LDEFGK$  (Fig. 5), welches die Hälfte eines regelmässigen Achteckes  $ABCDEFGH$  ist, hat noch einen kleineren Umfang als die Hälfte vom regulären Sechseck, allein es lässt sich dasselbe aus technischen Gründen nicht gut anwenden.

Es ist leicht einzusehen, dass von allen Querprofilen eines Canales das halbkreisförmige  $ABC$  (Fig. 6) das hydraulisch zweckmässigste ist, denn dieses hat, wie der Vollkreis, den kleinsten relativen Umfang.

Aus dem Durchmesser  $d$  dieses Profils folgt der Umfang  $u = \frac{\pi d}{2}$  und

der Inhalt  $a = \frac{\pi d^2}{8}$ , daher  $\frac{u}{a} = \frac{4}{d}$  und  $\frac{a}{u} = \frac{d}{4}$ . Setzt man den In-

halt  $\frac{\pi d^2}{8}$  dem Inhalte vom gefundenen rechteckulären Querschnitte  $2c^2$

gleich, so erhält man  $\frac{d^2}{c^2} = \frac{16}{\pi}$ , daher  $\frac{d}{c} = \frac{4}{\sqrt{\pi}}$ ; daher folgt das Verhältniss des halbkreisförmigen Umfanges zum Umfange des Rechteckes

$$= \frac{\pi d}{2} : 4c = \frac{\pi d}{8c} = \frac{\pi}{8} \cdot \frac{4}{\sqrt{\pi}} = \frac{\sqrt{\pi}}{2} = \frac{1,77245}{2} = 0,88622,$$

weshalb denn der Umfang des halbkreisförmigen Querprofils über 11 Procent kleiner ist als der Umfang des zweckmässigsten rechteckulären Querprofils.



Halbkreisförmige Querschnitte lassen sich natürlich bei Gräben gar nicht anwenden, können aber bei Gerinnen, welche aus Holzstämmen oder Steinen gehauen werden, oder bei Gerinnen, welche aus gebranntem Thon gebildet werden, ihre Anwendung finden.

Das trapezoidale Querprofil, welches durch Halbiren des regulären Sechseckes erhalten wird, hat in den Fällen, wo der Canal ausgegraben werden muss, selten genug Böschung; in den meisten gewährt selbst die Böschung 1, wo die Ufer unter 45 Grad gegen den Horizont geneigt sind, nicht genug Haltbarkeit, so dass man genöthigt ist, dieselbe grösser als Eins zu machen, also die Ufer noch weniger als 45° zu neigen. Du Buat schlägt (§. 60 seiner Grundlehren) ein trapezoidales Querprofil  $ABCD$  (Fig. 7) vor, welches mit einem aus zwei Quadraten bestehenden Rechtecke  $EFGH$  einerlei Höhe, Umfang und Inhalt hat. Denkt man sich die Höhe  $EH$  in drei gleiche Theile getheilt, so bekommt man zur Grundlinie des Rechteckes  $EF=GH$  6, zur oberen Breite des trapezoidalen Profils 10 und zur unteren Breite desselben zwei solcher Theile. Da dann die absolute Böschung  $AK$  vier solche Theile enthält, so ist bei diesem Profile die relative Böschung  $=\frac{4}{3}$ , daher für den Böschungswinkel  $\Theta$   $\cotang \Theta = \frac{4}{3}$ , also  $\Theta = 36^\circ 52'$ .

Aus der mittleren Breite  $EF=b$  folgt hiernach die obere Breite:

$$b + \frac{2}{3}b = \frac{5}{3}b,$$

die untere Breite:

$$b - \frac{2}{3}b = \frac{1}{3}b,$$

die Tiefe:

$$c = \frac{b}{2},$$

jede Seite:

$$AD = BC = \frac{5}{6}b,$$

also der Umfang:

$$u = 2 \cdot \frac{5}{6}b + \frac{1}{3}b = 2b,$$

der Inhalt:

$$a = \frac{1}{2}b \cdot b = \frac{b^2}{2}, \text{ und}$$

$$\frac{a}{u} = \frac{b}{4} = \frac{c}{2},$$

wie beim halben Quadrat.

Die Böschung  $\frac{4}{3}$  ist noch in vielen Fällen zu klein, man macht sogar, um auf die längere Dauerhaftigkeit der Ufer rechnen zu können, dieselbe gern  $= 2$ , so dass der Böschungswinkel  $\Theta = 26^\circ 34'$  ausfällt. D'AUBUISSON berichtet, dass man am Canal de Languedoc mit der Böschung sogar auf  $\frac{5}{2}$  gestiegen ist.

In folgender Tabelle sind für die Anwendung die Verhältnisse zwischen den Dimensionen und den Inhalten der vorzüglichsten Querprofile zusammengestellt.

## Tafel VII.

Tabelle über die Dimensionen und die Inhalte verschiedener Querprofile für die gewöhnlichen Böschungswinkel.

Böschungswinkel $\Theta$ .	Dimensionen des Querprofiles.			Verhältniss $\frac{n}{a}$ .
	obere Breite $B$ .	untere Breite $b$ .	Tiefe $c$ .	
90°	1,414 $\sqrt{a}$	1,414 $\sqrt{a}$	0,707 $\sqrt{a}$	$\frac{2,828}{\sqrt{a}}$
60°	1,755 $\sqrt{a}$	0,877 $\sqrt{a}$	0,760 $\sqrt{a}$	$\frac{2,632}{\sqrt{a}}$
45°	2,092 $\sqrt{a}$	0,613 $\sqrt{a}$	0,740 $\sqrt{a}$	$\frac{2,704}{\sqrt{a}}$
40°	2,246 $\sqrt{a}$	0,525 $\sqrt{a}$	0,722 $\sqrt{a}$	$\frac{2,771}{\sqrt{a}}$
36° 52'	2,357 $\sqrt{a}$	0,471 $\sqrt{a}$	0,707 $\sqrt{a}$	$\frac{2,828}{\sqrt{a}}$
35°	2,430 $\sqrt{a}$	0,439 $\sqrt{a}$	0,697 $\sqrt{a}$	$\frac{2,870}{\sqrt{a}}$
30°	2,656 $\sqrt{a}$	0,356 $\sqrt{a}$	0,664 $\sqrt{a}$	$\frac{3,012}{\sqrt{a}}$
Halbkreis	1,596 $\sqrt{a}$	0,000	0,798 $\sqrt{a}$	$\frac{2,507}{\sqrt{a}}$

Jedenfalls kann man die relative Böschung  $n$  oder den Böschungswinkel  $\Theta$  als eine gegebene und vom Erdreich, worin der Canal ausgegraben wird, abhängige Grösse ansehen. Ist nun noch die obere Breite  $B$  durch das Terrain bestimmt, so lassen sich aus  $a$ ,  $B$  und  $n = \cotg \Theta$  die übrigen Dimensionen durch folgende Ausdrücke (s. Art. AUFSCHLAGWASSER Bd. I. S. 353) finden:

1) die Tiefe  $c = \frac{B}{2n} - \sqrt{\left(\frac{B}{2n}\right)^2 - \frac{a}{n}}$ , und

2) die untere Breite  $b = B - 2nc$ .

Die Möglichkeit, ein diesen gegebenen Grössen entsprechendes Querprofil zu finden, fordert, dass  $\left(\frac{B}{2n}\right)^2 > \frac{a}{n}$ , d. i., dass  $B^2 > 4na$  sei.

Für die Böschung  $n = 2$  ist demnach:

$$c = \frac{B}{4} - \sqrt{\left(\frac{B}{4}\right)^2 - \frac{a}{2}}, \text{ und}$$

$$b = B - 4c.$$



Ist z. B. der Inhalt des Querprofils  $a = 1,5$  Quadratmeter und soll die obere Breite  $B = 4$  Meter betragen, so erhält man die entsprechende Tiefe:

$$c = \frac{4}{4} - \sqrt{\left(\frac{4}{4}\right)^2 - \frac{3}{2 \cdot 2}} = 1 - \sqrt{1 - \frac{3}{4}} = 1 - \sqrt{\frac{1}{4}}$$

$$= 1 - \frac{1}{2} = \frac{1}{2} \text{ Meter,}$$

und die untere Breite:

$$b = 4 - \frac{4}{2} = 4 - 2 = 2 \text{ Meter.}$$

Aus der mittleren Breite  $b_1$ , dem Inhalte  $a$  und der relativen Böschung  $n$  folgt sehr einfach die Tiefe:

$$c = \frac{a}{b_1},$$

die obere Breite:

$$B = b_1 + 2nc,$$

und die untere Breite:

$$b = b_1 - 2nc.$$

Wäre z. B.  $a = 2$  Quadratmeter und  $b_1 = 4$  Meter,  $n$  aber  $= 2$ , so würde sich ergeben:

$$c = \frac{2}{4} = \frac{1}{2} \text{ Meter,}$$

$$B = 4 + 4 \cdot \frac{1}{2} = 6 \text{ Meter, und}$$

$$b = 4 - 2 = 2 \text{ Meter.}$$

Soll zu einem gegebenen Inhalte  $a$  des Querprofils und der Böschung  $n$  oder dem Böschungswinkel  $\Theta$  das Querprofil vom kleinsten Umfange gefunden werden, so hat man die im Artikel AUFSCHLAGWASSER Bd. I. S. 354 gegebenen Formeln anzuwenden. Aus den dortigen Ausdrücken folgt:

$$a = \left(\frac{2 - \cos \Theta}{\sin \Theta}\right) c^2 \text{ und}$$

$$u = 2 \left(\frac{1}{\sin \Theta} + \tan \frac{1}{2} \Theta\right) c;$$

es ist daher bei Anwendung der früher gegebenen Formel V. in diesem Falle, wenn man  $c = x$  als unbekannt annimmt,

$$\alpha = 2 \left(\frac{1}{\sin \Theta} + \tan \frac{1}{2} \Theta\right) \text{ und}$$

$$\beta = \frac{2 - \cos \Theta}{\sin \Theta}$$

zu setzen.

Z. B. für  $n = \frac{4}{3}$ , wo  $\tan \Theta = \frac{3}{4}$ ,  $\sin \Theta = \frac{3}{5}$ ,  $\cos \Theta = \frac{4}{5}$  und  $\tan \frac{1}{2} \Theta = \frac{1}{3}$  ist, folgt:

$$\alpha = 2 \left(\frac{5}{3} + \frac{1}{3}\right) = 4, \text{ und}$$

$$\beta = \frac{2 - \frac{4}{5}}{\frac{3}{5}} = \frac{6}{3} = 2,$$

wie wir allerdings schon gefunden haben.

In der Regel ist die Breite des Grundbettes vier- bis sechsmal so gross zu machen als die Tiefe, und bei Flüssen ist dieselbe fast immer noch viel grösser, so dass sich immer annähernd, wie bei Rechtecken,

$$u = b + 2c \text{ und} \\ a = bc$$

setzen lässt.

Diese Werthe in die einfachere Formel

$$v = 50,92 \sqrt{\frac{a}{u} \cdot \frac{h}{l}}$$

eingesetzt erhält man

$$v = 50,92 \sqrt{\frac{bc}{b+2c} \cdot \frac{h}{l}},$$

und für eine andere Wasserhöhe  $c_1$ :

$$v_1 = 50,92 \sqrt{\frac{bc_1}{b+2c_1} \cdot \frac{h}{l}}$$

also:

$$v : v_1 = \sqrt{\frac{c}{b+2c}} : \sqrt{\frac{c_1}{b+2c_1}},$$

oder annähernd:

$$v : v_1 = \sqrt{c} : \sqrt{c_1}.$$

Bei breiten Flüssen verhalten sich also hiernach die mittleren Geschwindigkeiten bei verschiedenen Anschwellungen wie die Quadratwurzeln aus den mittleren Wassertiefen.

Auch folgt hiernach:

$$m : m_1 = \sqrt{c^3} : \sqrt{c_1^3},$$

oder:

$$m^2 : m_1^2 = c^3 : c_1^3,$$

d. h. es verhalten sich bei verschiedenen Anschwellungen eines und desselben breiten Flusses die Quadrate der Wassermengen wie die Cuben der mittleren Wassertiefen.

Nimmt die Wassertiefe  $c$  um einen kleinen Theil  $\Delta c$  zu, so erhält man eine kleine Geschwindigkeitszunahme  $\Delta v$ , die durch folgende Proportion bestimmt ist:

$$\frac{v + \Delta v}{v} = \frac{\sqrt{c + \Delta c}}{\sqrt{c}}.$$

Nun lässt sich aber

$$\sqrt{\frac{c + \Delta c}{c}} = \sqrt{1 + \frac{\Delta c}{c}} = 1 + \frac{1}{2} \cdot \frac{\Delta c}{c}$$

setzen, es folgt daher auch:

$$\frac{\Delta v}{v} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\Delta c}{c}.$$

Eben so ist für die kleine Zunahme  $\Delta m$  der Wassermenge:

$$\frac{(m + \Delta m)^2}{m^2} = \frac{(c + \Delta c)^3}{c^3}.$$



Nun lässt sich aber

$$(m + \Delta m)^2 = m^2 + 2m \cdot \Delta m \text{ und}$$

$$(c + \Delta c)^3 = c^3 + 3c \cdot \Delta c$$

setzen; es ergibt sich daher:

$$\frac{2 \Delta m}{m} = \frac{3 \Delta c}{c},$$

oder:

$$\frac{\Delta m}{m} = \frac{3}{2} \cdot \frac{\Delta c}{c}.$$

Wenn also die Wassertiefe um einen kleinen Theil  $\frac{\Delta c}{c}$  zu- oder abnimmt, so vergrößert oder verkleinert sich die mittlere Geschwindigkeit um einhalb- und die Wassermenge um dreihalbmal so viel. Schwilt das Wasser um  $\frac{1}{10}$  seiner Tiefe an, so wird die Geschwindigkeit um  $\frac{1}{20}$  ihres Werthes und die Wassermenge um  $\frac{3}{20}$  ihres Werthes grösser. Diese Regeln lassen sich besonders auch auf die Bewegung in Gräben und Gerinnen anwenden.

Uebrigens ist es rathsam, Canälen, welche bald grössere, bald kleinere Wassermengen fortführen sollen, eine grosse Böschung ( $n$ ) zu geben und die untere Breite viel kleiner als die obere Breite zu machen, damit die Geschwindigkeit bei kleinem Wasserstande nicht zu klein und bei grossem Wasserstande nicht zu gross ausfalle. Ist das Bette unten sehr breit, so tritt bei kleinem Wasser ein sehr niedriger Wasserstand ein, und es bilden sich in dem Bette leicht Serpentinien, die später zur Aenderung des ganzen Bettes Veranlassung geben können; ist aber das Bette oben nicht breit, so kann leicht ein Austreten des Wassers aus dem Bette entstehen.

Seither war immer nur von der mittleren Geschwindigkeit in einem Querprofil die Rede. Diese ist aber nur eine eingebildete Grösse, denn die effective Geschwindigkeit des Wassers ist in verschiedenen Stellen eines und desselben Querprofiles sehr verschieden. Die Adhäsion des Wassers an den Bettwänden und der Zusammenhang der Wassertheile unter einander bewirken, dass die den Bettwänden näher liegenden Theile in ihrer Bewegung mehr aufgehalten werden als die entfernter befindlichen, dass also diese schneller fliessen als jene. Hiernach nimmt also die Geschwindigkeit eines fliessenden Wassers von der Oberfläche nach dem Grundbette zu ab, eine Thatsache, die merkwürdiger Weise erst zu Ende des vorigen Jahrhunderts durch XIMENES (*Nuove sperienze Idrauliche*) und BRÜNINGS (Abhandlung über die Geschwindigkeit des fliessenden Wassers) ausser Zweifel gesetzt wurde. Zugleich nimmt aber auch die Geschwindigkeit des Wassers von der Mitte nach den Ufern zu ab, und es ist die Oberflächengeschwindigkeit an tiefen Stellen grösser als an seichten Stellen. Bildet nun, wie bei Canälen meistens, das Querprofil eine symmetrische Figur und ist deren Basis eine Gerade oder eine concave Curve, so wird die grösste Geschwindigkeit in der Mitte der Oberfläche des fliessenden Wassers statt finden und dieselbe von da aus nach allen Seiten hin abnehmen.

Man nennt die Stelle in der Oberfläche des fliessenden Wassers, wo die grösste Geschwindigkeit statt hat, den Stromstrich (fr. *fil de l'eau* oder *Thalweg*; engl. *axis of stream*). Die tiefste Stelle in einem

Flussbette heist die Stromrinne. In der Regel bildet sich der Stromstrich über der Stromrinne. Da bekannten Gesetzen der Hydraulik zufolge das schneller fließende Wasser unter übrigen gleichen Verhältnissen weniger Druck ausübt als das langsamer fließende (s. Bd. I. S. 417), so muss das Gleichgewicht unter den nebeneinander fließenden Wasserfäden durch das Aufsteigen der geschwinder fließenden Fäden über den langsamer fließenden hergestellt werden, was sich auch wirklich durch eine gewisse Convexität des Wasserprofils, wonach dasselbe im Stromstriche am höchsten und an den Ufern am tiefsten steht, kund thut. In Krümmungen des Flusses fließt das Wasser auf der concaven Seite schneller als auf der convexen, deshalb ist daselbst auch der Stromstrich nicht in der Mitte, sondern dem concaven Ufer näher als dem convexen Ufer. Die Höhe, um welche sich das Wasser im Stromstriche über der Oberfläche in der Nähe der Ufer erhebt, lässt sich aus den Geschwindigkeiten in beiden Stellen berechnen. Ist  $v$  die Geschwindigkeit im Stromstrich und  $v_1$  die Geschwindigkeit an einer anderen Stelle, so ergibt sich der Höhenunterschied zwischen beiden Stellen durch die Formel:

$$k = \frac{v^2 - v_1^2}{2g} = \frac{v^2(1 - \mu^2)}{2g},$$

wenn  $\mu$  das Geschwindigkeitsverhältniss ist. Ist dasselbe z. B.  $= 0,9$ , so folgt der gesuchte Höhenabstand  $= \frac{0,19v^2}{2g}$ ; ist ferner  $v = 1$  Meter, so folgt  $\frac{v^2}{2g} = 0,051$  Meter und  $k = 0,19 \cdot 0,051 = 0,00969$ , also ungefähr 1 Centimeter.

Hiernach wächst die Convexität mit dem Quadrate der Geschwindigkeit und fällt bei kleinen Geschwindigkeiten unbemerkt klein aus. Es darf übrigens nicht ausser Acht bleiben, dass diese Gesetze nur für die gleichförmige und ungehinderte Bewegung des Wassers in Betten gelten; denn es wird später gezeigt werden, dass bei ungleichförmiger Bewegung und besonders dann, wenn das Bette Verengungen oder Ausweitungen enthält, andere Verhältnisse eintreten.

Wenn man die ganze Wassertiefe als Abscisse ansieht, dieselbe in gleiche Theile theilt und in den Theilpunkten die entsprechenden Stromgeschwindigkeiten als Ordinaten aufträgt, so bilden diese die durch eine Curve begränzte sogenannte Stromgeschwindigkeitsscale. Es haben sich die Hydrauliker XIMENES und BRÜNINGS die Ausmittlung dieser Scale durch Beobachtungen zum besonderen Gegenstande ihrer Untersuchungen gemacht. XIMENES stellte seine Versuche am Arnoflusse an, BRÜNINGS die seinigen am Rhein, an der Waal und Yssel. Auch WIEBEKING stellte in dieser Beziehung einige Beobachtungen am Rhein, sowie WOLTMANN an der Elbe an. Das Hauptergebniss aller dieser Versuche war, dass entweder die Geschwindigkeit von der Oberfläche nach dem Bette kleiner wird, oder wenigstens die grösste Geschwindigkeit nahe unter der Oberfläche am grössten ist und nach der Oberfläche zu wenig, nach dem Grundbette zu aber stark abnimmt. Die Ursache, weswegen die grösste Geschwindigkeit nicht in der Oberfläche selbst statt hat, erklären WIEBEKING (Theoret. pract. Wasserbaukunst Bd. I. § 42) und Andere durch den Widerstand der Luft, der zwar kleiner ist als der Widerstand des Bettes, aber doch im Stande ist, die Bewegung des



Wassers an der Oberfläche etwas aufzuhalten. Aus demselben Grunde schloss auch RAUCOURT, dass der Widerstand, welchen eine Eisdecke der Bewegung des darunter wegfließenden Wassers entgegensetzt, wenig grösser ist als der Widerstand des Bettes, weil er die grösste Geschwindigkeit etwas unter der Mitte der Stromtiefe fand; während von ihm die Geschwindigkeit in der Nähe der Eisdecke 1,11 Fuss und die in der Nähe des Grundbettes (bei 63 Fuss Tiefe) 1,65 Fuss gefunden wurde, war jene grösste Geschwindigkeit 2 Fuss 7 Zoll.

Es haben nun viele Hydrauliker ein Gesetz der Stromscale durch eine algebraische Formel anzugeben gesucht, wie z. B. DU BUAT, HENNERT, WOLTMANN, PRONY, EYTELWEIN, GERSTNER u. s. w.; es ist daher nöthig, das Hauptsächlichste von diesen Versuchen hier mitzutheilen.

DU BUAT gründete seine Formel auf besonders, allerdings ziemlich im Kleinen, angestellte Versuche (*Principes d'Hydraulique. Tom. II. Chap. VI. §. 384 u. s. w.*). Die Geschwindigkeit an der Oberfläche mittheilte er durch kleine Schwimmer von Eichenholz aus, um aber in seinen schon früher beschriebenen Gerinnen die Geschwindigkeit am Boden zu finden, wendete er kleine Kugeln von  $1\frac{1}{2}$  bis 2 Linien Durchmesser aus einem Mastix an, der aus  $\frac{2}{3}$  Seife und  $\frac{1}{3}$  gelbem Wachs mit eingekneteten Sägespähen bestand. Diese Kügelchen waren zwar trocken leichter als Wasser, sanken aber mit Wasser behandelt im Wasser unter und rollten auf dem Boden des Gerinnes fort. Geeigneter hierzu fand DU BUAT noch Johannisbeeren, welche wegen ihrer genauen Kugelform leichter auf dem Boden fortrollten als jene künstlichen Kugeln. Die Tiefe des Wassers in den Gerinnen war nur 2 bis 10 Zoll, deshalb konnten diese Kugeln in ihrer Bewegung auf dem Boden leicht verfolgt werden, was allemal in dem letzten 60 Fuss langen Ende des Gerinnes erfolgte. Aus den in der Tabelle VII. enthaltenen Ergebnissen dieser Beobachtungen folgert DU BUAT folgende Regeln.

Ist  $v$  die Geschwindigkeit an der Oberfläche in paris. Zollen, so berechnet sich die Geschwindigkeit am Boden durch den Ausdruck

$$u = (\sqrt{v} - 1)^2,$$

und die mittlere Geschwindigkeit durch die Formel

$$v_1 = \frac{v + u}{2}.$$

Ist hiernach  $v = 36$  Zoll, so folgt:

$$u = (\sqrt{36} - 1)^2 = 5^2 = 25 \text{ Zoll und}$$

$$v_1 = \frac{36 + 25}{2} = \frac{61}{2} = 30,5 \text{ Zoll.}$$

Die Versuche gaben, wie aus der Tabelle zu sehen ist,

$$u = 24,83 \text{ Zoll und}$$

$$v_1 = 28,29 \text{ Zoll.}$$

## Tafel VIII.

Versuche von DU BUAT über das Verhältniss der Geschwindigkeit des fließenden Wassers an der Oberfläche zur mittleren Geschwindigkeit und zu der auf dem Grunde.

Tiefe des fließenden Wassers in Zollen.	Geschwindigkeit an der Oberfläche in Zollen.	Geschwindigkeit am Grunde in Zollen.	Mittlere Geschwindigkeit in Zollen.	Tiefe des fließenden Wassers in Zollen.	Geschwindigkeit an der Oberfläche in Zollen.	Geschwindigkeit am Grunde in Zollen.	Mittlere Geschwindigkeit in Zollen.
4,0	6,05	2,03	4,59	4,0	26,66	16,55	20,34
5,834	8,08	2,94	5,76	4,416	28,8	18,95	22,68
7,0	7,82	2,94	6,32	2,166	28,8	19,45	27,51
9,666	8,88	3,73	7,83	4,333	30,0	20,26	22,37
2,333	10,91	5,95	8,94	4,5	30,0	20,26	22,63
2,042	11,52	5,76	9,19	4,666	31,3	20,57	23,54
3,0	16,0	8,57	12,10	2,957	31,3	21,18	25,6
4,416	17,14	9,86	14,17	7,25	31,3	21,49	26,94
4,0	18,94	11,25	15,34	3,666	32,72	21,81	27,49
5,957	19,20	10,28	15,55	6,75	34,28	22,5	28,52
4,166	21,17	12,0	15,63	3,374	36,0	22,5	26,15
2,234	22,85	14,40	18,28	10,083	36,0	24,83	26,45
8,166	23,22	15,0	18,13	5,0	36,0	24,83	28,29
3,0	24,0	15,65	18,57	7,917	37,89	26,66	31,89
6,0	24,0	15,65	20,03	9,333	42,34	30,0	40,24
7,166	24,0	15,65	20,96	3,083	48,0	33,48	38,99
2,0	24,82	16,74	20,24	4,917	48,0	34,28	41,0

ROBISON und YOUNG haben die Formeln von DU BUAT auch für das englische Zollmass angewendet (s. REES Cycl. art. Water, auch ROBISON's System of Mechanical Philosophy Vol. II. Art. Theory of rivers; vergleiche ferner hiermit den Artikel AUFSCHLAGWASSER). Im ersten Bande (§. 66) von DU BUAT's Grundlehren der Hydraulik findet sich eine nach diesen Formeln berechnete Tabelle zusammengehöriger Werthe von  $v$ ,  $u$  und  $v_1$ ; wir theilen dieselbe in folgender Tabelle mit.

## Tafel IX.

Tafel über die Verhältnisse zwischen der Geschwindigkeit an der Oberfläche, der am Boden und der mittleren Geschwindigkeit, nach DU BUAT.

Geschwindigkeit an der Oberfläche (v).	Geschwindigkeit am Boden des Bettes (u).	Mittlere Geschwindigkeit (v <sub>1</sub> ).	Geschwindigkeit an der Oberfläche (v)	Geschwindigkeit am Boden des Bettes (u).	Mittlere Geschwindigkeit (v <sub>1</sub> ).
Zoll.	Zoll.	Zoll.	Zoll.	Zoll.	Zoll.
1	0,000	0,500	6	2,100	4,050
2	0,172	1,081	7	2,709	4,854
3	0,536	1,768	8	3,342	5,670
4	1,000	2,500	9	4,000	6,500
5	1,526	3,263	10	4,674	7,337



Geschwindigkeit an der Oberfläche (v).	Geschwindigkeit am Boden des Bettes (u).	Mittlere Geschwindigkeit (v).	Geschwindigkeit an der Oberfläche (v).	Geschwindigkeit am Boden des Bettes (u).	Mittlere Geschwindigkeit (v).
Zoll.	Zoll.	Zoll.	Zoll.	Zoll.	Zoll.
11	5,368	8,184	56	42,016	49,008
12	6,071	9,036	57	42,968	49,984
13	6,786	9,893	58	43,771	50,886
14	7,513	10,765	59	44,636	51,818
15	8,254	11,622	60	45,508	52,754
16	9,000	12,500	61	46,376	53,688
17	9,753	13,376	62	47,259	54,629
18	10,463	14,231	63	48,136	55,568
19	11,283	15,141	64	49,000	56,500
20	12,055	16,027	65	49,872	57,436
21	12,674	16,837	66	50,751	58,376
22	13,616	17,808	67	51,639	59,319
23	14,402	18,701	68	52,504	60,252
24	15,194	19,597	69	53,392	61,196
25	16,000	20,500	70	54,273	62,136
26	16,802	21,401	71	55,145	63,072
27	17,606	22,303	72	56,025	64,012
28	18,421	23,210	73	56,862	64,932
29	19,228	24,114	74	57,790	65,895
30	20,043	25,022	75	58,687	66,843
31	20,857	25,942	76	59,568	67,784
32	21,678	26,839	77	60,451	68,725
33	22,505	27,753	78	61,340	69,670
34	23,338	28,669	79	62,209	70,605
35	24,167	29,583	80	63,107	71,553
36	25,000	30,500	81	64,000	72,500
37	25,827	31,413	82	64,883	73,441
38	26,667	32,333	83	65,780	74,390
39	27,510	33,255	84	66,651	75,325
40	28,345	34,172	85	67,568	76,284
41	29,192	35,096	86	68,459	77,229
42	30,030	36,015	87	69,339	78,169
43	30,880	36,940	88	70,224	79,112
44	31,742	37,871	89	71,132	80,066
45	32,581	38,790	90	72,012	81,006
46	33,431	39,716	91	72,914	81,957
47	34,293	40,646	92	73,788	82,894
48	35,141	41,570	93	74,719	83,859
49	36,000	42,500	94	75,603	84,801
50	36,857	43,428	95	76,510	85,755
51	37,712	44,356	96	77,370	86,685
52	38,564	45,282	97	78,305	87,652
53	39,438	46,219	98	79,192	88,596
54	40,284	47,142	99	80,120	89,560
55	41,165	48,082	100	81,000	90,500

Seitdem XIMENES, BRÜNINGS und WOLTMANN ausgedehntere Versuche hierüber im Grossen, nämlich an Flüssen, angestellt haben, ist man zu einer näheren Kenntniss der Abhängigkeit zwischen der mittleren Geschwindigkeit, der an der Oberfläche und der am Boden gelangt. Die ausgedehntesten Versuche sind von BRÜNINGS; sie sind in einer besonderen Abhandlung niedergelegt, welche unter dem Titel: „Abhandlung über die Geschwindigkeit des fließenden Wassers u. s. w.“ durch KRÖNCKE aus dem Holländischen ins Deutsche übersetzt ist. Einen sehr vollständigen Auszug hiervon gibt aber auch WOLTMANN im dritten Bande seiner Beiträge zur hydraulischen Architectur. Diese Versuche verdienen um so mehr einer besonderen Beachtung, da sie im ungetheilten Oberrhein, in dessen zwei Theilen, der Waal und dem Pannerdenschen Canale, welcher letztere in den sogenannten Niederrhein übergeht, und in den zwei Theilen des letztern, wovon der westliche den Namen Niederrhein behält und der östlichere die Yssel genannt wird, fast zugleich angestellt worden sind und deshalb mehrfache, sehr zufriedenstellende Vergleichen zulassen.

Wir geben hier nur zur Probe in Tabelle X. Versuche am ungetheilten Niederrhein, sowie an dessen Zweigen, dem getheilten Niederrhein und der Yssel. Die Beobachtungen hat BRÜNINGS mit dem von ihm erfundenen Tachometer (s. Art. HYDROMETER) angestellt. Mit diesem Instrumente wurden nicht allein die Geschwindigkeiten in verschiedenen Abständen, sondern auch in verschiedenen Tiefen gemessen. Zu diesem Zwecke wurde jedesmal die Strombreite in gleiche Theile getheilt und in den durch die Theilpunkte gehenden Vertikalen (Perpendikeln) die Geschwindigkeit bestimmt. Diese wurden zwar in Tiefen von 6 zu 6 Zoll angestellt, wir haben jedoch nach WOLTMANN nur die Versuche für die Tiefen von 12 zu 12 Zoll in der Tabelle an einander gereiht. BRÜNINGS nimmt erst aus den einzelnen Geschwindigkeiten in den Perpendikeln die Mittel, und berechnet nachher aus diesen ein neues Mittel, welches er für die mittlere Stromgeschwindigkeit nimmt; es hätte jedoch durch die Anwendung der SIMPSON'schen Regel (Artikel BEOBACHTUNG) oder auf die Weise, wie im Art. AUFSCHLAGWASSER gezeigt wird, die mittlere Geschwindigkeit noch etwas genauer berechnet werden können. Um den Inhalt des Querprofils zu finden, wurden in kurzen Horizontalabständen die Tiefen sondirt und die zwischenliegenden Räume als Trapeze berechnet. Die Division der Breite in diesen Inhalt gab die mittlere Flusstiefe.

## Tafel X.

BRÜNINGS Beobachtungen über Geschwindigkeit und das Wasserquantum des Rheines.

## 1) Versuche im ungetheilten Niederrhein.

Tiefe unter der Oberfläche.	1. Perp.	2. Perp.	3. Perp.	4. Perp.	5. Perp.	Mittel.
Fuss.	Zoll.	Zoll.	Zoll.	Zoll.	Zoll.	Zoll.
1	40,08	49,98	54,12	56,76	54,79	52,346
2	44,46	48,40	53,43	55,45	55,45	51,438
3	43,63	49,27	53,43	54,12	51,46	50,382
4	42,78	49,27	50,62	54,12	53,43	50,044



Tiefe unter der Oberfläche.	1. Perp.	2. Perp.	3. Perp.	4. Perp.	5. Perp.	Mittel.
Fuss.	Zoll.	Zoll.	Zoll.	Zoll.	Zoll.	Zoll.
5	41,92	49,27	51,46	54,79	54,12	50,312
6	41,92	47,75	49,98	52,75	54,12	49,304
7		46,86	49,27	52,75	53,43	50,577
8		47,75	49,27	54,79	52,75	51,140
9		46,08	49,27	50,62	53,43	49,850
10		46,08	49,27	50,62	51,46	49,357
11			49,27	46,08	49,98	48,443
12			47,75	45,28	48,40	47,143
13			46,87	44,46	43,62	44,983
14				46,08		46,080
					Mittel	49,386
Mittel	43,498	48,152	52,037	51,278	52,293	49,452
Tiefe	8	11	14	15	13½	

## 2) Versuche in der neuen Ysselmündung.

Tiefe unter der Oberfläche.	1. Perp.	2. Perp.	3. Perp.	Mittel.
Fuss.	Zoll.	Zoll.	Zoll.	Zoll.
1	48,40	46,87	49,27	48,180
2	48,40	47,75	49,27	48,473
3	47,75	48,40	50,62	48,923
4	47,75	46,08	46,08	46,637
5	46,87	48,40	46,87	47,380
6	45,28	48,40	51,46	48,380
7	46,08	47,75	45,28	46,370
8	47,75	44,46	44,46	45,457
9	46,08	44,46	43,63	44,723
10	41,03		46,08	43,555
			Mittel	46,809
Mittel	46,585	46,639	47,528	46,851
Tiefe	10½	10½	10½	

## 3) Versuche im getheilten Niederrheine.

Tiefe unter der Oberfläche.	1. Perp.	2. Perp.	3. Perp.	4. Perp.	Mittel.
Fuss.	Zoll.	Zoll.	Zoll.	Zoll.	Zoll.
1	53,43	52,75	50,62	47,75	51,137
2	52,75	52,75	52,05	47,45	51,325
3	52,75	52,75	52,75	46,08	51,082
4	51,46	51,46	50,62	46,87	50,102
5	51,46	50,62	49,98	46,28	49,335

Tiefe unter der Oberfläche.	1. Perp.	2. Perp.	3. Perp.	4. Perp.	Mittel.
Fuss.	Zoll.	Zoll.	Zoll.	Zoll.	Zoll.
6	48,40	50,62	49,27	44,46	48,187
7	48,40	50,62	49,27	44,46	48,187
8	48,40	50,62	46,87	44,46	47,587
9	47,75	49,98	45,28		47,670
10	46,87	49,98	45,28		47,377
11	45,28	50,62			47,950
12	43,63	48,40			46,015
13	45,28				45,280
				Mittel	48,556
Mittel	49,183	50,489	49,103	46,093	48,717
Tiefe	14	13½	11½	9	

Die Breite des ungetheilten Niederrheins wurde 996 Fuss und der Inhalt des Querprofils 11328 Quadratfuss gefunden; hieraus ergibt sich die mittlere Tiefe 11 Fuss 4½ Zoll. Aus dem ersten Theile der vorstehenden Tafel folgt die mittlere Geschwindigkeit 4,121 Fuss, daher ist die vom Niederrheine gelieferte Wassermenge in einer Secunde 4,121.11328 = 46683 Cubikfuss. Die Breite der Yssel war 312 Fuss und der Querschnitt 2875 Quadratfuss, daher die mittlere Tiefe 9 Fuss 2⅓ Zoll. Aus dem zweiten Theile der Tabelle folgt die mittlere Geschwindigkeit dieses Stromarmes 3,9043 Fuss, daher ist dessen Wassermenge in einer Secunde = 11243 Cubikfuss. Endlich ist die Breite des getheilten Niederrheins 720 Ruthen und das Querprofil 8410 Quadratfuss, daher die mittlere Tiefe 11 Fuss 8½ Zoll; da nun noch der dritte Theil der vorliegenden Tabelle 4,0597 Fuss mittlere Geschwindigkeit gibt, so folgt die Wassermenge in einer Secunde = 34143 Cubikfuss. Beide Stromarme geben hiernach die Wassermenge 11243 + 34143 = 45386 Cubikfuss, während der ungetheilte Strom 46683 Cubikfuss gegeben hat. Hiernach wäre also die Differenz nur 46683 — 45386 = 1297 Cubikfuss; sie ist indessen noch etwas grösser, weil in den Zeiten, wo in den Armen beobachtet wurde, der ungetheilte Strom einen etwas höheren Wasserstand hatte als zur Zeit der Beobachtung in demselben. Es war der Wasserstand in Arnheim am ungetheilten Rheine bei den ersten Beobachtungen 11 Fuss, bei den zweiten 11 Fuss 4 Zoll und bei den letzten 11 Fuss 1 Zoll. Wenden wir nun unsere Formel

$$\frac{Am}{m} = \frac{3}{2} \cdot \frac{Ac}{c}$$

an, so folgt die Verminderung der Wassermenge in der Yssel bei Senkung des Wasserstandes um 4 Zoll =  $\frac{4}{13\frac{2}{3}} = \frac{1}{3\frac{3}{4}}$  seiner Grösse =  $\frac{1}{3} \cdot \frac{1}{3\frac{3}{4}} = \frac{1}{6\frac{3}{8}}$  ihres Werthes, also =  $\frac{1}{6\frac{3}{8}} \cdot 11243 = 496$  Cubikfuss, und eben so die Verminderung der Wassermenge in dem getheilten Niederrheine bei Senkung des Wasserstandes um 1 Zoll =  $\frac{1}{13\frac{1}{3}}$  seiner Grösse =  $\frac{1}{2} \cdot \frac{1}{13\frac{1}{3}} \cdot 34143 = \frac{1}{26\frac{2}{3}} \cdot 34143 = 383$  Cubikfuss, weshalb denn die beiden Arme bei dem Wasserstande von 11 Fuss in Arnheim auch nur 45386 — (496 + 383) = 45386 — 879 = 44507 Cubikfuss geben müssten, und die Diffe-



renz = 46683 — 44507 = 2176 Cubikfuss =  $\frac{217600}{46683} = 4,6$  Procent ausfällt.

WOLTMANN findet (Seite 355) bei unvollkommener Reduction diese Differenz nur  $3\frac{1}{2}$  Procent. Jedenfalls hat man Ursache, mit der Uebereinstimmung dieser Ergebnisse sich zufriedener zu stellen. Diese Versuche wurden von BRÜNINGS selbst 1789 angestellt; eine weit grössere Reihe von Beobachtungen liess derselbe 1790 durch die Ingenieurs ENGELMANN, CONRAD und BEYERINK anstellen.

XIMENES stellte seine Versuche 1780 im Arno mit seiner Wasserfahne (s. HYDROMETER) an; er fand eine abnehmende Stromscale, also die grösste Geschwindigkeit in der Oberfläche des fliessenden Wassers, wie aus Tab. XII. und XIV. zu ersehen ist.

WIEBEKING stellte seine allerdings nur eine kleine Ausdehnung habenden Versuche (1797) in der Gegend von Oppenheim im Oberrhein mit Schwimmstäben an, welche unten mit Eisen beschlagen waren. (S. dessen theoret. pract. Wasserbaukunst Bd. I. §. 41.) Er fand im Ganzen das bestätigt, was schon BRÜNINGS gefunden hatte, dass die Geschwindigkeit an der Oberfläche, bei vollkommener Windstille, etwas kleiner ist als die Geschwindigkeit einige Fuss unter der Oberfläche, dass sie aber bedeutend grösser ist als die Geschwindigkeit in der Nähe des Grundbettes. Diese Versuche wurden bei zwei verschiedenen Wasserständen, wo der eine 3 Fuss 2 Zoll niedriger war als der andere, angestellt, weshalb sich eine der Theorie entsprechende, nicht unbedeutende Differenz in den Geschwindigkeiten herausstellt. Was endlich noch die Beobachtungen von WOLTMANN betrifft, so hat er dieselbe mit seinem hydrometrischen Flügel (s. HYDROMETER und AUFSCHLAGWASSER) in der Unterelbe angestellt. Wegen der steten Veränderung der Bewegung durch Ebbe und Fluth sind auch diese Versuche, wie WOLTMANN selbst gesteht (s. Theorie und Gebrauch des hydrometrischen Flügels §. 41), nicht von der Brauchbarkeit wie die Versuche von BRÜNINGS.

Ehe wir nun von den verschiedenen Versuchen, aus den eben abgehandelten Beobachtungen eine Geschwindigkeitsscale abzuleiten, handeln, müssen wir noch der Formel gedenken, welche PRONY (theoret. pract. Abhandlung über die Leitung des Wassers u. s. w. §. 192 u. s. w.) aus den DU BUAT'schen Versuchen bestimmt hat.

Ist nach ihm die Geschwindigkeit im Stromstriche =  $v_1$ , so setzt er die mittlere Geschwindigkeit im ganzen Querprofile:

$$v = \left( \frac{v_1 + a}{v_1 + b} \right) v_1,$$

wo  $a$  und  $b$  aus Erfahrung abgeleitete Coefficienten sind. Er findet nun aus den Beobachtungen DU BUATS  $a = 2,3719$  und  $b = 3,1531$ , und bekommt hiernach für das Metermass (s. Art. AUFSCHLAGWASSER Bd. I. S. 345)

$$v = \left( \frac{v_1 + 2,372}{v_1 + 3,153} \right) v_1,$$

wonach sich noch die am angeführten Orte angegebene kleine Tabelle berechnen lässt. Uebrigens gibt PRONY noch den einfachen Ausdruck:

$$v = 0,81646 \cdot v_1,$$

welcher für mittlere Geschwindigkeiten eine gute Uebereinstimmung gibt.

auch bemerkt PRONY noch, dass für die Praxis sehr bequem und genügend genau  $v = 0,8 \cdot v_1$  gesetzt werden dürfe.

Aus den BRÜNINGS'schen Versuchen hat zuerst HENNERT eine Stromgeschwindigkeitsscale abgeleitet (s. Archiv der reinen und angewandten Mathematik von Hindenburg (1794) Bd. II. Heft 1. und 2.). Nach diesem Gelehrten besteht die Linie, welche die Stromscale begränzt, von oben herein aus einem Parabelbogen, und nach unten zu aus einer nach der Axe convergenten Geraden. WOLTMANN macht auf S. 305 seiner Beiträge die sehr gegründete Einwendung gegen diese Annahme, dass der plötzliche Uebergang aus der Parabel in die Gerade dem Gesetze der Stetigkeit widerspricht, da diese Linien sogar nicht in einander verlaufen, sondern einen Winkel bilden. Er selbst ist der Meinung, dass die Stromgeschwindigkeitsscale durch eine Parabel begränzt werde (Theorie und Gebrauch des hydrometr. Flügels §. 42), deren Axe die Vertikale und deren Scheitel unterhalb des Grundbettes anzunehmen ist. Diese Annahme gibt jedoch zu grosse Abweichungen, wie LANGSDORF im dreizehnten Capitel seiner Hydraulik zeigt, indem er auch eine besondere Formel für die Geschwindigkeitsscale aufstellt, die aber wegen ihrer Complication zum wirklichen Gebrauche viel zu unbequem ist.

EYTELWEIN lässt der Einfachheit wegen die Geschwindigkeitsscale durch eine nach unten zu convergirende Gerade begränzen, indem er annimmt, dass von der Oberfläche an die Abnahme der Geschwindigkeit in demselben Masse wachse wie die Tiefe. (S. Handbuch der Hydraulik §. 133 oder KOSMANN's Uebersetzung von DU BUAT's Grundlehren II. Abschn. II. Cap.). Er ermittelt aus den Versuchen von XIMENES und BRÜNINGS, dass, von der Oberfläche an gerechnet, die Geschwindigkeit für jeden Fuss (rhein.) Tiefe, um 0,008 ihres Werthes abnehme. Ist also die Geschwindigkeit an der Oberfläche  $v_1$ , so folgt die in  $h$  Fuss Tiefe

$$u = (1 - 0,008 \cdot h) v_1$$

(vergleiche hiermit Art. AUFSCHLAGWASSER Bd. I. S. 346).

Für das Metermass ist hiernach:

$$u = (1 - 0,0254 \cdot h) v_1$$

zu setzen.

Hiernach hat EYTELWEIN folgende für die Anwendung sehr brauchbare Tabelle berechnet.

### Tafel XI.

Tabelle für die mittlere Geschwindigkeit der Flüsse in jeder vertikalen Tiefe nach EYTELWEIN.

Vertikale Tiefe in rheinländischen Fussen.	Geschwindigkeit an der Oberfläche in Fussen oder Zollen.											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\frac{1}{12}$	0,9996	1,999	2,999	3,998	4,998	5,998	6,997	7,997	8,996	9,996	10,996	11,996
$\frac{2}{12}$	0,9993	1,998	2,998	3,997	4,996	5,996	6,995	7,994	8,994	9,993	10,992	11,992
$\frac{3}{12}$	0,9990	1,998	2,997	3,996	4,995	5,994	6,993	7,992	8,991	9,990	10,989	11,988
$\frac{4}{12}$	0,9986	1,997	2,996	3,994	4,993	5,992	6,990	7,989	8,987	9,986	10,985	11,984
$\frac{5}{12}$	0,9983	1,996	2,995	3,993	4,991	5,990	6,988	7,986	8,985	9,983	10,981	11,980
$\frac{6}{12}$	0,9980	1,996	2,994	3,992	4,990	5,988	6,986	7,984	8,982	9,980	10,978	11,976
$\frac{7}{12}$	0,9976	1,995	2,993	3,990	4,988	5,986	6,983	7,981	8,978	9,976	10,974	11,972



Vertikale Tiefe in rheinlän- dischen Fussen.	Geschwindigkeit an der Oberfläche in Fussen oder Zollen.											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\frac{8}{1}$	0,9993	1,994	2,992	3,989	4,986	5,984	6,981	7,978	8,976	9,973	10,970	11,968
$\frac{7}{1}$	0,9970	1,994	2,991	3,988	4,985	5,982	6,979	7,976	8,973	9,970	10,967	11,964
$\frac{6}{1}$	0,9967	1,993	2,990	3,987	4,983	5,980	6,977	7,974	8,970	9,967	10,964	11,960
$\frac{5}{1}$	0,9963	1,992	2,989	3,985	4,981	5,978	6,974	7,970	8,967	9,963	10,959	11,956
1	0,9960	1,992	2,988	3,984	4,980	5,976	6,972	7,968	8,964	9,960	10,956	11,952
2	0,9920	1,984	2,976	3,968	4,960	5,952	6,944	7,936	8,928	9,920	10,912	11,904
3	0,9880	1,976	2,964	3,952	4,940	5,928	6,916	7,904	8,892	9,880	10,868	11,836
4	0,9840	1,968	2,952	3,936	4,920	5,904	6,888	7,872	8,856	9,840	10,824	11,808
5	0,9800	1,960	2,940	3,920	4,900	5,880	6,860	7,840	8,820	9,800	10,780	11,760
6	0,9760	1,952	2,928	3,904	4,880	5,856	6,832	7,808	8,784	9,760	10,736	11,712
7	0,9720	1,944	2,916	3,888	4,860	5,832	6,804	7,776	8,748	9,720	10,692	11,664
8	0,9680	1,936	2,904	3,872	4,840	5,808	6,776	7,744	8,712	9,680	10,648	11,616
9	0,9640	1,928	2,892	3,856	4,820	5,784	6,748	7,712	8,676	9,640	10,604	11,568
10	0,9600	1,920	2,880	3,840	4,800	5,760	6,720	7,680	8,640	9,600	10,560	11,520
11	0,9560	1,912	2,868	3,824	4,780	5,736	6,692	7,648	8,604	9,560	10,516	11,472
12	0,9520	1,904	2,856	3,808	4,760	5,712	6,664	7,616	8,568	9,520	10,472	11,424
13	0,9480	1,896	2,844	3,789	4,740	5,688	6,636	7,584	8,532	9,480	10,428	11,376
14	0,9440	1,888	2,832	3,776	4,720	5,664	6,608	7,552	8,496	9,440	10,384	11,328
15	0,9400	1,880	2,814	3,760	4,700	5,640	6,580	7,520	8,460	9,400	10,340	11,280
16	0,9360	1,872	2,808	3,744	4,680	5,616	6,552	7,488	8,424	9,360	10,296	11,232
17	0,9320	1,864	2,796	3,728	4,660	5,592	6,524	7,456	8,388	9,320	10,252	11,184
18	0,9280	1,856	2,784	3,712	4,640	5,568	6,496	7,424	8,352	9,280	10,208	11,136
19	0,9246	1,848	2,772	3,696	4,620	5,544	6,468	7,392	8,316	9,240	10,164	11,088
20	0,9200	1,840	2,760	3,680	4,600	5,520	6,440	7,360	8,280	9,200	10,120	11,040
21	0,9160	1,832	2,748	3,664	4,580	5,496	6,412	7,328	8,244	9,160	10,076	10,982
22	0,9120	1,824	2,736	3,648	4,560	5,472	6,384	7,296	8,208	9,120	10,032	10,944
23	0,9086	1,816	2,724	3,632	4,540	5,448	6,356	7,264	8,172	9,080	9,988	10,896
24	0,9040	1,808	2,712	3,616	4,520	5,424	6,328	7,232	8,136	9,040	9,944	10,848
25	0,9000	1,800	2,700	3,600	4,500	5,400	6,300	7,200	8,100	9,000	9,900	10,800

Setzt man für  $h$  die Tiefe des Flusses, so gibt

$$u = (1 - 0,008 \cdot h) v_1$$

die Geschwindigkeit auf dem Grunde, und daher

$$v = (1 - 0,004 \cdot h) v_1$$

die mittlere Geschwindigkeit.

Die Tabellen XII. und XIII. enthalten die Hauptergebnisse der Versuche von XIMENES und BRÜNINGS; die Horizontalreihe I. enthält die aus den Beobachtungen berechneten mittleren Geschwindigkeiten, und die Horizontalreihe II. enthält die nach der Formel berechneten mittleren Geschwindigkeiten. Die gute Uebereinstimmung beider kann als Beweis von der practischen Brauchbarkeit der einfachen Formel dienen.

### Tafel XII.

Tabelle über die von XIMENES gefundenen Geschwindigkeiten des Arno-Flusses in verschiedenen Tiefen, zur Berechnung der mittleren Geschwindigkeit der Flüsse überhaupt von EYTELWEIN zusammengestellt.

Tiefe unter der Oberfläche des Arno-Flusses.		Geschwindig- keitsverhält- nisse.	Geschwindig- keiten. Rheinl. Zoll.
Soldi.	Rheinl. Fuss.		
12,50	1,932	1000	38,398
18,75	2,898	987	37,898
25,00	3,864	972	37,322

Tiefe unter der Oberfläche des Arno - Flusses.		Geschwindigkeitsverhältnisse.	Geschwindigkeiten.
Soldi.	Rheinl. Fuss.		
31,25	4,830	971	37,284
37,50	5,796	943	36,209
43,75	6,763	944	36,247
50,00	7,729	939	36,055
56,25	8,695	940	36,094
62,50	9,661	939	36,055
68,75	10,627	911	34,980
75,00	11,593	911	34,980
81,25	12,559	890	34,174
87,50	13,526	874	33,559
93,75	14,492	862	33,099
100,00	15,458	848	32,561
106,75	16,502	780	29,905
Mittlere Geschwindigkeit	I.		35,304
	II.		36,159

## Tafel XIII.

Tabelle über einige von BRÜNINGS beobachtete Geschwindigkeiten des Rheines, zur Berechnung der mittleren Geschwindigkeit der Flüsse überhaupt von EYTELWEIN zusammengestellt.

Tiefe unter der Oberfläche.	Beobachtete Geschwindigkeiten.					
	Namen der Flüsse, in welchen die Beobachtungen angestellt worden sind.					
	Niederrhein.	Oberrhein.	Niederrhein.	Waal.	Oberrhein.	Waal.
Rheinl.Fuss.	Rheinl. Zoll.	Rheinl. Zoll.	Rheinl. Zoll.	Rheinl. Zoll.	Rheinl. Zoll.	Rheinl. Zoll.
1	56,76	56,11	54,79	46,87	41,92	27,06
2	55,45	53,44	55,45	46,08	42,78	25,67
3	54,12	54,79	51,46	44,46	41,04	25,67
4	54,12	55,45	53,43	46,87	40,13	24,21
5	54,79	54,79	54,12	46,08	41,92	24,21
6	52,75	52,75	54,12	46,08	40,13	24,21
7	52,75	54,12	53,43	44,46	39,21	
8	54,79	52,05	52,75	43,63	37,30	
9	50,62	52,05	55,43	43,63	36,30	
10	50,62	51,46	51,46	44,46		
11	46,08	46,87	49,98	42,78		
12	45,28	44,46	48,40	41,04		
13	44,46	46,87	43,26	38,27		
14	46,08	43,63		36,30		
15		41,04		35,28		
Mittlere Geschwindigkeit.	51,278	50,941	52,293	43,243	40,463	25,388
	53,808	52,967	52,160	44,245	40,578	26,518



Nebst EYTELWEIN hat auch FUNK ein besonderes Gesetz für die Stromscale angegeben (Darstellung der wichtigsten Lehren der Hydrotechnik Nr. 71 u. s. w.). Zuerst muss ich bemerken, dass FUNK (Nr. 79) die Ursache, weswegen BRÜNINGS von oben herein eine Zunahme in der Stromscale fand, der Unvollkommenheit des Instrumentes (Tachometers) und der übrigen Vorrichtungen beimisst, weil er bei allen seinen Beobachtungen mittels des hydrometrischen Flügels, wie schon XIMENES und WOLTMANN, gleich von oben herein eine stetige Abnahme der Geschwindigkeitsscale gefunden hat. Die Formel FUNK's gründet sich auf die Annahme, dass die Geschwindigkeitsscale von einer logarithmischen Linie begränzt werde, weshalb er auch für dieses Gesetz einen logarithmischen Ausdruck erhält. Diese Annahme ist jedoch zu willkürlich und die dadurch erhaltene Formel zu verwickelt, als dass sie, selbst bei guter Uebereinstimmung, eine Berücksichtigung verdiente.

HAGEN weist in der Einleitung zu seiner Beschreibung neuerer Wasserbauwerke die Unzulänglichkeit der FUNK'schen Annahme nach, auch hat derselbe mittels des hydrometrischen Flügels in der ausserordentlich langsam fliessenden Pregel wie BRÜNINGS gefunden, dass die Geschwindigkeit von der Oberfläche an erst zu- und tiefer unten abnimmt. Diesen Beobachtungen möchte ich jedoch aus dem Grunde ein grosses Gewicht nicht beilegen, da ich aus Erfahrung weiss, dass bei sehr kleinen Geschwindigkeiten die Angaben des hydrometrischen Flügels sehr unsicher werden, und dieselben nur dann mehr Schärfe erhalten, wenn man, wie im Art. AUFSCHLAGWASSER Bd. I. S. 349, die Geschwindigkeit  $v = a + \beta u$  setzt, wobei  $u$  die Umdrehungszahl des Flügels,  $a$  und  $\beta$  aber Erfahrungszahlen bezeichnen (Polytechn. Centralbl. 1840. Nr. 53).

Noch will ich bemerken, dass FUNK zwischen der Geschwindigkeit  $v_1$  im Stromstriche, der Geschwindigkeit  $v_2$  an den Ufern, der mittleren Geschwindigkeit  $u_1$  an der Oberfläche, der mittleren Geschwindigkeit  $u_2$  am Grundbette und der mittleren Geschwindigkeit  $v$  im ganzen Querprofile folgende Abhängigkeiten als den Erfahrungen entsprechend annimmt:

$$v_2 = 0,80 \cdot v_1,$$

$$v = 0,85 \cdot v_1,$$

$$u_1 = 0,91 \cdot v_1,$$

$$u_2 = 0,73 \cdot v_1.$$

Die neueste Bestimmung der Formel für die Stromgeschwindigkeitsscale hat v. GERSTNER (Handbuch der Mechanik Bd. II. §. 237) unternommen, indem er findet, dass dieselbe am genauesten von einem elliptischen Bogen einzuschliessen ist.

GERSTNER bestimmt die Geschwindigkeit  $v$  in der Tiefe  $x$  unter der Oberfläche des fliessenden Wassers durch folgenden Ausdruck:

$$\frac{v^2}{2g} = A - Bx - Cx^2,$$

wo  $A$ ,  $B$  und  $C$  aus Beobachtungen zu entwickelnde Coefficienten bezeichnen. Diese Entwicklung sollte eigentlich in der Anwendung der Methode der kleinsten Quadrate bestehen; GERSTNER verfährt indessen wie auch bei anderen Untersuchungen kürzer, er bildet aus den durch Substitutionen der beobachteten Werthe erhaltenen Bestimmungsgleichungen so viel Gruppen als Unbekannte (hier drei) in denselben enthalten sind, addirt die Gleichungen jeder Gruppe und löst die so erhaltenen neuen

Bestimmungsgleichungen nach den gewöhnlichen Regeln der Algebra auf. Hiernach findet nun v. GERSTNER für die in Tab. XIV. zusammengestellten Beobachtungen von XIMENES im Arno

$$\frac{v^2}{2g} = 1,95140 - 0,01657x - 0,00116x^2,$$

wenn  $v$  in rheinl. Zollen und  $x$  in rheinl. Fussen ausgedrückt wird.

Es sei in Fig. 8  $ABCD$  das Querprofil eines fließenden Wassers und  $EG = x$ , also  $G$  der Punkt mit der Geschwindigkeit  $v$ , die hier durch die Ordinate  $GH$  angegeben wird. Führen wir nun statt  $EG = x$  eine andere Abscisse  $x_1 = MG = ME + EG = k + x$  ein, setzen wir also  $x = x_1 - k$ , so erhalten wir:

$$\begin{aligned} \frac{v^2}{2g} &= 1,95140 - 0,01657(x_1 - k) - 0,00116(x_1 - k)^2 \\ &= 1,95140 + 0,01657k - 0,00116k^2 \\ &\quad - (0,01657 - 0,00232k)x_1 \\ &\quad - 0,00116x_1^2. \end{aligned}$$

Setzen wir nun

$$k = \frac{0,01657}{0,00232} = 7,142,$$

nehmen wir also den Abscissenanfangspunkt  $M$  7,142 Fuss über dem Wasserspiegel an, so bekommen wir folgende einfachere Gleichung:

$$\frac{v^2}{2g} = 2,0106 - 0,00116x_1^2$$

oder:

$$\frac{v^2}{2g} + 0,00116x_1^2 = 2,0106,$$

oder:

$$\left(\frac{v}{38,84}\right)^2 + \left(\frac{x}{41,63}\right)^2 = 1.$$

Dies ist die Gleichung einer Ellipse mit der grossen Halbaxe  $MO = MP = a = 38,84$  Fuss und der kleinen Halbaxe  $MN = b = 41,63$  Zoll  $= 3,24$  Fuss. Hiernach wird also die Geschwindigkeitsscale durch einen Bogen  $FHL$  einer Ellipse begränzt, deren Mittelpunkt  $M = 7,142$  Fuss über ihrem Anfangspunkt  $E$  liegt, und deren Halbaxen  $MN = 3,24$  Fuss und  $MO = 38,84$  Fuss messen.

Die Differenzen, welche diese Bestimmung der Stromscale übrig lässt, sind aus folgender Tabelle zu ersehen.

1700.0	1000.0	1000.0	1000.0
1800.0	1000.0	1000.0	1000.0
1900.0	1000.0	1000.0	1000.0
2000.0	1000.0	1000.0	1000.0
2100.0	1000.0	1000.0	1000.0
2200.0	1000.0	1000.0	1000.0
2300.0	1000.0	1000.0	1000.0
2400.0	1000.0	1000.0	1000.0
2500.0	1000.0	1000.0	1000.0
2600.0	1000.0	1000.0	1000.0
2700.0	1000.0	1000.0	1000.0
2800.0	1000.0	1000.0	1000.0
2900.0	1000.0	1000.0	1000.0
3000.0	1000.0	1000.0	1000.0



## Tafel XIV.

Tabelle über die von XIMENES beobachteten Geschwindigkeiten des Arno, zur Ausmittlung der Geschwindigkeitsscale zusammengestellt von GERSTNER.

Tiefe unter der Oberfläche des Arnoflusses (x).		Beobachtete Geschwindigkeit (v).	Hieraus berechnete Geschwindigkeitshöhe $\left(\frac{v^2}{2g} = h\right)$ .	Nach der Formel berechnete Geschwindigkeitshöhe $\left(\frac{v_1^2}{2g} = h_1\right)$ .	Differenz beider Höhen $(h - h_1)$ .
Soldi.	Rheinl. Fuss.	Rheinl. Zoll.			
12,50	1,932	38,398	1,9659	1,9151	+ 0,0508
18,75	2,898	37,898	1,9150	1,8936	+ 0,0214
25,00	3,865	37,322	1,8572	1,8700	- 0,0128
31,25	4,831	37,284	1,8535	1,8443	+ 0,0092
37,50	5,797	36,209	1,7481	1,8164	- 0,0633
43,75	6,763	36,247	1,7518	1,7863	- 0,0345
50,00	7,729	36,055	1,7333	1,7540	- 0,0207
56,25	8,695	36,094	1,7370	1,7196	+ 0,0174
62,50	9,661	36,055	1,7333	1,6831	+ 0,0502
68,75	10,627	34,980	1,6315	1,6443	- 0,0128
75,00	11,594	34,980	1,6315	1,6034	+ 0,0281
81,25	12,560	34,174	1,5571	1,5603	- 0,0032
87,50	13,526	33,559	1,5016	1,5150	- 0,0134
93,75	14,492	33,099	1,4607	1,4677	- 0,0070
100,00	15,458	32,561	1,4136	1,4181	- 0,0045

Auf gleiche Weise hat GERSTNER auch die Stromgeschwindigkeitsscales für die Beobachtungen von BRÜNINGS ermittelt, und hiebei zwar wieder Ellipsen als Begränzungscurven gefunden, nur mit dem Unterschiede, dass für diese der Mittelpunkt unter dem Wasserspiegel liegt. Für die in Tab. XV. angegebenen Versuche ergibt sich z. B. eine Ellipse, deren Mittelpunkt 1,49 Fuss unter dem Wasserspiegel befindlich ist, deren grosse (vertikale) Halbaxe 14,75 Fuss und deren kleine (horizontale) Halbaxe 3,50 Fuss misst.

## Tafel XV.

Tabelle über einige von BRÜNINGS ermittelte Geschwindigkeiten des Oberrheins zur Ausmittlung der Formel für die Geschwindigkeitsscale von GERSTNER zusammengestellt.

Tiefe unter der Oberfläche (x).	Beobachtete Geschwindigkeit (v).	Hieraus berechnete Geschwindigkeitshöhe $\left(\frac{v^2}{2g} = h\right)$ .	Nach der Formel berechnete Geschwindigkeitshöhe $\left(\frac{v_1^2}{2g} = h_1\right)$ .	Differenz beider Höhen $(h - h_1)$ .
Rheinl. Fuss.	Rheinl. Zoll.			
1	41,92	2,3430	2,3504	- 0,0074
2	42,78	2,4402	2,3502	+ 0,0900
3	41,04	2,2457	2,3283	- 0,0826
4	40,13	2,1472	2,2848	- 0,1376
5	41,92	2,3430	2,2196	+ 0,1234
6	40,13	2,1472	2,1329	+ 0,0143
7	39,21	2,0499	2,0245	+ 0,0254
8	37,30	1,8551	1,8945	- 0,0394
9	36,30	1,7569	1,7429	+ 0,0140

Auch GERSTNER ist der Meinung (§. 238), dass die Geschwindigkeitsscale gleich vom Wasserspiegel an abnehmen, der Mittelpunkt der Ellipse also im Wasserspiegel selbst oder über demselben befindlich sein müsse. Es schenkt deshalb den BRÜNINGS'schen Versuchen nicht vollkommenes Vertrauen, und behauptet namentlich, dass der Wasserstoss gegen die Tafel des BRÜNINGS'schen Tachometers kleiner werde, wenn dieselbe der Wasseroberfläche sich nähere, und dass dieser aus diesem Grunde eine kleinere Geschwindigkeit anzeige.

Auch DEFONTAINE (*Annales des ponts et chaussées T. VI. 1833*) fand durch Beobachtungen im Rhein mittels des hydrometrischen Flügels, dass bei ruhiger Luft die Geschwindigkeit gleich vom Wasserspiegel an, wiewohl anfangs sehr wenig, abnimmt. Er beobachtete

in den Tiefen	0,00	0,20	0,40	0,60	0,80	1,00	1,20	1,40	Meter.
die Geschwindigkeiten	1,226	1,218	1,198	1,167	1,125	1,057	0,950	0,880	Meter.

Endlich müssen wir noch in Betreff dieses Gegenstandes bemerken, dass auch BAUCOURT für die Bewegung des Wassers unter einer Eisdecke die elliptische Stromscale den Erfahrungen entsprechend gefunden hat.

Die in II<sup>b</sup>) gegebene Formel

$$v = -0,03317 + \sqrt{2735,4 \frac{a}{u} \cdot \frac{h}{l} + 0,00110}$$

für die mittlere Geschwindigkeit des gleichförmig fließenden Wassers oder die vereinfachte Formel in II<sup>c</sup>)

$$v = 50,92 \sqrt{\frac{a}{u} \cdot \frac{h}{l}}$$

gibt nur in den Fällen brauchbare Resultate, wenn die Tiefen an verschiedenen Stellen des Querprofiles nicht sehr von einander abweichen, so dass sich in der Oberfläche nur ein Stromstrich bildet und von demselben aus die Geschwindigkeit nach den Ufern zu abnimmt. Wenn aber das Querprofil bedeutende Verschiedenheiten in der Tiefe hat, dass es gleichsam aus einzelnen Theilen besteht, wie in Fig. 9 und 10, so bilden sich mehrere Stromstriche, und also auch mehrere allerdings mit einander verbundene Stromtheile; es bilden dann die Ströme in Fig. 9 und 10 die Theile *ABCG* und *CDEFG*, welche bei *CG* mit einander in Verbindung sind und allerdings von da aus auf einander wirken.

Um zu zeigen, wie ganz falsch die Angaben der gewöhnlichen Formeln in solchen Fällen ausfallen, wollen wir einmal in dem Falle Fig. 10, wo das Querprofil aus einem tiefen und aus einem seichten Theile besteht, annehmen, dass beide Theile einen und denselben Umfang haben, dass aber der tiefe Theil neunmal so viel Inhalt besitze als der seichte Theil. Setzen wir den Umfang des ganzen Querprofiles = *u* und den Inhalt desselben = *a*, so erhalten wir für die Theile die Umfänge

$$u_1 = \frac{1}{2}u, \quad u_2 = \frac{1}{2}u,$$

und die Inhalte

$$a_1 = \frac{1}{10}a, \quad a_2 = \frac{9}{10}a.$$

Die einfachere Formel gibt nun für das ganze Querprofil die Wassermenge

$$m = av = 50,92 \sqrt{\frac{a^2}{u} \cdot \frac{h}{l}};$$



dagegen, wenn beide Theile separat flössen, die Wassermenge des seichten Theiles:

$$m_1 = 50,92 \sqrt{\frac{a_1^3}{u_1} \cdot \frac{h}{l}} = 50,92 \sqrt{\frac{1}{500} \cdot \frac{a^3}{u} \cdot \frac{h}{l}}$$

$$= 0,0447 \cdot 50,92 \sqrt{\frac{a^3}{u} \cdot \frac{h}{l}},$$

und die des tiefen Theiles:

$$m_2 = 50,92 \sqrt{\frac{a_2^3}{u_2} \cdot \frac{h}{l}} = 50,92 \sqrt{\frac{729}{500} \cdot \frac{a^3}{u} \cdot \frac{h}{l}}$$

$$= 1,2074 \cdot 50,92 \sqrt{\frac{a^3}{u} \cdot \frac{h}{l}}.$$

Es wäre also hiernach die Wassermenge im tieferen Profile über  $\frac{1}{5}$  grösser als die im ganzen Profile, was offenbar nicht statt haben kann. Wie ist nun in solchen Fällen zu rechnen? Der Vertasser schlägt hierzu folgendes Verfahren vor, ohne es jedoch mit den Erfahrungen vergleichen zu haben.

Sind die mittleren Geschwindigkeiten in den beiden Querprofilen, insofern eine Verbindung unter denselben nicht vorausgesetzt wird,  $v_1$  und  $v_2$ , ist dagegen die mittlere Geschwindigkeit von beiden, wenn dieselben verbunden sind,  $= v$ , so lässt sich dem Principe der lebendigen Kräfte zufolge setzen:

$$m v^2 = m_1 v_1^2 + m_2 v_2^2.$$

Nun ist aber  $m = a v$ ,  $m_1 = a_1 v_1$  und  $m_2 = a_2 v_2$ ; es folgt daher:

$$a v^3 = a_1 v_1^3 + a_2 v_2^3.$$

Setzen wir noch

$$v_1 = \alpha \sqrt{\frac{a_1}{u_1} \cdot \frac{h}{l}} \quad \text{und}$$

$$v_2 = \alpha \sqrt{\frac{a_2}{u_2} \cdot \frac{h}{l}},$$

so erhalten wir:

$$a v^3 = \alpha^3 \sqrt{\left(\frac{h}{l}\right)^3} \left( \sqrt{\frac{a_1^5}{u_1^3}} + \sqrt{\frac{a_2^5}{u_2^3}} \right),$$

weshalb endlich die gesuchte Geschwindigkeit

$$\text{V) } v = \alpha \sqrt{\frac{h}{l}} \sqrt[3]{\frac{\sqrt{\frac{a_1^5}{u_1^3}} + \sqrt{\frac{a_2^5}{u_2^3}}}{a_1 + a_2}},$$

und die Wassermenge:

$$\text{VI) } m = \alpha \sqrt{\frac{h}{l}} \sqrt[3]{(a_1 + a_2)^2 \left( \sqrt{\frac{a_1^5}{u_1^3}} + \sqrt{\frac{a_2^5}{u_2^3}} \right)}$$

folgt, wo  $\alpha$  die bekannte Zahl 50,92 bezeichnet, wenn man in Metern rechnet.

Wäre einmal  $\frac{a_1}{a_2} = \frac{u_1}{u_2}$ , d. i. verhielten sich die Inhalte der Querprofile beider Theile zu einander wie ihre Umfänge, so hätte man auch

$$\frac{a_2}{u_2} = \frac{a_1}{u_1} = \frac{a}{u},$$

und daher:

$$v = \alpha \sqrt{\frac{h}{l}} \cdot \frac{\sqrt[3]{\left(\frac{a}{u}\right)^{\frac{3}{2}} (a_1 + a_2)}}{a_1 + a_2} = \alpha \sqrt{\frac{a}{u} \cdot \frac{h}{l}},$$

dann wäre also die gefundene Formel die frühere; ganz andere Ergebnisse erhalten wir aber bei Verschiedenheit dieser Verhältnisse, und zwar um so abweichendere Resultate, je grösser diese Verschiedenheit ist.

Wäre z. B.  $u_1 = u_2 = \frac{1}{2}u$  und

$$a_1 = \frac{1}{4}a_2 = \frac{1}{5}a,$$

so hätte man:

$$\begin{aligned} v &= \alpha \sqrt{\frac{h}{l}} \sqrt[3]{\left(\frac{a_1}{u_1}\right)^{\frac{1}{2}} (a_1 + 32a_1)} \\ &= \alpha \sqrt{\frac{h}{l}} \sqrt[3]{\frac{33}{5} \left(\frac{a_1}{u_1}\right)^{\frac{3}{2}}} \\ &= \alpha \sqrt{\frac{33}{5}} \cdot \sqrt{\frac{a_1}{u_1} \cdot \frac{h}{l}} \\ &= \alpha \sqrt{\frac{33}{5}} \cdot \sqrt{\frac{2}{5}} \cdot \sqrt{\frac{a}{u} \cdot \frac{h}{l}} \\ &= 1,186 \alpha \sqrt{\frac{a}{u} \cdot \frac{h}{l}}, \end{aligned}$$

während die gewöhnliche Theorie

$$v = \alpha \sqrt{\frac{a}{u} \cdot \frac{h}{l}}$$

gibt. Die Wassermenge ist

$$m = 1,186 \cdot \alpha \sqrt{\frac{a^3}{u} \cdot \frac{h}{l}}.$$

Der grössere Stromtheil allein gäbe

$$\begin{aligned} v &= \alpha \sqrt{\frac{a_2}{u_2} \cdot \frac{h}{l}} = \alpha \sqrt{\frac{\frac{4}{5}a}{\frac{1}{2}u} \cdot \frac{h}{l}} \\ &= \alpha \sqrt{\frac{8}{5}} \cdot \sqrt{\frac{a}{u} \cdot \frac{h}{l}} = 1,265 \alpha \sqrt{\frac{a}{u} \cdot \frac{h}{l}}, \text{ und} \\ m &= 1,265 \alpha \cdot a_2 \sqrt{\frac{a}{u} \cdot \frac{h}{l}} \end{aligned}$$



$$m = 0,8 \cdot 1,265 \alpha \sqrt{\frac{a^3}{u} \cdot \frac{h}{l}}$$

$$= 1,012 \alpha \sqrt{\frac{a^3}{u} \cdot \frac{h}{l}}$$

Es gibt also der eine Stromtheil allein mehr Wasser als nach der gewöhnlichen Formel beide Theile, und es gibt die jetzt gefundene Formel beinahe 19 Procent Wasser mehr an, als die gewöhnliche Formel.

Wäre wieder  $u_1 = u_2 = \frac{1}{2}u$ , und vielleicht  $a_1 = \frac{1}{9}a_2 = \frac{1}{10}a$ , so hätte man

$$v = \alpha \sqrt[3]{\frac{h}{l}} \cdot \sqrt{\left(\frac{a_1}{u_1}\right)^{\frac{3}{2}} \left(\frac{1+243}{1+9}\right)}$$

$$= \alpha \sqrt[3]{\frac{244}{10}} \sqrt{\frac{a_1}{u_1} \cdot \frac{h}{l}} = \alpha \sqrt[3]{24,4} \sqrt{\frac{\frac{1}{10}a}{\frac{1}{2}u} \cdot \frac{h}{l}}$$

$$= \alpha \sqrt[3]{24,4} \cdot \sqrt{\frac{1}{5}} \cdot \sqrt{\frac{a}{u} \cdot \frac{h}{l}}$$

$$= 1,297 \alpha \sqrt{\frac{a}{u} \cdot \frac{h}{l}}, \text{ und}$$

$$m = 1,297 \alpha \sqrt{\frac{a^3}{u} \cdot \frac{h}{l}}$$

Der grössere Stromtheil allein würde haben:

$$v = \alpha \sqrt{\frac{a_2}{u_2} \cdot \frac{h}{l}} = \alpha \sqrt{\frac{\frac{9}{10}a}{\frac{1}{2}u} \cdot \frac{h}{l}}$$

$$= \alpha \sqrt{\frac{9}{5}} \cdot \sqrt{\frac{a}{u} \cdot \frac{h}{l}} = 1,342 \alpha \sqrt{\frac{a}{u} \cdot \frac{h}{l}}, \text{ und}$$

$$m = 0,9 \cdot a \cdot 1,342 \alpha \sqrt{\frac{a}{u} \cdot \frac{h}{l}}$$

$$= 1,207 \alpha \sqrt{\frac{a^3}{u} \cdot \frac{h}{l}}$$

Man sieht, wie immer die Geschwindigkeit des grösseren Stromtheiles allein grösser ausfällt als die mittlere Geschwindigkeit des ganzen Stromes, dass aber dennoch der ganze Strom mehr Wasser gibt als dieser Theil, und nicht weniger, wie man durch die gewöhnliche Formel findet.

Die bis jetzt gewonnenen Resultate gelten nur für eine, in Beziehung auf das Längenprofil gleichförmige Bewegung des Wassers, weil wir immer vorausgesetzt haben, dass der Querschnitt und die mittlere Geschwindigkeit in demselben innerhalb der gegebenen Länge unveränderlich sind, was, wie bei der Entwicklung der Hauptformel gezeigt wurde, eintritt, sowie der Abhang  $\alpha = \frac{h}{l}$  des Grundbettes und demnach auch der der Oberfläche des Wassers unveränderlich ist, also das durch den Stromstrich gelegte Längenprofil des Canales oder Flusses aus gegen den Horizont geneigten Parallellinien besteht. Wenn aber das Gefälle des Grundbettes von einer Stelle bis zur anderen sich verändert, oder wenn

die Querprofile des Bettes an verschiedenen Stellen verschieden sind, oder wenn endlich beides eintritt, so ist auch die Geschwindigkeit in dem gegebenen Längenprofile variabel und deshalb auch die Oberfläche des Wassers weder eben, noch überhaupt parallel mit dem Grundbette.

Diese Ungleichförmigkeit in der Bewegung eines fließenden Wassers wird aber noch erhöht, wenn Krümmungen in dem Bette desselben sind, und wenn sich steile Erhöhungen und Vertiefungen in demselben befinden, welche noch einen besonderen Verlust an lebendiger Kraft herbeiführen. Solche Fälle treten insbesondere bei Gebirgsbächen ein, wo das Wasser oft in einem aus grösseren Steinen gebildeten Bette fliesst, und von Distanz zu Distanz noch um grosse Felsblöcke herum oder über dieselben hinweg strömen muss, oder wohl auch das anstehende Gestein der Bewegung des Wassers Hindernisse in den Weg legt.

Wir wollen zunächst den Einfluss solcher, die Geschwindigkeit des Wassers nicht stetig, sondern plötzlich verändernder Hindernisse unberücksichtigt lassen, und nur voraussetzen, dass sich der Abhang und das Querprofil des Bettes stetig (ohne Sprünge, sondern in sanften Wellen) ändere. Wenn nun auf eine gegebene Erstreckung die Wassermenge unveränderlich ist, also weder neues Wasser hinzuffliesst, noch abgeleitet wird, so wird diese ungleichförmige Bewegung des Wassers insbesondere eine permanente Bewegung genannt.

Der Entwicklung der Gesetze der permanenten Bewegung hat man erst in neuerer Zeit die nöthige Aufmerksamkeit geschenkt; wir finden deshalb auch erst in den neueren Werken wie in denen von D'AUBUISSON und von KAYSER eine genügende Entwicklung dieser durch PONCELET, NAVIER, PRONY, CORIOLIS, BELANGER, VAUTHIER und SAINT-GUILHEM begründeten Theorie. Um diese wichtige Erweiterung der Hydraulik in ihrem ganzen Umfange kennen zu lernen, müssen wir allerdings auf die zu Ende des Artikels angeführten Abhandlungen und Werke, welche zum Theil auch separat erschienen sind, verweisen.

Wir werden nun eine elementare Entwicklung dieser höchst wichtigen Theorie folgen lassen. Bei dieser Entwicklung setzen wir voraus, dass sich der Abhang und das Querprofil des Bettes allmählig und so sanft ändere, dass die gegen eine mittlere Stromrichtung winkelrecht gerichteten Seitengeschwindigkeiten und die hieraus entspringenden Centrifugalkräfte vernachlässigt werden können, weshalb also die mittlere Geschwindigkeit  $v$  in jedem Querprofile auch hier wieder  $v = \frac{m}{a}$ , wo

allerdings  $a$  den veränderlichen Querschnitt bezeichnet, gesetzt werden kann. Wir können dann auch gleich voraussetzen, dass diese Theorie selbst für die Bewegung des Wassers in gekrümmten Betten gültig sei, insofern diese Krümmungen stetig und von grossen Radien sind; doch werden wir auch noch zeigen, welchen Einfluss grössere, kleineren Radien entsprechende Krümmungen auf die Bewegung des Wassers äussern.

Es sei  $ABMN$  (Fig. 11) das Längenprofil von einem in permanenter Bewegung befindlichen Flusstheile,  $a_0$  und  $u_0$  Inhalt und Umfang des Querprofiles  $AB$  an einem, sowie  $a_n$  und  $u_n$  Inhalt und Umfang des Querprofiles  $MN$  am andern (willkürlich angenommenen) Ende; ferner  $v_0$  die mittlere Geschwindigkeit in jenem, sowie  $v_n$  die mittlere Geschwindigkeit in diesem Querprofile; endlich bezeichne  $l$  die Länge  $AN = BM$ , und  $h$  das in der Oberfläche abgenommene Gefälle  $RN$  des Flusstheiles.



Da den Geschwindigkeiten  $v_0$  und  $v_n$  die Wassersäulen  $\frac{v_0^2}{2g}$  und  $\frac{v_n^2}{2g}$  entsprechen, so ist das Gefälle  $h$  nicht bloss der den Widerstand des Bettes messenden Druckhöhe gleich zu setzen, sondern

$$h = \frac{v_n^2 - v_0^2}{2g} + \varphi l$$

zu schreiben, wobei  $\varphi l$  eben diese mit der Länge  $l$  gleichmässig wachsende Widerstandshöhe bezeichnet.

Da aber dieser Widerstand von den auf der ganzen Länge  $l$  veränderlichen Grössen  $a$ ,  $u$  und  $v$  abhängt, so lässt sich derselbe nur annäherungsweise allerdings, aber um so genauer berechnen, je mehr Querprofile in Betracht gezogen werden. Für ein bestimmtes Querprofil vom Inhalte  $a$ , vom Umfange  $u$  und mit der mittleren Geschwindigkeit  $v$  haben wir bekanntlich

$$\varphi = A \cdot \frac{uv}{a} + B \cdot \frac{uv^2}{a},$$

wobei die Erfahrungszahl

$$A = 0,000024265,$$

sowie

$$B = 0,00036557$$

zu setzen ist.

Theilen wir nun die ganze Länge  $l$  in  $n$  gleiche Theile, legen wir durch jeden der erhaltenen Theilpunkte ein Querprofil und mitteln wir Inhalt, Umfang und mittlere Geschwindigkeit von jedem dieser Profile aus, so bekommen wir durch Substitutionen dieser Werthe in der obigen Formel gewisse Werthe  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$  u. s. w. von  $\varphi$ , aus denen sich mit Zuhülfeziehung der Werthe

$$\varphi_0 = A \cdot \frac{u_0 v_0}{a_0} + B \cdot \frac{u_0 v_0^2}{a_0} \text{ und}$$

$$\varphi_n = A \cdot \frac{u_n v_n}{a_n} + B \cdot \frac{u_n v_n^2}{a_n}$$

ein mittlerer Werth von  $\varphi$  berechnen lässt, der nun in die allgemeine Gleichung

$$h = \frac{v_n^2 - v_0^2}{2g} + \varphi l$$

einzusetzen ist.

Eine einfache Formel zur Bestimmung des Mittelwerthes  $\varphi$  ist zwar folgende:

$$\varphi = \frac{\frac{1}{2}\varphi_0 + \varphi_1 + \varphi_2 + \dots + \varphi_{n-1} + \frac{1}{2}\varphi_n}{n},$$

indessen gibt die SIMPSON'sche Regel (s. Artikel BEOBACHTUNG) noch eine schärfere Formel:

$$\varphi = \frac{\varphi_0 + \varphi_{2n} + 4(\varphi_1 + \varphi_3 + \dots + \varphi_{2n-1}) + 2(\varphi_2 + \varphi_4 + \dots + \varphi_{2n-2})}{6n},$$

welche aber voraussetzt, dass man die ganze Länge  $l$  in  $2n$  Theile theilt, also  $2n + 1$  Querprofile ausgemittelt habe.

Ist die Wassermenge  $m$ , so lässt sich nun setzen:

$$v_0 = \frac{m}{a_0}, \quad v_1 = \frac{m}{a_1}, \quad v_2 = \frac{m}{a_2}$$

u. s. w., also:

$$\varphi = A \cdot \frac{um}{a^2} + B \cdot \frac{um^2}{a^3},$$

weshalb die oben angegebene Hauptformel folgende Gestalten annimmt:

$$\begin{aligned} \text{VII) } h = & \left( \frac{1}{a_n^2} - \frac{1}{a_0^2} \right) \frac{m^2}{2g} + l \left[ \frac{Am}{n} \left( \frac{1}{2} \cdot \frac{u_0}{a_0^2} + \frac{u_1}{a_1^2} + \frac{u_2}{a_2^2} + \dots \right. \right. \\ & + \frac{u_{n-1}}{a_{n-1}^2} + \left. \frac{1}{2} \cdot \frac{u_n}{a_n^2} \right) + \frac{Bm^2}{n} \left( \frac{1}{2} \cdot \frac{u_0}{a_0^3} + \frac{u_1}{a_1^3} + \frac{u_2}{a_2^3} + \dots \right. \\ & \left. \left. + \frac{u_{n-1}}{a_{n-1}^3} + \frac{1}{2} \cdot \frac{u_n}{a_n^3} \right) \right], \end{aligned}$$

oder auch:

$$\begin{aligned} \text{VII}^b) \quad h = & \left( \frac{1}{a_n^2} - \frac{1}{a_0^2} \right) \frac{m^2}{2g} + l \left[ \frac{Am}{6n} \left( \frac{u_0}{a_0^2} + \frac{u_{2n}}{a_{2n}^2} \right) \right. \\ & + 4 \left( \frac{u_1}{a_1^2} + \frac{u_3}{a_3^2} + \dots + \frac{u_{2n-1}}{a_{2n-1}^2} \right) + 2 \left( \frac{u_2}{a_2^2} + \frac{u_4}{a_4^2} + \dots + \frac{u_{2n-2}}{a_{2n-2}^2} \right) \\ & + \frac{Bm^2}{6n} \left( \frac{u_0}{a_0^3} + \frac{u_{2n}}{a_{2n}^3} + 4 \left( \frac{u_1}{a_1^3} + \frac{u_3}{a_3^3} + \dots + \frac{u_{2n-1}}{a_{2n-1}^3} \right) \right. \\ & \left. \left. + 2 \left( \frac{u_2}{a_2^3} + \frac{u_4}{a_4^3} + \dots + \frac{u_{2n-2}}{a_{2n-2}^3} \right) \right) \right]. \end{aligned}$$

Die vorstehenden Formeln lassen zwei Anwendungen zu; entweder kann man mit Hilfe derselben aus der bekannten Wassermenge und einer Reihe von bestimmten Querprofilen das Totalgefälle  $h = RN$  Fig. 11 berechnen, in welchem Falle eine dieser Formeln unmittelbar zu gebrauchen ist, oder man kann aus dem Gefälle und den Querprofilen die Wassermenge  $m$  finden, in welchem Falle aber die Formel noch folgender Umformung bedarf.

Es sei

$$E = \left( \frac{1}{a_n^2} - \frac{1}{a_0^2} \right) \frac{1}{2g},$$

$$F = 0,000024265 \frac{l}{n} \left( \frac{1}{2} \cdot \frac{u_0}{a_0^2} + \frac{u_1}{a_1^2} + \dots + \frac{u_{n-1}}{a_{n-1}^2} + \frac{1}{2} \cdot \frac{u_n}{a_n^2} \right)$$

und

$$G = 0,00036557 \frac{l}{n} \left( \frac{1}{2} \cdot \frac{u_0}{a_0^3} + \frac{u_1}{a_1^3} + \dots + \frac{u_{n-1}}{a_{n-1}^3} + \frac{1}{2} \cdot \frac{u_n}{a_n^3} \right);$$

dann nimmt die erste Formel folgende Gestalt an:

$$h = (E + G)m^2 + Fm \quad \text{oder:}$$

$$m^2 + \frac{F}{E + G}m = \frac{h}{E + G},$$

woraus nun folgt:

$$\text{VIII) } m = -\frac{\frac{1}{2}F}{E + G} + \sqrt{\frac{h}{E + G} + \left( \frac{\frac{1}{2}F}{E + G} \right)^2}.$$



Aus der hiernach gefundenen Wassermenge lassen sich nun auch die Geschwindigkeiten in den verschiedenen Querprofilen finden, indem man die Formel  $v = \frac{m}{a}$  anwendet. Auf dieselbe Weise ergibt sich auch die Wassermenge, wenn man die zweite Formel VII<sup>b</sup>) anwendet, wobei natürlich  $F$  und  $G$  anders bestimmte Werthe bezeichnen.

In den Fällen, wenn die Flussstrecke bald in längeren, bald in kürzeren Stücken das Querprofil bedeutend ändert, ist es besser, die ganze Länge  $l$  in ungleiche Theile zu theilen und nur da Theilpunkte anzunehmen, wo eine solche hervortretende Veränderung statt hat. Sind dann die einzelnen Theile von  $l$  folgende:  $\Delta l_1, \Delta l_2, \Delta l_3$  u. s. w., so lässt sich der mittlere Werth von  $\varphi l$  schreiben:

$$\left(\frac{\varphi_0 + \varphi_1}{2}\right) \Delta l_1 + \left(\frac{\varphi_1 + \varphi_2}{2}\right) \Delta l_2 + \left(\frac{\varphi_2 + \varphi_3}{2}\right) \Delta l_3 + \dots + \left(\frac{\varphi_{n-1} + \varphi_n}{2}\right) \Delta l_n,$$

worin

$$\varphi_0 = A \cdot \frac{u_0 m}{a_0^2} + B \cdot \frac{u_0 m^2}{a_0^3},$$

$$\varphi_1 = A \cdot \frac{u_1 m}{a_1^2} + B \cdot \frac{u_1 m^2}{a_1^3}$$

u. s. w. zu setzen ist.

Wenn man nun diesen Werth in die Hauptgleichung

$$h = \frac{v_n^2 - v_0^2}{2g} + \varphi l$$

einsetzt, so bekommt man folgende Gleichung:

$$\begin{aligned} \text{VII}^c) \quad h &= \left(\frac{1}{a_n^2} - \frac{1}{a_0^2}\right) \frac{m^2}{2g} \\ &+ \frac{Am}{2} \left(\frac{u_0}{a_0^2} \cdot \Delta l_1 + \frac{u_1}{a_1^2} (\Delta l_1 + \Delta l_2) + \frac{u_2}{a_2^2} (\Delta l_2 + \Delta l_3) + \dots \right. \\ &\quad \left. \dots + \frac{u_{n-1}}{a_{n-1}^2} (\Delta l_{n-1} + \Delta l_n) + \frac{u_n}{a_n^2} \cdot \Delta l_n\right) \\ &+ \frac{Bm^2}{2} \left(\frac{u_0}{a_0^3} \cdot \Delta l_1 + \frac{u_1}{a_1^3} (\Delta l_1 + \Delta l_2) + \frac{u_2}{a_2^3} (\Delta l_2 + \Delta l_3) + \dots \right. \\ &\quad \left. \dots + \frac{u_{n-1}}{a_{n-1}^3} (\Delta l_{n-1} + \Delta l_n) + \frac{u_n}{a_n^3} \cdot \Delta l_n\right). \end{aligned}$$

Die gefundenen Formeln gestatten eine allgemeine Anwendung noch nicht, weil sie die Kenntniss der Querschnitte des Wasserstromes voraussetzen, während doch bei einer zu treffenden Anlage nicht diese, sondern nur die Querprofile des Bettes und der Abhang des letzteren als gegeben angesehen werden können; es sind daher an diesen Formeln noch besondere Modificationen vorzunehmen.

Zuerst wollen wir ein Verfahren angeben, wie sich Gefälle und Tiefen des Wassers in angenommenen Theilpunkten der ganzen Länge  $l$  finden lassen. Ausser den vorher gebrauchten Bezeichnungen mögen noch  $c_0, c_1, c_2$  u. s. w. die Wassertiefen  $AB, CD, HG, NM$ , ferner  $\Delta h_1, \Delta h_2, \Delta h_3$  u. s. w. die Gefälle  $EC, IH, PN$  an der Oberfläche und  $\Delta f_0, \Delta f_1, \Delta f_2$  u. s. w. die Gefälle  $FD, KG, OM$  des Bettes in den Theil-

punkten 0, 1, 2 u. s. w. Fig. 12 bezeichnen. Aus der anfänglichen Wassertiefe  $AB = c_0$  lässt sich der Inhalt  $a_0$  und Umfang  $u_0$  des entsprechenden Querprofils berechnen, und um nun die Tiefe  $c_1$ , den Inhalt  $a_1$  und den Umfang  $u_1$  des folgenden Querprofils  $CD$  zu finden, setzen wir erst

$$\Delta h_1 = A \cdot \frac{u_0 m}{a_0^2} + B \cdot \frac{u_0 m^2}{a_0^3},$$

woraus sich dann annähernd die folgende Wassertiefe  $CD = c_1$  ergibt, indem man

$$c_1 = EF + FD - CE = c_0 + \Delta f_1 - \Delta h_1$$

setzt.

Aus diesem genäherten  $c_1$  berechnet sich nun  $a_1$  und  $u_1$ , woraus dann genauer

$$\text{VIII) } \Delta h_1 = \left( \frac{1}{a_1^2} - \frac{1}{a_0^2} \right) \frac{m^2}{2g} + \frac{Am \Delta l_1}{2} \left( \frac{u_0}{a_0^2} + \frac{u_1}{a_1^2} \right) + \frac{Bm^2 \Delta l_1}{2} \left( \frac{u_0}{a_0^3} + \frac{u_1}{a_1^3} \right)$$

folgt. Hat man durch diesen Werth die Tiefe  $c_1$ , den Inhalt  $a_1$  und den Umfang  $u_1$  genauer ermittelt, so schreitet man zur Berechnung des folgenden Querschnittes  $GH$ , indem man setzt:

$$\Delta h_2 = A \cdot \frac{u_1 m}{a_1^2} + B \cdot \frac{u_1 m^2}{a_1^3}.$$

Aus diesem Näherungswerthe ergibt sich wieder die genäherte Wassertiefe  $GH = c_2 = c_1 + \Delta f_2 - \Delta h_2$ , wonach sich  $a_2$  und  $u_2$  annähernd bestimmen lassen. Diese Werthe geben wieder genau:

$$\Delta h_2 = \left( \frac{1}{a_2^2} - \frac{1}{a_1^2} \right) \frac{m^2}{2g} + \frac{Am \Delta l_2}{2} \left( \frac{u_1}{a_1^2} + \frac{u_2}{a_2^2} \right) + \frac{Bm^2 \Delta l_2}{2} \left( \frac{u_1}{a_1^3} + \frac{u_2}{a_2^3} \right),$$

so dass ebenfalls  $c_1$ ,  $a_1$  und  $u_1$  genauer zu berechnen sind.

Fährt man auf diese Weise fort, so ergeben sich nach und nach alle Querprofile und mit ihnen ergibt sich auch das vollständige Längenprofil.

Diese Rechnungen durch Näherung lassen sich abkürzen, wenn man Folgendes vornimmt.

Es ist

$$\frac{1}{a_1^2} - \frac{1}{a_0^2} = \frac{a_0^2 - a_1^2}{a_0^2 a_1^2};$$

bezeichnet man nun das Increment  $a_1 - a_0$  mit  $\Delta a_1$  und setzt man voraus, dass  $\Delta a_1$  nur klein ist in Hinsicht auf  $a_0$  und  $a_1$ , so erhält man

$$\begin{aligned} \frac{1}{a_1^2} - \frac{1}{a_0^2} &= \frac{a_0^2 - (a_0 + \Delta a_1)^2}{a_0^2 a_1^2} = \frac{a_0^2 - a_0^2 - 2a_0 \Delta a_1}{a_0^2 a_1^2} \\ &= -\frac{2 \Delta a_1}{a_0^3}, \end{aligned}$$

weil sich im Zähler  $\Delta a_1^2$  vernachlässigen lässt und im Nenner  $a_1 = a_0$  gesetzt werden kann.



Setzt man nun auch noch in dem Ausdrücke für die Widerstandshöhe  $a_0 = a_1$ , so bekommt man folgende Formel:

$$\Delta h_1 = -\frac{2m^2 \cdot \Delta a_1}{2g a_0^3} + A \left( \frac{u_0}{a_0^2} m + \frac{u_0}{a_0^3} m^2 \right) \Delta l;$$

also auch die Zu- oder Abnahme der Tiefe:

$$\Delta c_1 = c_1 - c_0 = \Delta f_1 - \Delta h_1 = \Delta f_1 + \frac{m^2 \Delta a_1}{g a_0^3} - A \left( \frac{u_0}{a_0^2} m + \frac{u_0}{a_0^3} m^2 \right) \Delta l.$$

Ist nun noch  $b_0$  die obere Breite des Flusses, so lässt sich setzen:

$$\Delta a_1 = b_0 \Delta c_1,$$

und ist  $\alpha$  der Abhang des Bettes auf der Strecke  $\Delta l_1$ , also  $\alpha$  oder genauer  $\sin \alpha = \frac{\Delta f_1}{\Delta l_1}$ , so nimmt die gewonnene Gleichung die Form

$$\Delta c_1 = \Delta l_1 \sin \alpha + \frac{m^2 b_0 \Delta c_1}{g a_0^3} - \left( A \frac{u_0}{a_0^2} m + B \frac{u_0}{a_0^3} m^2 \right) \Delta l_1$$

an, so dass man nun erhält:

$$\frac{\Delta c}{\Delta l} = \frac{A \frac{u_0}{a_0^2} m + B \frac{u_0}{a_0^3} m^2 - \sin \alpha}{\frac{m^2 b_0}{g a_0^3} - 1},$$

oder, wenn man  $m = a_0 v_0$  einführt:

$$\text{IX) } \frac{\Delta c_1}{\Delta l_1} = \frac{\frac{u_0}{a_0} (A v_0 + B v_0^2) - \sin \alpha}{\frac{2 b_0}{a_0} \cdot \frac{v^2}{2g} - 1}$$

oder:

$$= \frac{u_0 (A v_0 + B v_0^2) - a_0 \sin \alpha_1}{2 b_0 \cdot \frac{v^2}{2g} - a_0}.$$

Diese zuerst von BELANGER gefundene Formel ist für die Anwendung von dem grössten Belang, denn man kann mit Hilfe derselben für die Flusstheile von den Längen  $\Delta l_1$ ,  $\Delta l_2$ ,  $\Delta l_3$  u. s. w. und den Bettabhängigen  $\sin \alpha_1$ ,  $\sin \alpha_2$ ,  $\sin \alpha_3$  u. s. w. nach und nach die Zu- oder Abnahmen  $\Delta c_1$ ,  $\Delta c_2$ ,  $\Delta c_3$  der Wassertiefen, also die Wassertiefen

$$c_1 = c_0 + \Delta c_1, \quad c_2 = c_1 + \Delta c_2, \quad c_3 = c_2 + \Delta c_3$$

u. s. w., sowie die Inhalte und Umfänge der respectiven Querprofile finden.

Um dieser Formel noch eine erhöhte Genauigkeit zu verschaffen, kann man noch die SIMPSON'sche Regel anwenden. Setzen wir nämlich in dem Quotienten

$$\frac{\Delta c}{\Delta l} = \frac{u (A v_1 + B v^2) - a \sin \alpha}{2 b \cdot \frac{v^2}{2g} - a}$$

statt  $c$  nach und nach die Werthe:

$$c_0, c_1 = c_0 + \frac{1}{2n}(c_n - c_0), c_2 = c_0 + \frac{2}{2n}(c_n - c_0), c_3 = c_0 + \frac{3}{2n}(c_n - c_0)$$

u. s. w., ferner statt  $a$  die entsprechenden Werthe:

$$a_0, a_1, a_2, \dots a_{2n},$$

$$\text{statt } u: u_0, u_1, u_2, \dots u_{2n},$$

$$\text{statt } v: v_0, v_1, v_2, \dots v_{2n},$$

$$\text{statt } b: b_0, b_1, b_2, \dots b_{2n},$$

$$\text{und statt } \sin \alpha: \sin \alpha_0, \sin \alpha_1, \sin \alpha_2, \dots \sin \alpha_{2n},$$

so bekommen wir für  $\frac{\Delta c}{\Delta l}$  die Werthe:

$$\frac{\Delta c_0}{\Delta l_0}, \frac{\Delta c_1}{\Delta l_1}, \frac{\Delta c_2}{\Delta l_2}, \dots \frac{\Delta c_{2n}}{\Delta l_{2n}},$$

also für  $\frac{\Delta l}{\Delta c}$ :

$$\frac{\Delta l_0}{\Delta c_0}, \frac{\Delta l_1}{\Delta c_1}, \frac{\Delta l_2}{\Delta c_2}, \dots \frac{\Delta l_{2n}}{\Delta c_{2n}}.$$

Bezeichnen wir daher die letztern Quotienten mit

$$\psi_0, \psi_1, \psi_2, \dots \psi_{2n},$$

so bekommen wir folgende Formel für die ganze Länge:

$$l = \frac{c_{2n} - c_0}{6n} (\psi_0 + \psi_{2n} + 4(\psi_1 + \psi_3 + \dots + \psi_{2n-1}) + 2(\psi_2 + \psi_4 + \dots + \psi_{2n-2})),$$

wobei vorausgesetzt wird, dass die ganze Zunahme  $c_{2n} - c_0$  oder Abnahme  $c_0 - c_{2n}$  der Wassertiefe aus  $2n$  gleichen Theilen bestehe und diesen Theilen die Längen

$$\Delta l_0, \Delta l_1, \Delta l_2, \dots \Delta l_{2n}$$

angehören.

Ist also die Zu- oder Abnahme der Wassertiefe gegeben, so lässt sich mit Hülfe dieser Formeln die entsprechende Längenerstreckung des fließenden Wassers ermitteln. Wird aber die Auflösung der umgekehrten Aufgabe verlangt, soll man also für eine gegebene Länge  $l$  die Veränderung in der Tiefe des fließenden Wassers finden, so nimmt man eine kleine Zu- oder Abnahme  $\Delta c$  in der Wassertiefe an, und berechnet mit Hülfe der obigen Formel die Werthe von  $l$ , welche man erhält, indem man darin nach und nach  $n = 1, 2, 3, 4$  u. s. w. setzt. Findet sich nun, dass man für  $n = m$  einen Werth  $l_m$  von  $l$  bekommt, der grösser ist als der gegebene, und für  $n = m - 1$  einen Werth  $l_{m-1}$ , welcher kleiner als dieser ist, so wird der gesuchte Werth zwischen

$$c_0 + 2(m-1)\Delta c \text{ und } c_0 + 2m\Delta c$$

liegen; um nun denselben genauer zu finden, wird man setzen können:

$$\frac{x}{\Delta c} = \frac{l - l_{m-1}}{l_m - l_{m-1}},$$

wodurch sich die gesuchte Wassertiefe



$c_0 + 2(m-1)Ac + x = c_0 + \left(2(m-1) + \frac{l-l_{m-1}}{l_m-l_{m-1}}\right)Ac$   
ergibt.

Die Theorie der ungleichförmigen Bewegung des Wassers ist auch schon von EYTELWEIN und v. GERSTNER berücksichtigt worden. Ersterer entwickelt im Zusatz zu §. 131 seiner Hydraulik folgende Formel für das Gefälle in einem rechteckigen Canale mit horizontaler Sohle, unter der Voraussetzung, dass der Widerstand des Bettes nur mit dem Quadrate der Geschwindigkeit wächst:

$$x^3 - \frac{3bh(b+h)}{(b+2h)^2}x^2 + \frac{3b^2h^2}{(b+2h)^2}x = \frac{6lM^2}{\beta^2b^3} + \frac{b^3 + bh + 4h^2}{(b+2h)^2} \cdot h^3,$$

worin  $b$  die Breite des Canales,  $h$  die untere Tiefe,  $x$  die obere Tiefe,  $l$  die Länge,  $M$  die Wassermenge in einer Secunde und  $\beta^2$  die Erfahrungszahl  $(50,92)^2 = 2592,8$  bezeichnet, wenn man in Metern rechnet.

GERSTNER hingegen findet in der Anmerkung zu §. 253 Bd. II. seiner Mechanik eine Formel für die ungleichförmige Bewegung des Wassers in Betten, unter der Voraussetzung, dass der Abhang des Bettes constant und die Tiefe desselben in Hinsicht auf die Breite so klein und so wenig veränderlich sei, dass der Umfang der Breite selbst gleichgesetzt werden kann; die Rechnung ist jedoch zu verwickelt, als dass wir sie hier wiedergeben könnten.

EYTELWEIN'S Entwicklung ist insofern mangelhaft, als dieselbe die lebendige Kraft unberücksichtigt lässt, welche einen Theil des Gefalles in Anspruch nimmt, wenn das Wasser aus einer kleineren Geschwindigkeit übergeht, und das Gefälle vermehrt, wenn das Wasser an Geschwindigkeit verliert. Untenstehende Formel des Verfassers bezieht sich auf einen horizontalen Canal, bei welchem die Breite viel grösser ist als die Tiefe, und letztere überhaupt nicht sehr variirt.

Bezeichnen wir die Breite mit  $b$ , die obere Tiefe mit  $c$ , die untere mit  $z$ , die Länge des Canales mit  $x$ , die Wassermenge in einer Secunde mit  $m$  und den Widerstandscoefficienten  $0,00038562$  mit  $B$ , so lässt sich unter der Voraussetzung, dass der Widerstand des Bettes nur mit dem Quadrate der Geschwindigkeit wachse und der Umfang  $b+2c$  des als Rechteck anzusehenden Querprofils nicht sehr variire, setzen:

$$x = \frac{b^3(c-z)}{B(b+2c)} \left( \frac{(z+c)(z^2+c^2)}{4m^2} - \frac{1}{gb^2} \right).$$

Dieser Werth ist = Null nicht bloss für  $z=c$ , sondern auch für

$$(z+c)(z^2+c^2) = \frac{4m}{gb^2},$$

dagegen für  $z = \sqrt[3]{\frac{m^2}{g b^2}}$  ein Maximum; es lässt sich daher dieser Formel zufolge das Wasser in dem horizontalen Canale nur auf eine gewisse Strecke führen.

Der Werth in der längeren Parenthese wird positiv oder negativ, jenachdem  $c$  grösser oder kleiner als  $\frac{1}{g} \left(\frac{m}{bc}\right)^2$ , d. i. grösser oder kleiner als das Doppelte der Geschwindigkeitshöhe  $\frac{v^2}{2g}$  des ankommenden

Wassers ist. Damit aber im zweiten Falle  $x$ , wie nothwendig, positiv ausfalle, muss  $z$  grösser als  $c$  sein. Während also für  $c > \frac{v^2}{g}$  das Wasser stromwärts an Höhe abnimmt, steigt dasselbe für  $c < \frac{v^2}{g}$  nach unten zu.

Beispiel. Für  $b=6$ ,  $c=1$  und  $m=4$  ist  $b+2c=8$  und

$$\frac{v^2}{g} = \frac{1}{g} \left(\frac{4}{6}\right)^2 = \frac{0,444}{9,81} = 0,0453,$$

daher  $c > \frac{v^2}{g}$ ; also ist  $z$  kleiner als  $c$  anzunehmen.

Die grösste Weite, auf welche das Wasser in diesem Canale fortgeführt werden kann, entspricht der Tiefe  $\sqrt[3]{\frac{16}{9,81 \cdot 36}} = 0,3565$ , und ist = 949 Meter. Der Wassertiefe  $z = \frac{1}{2}$  entspricht die Weite 926 Meter, und der Tiefe  $z = \frac{3}{4}$  Meter entspricht  $x = 698$  Meter.

Wäre hingegen  $b=6$ ,  $c=\frac{1}{2}$  und  $m=9$ , also

$$v = \frac{9}{6 \cdot \frac{1}{2}} = 3, \quad \frac{v^2}{g} = \frac{9}{9,81} = 0,9175 \text{ Meter,}$$

so fielen  $c < \frac{v^2}{g}$ , also auch  $z > c$  aus, und es wäre die der grössten

Weite entsprechende Tiefe  $\sqrt[3]{\frac{81}{9,81 \cdot 36}} = 0,612$  und diese Weite selbst = 6,17 Meter.

Wenn der Umfang des Wasserprofils nicht als constant angesehen werden darf, so kann man mit folgender Formel genauer rechnen:

$$x = \frac{b^3}{B(b+2c)} \left\{ \begin{array}{l} - \left(1 + \frac{2c}{b+2c}\right) \frac{c-z}{g b^2} + \frac{c^2 - z^2}{g b^2 (b+2c)} \\ + \left(1 + \frac{2c}{b+2c}\right) \frac{c^4 - z^4}{4m^2} - \frac{2(c^5 - z^5)}{5(b+2c)m^2} \end{array} \right\}.$$

Für eine Länge  $x=1000$  rheinl. Fuss, Breite  $b=5$  Fuss, Tiefe  $z=1$  Fuss und Wassermenge  $m=10$  Cubikfuss berechnet EYTELWEIN mittels seiner Formel die Wassertiefe  $c$  am oberen Ende des Canales = 1,394 Fuss.

Führen wir für das rheinl. Mass den Coefficienten  $B=0,000121$  ein, so bekommen wir die Länge, welche den Tiefen  $c=1,394$  und  $z=1$  entspricht, wenn wir den Umfang

$$b+2c = 5 + 2 \cdot 1,394 = 7,788$$

setzen, nach der einfacheren Formel:

$$\begin{aligned} x &= \frac{125 \cdot 0,394}{0,000121 \cdot 7,788} \left( \frac{2,394 \cdot 2,9432}{4,100} - \frac{0,032}{25} \right) \\ &= 52263 \cdot 0,01633 = 853 \text{ Fuss.} \end{aligned}$$



Die schärfere Formel aber gibt:

$$\begin{aligned}
 x &= \frac{125}{0,000121 \cdot 7,788} \left( -\frac{0,394 \cdot 1,3572}{31,25 \cdot 25} + \frac{0,9432}{31,25 \cdot 7,788 \cdot 25} \right. \\
 &\quad \left. + \frac{1,3572 \cdot 2,7762}{400} - \frac{2 \cdot 4,2640}{500 \cdot 7,788} \right) \\
 &= 132614 \left( -0,0006844 + 0,0000155 \right. \\
 &\quad \left. + 0,0094196 - 0,0021900 \right) \\
 &= 870 \text{ Fuss,}
 \end{aligned}$$

also immer noch bedeutend abweichend von 1000 Fuss, wie EYTELWEIN gefunden hat.

VAUTHIER löst zuerst folgende Aufgabe auf.

Beispiel. Es sind von einer Stromstrecke 5 Querprofile, sowie ihre Entfernungen von einander und es ist auch die Wassermenge bekannt; man sucht das Totalgefälle, sowie auch die Niveauabstände zwischen den einzelnen Querprofilen.

Die Tabelle XVI. enthält die vollständige Auflösung dieser Aufgabe. Die erste Columne in derselben enthält die Nummern der Querprofile, die zweite die Abstände dieser von einander, die dritte und vierte aber die Umfänge und Inhalte dieser Profile. Aus der gegebenen Wassermenge  $m$  von 39 Cubikmeter folgen nun die in der fünften Tabelle aufgezeichneten mittleren Geschwindigkeiten. Durch Nachschlagen in der Tabelle VI. ergeben sich ferner die Werthe

$$\frac{a}{u} \cdot \frac{h}{l} = Av + Bv^2,$$

welche in der sechsten Columne vorkommen und woraus dann leicht die siebente Columne berechnet werden kann. Die Werthe der achten Columne bestimmen sich, indem man die Mittel aus je zwei benachbarten Werthen der vorhergehenden Columnen nimmt und diese mit den Abständen der entsprechenden Querschnitte multiplicirt. Die neunte Columne enthält die Geschwindigkeitshöhen und die zehnte Columne die Differenzen derselben. Durch Addition dieser Differenzen zu den in der achten Columne enthaltenen Widerstandshöhen erhält man die in der elften Columne enthaltenen Gefälle zwischen den benachbarten Punkten, sowie die Summe derselben die Totalgefälle für dieselben ergibt, welche in der letzten Columne aufgezeichnet sind. Es ist hiernach das Gefälle zwischen den Querprofilen I und II:

$$= 0,00526 \text{ Meter,}$$

zwischen I und III:

$$= 0,04429 \text{ Meter,}$$

zwischen I und IV:

$$= 0,18829 \text{ Meter,}$$

und das ganze Gefälle zwischen den äussersten, 315 Meter von einander entfernten Querprofilen:

$$0,28685 \text{ Meter.}$$

## Tafel XVI.

Enthaltend die Berechnung der Gefälle eines ungleichförmig fließenden Wassers aus fünf bekannten Querschnitten, deren Abständen und der Wassermenge von 39 Cubikmetern, nach VAUTHIER.

Nummer der Querprofile.	Abstände zwischen den Querprofilen $\Delta l$ .	Umfänge der Wasserprofile $u$ .	Inhalte der Querprofile $a$ .	Mittlere Geschwindigkeiten $v = \frac{m}{a}$ .	Werthe $Av + Bv^2$ .	Werthe $\frac{u}{a}(Av + Bv^2)$ .	Werthe wie $\left[ \frac{u_0}{a_0}(Av_0 + Bv_0^2) + \frac{u}{a}(Av + Bv^2) \right] \frac{\Delta l}{2}$ .	Geschwindigkeitshöhe $\frac{v^2}{2g}$ .	Differenzen der Geschwindigkeitshöhen $\frac{v_1^2 - v_0^2}{2g}$ .	Partielle Gefälle.	Totalgefälle.
	Meter.	Meter.	Quadr.-Met.	Meter.			Meter.	Meter.	Meter.	Meter.	Meter.
I.	—	82,90	64,67	0,6031	0,0001476	0,0001892					
II.	65	94,75	41,23	0,9459	0,0003500	0,0008043	0,03229	0,01857	-0,02703	0,00526	0,00000
III.	50	107,20	34,60	1,1272	0,0004918	0,0015237	0,05820	0,04560	-0,01917	0,03903	0,00526
IV.	100	108,10	39,00	1,0000	0,0003898	0,0010804	0,13020	0,06477	+0,01380	0,14400	0,04429
V.	100	106,00	65,66	0,5940	0,0001434	0,0002315	0,06559	0,05097	+0,03297	0,09856	0,18829
								0,01800			0,28685



Beispiel. FUNK gibt S. 94 u. s. w. seiner Darstellung der wichtigsten Lehren der Hydrotechnik die Resultate von sehr ausgezeichneten hydrometrischen Messungen an der Saale in der Nähe ihrer Vereinigung mit der Elbe (nebst einer Flusskarte), welche von den Conducteuren KRAHMER und VÖGLER 1817 ausgeführt und durch ZIMMERMANN 1818 revidirt worden sind. Dieser Fluss macht dort viele grosse Krümmungen und ändert dabei Breite, Tiefe und Geschwindigkeit in kurzen Entfernungen sehr bedeutend. Legen wir hier nur die Messungen in der oberen Flussstrecke, welche wir als noch ziemlich gerade ansehen können, folgender Bestimmung der Wassermenge zu Grunde. Auf dieser Strecke sind 9 Querprofile (im Ganzen 150) ausgemessen, welche je 300 Fuss von einander abstehen; es ist also die ganze Strecke, welche wir in Betracht ziehen,  $8.300 = 2400$  Fuss lang. In folgender Tabelle XVII. sind die Resultate dieser nebst den erforderlichen vorbereitenden Rechnungsresultaten zusammengestellt. Da diese Grössen in rheinl. Fussmass ausgedrückt sind, so müssen wir die auf dieses Mass sich beziehenden Coefficienten

$$A = 0,000024265 \text{ und}$$

$$B = 0,000114737$$

anwenden und auch  $2g = 4.15\frac{5}{8} = 62\frac{1}{2}$  Fuss setzen.

Hiernach ist nun eine erste Hilfsgrösse:

$$\begin{aligned} E &= \left( \frac{1}{a_n^2} - \frac{1}{a_0^2} \right) \frac{1}{2g} = \left( \frac{1}{1386^2} - \frac{1}{1218^2} \right) \frac{1}{62,5} \\ &= \frac{0,00000015351}{62,5} = 0,000000024561. \end{aligned}$$

Ferner folgt, indem man  $2n = 8$ , also  $n = 4$  und  $l = 2400$  setzt, bei Anwendung der SIMPSON'schen Regel eine zweite Hilfsgrösse

$$\begin{aligned} F &= \frac{2400 A}{6.4} \left( \frac{u_0}{a_0^2} + \frac{u_8}{a_8^2} + 4 \left( \frac{u_1}{a_1^2} + \dots \right) + 2 \left( \frac{u_2}{a_2^2} + \dots \right) \right) \\ &= 100. A (0,00036038 + 4,0,00114491 \\ &\quad + 2,0,00079075) \\ &= 0,0024265.0,0065215 \\ &= 0,000015824. \end{aligned}$$

Endlich ergibt sich die dritte Hilfsgrösse mit Zuhülfeziehung der Werthe in der sechsten Columne:

$$\begin{aligned} G &= 100 B \left( \frac{u_0}{a_0^3} + \frac{u_8}{a_8^3} + 4 \left( \frac{u_1}{a_1^3} + \dots \right) + 2 \left( \frac{u_2}{a_2^3} + \dots \right) \right) \\ &= 0,0114737 (0,00000028101 \\ &\quad + 4,0,00000127226 \\ &\quad + 2,0,00000078176) \\ &= 0,0114737.0,00000693357 \\ &= 0,000000079554. \end{aligned}$$

Aus diesen drei Hilfsgrößen folgt nun die in Frage stehende Wassermenge durch folgende Formel:

$$m = -\frac{\frac{1}{2}F}{E+G} + \sqrt{\frac{h}{E+G} + \left(\frac{\frac{1}{2}F}{E+G}\right)^2}$$

Aber

$$\begin{aligned} \frac{\frac{1}{2}F}{E+G} &= \frac{0,000007912}{0,000000082010} = \frac{791200}{8201} \\ &= 96,5 \text{ Cubikfuss;} \end{aligned}$$

da ferner nach der siebenten Columne das Totalgefälle zwischen beiden Punkten 0,257 Fuss ist, so folgt:

$$\begin{aligned} \frac{h}{E+G} &= \frac{0,257}{0,000000082010} = \frac{25700000000}{8201} \\ &= 3133764, \end{aligned}$$

folglich:

$$\begin{aligned} m &= -96,5 + \sqrt{3133764 + 9312} \\ &= -96,5 + \sqrt{3143076} \\ &= -96,5 + 1772,8 \\ &= 1666 \text{ Cubikfuss.} \end{aligned}$$

Die Messungen gaben 1578 Cubikfuss, folglich ist der Fehler

$$= \frac{1666 - 1578}{1578} = \frac{88}{1578} = 0,056$$

oder wenig über  $5\frac{1}{2}$  Procent, was in solchen Fällen vollkommen erträglich ist, um so mehr, da noch ein Theil davon auf die Flusskrümmung gerechnet werden muss.

### Tafel XVII.

Enthaltend die Berechnung der Wassermenge der Saale für eine Stelle, wo dieselbe sehr ungleichförmig fließt, aus neun bekannten Querprofilen, ihren Abständen und dem Gefälle.

Num- mer der Quer- profile.	Abstände der Quer- profile von einander.	Umfänge der Querprofile <i>u.</i>	Inhalte der Querprofile <i>a.</i>	Werthe		Gefälle <i>h.</i>
				$\frac{u}{a^2}$	$\frac{u}{a^3}$	
	Rheint. Fuss.	Rheint. Fuss.	□ Fuss.			Fuss.
1		313	1218	0,00021098	0,00000017322	0
2	300	331	1173	0,00024056	0,00000020509	0,039
3	600	303	950	0,00033573	0,00000035341	0,071
4	900	234	695	0,00048445	0,00000069705	0,094
5	1200	221	992	0,00022458	0,00000022639	0,1105
6	1500	274	1022	0,00026233	0,00000025668	0,127
7	1800	300	1141	0,00023044	0,00000020196	0,163
8	2100	304	1386	0,00015757	0,00000011344	0,209
9	2400	287	1386	0,00014940	0,00000010779	0,257



Lassen wir einmal den zweiten, vierten, sechsten und achten Querschnitt ausser Acht und führen wir die vorige Rechnung mit den übrigen fünf Querschnitten.

Hier bleibt

$$E = 0,0000000024561,$$

dagegen ist

$$F = 200 A (0,00036038 + 4,0,00056617 + 2,0,00022458)$$

$$= 2,0,0024265,0,00307422$$

$$= 0,0000149192, \text{ und}$$

$$G = 200 B (0,00000028101 + 4,0,0000005537 + 2,0,00000022639)$$

$$= 2,0,0114737,0,00000295527$$

$$= 0,0000000678158.$$

Hieraus folgt nun:

$$E + G = 0,0000000702719;$$

folglich:

$$\begin{aligned} \frac{\frac{1}{2}F}{E+G} &= \frac{0,0000074596}{0,0000000702719} \\ &= \frac{74596000}{702719} = 106,15 \text{ Cubikfuss.} \end{aligned}$$

Ferner ist:

$$\left( \frac{\frac{1}{2}F}{E+G} \right)^2 = 11268;$$

$$\frac{h}{E+G} = \frac{2570000000000}{702719} = 3657223,$$

daher:

$$\begin{aligned} m &= -106,15 + \sqrt{3657223 + 11268} \\ &= -106,15 + 1915,33 \\ &= 1809 \text{ Cubikfuss,} \end{aligned}$$

welcher Werth von dem beobachteten Werthe 1578 um 231 Cubikfuss oder um  $\frac{231}{1578} = 15$  Procent abweicht, was allerdings eine beträchtliche Differenz ist. Man ersieht hieraus, wie sehr nothwendig es ist, bei grosser Ungleichförmigkeit in der Bewegung der fließenden Wasser die Querprofile so nahe wie möglich zu nehmen.

Beispiel. BELANGER berechnet in seiner Abhandlung (S. 13 u. s. w.) folgenden Fall. Ein Graben mit constantem Querprofile soll auf eine Länge von 4357 Meter horizontal ausgegraben werden, und eine Wassermenge von 0,8 Cubikmeter in einer Secunde fortführen; die Grundbreite soll 1,3 Meter betragen, die Böschung' des Ufer  $\frac{1}{3}$  und der Wasserstand am Ende 0,4 Meter; wie gross wird derselbe am Anfange sein?

Die nach der Formel VIII. vorgenommene Auflösung dieser Aufgabe ist in Tab. XVIII. vollständig ausgeführt. Die erste Columne enthält die Nummern der Querschnitte, von dem unteren oder bekannten Querprofile ausgegangen. Die zweite Columne zeigt an, dass jedes Querprofil um 0,1 Meter höher angenommen wird als das nächst tiefer liegende, dass also die Höhen der auf einander folgenden Querprofile die in Columne 3 verzeichneten Werthe 0,4; 0,5; 0,6; 0,7 Meter u. s. w. haben, und die zugehörigen Abstände gefunden werden sollen.

In der vierten und fünften Columne sind die Umfänge und Inhalte dieser Querprofile aufgeführt, die sich aus der gegebenen Tiefe, der Grundbreite und der Böschung der Ufer leicht berechnen lassen.

Aus der Böschung  $\frac{1}{3}$  folgt das Verhältniss der Breite eines Ufers zur Tiefe

$$= \frac{\sqrt{3^2 + 1}}{3} = 1,0005,$$

weshalb der Umfang des untersten Querprofiles

$$\begin{aligned} u_0 &= 1,3 + 2 \cdot 0,4 \cdot 1,0005 \\ &= 1,3 + 0,8004 = 2,1004 \text{ Meter,} \end{aligned}$$

ferner der des folgenden

$$\begin{aligned} 1,3 + 2 \cdot 0,5 \cdot 1,0005 &= 1,3 + 1,0005 \\ &= 2,3005 \text{ Meter} \end{aligned}$$

sich ergibt, während der Inhalt des untersten Profiles

$$\begin{aligned} &= 0,4 \left( 1,3 + \frac{0,4}{3} \right) = 0,52 + 0,005 \\ &= 0,525 \text{ Quadratmeter,} \end{aligned}$$

der Inhalt des folgenden Profiles

$$\begin{aligned} &= 0,5 \left( 1,3 + \frac{0,5}{3} \right) = 0,65 + 0,0078 \\ &= 0,6578 \text{ Quadratmeter} \end{aligned}$$

u. s. w. beträgt.

In der sechsten Tabelle sind die aus der gegebenen Wassermenge  $m = 0,8$  Cubikmeter und den Querprofilen berechneten mittleren Geschwindigkeiten enthalten, sowie die folgende Columne die durch die Formel  $\frac{v^2}{2g}$  berechneten Geschwindigkeitshöhen angibt. Z. B. für das erste Querprofil ist

$$v = \frac{0,8}{0,525} = 1,5238 \text{ Meter}$$

und

$$\frac{v^2}{2g} = \frac{1,5238^2}{2 \cdot 9,809} = 0,11836.$$

In der achten Columne sind die Differenzen von den unmittelbar auf einander folgenden Werthen der vorhergehenden Werthe, also Ausdrücke



wie  $\frac{v_1^2 - v^2}{2g}$  berechnet, und die neunte Columne enthält die Summen von diesen Wachsthümern der Geschwindigkeitshöhen und von denen der Gefälle. Die zehnte Columne enthält die nach Tab. VI. berechneten Werthe  $Av + Bv^2$ , woraus dann leicht die elfte Columne, nämlich der Werthe

$$\frac{u}{a}(Av + Bv^2),$$

gefunden werden kann. Nimmt man aus je zwei der letzten Grössen die Mittel, so kann man nach Formel VIII. u. s. w. leicht den Abstand der beiden Profile berechnen.

Es lässt sich nämlich, wenn wir  $av$  statt  $m$  einführen,

$$\Delta h_1 = \frac{v_0^2 - v_1^2}{2g} + \left[ (Av_0 + Bv_0^2) \frac{u_0}{a_0} + (Av_1 + Bv_1^2) \frac{u_1}{a_1} \right] \frac{\Delta l}{2}$$

setzen, weshalb

$$\Delta l = \frac{\Delta h_1 + \frac{v_1^2 - v_0^2}{2g}}{\frac{1}{2} \left[ (Av_0 + Bv_0^2) \frac{u_0}{a_0} + (Av_1 + Bv_1^2) \frac{u_1}{a_1} \right]}$$

sich ergibt.

Nun ist aber der Zähler dieses Werthes schon in der neunten Columne enthalten; es bleibt daher zur Bestimmung des Abstandes  $\Delta l$  noch das arithmetische Mittel von je zwei Werthen aus der elften Columne zu bestimmen übrig; weshalb auch in einer zwölften Columne diese Mittel berechnet sind. Die letzte Columne gibt endlich die gefundenen Abstände  $\Delta l_1$ ,  $\Delta l_2$ ,  $\Delta l_3$  u. s. w. an. Zwölf dieser Abstände geben zusammen eine Länge von 3732,97 Meter, dreizehn aber geben 4610,37 Meter; da nun die gegebene Länge von 4357 Meter zwischen diesen Grössen inne liegt, so muss sich auch der gesuchte Wasserstand zwischen 1,6 und 1,7 Meter befinden.

Nach der gewöhnlichen Theorie setzen wir

$$\frac{x - 1,6}{1,7 - 1,6} = \frac{4357 - 3733}{4610 - 3733};$$

wir bekommen demnach den gesuchten Wasserstand am obern Querprofile:

$$\begin{aligned} x &= 1,6 + 0,1 \cdot \frac{624}{877} = 1,6 + \frac{62,4}{877} \\ &= 1,671 \text{ Meter.} \end{aligned}$$





Da dieser Canal nur wenig Böschung hat, so können wir, ohne einen grossen Fehler befürchten zu dürfen, sein Querprofil als ein Rechteck von der Breite 1,3 Meter behandeln, und einmal zur Prüfung mit der oben angeführten Formel nach EYTELWEIN rechnen.

Für diese ist

$$\frac{3bh(b+h)}{(b+2h)^2} = \frac{1,56 \cdot 1,7}{(2,1)^2} = \frac{2,652}{4,41} = 0,6014,$$

$$\frac{3b^2h^2}{(b+2h)^2} = \frac{0,8112}{4,41} = 0,1830,$$

$$\frac{6lm^2}{\beta^2 b^3} = \frac{6 \cdot 4357,064}{2592,8 \cdot 2,197} = \frac{4357,384}{2592,8 \cdot 2,197}$$

$$= 2,9371,$$

$$\frac{b^2 + bh + 4h^2}{(b+2h)^2} \cdot h^3 = \frac{2,85 \cdot 0,064}{4,41} = \frac{0,1824}{4,41}$$

$$= 0,0414;$$

daher nimmt sie selbst folgende Form an:

$$x^3 - 0,6014x^2 + 0,1830x = 2,9371 + 0,0414 \\ = 2,9785.$$

Für  $x = 1,6$  folgt die Differenz:

$$2,978 - 2,850 = 0,128;$$

für  $x = 1,65$  folgt dieselbe hingegen:

$$2,978 - 3,156 = -0,178;$$

es ist dann der gesuchte Wasserstand am oberen Querprofil:

$$x = 1,6 + 0,05 \cdot \frac{128}{306} = 1,6 + 0,021 \\ = 1,621.$$

Dieser Werth ist aber zu klein, weil noch ein gewisses Gefälle auf die Geschwindigkeitsvermehrung zu wenden ist. Die Geschwindigkeitshöhe für das untere Profil ist 0,118, demnach die für das obere

$$= \left( \frac{0,4}{1,62} \right)^2 \cdot 0,118 = 0,007 \text{ Meter,}$$

und die Differenz beider:

$$= 0,118 - 0,007 = 0,111.$$

Hiernach liesse sich die gesuchte Wassertiefe

$$x = 1,621 + 0,111 = 1,732 \text{ Meter}$$

setzen, während wir vorher den mitten inne liegenden Werth 1,671 Meter gefunden haben.

Eine besondere Aufmerksamkeit müssen wir der Theorie des Abflusses und des Aufstauens bei Wehren, Ueberfällen und Einbauen in Flüssen und Canälen schenken.

Eine Wehr (fr. *batardeau*; engl. *bar*, *weir*) ist ein quer über einen Bach oder einen Fluss weg gehender Damm (fr. *barrage*; engl. *dam*), wodurch das Wasser auf eine gewisse Höhe gestauet wird, um es zur Erreichung gewisser ökonomischer oder technischer Zwecke geschickt zu

machen. Man unterscheidet Ueberfallwehre oder Ueberfälle von den Durchlass- oder Schleussenwehren. Jene sind einfache aus Holz, Eisen oder Steinen construirte Dämme, deren höchster Kamm durch eine Schwelle, den sogenannten Sattelbaum, gebildet wird, über welchen das angestaute Wasser ganz oder zum Theil wegfliesset; diese hingegen sind Dämme mit Fallschützen, welche das Wasser nur in einer zwischen beiden gebildeten und beliebig zu stellenden Oeffnung über einem Fachbaume abfliessen lassen. (Das Nähere hierüber, so wie über die Construction der Wehre siehe im Art. WEHRE.) In der Regel will man durch die Ueberfallwehre das Wasser oder einen Theil desselben zum Eintritt in einen oberhalb des Wehres einmündenden Canal nöthigen, um es durch diesen nach dem Punkte des Bedarfes zu führen, wogegen man mit den Durchlasswehren beabsichtigt, dem Wasser eine erhöhte Geschwindigkeit zu geben, um dessen lebendige Kraft zum Umtriebe einer unterhalb des Wehres befindlichen Maschine zu benutzen.

Noch rechnet man wohl auch Dämme, welche nicht über die ganze Breite des Flusses herübergehen, zu den Wehren, und nennt sie zum Unterschiede von den gewöhnlichen Wehren lichte Wehre, während man jene dann dichte Wehre zu nennen pflegt. Lichte Wehre finden sich besonders in breiten Flüssen und Strömen vor, während dichte Wehre bei Bächen und schmalen Flüssen angewendet werden.

Was die Ueberfallwehre betrifft, so unterscheidet man vollkommene Ueberfälle (fr. *reversoirs complets*) von unvollkommenen Ueberfällen oder Grundwehren (fr. *reversoirs non complets*); während bei jenen die Ueberfallschwelle über den Wasserspiegel des Unterwassers hervorragt, ist bei diesen die Ueberlassschwelle noch unter dem Spiegel des fortfließenden Wassers.

Ausser den Wehren stauen auch noch Buhnen, Brücken und andere das Querprofil des fließenden Wassers vermindernde Einbaue das fließende Wasser auf.

Durch alle eben angeführte Einbaue erleidet das Wasser eine Stauung (fr. *remou*; engl. *swell*) und eine Verminderung an Geschwindigkeit, welche sich oft weit im Flussbette zurück erstreckt; man hat daher bei einem derartigen Einbau nicht bloss zu wissen nöthig, in welcher Beziehung die Stauhöhe (fr. *hauteur du remou*) (um wieviel sich der neue Wasserspiegel über dem alten erhebt) zu den Dimensionen des Einbaues u. s. w. steht, sondern muss auch im voraus die Stauweite (fr. *amplitude du remou*), d. i. die Weite zu berechnen wissen, auf welche sich die Aufstauung im Bette aufwärts erstreckt, und es ist auch wichtig, das Gesetz zu kennen, nach welchem mit der Entfernung vom Einbaue aufwärts die Stauung, d. i. die Erhebung über dem ersten Wasserspiegel sich ändert.

Die Kenntniss dieser Verhältnisse ist aber nicht allein deshalb nothwendig, weil durch zu grosse oder sehr weit sich erstreckende Stauungen leicht Ueberschwemmungen herbeigeführt werden können, sondern auch weil durch dieselben den am Flusse höher hinauf liegenden Anlagen Gefälle entzogen wird. Aus diesem Grunde werden auch neben den Wehren die sogenannten Aichpfähle, Pegel (s. Art. AICHPFAHL) eingesetzt, welche die Lage der Ueberfallschwelle angeben, und deren Verrückung bei Strafe verboten ist.

Endlich nimmt auch unterhalb des Wehres das Wasser nicht gleich seine frühere Bewegung wieder an; sondern nachdem es beim Herabströmen vom



Wehre eine gewisse Geschwindigkeit erlangt hat, vermöge welcher es noch unter dem Wasserspiegel des Unterwassers herabfließt, nimmt dasselbe wellenförmige und zum Theil wirbelnde Bewegungen an, und verliert erst in einer gewissen Strecke unterhalb des Einbaues so viel von seiner Geschwindigkeit, dass es mit seiner früheren Tiefe und Geschwindigkeit fortfließt. Da durch die erhöhte Geschwindigkeit und durch die wirbelnde und wallende Bewegung das Flussbette angegriffen wird, so ist auch noch zu untersuchen, welches die Bewegungsgesetze des den Einbau verlassenden Wassers sind.

Endlich können wir aber auch noch die Gesetze ausmitteln, nach welchen das Wasser aus einem Reservoir oder Wehrspiegel in einen Canal fließt, da doch meistens gerade durch Ueberfallwehre das Wasser zum Eintritt in einen Canal genöthigt wird.

Zuerst handeln wir von der Ausmittlung der Stauhöhe bei Durchlasswehren.

Es sei *Fig. 13* das Längenprofil eines solchen Wehres, *ACD* die unaufgestaute Wasseroberfläche, *AB* aber der Spiegel des aufgestauten Wassers, ferner *EFH* das Grundbette, *FG* der Wehrdamm und *BK* die Fallschütze. Bezeichnen wir die Stau- oder Druckhöhe, d. i. den Niveauabstand *BC* beider Wasserspiegel mit *h*, ferner die Geschwindigkeit des unaufgestauten Wassers (in *AH* oder *DE*) mit *v*, das Querprofil des aufgestauten Wassers mit *a*<sub>1</sub>, den Inhalt des Querschnittes der Mündung *GK* zwischen dem Damm und der Fallschütze mit *a*<sub>2</sub>, des unaufgestauten aber mit *a* und den Contractionscoefficienten mit *α*, so haben wir der Theorie des Ausflusses zufolge

$$h = \left(\frac{\alpha}{a_2}\right)^2 \frac{v^2}{2g} - \left(\frac{\alpha}{a_1}\right)^2 \frac{v^2}{2g},$$

weil  $\frac{\alpha v}{a_2}$  die Geschwindigkeit des durch die Oeffnung fließenden Wassers

und  $\frac{\alpha v}{a_1}$  die Geschwindigkeit des vor der Oeffnung ankommenden Wassers ist; also ist mit Berücksichtigung der Contraction:

$$h = \left[ \left(\frac{\alpha}{\alpha a_2}\right)^2 - \left(\frac{\alpha}{a_1}\right)^2 \right] \frac{v^2}{2g},$$

oder, da *αv* die Wassermenge in einer Sekunde = *m* bezeichnet,

$$h = \left[ \left(\frac{1}{\alpha a_2}\right)^2 - \left(\frac{1}{a_1}\right)^2 \right] \frac{m^2}{2g}.$$

Ist die Stauhöhe *h* gegeben, so lässt sich umgekehrt die Grösse *a*<sub>2</sub> der Durchflussöffnung mittels der Formel

$$a_2 = \frac{a}{\alpha \sqrt{\frac{2gh}{v^2} + \left(\frac{a}{a_1}\right)^2}},$$

oder:

$$a_2 = \frac{m}{\alpha \sqrt{2gh + \left(\frac{m}{a_1}\right)^2}}$$

berechnen.

**Beispiel 1.** In einem Bache von 4 Meter Breite und 0,8 Meter Tiefe soll ein Durchlasswehr eingebaut werden, welches dem mit 0,75 Meter Geschwindigkeit ankommenden Wasser eine Durchgangsöffnung von 3 Meter Breite und 0,3 Meter Höhe übrig lässt; wie hoch wird sich das Wasser aufstauen?

Wird das Wasser von allen vier Seiten der Oeffnung contrahirt, so muss man den Contractionscoefficienten vorläufig  $\alpha = 0,60$  annehmen; da nun noch der Querschnitt der Oeffnung  $a_2 = 0,3 \cdot 3 = 0,9$  Quadratmeter, der Querschnitt des ankommenden Wassers aber  $a = 4,0 \cdot 0,8 = 3,2$  Quadratmeter ist, so lässt sich vorläufig setzen:

$$h = \left( \frac{a}{\alpha a_2} \right)^2 \cdot \frac{v^2}{2g} = \left( \frac{3,2}{0,9 \cdot 0,6} \right)^2 \cdot \frac{0,75^2}{2g} \\ = \left( \frac{160}{27} \right)^2 \cdot 0,0287 = 1,008 \text{ Meter.}$$

Diese Druckhöhe = 1,00 Meter gesetzt gibt nun genau genug den Querschnitt des Wassers vor der Mündung

$$a_1 = 4 (0,80 + 1,00) = 4 \cdot 1,8 = 7,2 \text{ Quadratmeter;}$$

auch ist hiernach genauer nach Tab. IX. Art. AUSEFLUSS

$$\alpha = 0,605;$$

es gibt daher die vollständige Formel die gesuchte Stauhöhe:

$$h = \left( \left( \frac{a}{\alpha a_2} \right)^2 - \left( \frac{a}{a_1} \right)^2 \right) \frac{v^2}{2g} \\ = \left( \left( \frac{3,2}{0,605 \cdot 0,9} \right)^2 - \left( \frac{3,2}{7,2} \right)^2 \right) \frac{v^2}{2g} \\ = \left( \left( \frac{6400}{1089} \right)^2 - \left( \frac{4}{9} \right)^2 \right) \cdot 0,0287 \\ = (3,454 - 0,198) 0,0287 \\ = 3,256 \cdot 0,0287 = 0,934 \text{ Meter.}$$

**Beispiel 2.** Wie hoch muss bei dem eben in Betrachtung gezogenen Durchlasswehr die Ausflussöffnung sein, damit das Wasser nur auf 0,5 Meter gestaut wird, also die Tiefe vor dem Wehr nur  $0,8 + 0,5 = 1,3$  Meter wird?

Hier haben wir in der Formel

$$a_2 = \frac{m}{\alpha \sqrt{2gh + \left( \frac{m}{a_1} \right)^2}},$$

$$m = av = 3,2 \cdot 0,75 = 2,4 \text{ Cubikmeter,}$$

$$\alpha = 0,603,$$

$$h = 0,5 \text{ und}$$

$$a_1 = 4 \cdot 1,3 = 5,2$$

zu setzen, weshalb der gesuchte Inhalt der Oeffnung folgt:



$$\begin{aligned} \alpha_2 &= \frac{2,4}{0,603 \sqrt{9,81 + \left(\frac{2,4}{3}\right)^2}} = \frac{3,98}{\sqrt{9,81 + 0,213}} \\ &= \frac{3,98}{\sqrt{10,023}} = 1,2571 \text{ Quadratmeter,} \end{aligned}$$

und die gesuchte Höhe der Mündung

$$= \frac{1,2571}{3} = 0,419 \text{ Meter.}$$

In diesen beiden Beispielen wurde ein Ausfluss durch die dünne Wand vorausgesetzt, und angenommen, dass eine vollständige Contraction von allen Seiten her statt finde. Reicht nun die Durchlassöffnung bis an die Seitenflügel oder Ufer, so fällt an zwei Seiten die Contraction weg; hat ferner die im Wehrdamme liegende Ueberfallschwelle  $G$  wie in *Fig. 14* eine Verflachung wie  $GK$  nach dem Oberwasser zu, so ist auch auf der unteren Seite eine Contraction nicht vorhanden. In diesen Fällen ist allemal ein grösserer Contractionscoefficient anzuwenden und derselbe nach Bd. I. S. 468:

$$\mu\left(\frac{n}{p}\right) = \mu_0 \left(1 + 0,1523 \frac{n}{p}\right)$$

zu setzen, wobei  $\mu_0$  den aus Tab. XI. entnommenen Coefficienten bei vollständiger Contraction,  $\frac{n}{p}$  den Theil des Umfanges, welcher eingefasst, also ohne Contraction ist, und  $\mu\left(\frac{n}{p}\right)$  den entsprechenden Contractionscoefficienten angibt.

Wenn nun z. B. im letzten Beispiele die Contraction von unten aufgehoben ist, so hat man

$$\frac{n}{p} = \frac{3}{2(3 + 0,42)} = \frac{3}{6,86} = \frac{1}{2,29},$$

weshalb

$$\begin{aligned} \alpha &= 0,603 \left(1 + \frac{0,1523}{2,29}\right) \\ &= 0,603 + 0,040 = 0,643 \end{aligned}$$

zu setzen ist, und genauer:

$$\alpha_2 = \frac{2,4}{0,643 \sqrt{10,023}} = 1,1789 \text{ Meter,}$$

und die genauer bestimmte Oeffnungshöhe:

$$= \frac{1,1789}{3} = 0,393 \text{ Meter}$$

folgt.

In dem (in *Fig. 15* abgebildeten) Falle, wenn der Fachbaum  $G$  über dem Wasserspiegel  $ACD$  des Unterwassers liegt, hat man statt der Druckhöhe  $h$  die Tiefe der Mitte der Oeffnung  $KG$  unter dem Wasserspiegel  $AB$  in Rechnung zu bringen.

Geht endlich, wie *Fig. 16* darstellt, der Wasserspiegel  $CD$  des un-  
aufgestauten Wassers durch die Oeffnung  $KG$ , so muss man zwei Druck-

höhen einführen, eine für das Wasser, welches über  $C$  durchfließt, und eine für das unter  $C$  ausfließende Wasser.

Setzen wir die Breite der Oeffnung  $= b_1$ , den Theil  $CG$  der Höhe unter dem Unterwasser  $= c_1$  und den  $CK$  über dem Unterwasser  $= c_2$ , die Höhe des Unterwassers aber, wie gewöhnlich,  $= c$ , so haben wir die Dammhöhe  $FG = c - c_1$  und die Druckhöhe des durch  $CK$  fließenden Wassers  $= h - \frac{c_2}{2}$ , und es folgt nun für die ganze Ausflussmenge die Formel

$$av = ab_1c_1\sqrt{2gh + \frac{a^2v^2}{a_1^2}} + ab_1c_2\sqrt{2g\left(h - \frac{c_2}{2}\right) + \frac{a^2v^2}{a_1^2}}.$$

Um diese Formel zur Bestimmung der Stauhöhe  $h$  geschickt zu machen, kann man sie setzen:

$$\frac{m}{ab_1} = c_1\sqrt{2gh + \frac{m^2}{a_1^2}} + c_2\sqrt{2gh + \frac{m^2}{a_1^2} - gc_2},$$

und annähernd:

$$\frac{m}{ab_1} = c_1\sqrt{2gh + \frac{m^2}{a_1^2}} + c_2\sqrt{2gh + \frac{m^2}{a_1^2}} - \frac{gc_2^2}{2\sqrt{2gh + \frac{m^2}{a_1^2}}},$$

oder, wenn  $c_1 + c_2 = c$  geschrieben wird,

$$\frac{m}{ab_1} = c\sqrt{2gh + \frac{m^2}{a_1^2}} - \frac{gc_2^2}{2\sqrt{2gh + \frac{m^2}{a_1^2}}}.$$

Setzen wir nun

$$\sqrt{2gh + \frac{m^2}{a_1^2}} = v_1,$$

so bekommen wir folgende quadratische Gleichung:

$$v_1^2 - \frac{m}{ab_1c}v_1 = \frac{gc_2^2}{2c},$$

woraus

$$v_1 = \frac{m}{2ab_1c} + \sqrt{\left(\frac{m}{2ab_1c}\right)^2 + \frac{gc_2^2}{c}}$$

folgt.

Aus  $x$  ergibt sich endlich die gesuchte Stauhöhe:

$$h = \frac{v_1^2 - \frac{m^2}{a_1^2}}{2g}.$$

Beispiel. In einem 9 Meter breiten Bache, worin das Wasser 1 Meter hoch mit 1,3 Meter Geschwindigkeit fließt, ist ein Wehrdamm von 0,8 Meter Höhe aufgeführt und über demselben durch Fallschützen eine Oeffnung von 6 Meter Breite und 0,5 Meter Höhe hergestellt; wie hoch wird sich das Wasser über dem Schützen aufstauen?



Hier ist  $m = 9 \cdot 1 \cdot 1,3 = 11,7$  Cubikmeter, ferner  $b_1 = 6$ ,  $c = 0,6$ ,  $c_1 = 0,2$ ,  $c_2 = 0,6 - 0,2 = 0,4$  Meter; wird nun  $g = 9,81$  und  $a = 0,61$  angenommen, so folgt:

$$v_1^2 - \frac{11,7 \cdot v_1}{0,6 \cdot 6 \cdot 0,6} = \frac{9,81 \cdot 0,4^2}{2 \cdot 0,5},$$

oder:

$$v_1^2 - 5,417 v_1 = 1,569,$$

woraus folgt:

$$v_1 = 2,709 + \sqrt{8,908} = 2,709 + 2,985 \\ = 5,694 \text{ Meter.}$$

Nun ergibt sich die in Frage stehende Stauhöhe annähernd:

$$h = \frac{5,694^2}{2 \cdot 9,81} = 1,65 \text{ Meter,}$$

daher der Querschnitt des Wassers am Wehre:

$a_1 = b(c + h) = 9(1 + 1,65) = 9 \cdot 2,65 = 23,85$  Quadratmeter, und das Quadrat der Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser an die Oeffnung kommt,

$$= \left(\frac{m}{a_1}\right)^2 = \left(\frac{11,7}{23,85}\right)^2 = 0,241,$$

und die genauer bestimmte Stauhöhe:

$$h = \frac{(5,694)^2 - 0,241}{2 \cdot 9,81} \\ = 1,652 - 0,012 = 1,640 \text{ Meter.}$$

Dieser Werth für  $h$  gibt:

$$c_1 \sqrt{2gh + \left(\frac{m}{a_1}\right)^2} = 0,2 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 1,640 + 0,241} \\ = 0,2 \sqrt{32,417} = 1,139,$$

ferner:

$$c_2 \sqrt{2g\left(h - \frac{c_2}{2}\right) + \left(\frac{m}{a_1}\right)^2} = 0,4 \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 1,44 + 0,241} \\ = 0,4 \sqrt{28,494} = 2,135;$$

also ist die Summe beider Werthe = 3,274 Meter, während sie

$$= \frac{m}{\alpha b_1} = \frac{11,7}{0,6 \cdot 6} = 3,25$$

sein sollte; weshalb anzunehmen ist, dass die Stauhöhe 1,640 Meter ziemlich die richtige ist.

Will man umgekehrt aus der Stauhöhe den oberen Theil der Oeffnung bestimmen, so muss man aus

$$(c_1 + c_2) v_1^2 - \frac{m v_1}{\alpha b_1} = \frac{g c_2^2}{2}$$

$c_2$  bestimmen.

Man erhält

$$c_2^2 - \frac{2v_1^2}{g} c_2 = \frac{2}{g} \left( c_1 v_1^2 - \frac{m v_1}{\alpha b_1} \right),$$

folglich:

$$c_2 = \frac{v_1^2}{g} - \sqrt{\left(\frac{v_1^2}{g}\right)^2 + \frac{2v_1}{g} \left(c_1 v_1 - \frac{m}{\alpha b_1}\right)}$$

oder:

$$c_2 = \frac{v_1^2}{g} - \sqrt{\left(\frac{v_1^2}{g}\right)^2 - \frac{2v_1}{g} \left(\frac{m}{\alpha b_1} - c_1 v_1\right)},$$

wobei immer vorausgesetzt wird, dass  $c_2 < h$  ist; fällt hingegen  $c > h$  aus, so hat man es mit einem blossen Ueberfallwehr zu thun, von welchem weiter unten die Rede ist.

Sollte im vorigen Beispiele die Stauhöhe  $h$  nur 1 Meter betragen, so hätte man

$$\begin{aligned} v_1 &= \sqrt{2 \cdot 9,81 + \left(\frac{11,7}{9,2}\right)^2} \\ &= \sqrt{19,62 + 0,422} = 4,477 \text{ Meter,} \end{aligned}$$

deshalb wäre also:

$$\begin{aligned} c_2 &= \frac{20,04}{9,81} - \sqrt{\left(\frac{20,04}{9,81}\right)^2 - \frac{2 \cdot 4,477}{9,81} \left(\frac{11,7}{0,66} - \frac{0,2 \cdot 20,04}{9,81}\right)} \\ &= 2,043 - \sqrt{4,1731 - 0,9127 (3,25 - 0,6204)} \\ &= 2,043 - \sqrt{4,1731 - 0,9127 \cdot 2,6296} \\ &= 2,043 - \sqrt{1,733} = 2,043 - 1,316 \\ &= 0,727 \text{ Meter,} \end{aligned}$$

und die ganze Höhe der Oeffnung:

$$\begin{aligned} c &= c_1 + c_2 = 0,200 + 0,727 \\ &= 0,927 \text{ Meter.} \end{aligned}$$

Wir gehen nun zur Bestimmung der Stauhöhe bei Ueberfällen über.

Ist der Ueberfall ein unvollkommener, wie ihn *Fig. 17* darstellt, so hat man wieder zwei Wassermengen besonders in Rechnung zu ziehen, nämlich die Wassermenge durch  $CG$ , welche unter dem Drucke  $BC = h$  ausfließt, und die Wassermenge des einfachen Ueberfalles  $BC$ . Mit Beibehaltung der vorigen Bezeichnungen ist jene Wassermenge

$$\alpha b_1 c_1 \sqrt{2gh + \left(\frac{m}{\alpha_1}\right)^2},$$

diese aber

$$= \frac{2}{3} \alpha_1 b_1 \sqrt{2g} \left[ \left( h + \frac{1}{2g} \left(\frac{m}{\alpha_1}\right)^2 \right)^{\frac{3}{2}} - \left( \frac{1}{2g} \left(\frac{m}{\alpha_1}\right)^2 \right)^{\frac{3}{2}} \right].$$

(S. Art. AUSFLUSS Bd. I. S. 490.)

Hierbei ist aber zu erinnern, dass zur genauen Bestimmung noch eine Unterscheidung der Contractionscoefficienten  $\alpha$  und  $\alpha_1$  nöthig ist,



und auch nicht ausser Acht zu lassen, dass hier unter  $m$  nur diejenige Wassermenge verstanden werden muss, welche nach Abzug der durch einen Seitencanal abfließenden Wassermenge noch über das Wehr fließt.

Durch Addition beider Wassermengen bekommen wir nun:

$$m = \alpha b_1 c_1 \sqrt{2g} \left( h + \frac{1}{2g} \left( \frac{m}{a_1} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \\ + \frac{2}{3} \alpha_1 b_1 \sqrt{2g} \left[ \left( h + \frac{1}{2g} \left( \frac{m}{a_1} \right)^2 \right)^{\frac{3}{2}} - \left( \frac{1}{2g} \left( \frac{m}{a_1} \right)^2 \right)^{\frac{3}{2}} \right]^*.$$

Diese Formel werden wir entweder zur Bestimmung der Stauhöhe  $h$  oder zur Berechnung der Wehrhöhe  $c - c_1$  anwenden, wenn jene vorher bestimmt ist.

Bei Ausmittlung der gewissen Wehrdimensionen entsprechenden Stauhöhe schlagen wir den Weg der Näherung, und zwar auf folgende Weise ein.

Erst setzen wir  $\frac{m}{a_1} = \text{Null}$  und  $\alpha_1 = \alpha$ , so dass wir erhalten:

$$m = \alpha b_1 (c_1 + \frac{2}{3}h) \sqrt{2gh_1}.$$

Aus dieser Gleichung bestimmen wir nun  $h$ , woraus dann

$$\alpha_1 = b (c + h)$$

folgt und sich durch Abzug der Geschwindigkeitshöhe

$$h_2 = \frac{1}{2g} \left( \frac{m}{a_1} \right)^2$$

$h$  genauer ergibt.

Um nun noch die letzte Correction von dem so gefundenen Werth, den wir mit  $h_1$  bezeichnen wollen, zu finden, setzen wir

$$h = h_1 + \Delta h,$$

und bekommen durch Vernachlässigung der Potenzen von  $\Delta h$  folgende Gleichung:

$$\frac{m}{b_1 \sqrt{2g}} = \alpha c_1 \left[ (h_1 + h_2)^{\frac{1}{2}} + \frac{\Delta h}{2\sqrt{h_1}} \right] \\ + \frac{2}{3} \alpha_1 \left[ (h_1 + h_2)^{\frac{3}{2}} - h_2^{\frac{3}{2}} + \frac{3}{2} \sqrt{h_1} \cdot \Delta h \right],$$

woraus die erforderliche Correction folgt:

$$\Delta h = \frac{\frac{m}{b_1 \sqrt{2g}} - \alpha c_1 \sqrt{h_1 + h_2} - \frac{2}{3} \alpha_1 (\sqrt{(h_1 + h_2)^3} - \sqrt{h_2^3})}{\frac{\alpha c_1}{2\sqrt{h_1}} + \alpha_1 \sqrt{h_1}}$$

\*) D'ARBUISSON bringt nicht die mittlere Geschwindigkeit  $\frac{m}{a_1}$ , sondern die Geschwindigkeit an der Oberfläche in Rechnung.

Ist umgekehrt aus  $h$  die Wehrhöhe  $c - c_1$  zu finden, so kann man zuerst berechnen:

$$c_1 = \frac{m - \frac{2}{3} \alpha_1 b_1 \sqrt{2g} [(h + h_2)^{\frac{3}{2}} - h_2^{\frac{3}{2}}]}{\alpha b_1 \sqrt{2g} (h + h_2)},$$

woraus sich dann die Wehrhöhe  $c - c_1$  ergibt.

Bei einem vollkommenen Ueberfall (Fig. 18) hat man, die Höhe  $CG$  der Dammkappe über dem Unterwasser mit  $c_1$  bezeichnend, die Wassermasse durch den Ueberfall von der Höhe  $BG = h - c_1$  abfließend anzunehmen, weshalb nun folgt:

$$m = \frac{2}{3} \alpha_1 b_1 \sqrt{2g} [(h + h_2 - c_1)^{\frac{3}{2}} - h_2^{\frac{3}{2}}].$$

Um hiernach die Stauhöhe  $h$  zu finden, haben wir erst  $h_2 = \text{Null}$  anzunehmen, weshalb dann annähernd

$$h - c_1 = \left( \frac{3m}{2\alpha_1 b_1 \sqrt{2g}} \right)^{\frac{2}{3}}$$

folgt.

Aus diesem  $h$  ergibt sich genau genug

$$h_2 = \frac{1}{2g} \left( \frac{m}{\alpha_1} \right)^2 = \frac{1}{2g} \left( \frac{m}{b(c+h)} \right)^2,$$

weshalb nun durch die vollständige Formel

$$h + h_2 - c_1 = \left( \frac{3m}{2\alpha_1 b_1 \sqrt{2g}} + h_2^{\frac{3}{2}} \right)^{\frac{2}{3}}$$

der schärfere Werth von  $h$  folgt.

Ist umgekehrt die Stauhöhe gegeben, so gibt die Auflösung der Gleichung

$$c_1 = h + h_2 - \left( \frac{3m}{2\alpha_1 b_1 \sqrt{2g}} + h_2^{\frac{3}{2}} \right)^{\frac{2}{3}}$$

die Höhe  $c_1$  der Ueberfallsschwelle über dem Wasserspiegel des Unterwassers, woraus sich dann leicht die Dammhöhe  $c + c_1$  berechnet.

Alle diese Rechnungen fallen natürlich weit einfacher aus, wenn das Wasser sehr langsam zuströmt, in welchem Falle  $h_2$  ganz ausser Acht gelassen werden kann.

**Beispiel.** In einem 80 Fuss breiten und 4 Fuss tiefen Flusse, welcher in jeder Secunde 1400 Cubikfuss Wasser abführt, soll ein vollkommener Ueberfall 5 Fuss hoch so erbaut werden, dass das Wasser in der ganzen Breite des Flusses überfällt; um welche Höhe wird sich das Wasser aufstauen?

Hier ist  $b = b_1 = 80$  Fuss,  $c = 4$  Fuss,  $c_1 = 1$  Fuss,  $m = 1400$  Cubikfuss,  $\alpha_1 = 0,662$  nach CASTEL (s. Art. AUSFLUSS Bd. I. S. 488),  $\sqrt{2g} = 7,9$  Fuss für rheinl. Mass; demnach gibt die erste Annäherung

$$\begin{aligned} h - c_1 &= \left( \frac{3m}{2\alpha_1 b_1 \sqrt{2g}} \right)^{\frac{2}{3}} = \left( \frac{3 \cdot 1400}{2 \cdot 0,662 \cdot 80 \cdot 7,9} \right)^{\frac{2}{3}} \\ &= \left( \frac{210}{5,296 \cdot 7,9} \right)^{\frac{2}{3}} = 2,9315 \text{ Fuss.} \end{aligned}$$



Nehmen wir nun  $h - c_1$  nur  $= 2,9$ , also  $h = 3,9$  an, so bekommen wir

$$\begin{aligned} h_2 &= \frac{1}{2g} \left( \frac{m}{b(c+h)} \right)^2 = \frac{1}{62,5} \left( \frac{1400}{80(4+3,9)} \right)^2 \\ &= \frac{1}{62,5} \left( \frac{70}{4,7,9} \right)^2 = \frac{1}{62,5} \left( \frac{35}{15,8} \right)^2 = 0,0785 \text{ Fuss.} \end{aligned}$$

Jetzt folgt genauer

$$\begin{aligned} h + h_2 - c_1 &= \left( \frac{3m}{2\alpha_1 b_1 \sqrt{2g}} + h_2^{\frac{3}{2}} \right)^{\frac{2}{3}} \\ &= (5,019 + 0,022)^{\frac{2}{3}} = 5,041^{\frac{2}{3}}, \end{aligned}$$

weshalb die Stauhöhe

$$\begin{aligned} h &= c_1 + 5,041^{\frac{2}{3}} - h_2 \\ &= 1 + 2,940 - 0,078 \\ &= 3,862 \text{ Fuss} \end{aligned}$$

sich ergibt.

Sollte hingegen die Stauhöhe nur 3 Fuss betragen, so liesse sich nach der zweiten Hauptformel die erforderliche Wehrhöhe berechnen.

Es ist nämlich

$$c_1 = h + h_2 - \left( \frac{3m}{2\alpha_1 b_1 \sqrt{2g}} + h_2^{\frac{3}{2}} \right)^{\frac{2}{3}},$$

also, da hier

$$\begin{aligned} h_2 &= \frac{1}{62,5} \left( \frac{1400}{80(4+3)} \right)^2 = \frac{1}{62,5} \left( \frac{5}{2} \right)^2 \\ &= 0,100 \text{ ist,} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} c_1 &= 3,100 - (5,019 + 0,1^{\frac{3}{2}})^{\frac{2}{3}} \\ &= 3,100 - (5,019 + 0,032)^{\frac{2}{3}} \\ &= 3,100 - 5,051^{\frac{2}{3}} = 3,100 - 2,944 \\ &= 0,056 \text{ Fuss.} \end{aligned}$$

In diesem Falle ragt die Ueberfallsschwelle nur wenig aus dem un-aufgestauten Wasser hervor, also ist das Wehr nahe daran, ein unvollkommener Ueberfall zu sein. Es ist daher im Voraus einzusehen, dass man es mit einem unvollkommenen Ueberfall zu thun haben werde, wenn die Stauhöhe nur 2 Fuss betragen soll, ein Fall, den wir nun behandeln wollen.

Hier ist

$$h_2 = \frac{1}{62,5} \left( \frac{1400}{80(4+2)} \right)^2 = \frac{1}{62,5} \left( \frac{35}{12} \right)^2 = 0,136,$$

ferner

$$\alpha_1 b_1 \sqrt{2g} = 0,762 \cdot 80 \cdot 7,9 = 418,4;$$

setzt man nun diese Werthe in die Formel

$$c_1 = \frac{m - \frac{2}{3} \alpha_1 b_1 \sqrt{2g} [(h + h_2)^{\frac{3}{2}} - h_2^{\frac{3}{2}}]}{\alpha_1 b_1 \sqrt{2g} (h + h_2)},$$

und nimmt man hierbei noch  $\alpha = \alpha_1$  an, wobei ein grosser Fehler nicht begangen werden kann, so erhält man

$$\begin{aligned} c_1 &= \frac{1400 - \frac{2}{3} \cdot 418,4 [2,136^{\frac{3}{2}} - 0,136^{\frac{3}{2}}]}{418,4 \sqrt{2,136}} \\ &= \frac{1400 - 278,9 (3,122 - 0,502)}{418,4 \sqrt{2,136}} \\ &= \frac{1400 - 731}{418,4 \sqrt{2,136}} = \frac{669}{418,4 \sqrt{2,136}} = 1,094 \text{ Fuss,} \end{aligned}$$

weshalb die in Frage befindliche Wehrhöhe

$$c - c_1 = 4 - 1,094 = 2,906 \text{ Fuss}$$

sich ergibt.

Beantworten wir endlich noch die Frage: welche Stauhöhe wird durch einen unvollkommenen Ueberfall von nur 2 Fuss Höhe bewirkt?

Hier ist  $c_1 = 4 - 2 = 2$  Fuss, daher für die erste Annäherung mittels der Formel

$$\begin{aligned} m &= \alpha b_1 (c_1 + \frac{2}{3} h) \sqrt{2gh}, \\ 1400 &= 418,4 (2 + \frac{2}{3} h) \sqrt{h} \end{aligned}$$

oder:

$$(2 + \frac{2}{3} h) \sqrt{h} = \frac{1400}{418,4} = 3,3461,$$

und

$$h \sqrt{h} + 3 \sqrt{h} = 5,0191.$$

Eine einfache Rechnung gibt hiernach ziemlich genau  $h_1 = \frac{1}{3}$ , weshalb auch die Geschwindigkeitshöhe

$$\begin{aligned} h_2 &= \frac{1}{2g} \left( \frac{m}{b(c+h)} \right)^2 = \frac{1}{62,5} \left( \frac{1400}{80(4 + \frac{1}{3})} \right)^2 \\ &= \frac{1}{62,5} \left( \frac{210}{64} \right)^2 = 0,1723 \text{ Fuss} \end{aligned}$$

folgt.

Noch ist

$$\frac{m}{b_1 \sqrt{2g}} = \frac{1400}{80 \cdot 7,9} = 2,2152,$$

$$\frac{\alpha c_1}{2 \sqrt{h_1}} = \frac{0,662 \cdot 2}{2 \sqrt{\frac{1}{3}}} = 0,662 \sqrt{\frac{3}{2}} = 0,5723,$$

daher die gesuchte Correction

$$\begin{aligned} \Delta h &= \frac{\frac{m}{b_1 \sqrt{2g}} - \alpha c_1 \sqrt{h_1 + h_2} - \frac{2}{3} \alpha (\sqrt{(h_1 + h_2)^3} - \sqrt{h_2^3})}{\frac{\alpha c_1}{2 \sqrt{h_1}} + \alpha_1 \sqrt{h_1}} \\ &= \frac{2,2152 - 0,662 \cdot 2 \sqrt{1,5056} - \frac{2}{3} \cdot 0,662 [\sqrt{1,5056^3} - \sqrt{0,1723^3}]}{0,5723 + 0,662 \sqrt{\frac{1}{3}}} \end{aligned}$$



$$\begin{aligned} \Delta h &= \frac{2,2152 - 1,6246 - 0,4413 (1,8474 - 0,0715)}{0,5723 + 0,7644} \\ &= \frac{0,5906 - 0,7837}{1,3367} = -\frac{0,1931}{1,3367} \\ &= -0,144 \text{ Fuss;} \end{aligned}$$

folglich die gesuchte Stauhöhe:

$$\begin{aligned} h &= h_1 + \Delta h = 1,333 - 0,144 \\ &= 1,189 \text{ Fuss,} \end{aligned}$$

wofür wir

$$= 1,19 \text{ Fuss}$$

setzen wollen.

Setzen wir zur Prüfung diesen Werth in die Formel

$$c_1 = \frac{m - \frac{2}{3} \alpha_1 b_1 \sqrt{2g} [(h + h_2)^{\frac{3}{2}} - h_2^{\frac{3}{2}}]}{\alpha b_1 \sqrt{2g} (h + h_2)},$$

so bekommen wir

$$\begin{aligned} c_1 &= \frac{1400 - \frac{2}{3} \cdot 418,4 [1,361^{\frac{3}{2}} - 0,172^{\frac{3}{2}}]}{418,4 \sqrt{1,361}} \\ &= \frac{1400 - 278,9 (1,5877 - 0,0715)}{418,4 \sqrt{1,361}} \\ &= \frac{1400 - 278,9 \cdot 1,5162}{418,4 \sqrt{1,361}} = 2,001, \end{aligned}$$

was mit dem gegebenen Werth  $c_1 = 2$  Fuss sehr gut übereinstimmt.

Die Wehre lassen sich übrigens zur Ausmittlung der Wassermenge eines Flusses recht gut anwenden, indem man von den eben gefundenen Formeln einen unmittelbaren Gebrauch macht. Die Auflösung dieser Aufgabe ist bei vollkommenen Ueberfällen ohne Schwierigkeit, weil man hier nur den Wasserstand über der Ueberfallsschwelle (etwas oberhalb des Wehres gemessen) nöthig hat.

Ist dagegen das Wehr ein unvollkommener Ueberfall, so muss man auch den Wasserstand  $c$  im unaufgestauten Wasser kennen, weshalb es nöthig ist, ein kleines Nivellement vorzunehmen, wozu das gewöhnliche Verfahren der Markscheider sehr geeignet ist. Das Verfahren eines solchen Nivellements wird durch Fig. 19 vor Augen geführt. Es ist  $ABDEFH$  das Längenprofil des Bettes und  $FG$  das Querprofil des Wehrdammes. Man hat in Entfernungen von 10 bis 20 Meter Pfähle wie  $KH$ ,  $LG$ ,  $NE$  eingeschlagen, dieselbe durch mit Hülfe eines Gradbogens horizontal gespannte Schnüre verbunden, und nun an ihnen die Niveaudifferenzen abgemessen. Zuerst gibt die Differenz  $LG - KA$  den Wasserstand  $h - c_1$  über der Ueberfallsschwelle, und dann gibt die Differenz  $MG - ND$  die Tiefe  $c_1$  der Ueberfallsschwelle unter dem Wasserspiegel des Unterwassers, weshalb daher auch durch Addition dieser beiden Differenzen die Stauhöhe  $h$  gefunden wird. Es versteht sich übrigens von selbst, dass man den oberen Pfahl da einzuschlagen habe, wo sich der Wasserspiegel noch nicht gesenkt, und den untern so weit unterhalb des Wehres, bis das Wasser wieder eine regelmässige Bewegung ange-

nommen hat; während beim oberen Pfahl eine Entfernung von 3 bis 5 Meter in der Regel vollkommen genügt, hat man oft nöthig, den untern Pfahl mindestens 20 Meter unterhalb des Wehres einzuschlagen oder sich gar mehrerer Pfähle zu bedienen.

Beispiel. In einem Flusse, dessen mittlere Breite 50 Fuss ist, befindet sich ein 3 Fuss hoher und nur 30 Fuss breiter unvollständiger Ueberfall. Wie viel Wasser wird in jeder Secunde abfließen, wenn die Tiefe des Flusses unter dem Ueberfall 4 Fuss und die Stauhöhe ebenfalls 4 Fuss beträgt?

Zur Auflösung dieser Aufgabe ist folgende Formel anzuwenden:

$$m = \alpha b_1 \sqrt{2g} \left[ c_1 \sqrt{h + \frac{v_1^2}{2g}} + \frac{2}{3} \left( \left( h + \frac{v_1^2}{2g} \right)^{\frac{3}{2}} - \left( \frac{v_1^2}{2g} \right)^{\frac{3}{2}} \right) \right],$$

worin nun der Coefficient  $\alpha$ , da die Ueberfallbreite  $\frac{30}{50} = 0,6$  der Flussbreite beträgt, nach Tab. XXXII. im Art. AUSFLUSS,  $= 0,626$ , ferner  $b_1 = 30$ ,  $\sqrt{2g}$  da von rheinl. Massen die Rede ist  $= 7,9$ , ferner  $c_1 = 4 - 3 = 1$ ,  $h = 4$  einzusetzen und  $\frac{v_1^2}{2g}$  vorläufig zu vernachlässigen ist.

Wir bekommen hiernach

$$\begin{aligned} m &= 0,626 \cdot 30 \cdot 7,9 \left( \sqrt{4} + \frac{2}{3} \sqrt{4^3} \right) \\ &= 148,36 \left( 2 + \frac{16}{3} \right) = 148,36 \cdot \frac{22}{3} \\ &= 1088 \text{ Cubikfuss,} \end{aligned}$$

wofür wir aber 1100 Cubikfuss setzen wollen, da das Wasser mit einer nicht unbedeutenden Geschwindigkeit ankommt.

Aus dieser Wassermenge  $m = 1100$  und dem Querprofile  $50(4 + 4) = 50 \cdot 8 = 400$  Quadratfuss folgt die Geschwindigkeit des ankommenden Wassers

$$v_1 = \frac{1100}{400} = 2,75 \text{ Fuss,}$$

weshalb die Geschwindigkeitshöhe

$$\frac{v_1^2}{2g} = \frac{(2,75)^2}{62,5} = 0,121 \text{ Fuss}$$

sich ergibt.

Wird dieser Werth in die Formel eingesetzt, so bekommt man den schärferen Werth für die Wassermenge

$$\begin{aligned} m &= 148,36 \left[ \sqrt{4,121} + \frac{2}{3} \left( \sqrt{4,121^3} - \sqrt{0,121^3} \right) \right] \\ &= 148,36 \left[ 2,030 + \frac{2}{3} (8,3657 - 0,0421) \right] \\ &= 148,36 \left( 2,030 + \frac{2}{3} \cdot 8,3236 \right) \\ &= 148,36 (2,030 + 5,549) \\ &= 148,36 \cdot 7,579 = 1125 \text{ Cubikfuss.} \end{aligned}$$

In KOSMANN'S Uebersetzung von DU BUAT'S Grundlehren der Hydraulik wird S. 291 für den nämlichen Fall  $m = 1314$  Cubikfuss gefunden. Die nicht unbedeutende Differenz dieser Ergebnisse ist hauptsächlich darin begründet, dass in dem angeführten Werke der Contractions-



coefficient  $\alpha$  für die Wassermenge oberhalb der Ueberfallsschwelle grösser angenommen ist als für die unterhalb derselben, während wir nur einen Contractionscoefficienten anzunehmen für angemessen gehalten haben.

Du BUAT gründete allerdings die Ausmittlung seiner Coefficienten auf vier in §. 145 des genannten Werkes angegebene Versuche; wir halten indessen die von CASTEL ausgemittelten Coefficienten für richtiger.

Die Stauverhältnisse bei lichten Wehren und Bühnen sind auf ähnliche Weise auszumitteln wie bei Ueberfallwehren, wenn auch vielleicht noch mit weniger Sicherheit. Steht, wie bei vollkommenen Ueberfällen, die Ueberfallsschwelle über dem Unterwasser, so rechnen wir auf folgende Weise.

Es sei die Breite des Damms  $= b_1$  und die übrigen Bezeichnungen die früheren. Dann ist die Wassermenge, welche über den Damm (s. Fig. 20, wo das Quer- und Längsprofil sowie der Grundriss abgebildet ist) fliesst:

$$\frac{2}{3} \alpha b_1 \sqrt{2g} [\sqrt{(h+h_2-c_1)^3} - \sqrt{h_2^3}];$$

ferner die Wassermenge im verengten Querprofile über dem Unterwasser:

$$\frac{2}{3} \alpha (b-b_1) \sqrt{2g} [\sqrt{(h+h_2)^3} - \sqrt{h_2^3}],$$

weil hier die Breite  $b-b_1$  und die Wasserhöhe  $h-c_1$  ist, während dort die Breite  $b_1$  und die Wasserhöhe  $h-c_1$  war.

Endlich ist die Wassermenge, welche der untere Theil des Querprofiles gibt und welche unter dem Drucke  $h$  steht:

$$\alpha (b-b_1) c \sqrt{2g} (h+h_2).$$

Die abfliessende Wassermenge ist demnach:

$$\begin{aligned} m &= \frac{2}{3} \alpha b_1 \sqrt{2g} [\sqrt{(h+h_2-c_1)^3} - \sqrt{h_2^3}] \\ &+ \frac{2}{3} \alpha (b-b_1) \sqrt{2g} [\sqrt{(h+h_2)^3} - \sqrt{h_2^3}] \\ &+ \alpha (b-b_1) c \sqrt{2g} (h+h_2), \end{aligned}$$

woraus allerdings nur auf dem Wege der Näherung die Stauhöhe  $h$  oder die Breite  $b$  oder die Höhe  $c+c_1$  der Bühne berechnet werden kann.

Stände, wie Fig. 21 im Längs- und Querprofil angibt, die Kappe des lichten Wehres unter dem Unterwasser, so wären die abfliessenden Wassermengen folgende.

Die über die ganze Flussbreite wegfließende und einen Ueberfall bildende Wassermenge:

$$\frac{2}{3} \alpha b \sqrt{2g} [\sqrt{(h+h_2)^3} - \sqrt{h_2^3}],$$

ferner die übrige Wassermenge über der Kappe des Wehres:

$$\alpha b_1 c_1 \sqrt{2g} (h+h_2),$$

endlich die übrige Wassermenge im verengten Querprofile

$$\alpha (b-b_1) c \sqrt{2g} (h+h_2);$$

demnach ist für diesen Fall zu setzen:

$$\begin{aligned} m &= \frac{2}{3} \alpha b \sqrt{2g} [\sqrt{(h+h_2)^3} - \sqrt{h_2^3}] \\ &+ \alpha ((b-b_1) c + b_1 c_1) \sqrt{2g} (h+h_2). \end{aligned}$$

Es gibt endlich noch Einbaue wie Brückenpfeiler, Bühnen u. s. w. (s. Fig. 22), welche vom Wasser gar nicht überstiegen werden, also nur durch Verminderung der Breite des Querprofils ein Aufstauen des Wassers herbeiführen.

Die Formel für die Stauverhältnisse in diesem Falle ergibt sich aus der vorletzten sogleich, wenn man  $c_1 = h$  setzt, wo dann der erste Theil der Wassermenge ganz wegfällt, und daher wird

$$m = \alpha(b - b_1) \sqrt{2g} \left[ c \sqrt{h + h_2} + \frac{2}{3} \left( \sqrt{(h + h_2)^3} - \sqrt{h_2^3} \right) \right]^*.$$

Was den Contractionscoefficienten für den Durchfluss des Wassers zwischen Brückenpfeilern anlangt, so ist dieser allerdings von der Form der Pfeiler abhängig und deshalb sehr verschieden. Nach EYTELWEIN kann man für spitz zugeschärfte Brückenpfeiler diesen Contractionscoefficienten 0,95 setzen, sowie hingegen für stumpfe Pfeiler derselbe nur 0,85 angenommen werden darf. Bei Brücken mit kleinen Bogen, die zum Theil noch ins Wasser hineingehen, geht nach NAVIER der Contractionscoefficient  $\alpha$  selbst bis auf 0,7 herab. Uebrigens ist es noch ein grosser Unterschied, ob das Vordertheil einen spitzen oder stumpfen Winkel, bildet oder aus einem oder zwei Bogen zusammengesetzt ist, oder gar eine Ellipse bildet. Bildet der Horizontalschnitt des Vordertheiles (fr. *avant-bec*) einen stumpfen Winkel, so darf man  $\alpha$  nur 0,90 annehmen, wogegen man für ein halbkreisförmiges Vordertheil, sowie für ein Vordertheil mit spitzem Winkel  $\alpha = 0,95$  annehmen kann, und den Werth selbst nahe  $= 1$  setzen darf, wenn, wie in Fig. 23, das Vordertheil durch zwei Bogen oder durch eine halbe, in die Länge gezogene Ellipse gebildet wird.

Uebrigens ist selbst die Form des Hintertheiles der Brückenpfeiler (fr. *arrière-bec*) nicht ohne Einfluss, denn wären die Pfeiler auch am Hintertheile flach abgestumpft, so würde das durchfliessende Wasser beim Austritt aus dem Raume zwischen den Pfeilern eine plötzliche Geschwindigkeitsveränderung und demnach auch einen Verlust an Druck erleiden. Da ohnedies das Wasser in solchen Fällen eine bedeutende, auf das Grundbette nachtheilig einwirkende wirbelnde Bewegung annimmt, so ist es nöthig, das Hintertheil ebenfalls zuzuschärfen oder abzurunden.

Aus den vorstehenden Formeln für die Stauverhältnisse bei Verengungen (fr. *rétrécissements*) ersieht man auch, dass in solchen eine wesentliche Veränderung in der mittleren Geschwindigkeit des Wassers vor sich geht. Während bei der gleichförmigen Bewegung des Wassers im regelmässigen Bette die Geschwindigkeit von dem Wasserspiegel nach dem Grundbette zu allmähig abnimmt, findet in der Verengung gerade das Gegentheil statt. Zwischen den Brückenpfeilern ist die Geschwindigkeit an der Oberfläche die natürliche  $v_1$ , diese nimmt aber mit der Druckhöhe allmähig zu und ist im Niveau des Unterwassers

$$= \sqrt{v_1^2 + 2gh} = \sqrt{2g(h + h_2)},$$

von wo an sie bis zum Grunde unverändert bleibt, oder nur wenig abnimmt, wegen des Widerstandes vom Grundbette. Da den gefundenen Formeln zufolge unter übrigens gleichen Umständen  $h$  wächst, wenn  $h_2$  abnimmt, und  $h$  kleiner wird wenn  $h_2$  wächst, so folgt, dass kleineren

\*) Die Formeln von D'ARBUISSON und EYTELWEIN weichen hiervon etwas ab.



Fussgeschwindigkeiten grössere Stauhöhen zukommen als grösseren Geschwindigkeiten, weshalb auch in flachen Gegenden eher Ueberschwemmungen vorkommen als in Gebirgen.

Beispiel. Von mehreren Versuchen, die FUNK S. 131 u. s. w. in seiner Darstellung der wichtigsten Lehren der Hydrotechnik anführt, und welche alle für Brückenpfeiler  $\alpha = 0,81; 0,85; 0,87; 0,90$  bis  $0,95$  geben, möge folgender einer Rechnung unterzogen werden. Es sei die Flussbreite  $b = 576$  Fuss, die Breite des verengten Querprofiles  $b - b_1 = 270$  Fuss, die Tiefe des Unterwassers  $c = 8,009$  Fuss und die Wassermenge  $m = 13972$  Cubikfuss; welches ist die entsprechende Stauhöhe?

Setzen wir die Werthe  $\alpha = 0,9; b = 576; b - b_1 = 270; \sqrt{2g} = 7,9; c = 8,009; m = 13972$  in die Formel

$$m = \alpha (b - b_1) \sqrt{2g} \left[ c \sqrt{h + h_2} + \frac{2}{3} (\sqrt{(h + h_2)^3} - \sqrt{h_2^3}) \right]$$

ein, und vernachlässigen wir vorläufig  $\sqrt{h_2^3}$ , so erhalten wir

$$13972 = 0,9 \cdot 270 \cdot 7,9 (8,009 \sqrt{h} + \frac{2}{3} \sqrt{h^3})$$

oder

$$8,009 \sqrt{h + h_2} + \frac{2}{3} \sqrt{(h + h_2)^3} = \frac{13972}{1919,7} = 7,8782,$$

also:

$$\sqrt{(h + h_2)^3} + 12,013 \sqrt{h + h_2} = 11,817.$$

Dieser Gleichung entspricht ziemlich  $h + h_2 = 0,85$ , denn

$$\sqrt{0,85^3} = 0,7836, \text{ und}$$

$$12,0 \cdot \sqrt{0,85} = 11,063,$$

also die Summe dieser Werthe  $11,847$ , wogegen sie  $= 11,817$  sein sollte.

Nehmen wir nun  $h$  nur  $0,8$  an, so bekommen wir das Querprofil

$$\begin{aligned} a_1 &= b(c + h) = 576 (8,009 + 0,8) \\ &= 576 \cdot 8,8 = 5069 \text{ Quadratfuss,} \end{aligned}$$

und daher die Geschwindigkeit des ankommenden Wassers:

$$v_1 = \frac{13972}{5069} = 2,756 \text{ Fuss,}$$

also:

$$h_2 = \frac{v_1^2}{2g} = \frac{(2,756)^2}{62,5} = 0,1215 \text{ Fuss.}$$

Nun folgt schärfer

$$h = 0,85 - 0,12 = 0,73;$$

indessen wir können nun  $\sqrt{h_2^3} = 0,0424$  annehmen, und bekommen so

$$\begin{aligned} \sqrt{(h + h_2)^3} + 12,013 \sqrt{h + h_2} &= 11,817 + \frac{2}{3} \sqrt{h_2^3} \\ &= 11,817 + 0,0636 \\ &= 11,881. \end{aligned}$$

Setzen wir nun noch

$$h + h_2 = 0,85 + \Delta h,$$

so erhalten wir

$$\sqrt{0,85^3} \left( 1 + \frac{3 \Delta h}{2 \cdot 0,85} \right) + 12,013 \sqrt{0,85} \left( 1 + \frac{\Delta h}{2 \cdot 0,85} \right) = 11,881,$$

weil wir mit der binomischen Reihe rechnend die Potenzen des kleinen Fehlers  $\Delta h$  vernachlässigen können.

Jetzt bekommen wir

$$0,7836 + 1,3828 \cdot \Delta h + 11,0754 + 6,5149 \cdot \Delta h = 11,881,$$

also:

$$7,8977 \cdot \Delta h = 11,881 - 11,859 = 0,022,$$

folglich:

$$\Delta h = \frac{0,022}{7,9} = 0,0027 \text{ Fuss,}$$

wofür wir 0,003 annehmen wollen.

Wir erhalten also  $h + h_2 = 0,853$  und demnach die Stauhöhe

$$h = 0,853 - 0,122 = 0,731 \text{ Fuss.}$$

FUNK fand für diese Data durch Beobachtung (an der Weserbrücke zu Minden)  $h = 0,666$  Fuss, was allerdings eine Differenz von 0,065 Fuss gibt, und wohl darauf hindeutet, dass der Coefficient  $\alpha$  noch etwas grösser als 0,9 hätte angenommen werden können.

Beispiel. Ein Fluss von 350 Meter Breite und 3 Meter mittlerer Tiefe liefert eine Wassermenge von 1356 Cubikmeter; um denselben nun 0,5 Meter höher aufzustauen, will man zwei gegenüber liegende Buhnen von 2,5 Meter Höhe einbauen; welche Länge werden dieselben erhalten, oder welche Breite wird für das zwischendurchfliessende Wasser noch übrig bleiben müssen?

Da hier das Wasser  $3 - 2,5 = 0,5$  Meter hoch über den Buhnen wegfließen soll, so hat man folgende Formel anzuwenden:

$$m = \frac{2}{3} ab \sqrt{2g} [\sqrt{(h+h_2)^3} - \sqrt{h_2^3}] \\ + \alpha ((b-b_1)c + b_1c_1) \sqrt{2g}(h+h_2),$$

welche für die in Frage befindliche Grösse auf folgenden Ausdruck führt:

$$b_1 = \frac{ab \sqrt{2g} [\frac{2}{3} (\sqrt{(h+h_2)^3} - \sqrt{h_2^3}) + c \sqrt{(h+h_2)}] - m}{\alpha (c - c_1) \sqrt{2g} (h+h_2)}$$

Hierin ist nun zu setzen

$$b = 350, \quad c = 3, \quad c - c_1 = 2,5 \quad \text{und} \quad h = 0,5,$$

auch wollen wir  $\alpha = 0,85$  annehmen.

Es ist ferner die Geschwindigkeit des ankommenden Wassers:

$$v_1 = \frac{m}{b(c+h)} = \frac{1356}{350 \cdot 3,5} = \frac{1356}{1225} = 1,107 \text{ Meter,}$$

und die Geschwindigkeitshöhe

$$h_2 = \frac{v_1^2}{2g} = 0,0625 \text{ Meter,}$$

sowie

$$h + h_2 = 0,5625.$$



Da noch  $\alpha \sqrt{2g} = 0,85 \cdot 4,429 = 3,765$  Meter ist, so ergibt sich

$$b_1 = \frac{3,765 \cdot 350 \left[ \frac{2}{3} (\sqrt{0,5625^3} - \sqrt{0,0625^3}) + 3 \sqrt{0,5625} \right] - 1356}{2,5 \cdot 3,765 \sqrt{0,5625}}$$

$$= \frac{1317,75 \left[ \frac{2}{3} (0,4219 - 0,0156) + 2,25 \right] - 1356}{9,412 \cdot 0,75}$$

$$= \frac{1317,75 (0,2709 + 2,25) - 1356}{7,059}$$

$$= \frac{1317,75 \cdot 2,5209 - 1356}{7,059}$$

$$= \frac{3322 - 1356}{7,059} = \frac{1966}{7,059} = 278,6 \text{ Meter.}$$

Es ist also hiernach der Zwischenraum zwischen beiden Buhnen:

$$350 - 278,6 = 81,4 \text{ Meter}$$

zu machen, was für durchgehende Schiffe vollkommen genügt.

Eine weitere Frage, welche wir nun zu beantworten haben, ist: wie weit erstreckt sich die Stauung rückwärts und nach welchem Gesetze nimmt überhaupt die Stauhöhe ab, wenn die Entfernung von dem Einbau grösser wird?

Die ersten, mit eigenen Beobachtungen verglichenen Berechnungen der Stauweite und des Rückstaus wurden von DU BUAT gemacht. S. dessen Grundlehren §. 151 u. s. w. und zugleich die Anmerkungen von EYTELWEIN. DU BUAT setzt ein regelmässiges Bett mit unveränderlichem Abhang, wie *ACDE* Fig. 24 voraus. Wäre nun der Wasserspiegel *FB* des aufgestauten Wassers horizontal, so würde sich aus der Stauhöhe  $BC = h$  und dem Gefälle  $BFC = EDH = \alpha$  die Stauweite  $BF = l$  leicht berechnen lassen. Es wäre nämlich  $l = h \cot \alpha$ . Da sich aber das Wasser nach dem Staupunkte zu bewegen muss, so kann es eine horizontale Oberfläche nicht bilden, sondern muss irgend eine geneigte Fläche *AB* bilden, der, wenn wir sie vorerst eben annehmen, ein gewisses Gefälle *BK* und ein gewisser Neigungswinkel  $BAK = \alpha_1$  zukommt. Wir erhalten, wenn wir nun die Stauweite  $AB = AK$  mit *l* bezeichnen:

$$CK = l \cdot \tan \alpha \text{ und } BK = l \tan \alpha_1,$$

folglich:

$$CK - BK, \text{ d. i. } h, = l (\tan \alpha - \tan \alpha_1),$$

daher umgekehrt die in Frage stehende Stauweite:

$$l = \frac{h}{\tan \alpha - \tan \alpha_1}.$$

Aber auch diese Annahme ist noch nicht genügend, weil vorausgesetzt werden muss, dass sich der Wasserspiegel des aufgestauten Wassers allmähig an die Oberfläche des unaufgestauten Wassers anschliesst, also das Längenprofil des Wasserspiegels eine krumme Linie *KLN* bildet, die sich einerseits an die, im aufgestauten Wasserspiegel liegende *AK* und andererseits an die, im unveränderten Wasserspiegel liegende *AN* tangential anschliesst. DU BUAT nimmt nun der Einfachheit wegen an, dass diese Curve ein Kreisbogen sei. Da aber die von zwei Punkten *K*

und  $N$  eines Kreises ausgehenden und sich in irgend einem Punkte  $A$  schneidenden Tangenten gleich sind, so folgt, dass man auch die Stauweite

$$\begin{aligned} CN &= l = AC + AN \\ &= 2 \cdot AK = \frac{2h}{\tan \alpha - \tan \alpha_1} \end{aligned}$$

setzen könne.

Die Anwendung dieser Formel setzt den Abhang  $\alpha_1$  des aufgestauten Wasserspiegels voraus; da aber dieser vor der Anlage eines Einbaues nicht gemessen werden kann, so müssen wir denselben wenigstens annähernd zu berechnen wissen.

Sind wieder  $a$  und  $u$  Inhalt und Umfang des Querprofiles, sowie  $v$  die Geschwindigkeit des unaufgestauten Wassers, so hat man nach der bekannten Formel für die gleichförmige Bewegung des Wassers:

$$\tan \alpha = (Av + Bv^2) \frac{u}{a}.$$

Bezeichnen hingegen  $\alpha_1$ ,  $u_1$  und  $v_1$  die mittleren Werthe bei dem aufgestauten Wasser, so können wir nach GERSTNER setzen:

$$\frac{BO}{BL} = (Av_1 + Bv_1^2) \frac{u_1}{a_1},$$

wo dann  $BO$  das Gefälle des aufgestauten Wassers auf die Strecke

$$BL = \frac{1}{2} l$$

bezeichnet.

Nun ist aber den Eigenschaften des Kreises zufolge, wenn  $r$  den Halbmesser des Kreisbogens  $BLN$  bezeichnet:

$$AL \cdot r = \overline{AN}^2 \text{ und}$$

$$BC \cdot r = \overline{CN}^2;$$

daher:

$$\frac{AL}{BC} = \frac{\overline{AN}^2}{\overline{CN}^2} = \frac{1}{4},$$

also:

$$AL = \frac{1}{4} BC.$$

Da  $LO$  mit  $AK$  zugleich horizontal geht, so ist auch

$$OK = AL = \frac{1}{4} BC,$$

und demnach

$$BK = BO - KO = BO - \frac{1}{4} h,$$

sowie auch

$$\frac{BK}{BL} = \frac{BO}{BL} - \frac{1}{4} \frac{h}{BL}.$$

Aber  $\frac{BK}{BL}$  ist  $= \tan \alpha_1$  und  $BL = \frac{1}{2} l$ , daher folgt

$$\tan \alpha_1 = (Av_1 + Bv_1^2) \frac{u_1}{a_1} - \frac{h}{2l}.$$



Diesen Werth in die Formel

$$2h = l (\operatorname{tang} \alpha - \operatorname{tang} \alpha_1)$$

gesetzt, erhält man

$$2h = l \left[ (Av + Bv^2) \frac{u}{a} - (Av_1 + Bv_1^2) \frac{u_1}{a_1} \right] + \frac{h}{2},$$

weshalb sich nun die Stauweite

$$l = \frac{\frac{3}{2}h}{(Av + Bv^2) \frac{u}{a} - (Av_1 + Bv_1^2) \frac{u_1}{a_1}}$$

ergibt.

EYTELWEIN und DU BUAT berechnen den Abhang  $\alpha_1$  nach der gewöhnlichen Formel

$$\operatorname{tang} \alpha_1 = (Av_1 + Bv_1^2) \frac{u_1}{a},$$

vernachlässigen also darin den Abzug  $\frac{h}{2l}$ , weshalb sie auch bekommen

$$l = \frac{2h}{(Av + Bv^2) \frac{u}{a} - (Av_1 + Bv_1^2) \frac{u_1}{a_1}}.$$

Es ist indessen keine von den Formeln der Natur der Sache ganz angemessen, denn wenn GERSTNER

$$\frac{BO}{BL} = (Av_1 + Bv_1^2) \frac{u_1}{a_1}$$

setzt, so fehlt noch ein Theil, nämlich die lebendige Kraft, welche zur Veränderung der Geschwindigkeit nöthig und  $= \frac{v_n^2 - v_0^2}{2g}$  ist, wenn  $v_n$  die Geschwindigkeit am Wehr und  $v_0$  die Geschwindigkeit in der Mitte  $A$  der Stauweite bezeichnet.

Es ist, wenn man sich mit einer so oberflächlichen Bestimmung der Stauweite begnügen will, auch gar nicht nöthig, die Kreisform für das Längenprofil des aufgestauten Wasserspiegels anzunehmen; wir können vielmehr nach der Theorie für die ungleichförmige Bewegung des Wassers setzen, wenn  $CP$  das Totalgefälle des unaufgestauten und  $BP$  das Gefälle des aufgestauten Wassers bezeichnet:

$$CP = (Av + Bv^2) \frac{ul}{a},$$

$$BP = (Av_1 + Bv_1^2) \frac{u_1 l}{a_1} + \frac{v_n^2 - v^2}{2g};$$

daher:

$$h = CP - BP = (Av + Bv^2) \frac{ul}{a} + (Av_1 + Bv_1^2) \frac{u_1 l}{a_1} + \frac{v_n^2 - v^2}{2g},$$

weshalb wir hiernach die Stauweite

$$l = \frac{h + \frac{v^2 - v_n^2}{2g}}{(Av + Bv^2) \frac{u}{a} - (Av_1 + Bv_1^2) \frac{u_1}{a_1}}$$

bekommen.

Hierbei beziehen sich  $a$ ,  $u$  und  $v$  auf das unaufgestaute Wasser, dagegen  $a_1$ ,  $u_1$  und  $v_1$  auf einen mittleren Querschnitt und  $v_n$  auf den Querschnitt in der Nähe des Wehres. Keine dieser Formeln entspricht jedoch den Erfahrungen genau. Die Formel von GERSTNER gibt die Stauweite zu klein und jene von DU BUAT gibt sie zu gross. Auch fand der letztere selbst, dass seine Formel den gemachten Beobachtungen besser entsprach, wenn er

$$l = \frac{1,9h}{\tan \alpha - \tan \alpha_n}$$

setzte und den Abhang  $\tan \alpha_n$  mittels der Formel für die gleichförmige Bewegung des Wassers in der Nähe des Wehres berechnete.

FUNK zeigt Nr. 247 (S. 135) seiner „Darstellung der wichtigsten Lehren der Hydrotechnik“ an einem Beispiele, welcher Abweichungen die Formel DU BUAT's fähig ist. Er beobachtete bei dem Hamelschen Schleusenwehre eine Stauhöhe  $h = 7,097$  Fuss und eine Stauweite  $l = 24400$  Fuss, und findet den mittleren Abhang des Flussbettes  $\alpha$  oder

$$\tan \alpha = \frac{1}{2253},$$

berechnet dagegen aus der Wassermenge  $m = 3300$  Cubikfuss und dem Querprofile  $a_n = 4107$  Quadratfuss dicht vor dem Wehre und dessen Umfange  $u_n$  nach der einfachen Formel den Abhang

$$\alpha_n = \tan \alpha_n = \frac{1}{135690},$$

und findet aus beiden mit Zuhülfeziehung der beobachteten Stauhöhe die Stauweite

$$l = \frac{1,9 \cdot 7,097 \cdot 2253 \cdot 135690}{135690 - 2253} = 32031 \text{ Fuss,}$$

also eine Differenz  $32031 - 24400 = 7631$  Fuss, welche allerdings die Grenzen des Zufriedenstellens übertrifft.

Wiewohl in diesem Falle die mittleren Werthe  $a_1$ ,  $u_1$ , und  $v_1$  für die untere Hälfte des aufgestauten Wassers nicht bekannt sind, so lässt sich doch schon aus der Vergleichung der Werthe von  $\tan \alpha_n$  und  $\tan \alpha$  schliessen, dass dieselben ebenfalls ein  $\tan \alpha_1$  geben müssen, welches von  $\tan \alpha$  noch bedeutend abweicht; wir können daher, ohne einen grossen Fehler in der Bestimmung von  $l$  erwarten zu dürfen, einmal  $\tan \alpha_1 = \tan \alpha_n$  setzen, weshalb wir nun nach GERSTNER

$$l = \frac{3}{4} \cdot 32031 = 24023 \text{ Fuss}$$

und zugleich eine sehr befriedigende Uebereinstimmung mit der Beobachtung erhalten.

Wenn man die Kreisform des Längenprofils vom aufgestauten Wasser zu Grunde legt, so kann man leicht auch für jede Entfernung  $CR = x$  von dem Wehre die entsprechende Staung  $RS = y$  finden. Wir haben nach den schon oben in Anwendung gebrachten Eigenschaften des Kreises:

$$\frac{RS}{CB} = \frac{NR^2}{NC^2}, \text{ d. i.}$$



$$\frac{y}{h} = \left( \frac{l-x}{l} \right)^2;$$

wir bekommen daher:

$$y = \left( \frac{l-x}{l} \right)^2 h = \left( 1 - \frac{x}{l} \right)^2 h.$$

Um z. B. in der letzten Aufgabe die Stauhöhe in 5000 Fuss Entfernung von dem Wehre zu finden, setzen wir in obige Gleichung  $x=5000$ ,  $l=24400$  und  $h=7,097$ ; wir bekommen deshalb die entsprechende Stauhöhe:

$$\begin{aligned} y &= \left( 1 - \frac{5000}{24400} \right)^2 \cdot 7,097 = (1 - 0,205)^2 \cdot 7,097 \\ &= 0,795^2 \cdot 7,097 = 4,485 \text{ Fuss.} \end{aligned}$$

FUNK glaubt eine Parabel an die Stelle des Kreisbogens setzen zu können und findet unter Zugrundelegung dieser Annahme eine andere und ziemlich einfache Formel für die Stauweite. In Art. 49 des eben citirten Werkes führt FUNK fünf Nivellements an, welche auf eine parabolische Form der Oberfläche des ungleichförmig bewegten Wassers hindeuten; deshalb nimmt derselbe an, dass sich unter allen Umständen die convexe oder concave Oberfläche des ungleichförmig bewegten Wassers aus halben Parabeln oder Parabelbögen zusammensetzen lasse und demnach auch der Aufstau vor einem Wehre eine halbe Parabel bilde. Hierbei setzt FUNK die hydraulische Stauweite  $l = \frac{3}{2} \cdot BF$ , oder wenn man die Horizontale  $BF$  die hydrostatische Stauweite nennt, das Verhältniss der hydraulischen Stauweite zur hydrostatischen  $= 3:2$ ; was allerdings auch schon die Formel von GERSTNER gibt, wenn man darin  $\tan \alpha_1 = 0$ , also den Abhang des Stauwassers  $=$  Null setzt. Der Scheitel  $O$  dieser Parabel Fig. 25 soll in der Oberfläche des unaufgestauten Wassers liegen und die Axe  $OQ$  soll horizontal und in einer Höhe  $CQ = 2CB = 2h$  über dem alten Wasserspiegel vor dem Wehre weggehen. Es ist also  $OQ = 2h \cot \alpha$  oder, wie wir schreiben können,  $= \frac{2h}{\alpha}$ . Für zusammengehörige Coordinaten  $OM = u$  und  $MS = v$  ist

demnach  $\frac{v^2}{h^2} = \frac{u\alpha}{2h}$ , folglich  $v^2 = \frac{\alpha}{2} u h$ . Geht man hingegen von  $C$  aus und setzt man  $CR = x$ , sowie  $RS = y$ , so hat man  $u = \frac{2h}{\alpha} - x$  und  $v = \alpha u - y$ , daher folgt:

$$y = 2h - \alpha x - \sqrt{h \left( h - \frac{\alpha x}{2} \right)},$$

wonach sich also für jede Entfernung vom Wehre die entsprechende Stauhöhe berechnen lässt.

Das letzte Beispiel gibt die Stauweite

$$\begin{aligned} l &= \frac{3h}{2\alpha} = \frac{3}{2} \cdot 7,097 \cdot 2253 \\ &= 23985 \text{ Fuss,} \end{aligned}$$

welcher Werth von der letzten Bestimmung nicht sehr abweicht. Ferner

gibt er für eine gewisse Entfernung  $x=5000$  Fuss die entsprechende Stauhöhe:

$$y = 14,194 - \frac{5000}{2253} - \sqrt{7,097 \left( 7,097 - \frac{5000}{2 \cdot 2253} \right)}$$

$$= 14,194 - 2,219 - \sqrt{7,097 \cdot 5,9874}$$

$$= 11,975 - 6,519 = 5,456 \text{ Fuss,}$$

während die Zugrundelegung eines Kreises  $y=4,485$ , also einen bedeutend abweichenden Werth gab.

FUNK sucht zwar in Art. 250, 251 u. s. w. seiner Schrift durch Vergleichen mit Beobachtungen die Fiction der Parabel zu begründen; er findet indessen hierbei fast eben so oft bedeutende Abweichungen als erträgliche Uebereinstimmungen. Besonders aber ist es D'AUBUISSON, welcher in einem besonderen Aufsätze (*Observations faites en Allemagne sur les remous produits dans les rivières par des barrages in Annales des ponts et chaussées. Série I. Sem. I. 1837.*) den Mangel an Uebereinstimmung der von FUNK angegebenen Parabel mit den Beobachtungen nachweist. Wir werden weiter unten auf D'AUBUISSON'S Berechnungen zurückkommen.

Die allgemeinste Bestimmung der Oberflächenform des aufgestauten Wassers ist auf jeden Fall diejenige, welche von der vorausgegangenen Theorie der permanenten Bewegung des Wassers Gebrauch macht. Zu diesem Zwecke nehmen wir eine Reihe von Querprofilen in gleichen Abständen ( $\Delta l$ ) von einander an, und berechnen mit Hilfe der Formel IX.

$$\Delta c = \frac{\frac{u}{a} (Av + Bv^2) - \sin \alpha}{\frac{2b}{a} \cdot \frac{v^2}{2g} - 1} \cdot \Delta l$$

die entsprechende Zu- oder Abnahme der Wassertiefe.

Da hier das letztere meistens eintreten wird, so setzen wir:

$$\Delta c = \frac{\sin \alpha - \frac{u}{a} (Av + Bv^2)}{1 - \frac{2b}{a} \cdot \frac{v^2}{2g}} \cdot \Delta l$$

Hierin ist bekanntlich  $a$  = Inhalt,  $u$  = Umfang,  $b$  = Breite des Querprofiles, sowie  $v$  die Geschwindigkeit in demselben und  $\alpha$  der Abhang des Bettes auf diese, übrigens möglichst kurze Strecke  $\Delta l$ .

Aus dem gefundenen  $\Delta c$  lassen sich nun  $a$ ,  $u$ ,  $b$  und  $v$  für das folgende Querprofil finden; es lässt sich daher auch durch eine zweite Anwendung der vorigen Formel die Abnahme der Tiefe des dritten Profiles bestimmen u. s. w.

Man kann aber mit VAUTHIER für  $\Delta c$  einen bestimmten Werth annehmen, und nun den entsprechenden Werth von  $\Delta l$  berechnen, was noch mehr Genauigkeit verspricht, weil man in diesem Falle mit den Mittelwerthen von

$$(Av + Bv^2) \frac{u}{a}$$

rechnen kann.



Noch können wir untersuchen, welche Eigenschaften der durch die Gleichung

$$\Delta c = \frac{\sin \alpha - \frac{u}{a} (Av + Bv^2)}{1 - \frac{2b}{a} \cdot \frac{v^2}{2g}} \cdot \Delta l$$

gegebenen Linie für das Längenprofil zukommen. Für eine Länge  $l = n \cdot \Delta l$ , wo die Stauhöhe Null geworden ist, muss die Bewegung des Wassers in eine gleichförmige übergehen, also folgende Formel für diese Bewegung gültig sein.

$$\sin \alpha = (Av + Bv^2) \frac{u}{a}.$$

Führen wir diese Bedingung oben ein, so bekommen wir

$$\Delta c = \frac{0 \cdot \Delta l}{1 - \frac{2b}{a} \cdot \frac{v^2}{2g}},$$

also umgekehrt:

$$\Delta l = \left(1 - \frac{2b}{a} \cdot \frac{v^2}{2g}\right) \frac{\Delta c}{0} = \infty.$$

Es wird also erst in einer unendlichen Entfernung vom Wehr die Stauung vollkommen verschwinden, oder die Stauweite ist, mathematisch genommen, unendlich gross. Wir folgern hieraus, dass das Längenprofil von der Oberfläche des unaufgestauten Wassers eine Asymptote zu der Staucurve bildet, d. h. dass sich beide bis ins Unendliche immer mehr und mehr nähern, ohne je zusammen zu kommen.

Dies gilt jedoch immer nur so lange, als der Werth  $1 - \frac{2b}{a} \cdot \frac{v^2}{2g}$  reel ist; sollte aber  $1 - \frac{2b}{a} \cdot \frac{v^2}{2g}$  eher Null werden als

$$\sin \alpha - (Av + Bv^2) \frac{u}{a},$$

so würde umgekehrt eine Stelle eintreten, wo  $\frac{\Delta l}{\Delta c} = \text{Null}$  ist, also der Wasserspiegel vertikal steht oder, wie man sich ausdrückt, einen Sprung (fr. *ressaut*) bildet. Diesen Sprung hat BIDONE beobachtet und gemessen (s. die am Ende citirte Abhandlung in den Memoiren der Turiner Academie). Das Eintreten eines solchen Sprunges ist an die Bedingungen

$$\frac{2b}{a} \cdot \frac{v^2}{2g} = 1 \text{ und}$$

$$\sin \alpha > (Av + Bv^2) \frac{u}{a}$$

geknüpft. In dem aufgestauten Wasser ist aber stets

$$\sin \alpha > (Av + Bv^2) \frac{u}{a},$$

daher haben wir bloss die erste Gleichung zu berücksichtigen.

Setzen wir noch annähernd  $u = b$  und  $a = bc$ , so bekommen wir die Bedingung  $c = \frac{v^2}{2g}$ .

Es tritt also hiernach ein Sprung bei einer grossen Geschwindigkeit ( $v$ ) und bei einer kleinen Wassertiefe ( $c$ ) ein. Die Höhe dieses Sprunges lässt sich auch leicht berechnen. Da derselbe in einer sehr kurzen Länge eine bedeutende Höhe erreicht, so können wir auf diese Distanz den Widerstand und das Gefälle des Bettes vernachlässigen, also diese Höhe

$$x = \frac{v^2}{2g} - \frac{v_1^2}{2g}$$

setzen, weil die Geschwindigkeit  $v$  im ungestauten Wasser in kurzer Distanz die viel kleinere Geschwindigkeit im Aufstau annimmt.

Wir werden weiter unten sehen, wie diese Formel mit den Messungen BIDONE's übereinstimmt.

BIDONE machte seine Versuche 1819 in einem aufgemauerten rechteckigen Canale von 12 par. Zoll Breite in der Nähe der zur Universität in Turin gehörigen Wasserversorgungsanstalt. Das Grundbette hatte nicht überall einerlei Abhang, weshalb durch Aufstauung verschiedener Wassermengen die in folgender Tabelle verzeichneten Gefälle gefunden wurden. Die Abscissenaxe ist horizontal und geht durch den Punkt des Bettes, wo der aus einem eingesetzten Brete gebildete Ueberfall aufsteht; auch ist dieser Punkt zugleich der Abscissenanfangspunkt. Die vertikalen Ordinaten über dieser Axe heissen positive und unter dieser Axe negative, sowie die Abscissen auf der Seite der Stauung positive und die auf der Seite des Abflusses negative genannt werden.

Abscisse in Fussen	34,36	30	24	18	12	6	3	0	—18
Ordinaten in Zollen	13,736	11,097	8,382	6,000	3,396	1,555	0,704	0,000	—4,201

Diese Tabelle zeigt, dass der Abhang des Bettes beträchtlich und auch sehr veränderlich ist und von unten nach oben grösser wird. Er ist nämlich, vom Damm ausgegangen, bei den ersten 3 Fuss Länge

$$= \frac{0,704}{36} = 0,0196$$

und steigt in den letzten 4,36 Fuss Länge auf  $\frac{2,639}{12,4,36} = 0,0504$ .

Die Versuche wurden mit drei verschiedenen Wassermengen und bei 3, 4 oder 5 verschiedenen Damm- (Bret-) Höhen angestellt. Die Hauptergebnisse derselben sind in folgender Tabelle enthalten, welche D'ABUSSION in Metern ausgedrückt hat.



## Tafel XIX.

Tabelle über die von BIDONE beobachteten Stauverhältnisse, nebst den hierauf Bezug habenden Rechnungen von D'AUBUISSON.

Wassermenge in einer Secunde in Cubikmetern.	Unaufgestauter Wasserstrom.			Höhe des Brettdammes in Metern.	Stauung.		Hydrostatische Stauweite in Metern.	Differenzen zwischen beiden Stauweiten.		Sprunghöhe.	
	Geschwindigkeit in Metern.	Wassertiefe in Metern.	Abhang.		Höhe über dem Damm in Metern.	Stauweite in Metern.		Beobachtet.	Berechnet.	Beobachtet.	Berechnet.
0,0208	1,361	0,047	0,035	0,134	0,102	4,33	6,69	2,56	2,43	0,084	0,083
				0,160	0,100	4,87	7,44				
				0,188	0,102	5,70	8,28				
				0,217	0,102	6,53	9,04				
0,0351	1,683	0,062	0,032	0,136	0,137	3,66	7,32	3,73	3,71	0,128	0,120
				0,161	0,140	4,44	8,17				
				0,189	0,143	5,22	9,01				
				0,215	0,144	5,87	9,71				
0,0467	1,936	0,074	0,032	0,242	0,143	6,69	10,29	4,56	4,91	0,155	0,158
				0,135	0,167	3,36	7,90				
				0,161	0,168	4,09	8,61				
				0,187	0,167	4,70	9,31				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12

Man ersieht aus dieser Tabelle, dass die Stauhöhe nur von der Wassermenge, nicht aber von der Dammhöhe abhängig ist, dass dagegen die Stauweite mit der Dammhöhe zugleich wächst.

Die auffallendste Erscheinung gewährt aber der Sprung (*Fig. 26*), welcher bewirkt, dass die wirkliche oder hydraulische Stauweite kleiner ausfällt als die hydrostatische Stauweite, und dass das Längenprofil des aufgestauten Wassers eine convexe Curve ist. Es ist also der von BIDONE beobachtete Fall ein ganz anderer als man gewöhnlich annimmt, denn wir haben früher vorausgesetzt, dass die effective Stauweite mindestens um die Hälfte grösser ist als die hydrostatische, und dass die Oberfläche des aufgestauten Wassers concav sei. Man sieht aber auch, dass eine solche Aufstauung einen Abhang hat, welcher in der Anwendung auf Wehre in Flüssen und Bächen nicht leicht vorkommen wird.

Setzen wir in der Formel

$$c = \frac{v^2}{g}$$

für  $v$  den kleineren Werth 4 Fuss = 1,3 Meter, so bekommen wir als Wassertiefe

$$c = \frac{1,3^2}{g} = 0,086 \text{ Meter,}$$

während die effective Wassertiefe diesen Werth nie erreicht; also ist der Eintritt eines solchen Sprunges bei den Versuchen von BIDONE durch die Umstände bedingt.

Man ersieht auch aus der beigefügten Tabelle, dass die Abweichung der reellen Stauweite von der hydrostatischen Stauweite mit der Geschwindigkeit des ankommenden Wassers wächst und dass dieselbe von der Stauhöhe nicht abhängt.

D'AUBUISSON berechnet aus diesen Versuchen jene Differenz aus der hydrostatischen und effectiven oder hydraulischen Stauweite  $= 1,31 \cdot v^2$ , und findet, voraussetzend, dass die Oberfläche des aufgestauten Wassers bis zum Wehrdamm sich nahe horizontal zieht, durch Ansetzung folgender Proportion:

$$\frac{x}{h} = \frac{1,31 v^2}{l},$$

die Sprunghöhe:

$$x = 1,31 \cdot \frac{h}{l} v^2 = 1,31 \cdot \alpha \cdot v^2.$$

BIDONE rechnet, von ähnlichen Ansichten ausgehend, in umgekehrter Ordnung. Er bestimmt erst die Sprunghöhe, indem er annimmt, das ungestaute Wasser stosse sich an dem beinahe ruhenden Stauwasser, und berechnet hieraus die Stauweite. Da sich gegen diese Bestimmungsweise Einiges entgegensetzen lässt, so möge hier auch nicht weiter davon die Rede sein. Die aufgestellte Theorie der permanenten Bewegung des Wassers gibt uns, wie besonders VAUTHIER nachgewiesen hat, auf alle Fragen, welche in Betreff dieser Stauverhältnisse vorgelegt werden können, vollkommen bestimmte Antworten.

Wenn wir in die gefundene Formel

$$x = \frac{v^2 - v_1^2}{2g}$$

für die Sprunghöhe

$$v_1 = \left( \frac{c}{c+x} \right) v$$

setzen, bekommen wir

$$x = \left( 1 - \left( \frac{c}{c+x} \right)^2 \right) \frac{v^2}{2g},$$

woraus sich bestimmt

$$(c+x)^2 = (2c+x) \frac{v^2}{2g}$$

oder:

$$x^2 + \left( 2c - \frac{v^2}{2g} \right) x = c \left( \frac{v^2}{2g} - c \right),$$

weshalb sich ergibt

$$x = \frac{v^2}{4g} - c + \sqrt{\frac{v^2}{2g} \left( c + \frac{v^2}{8g} \right)}.$$

Es muss nun, damit ein Sprung wirklich statt habe,  $x$  positiv, also



$$\left(c - \frac{v^2}{4g}\right)^2 < \frac{v^2}{2g} \left(c + \frac{v^2}{8g}\right)$$

sein, was

$$c < \frac{v^2}{g}$$

bedingt.

Es muss also die Tiefe kleiner als die doppelte Geschwindigkeitshöhe sein; wird also z. B.  $v = 1$  Meter gesetzt, so folgt  $c < 2,0,05$ , d. i.  $c < 0,1$  Meter. Dagegen für  $v = 2$  Meter ist  $c < 2,0,204$ , d. i.  $c < 0,4$  Meter; bei den gewöhnlichen Flussgeschwindigkeiten von 1 bis 2 Metern wird also deshalb die von BIDONE beobachtete Aufstauung nicht eintreten, weil diese bei einer Tiefe von nur 0,1 bis 0,4 Meter erfolgt.

Wir theilen in folgender Tabelle XX. VAUTHIER's Berechnung der Staucurve in dem BIDONE'schen Canale mit. Um den Lauf dieser Curve noch genauer studiren zu können, hat VAUTHIER die Rechnung für das Profil beim Sprung angefangen und von da aus die Stauverhältnisse in den Querprofilen berechnet, die dem Damme näher und näher liegen, den letzteren aber unbestimmt weit zurück liegend, jedoch so erhöht angenommen, dass die Stauung selbst ihr Niveau nicht ändert.

Man ersieht aus der Tabelle, dass bis circa 30 Meter unterhalb des Sprunges die Oberfläche des Wassers ansteigt und convex ist nach aussen, dass sich aber von diesem Punkte aus der Wasserspiegel nicht bloss herunter zieht, sondern auch eine concave Form annimmt, weshalb dieser höchste Punkt ein sogenannter, die Gränze zwischen Convexität und Concavität ausmachender Wendepunkt ist. Von dieser Stelle an nimmt also die Oberfläche der Stauwasser die gewöhnliche concave Form an. Da in der Formel

$$\Delta c = \frac{\sin \alpha - \frac{u}{a} (Av + Bv^2)}{1 - \frac{2b}{a} \cdot \frac{v^2}{2g}} \cdot \Delta l$$

immer

$$\sin \alpha > \frac{u}{a} (Av + Bv^2)$$

ist, denn einer grösseren Tiefe entspricht auch eine kleinere Widerstandshöhe, so wird unter allen Umständen der Sprung eintreten, sowie nur

$$v = \frac{c^2}{g} \text{ ist.}$$

## Tafel XX.

Tabelle für die Ermittlung der Staucurve bei den Versuchen von BIDONE, nach VAUTHIER.

Wassertiefen (c).	Benetzte Umfänge (u).	Inhalt des Querpro- files (a).	Geschwin- digkeiten (v).	Werthe $Av + Bv^2$ .	Werthe $\frac{u}{a} (Av + Bv^2)$ .	Geschwindig- keitshöhen $\left(\frac{v^2}{2g}\right)$ .	Differenzen der Geschwindig- keitshöhen.	Horizontal- abstände (Al).	Gefälle des Grundbettes (Af).	Summen der Gefälle des Grundbettes.	Werthe $\frac{u^3}{a} (Av + Bv^2)$ .
0,0639	0,4528	0,02077	1,6900	0,0010850	0,023560	0,14559	—0,13062			—0,00000	
0,19925	0,7235	0,06476	0,5420	0,0001205	0,001350	0,01497	—0,00465	0,450	—0,12500	—0,12500	0,00562
0,24000	0,8050	0,07800	0,4500	0,0000849	0,000876	0,01032	—0,00274	1,650	—0,00282	—0,12782	0,00183
0,28000	0,8850	0,09100	0,3857	0,0000638	0,000620	0,00758	—0,00273	1,675	—0,00149	—0,12931	0,00125
0,35000	1,0250	0,11375	0,3086	0,0000422	0,000380	0,00485	—0,00192	2,990	—0,00123	—0,13054	0,00150
0,45000	1,2250	0,14625	0,2400	0,0000269	0,000225	0,00293	—0,00096	4,321	—0,00061	—0,13115	0,00131
0,55000	1,4250	0,17875	0,1964	0,0000189	0,000151	0,00197	—0,00056	4,342	—0,00014	—0,13129	0,00082
0,65000	1,6250	0,21125	0,1661	0,0000141	0,000061	0,00141	—0,00068	4,344	—0,00010	—0,13139	0,00046
0,90000	2,1250	0,29250	0,1200	0,0000082	0,000060	0,00073	—0,00032	10,868	—0,00001	—0,13140	0,00067
1,2000	2,7250	0,39000	0,0900	0,0000051	0,000036	0,00041	—0,00022	13,057	+0,00031	—0,13109	0,00063
1,5000	3,3250	0,48750	0,0612	0,00000288	0,0000196	0,00019		13,058	+0,00014	—0,13095	0,00036
									—0,13095		0,01445



Der Inhalt der vorstehenden Tafel ist folgender. Die erste Columne enthält beliebig angenommene Wassertiefen  $c_0, c_1, c_2 \dots$ , die folgenden Columnen geben die entsprechenden Umfänge und Inhalte der Querprofile; die vierte Columne enthält die aus der Wassermenge  $m=0,0351$  Cubikmeter und den Querprofilen berechneten Geschwindigkeiten. Die Werthe in der fünften Columne sind aus Tab. VI. genommen und die sechste Columne ergibt sich mittels der bekannten Querprofile aus der vorhergehenden Columne. Die siebente Columne enthält die Geschwindigkeitshöhe und die achte ihre Differenzen.

Aus diesen Werthen und mit Hilfe des mittleren Abhanges  $\alpha=0,032$  bestimmen sich die Abstände der durch die angenommenen Tiefen bestimmten Querprofile mittels der Formel

$$Al = \frac{Ac - \left( \frac{v_1^2 - v^2}{2g} \right)}{\alpha - \frac{(Av + Bv^2) \frac{u}{a} + (Av_1 + Bv_1^2) \frac{u_1}{a_1}}{2}},$$

und es sind diese Abstände in der neunten Columne enthalten.

Aus dieser neunten Columne ergibt sich leicht die zehnte Columne, welche die Gefälle des Grundbettes  $\Delta f = a \Delta s$  enthält, deren Summen die Ordinaten der Oberfläche des unaufgestauten Wassers angeben und in der elften Columne aufgeführt sind.

Endlich gibt noch die zwölfte Columne leicht zu berechnende Werthe, aus denen sich die Gefälldifferenzen durch die Formel

$$\Delta f = \frac{v_1^2 - v^2}{2g} + \left[ (Av + Bv^2) \frac{u}{a} + (Av_1 + Bv_1^2) \frac{u_1}{a_1} \right] \frac{\Delta s}{2}$$

ebenfalls bestimmen lassen.

In der neuesten Zeit ist von SAINT-GUILHEM noch eine andere Formel zur Bestimmung der Form des Rückstaues gegeben worden. D'AUBUISSON hat uns (*Ann. des ponts et chauss. 1837. Sem. I.*) zuerst mit derselben bekannt gemacht; später hat jedoch auch SAINT-GUILHEM selbst (*Ann. des ponts et chauss. 1838. Sem. I.*) die Anwendung seiner Formel gezeigt und durch einige Vergleichen mit Beobachtungen die Brauchbarkeit derselben nachzuweisen gesucht. Eine Entwicklung dieser Formel hat jedoch keiner gegeben, selbst D'AUBUISSON nicht in der zweiten Ausgabe seiner Hydraulik. Der letzte Schriftsteller hat selbst diese Formel auf die aus Beobachtungen und Messungen entnommenen Angaben von FUNK angewendet und zugleich auch dieselben Bestimmungen mittels der gegebenen Theorie der permanenten Bewegung des Wassers durchgeführt, dabei aber gefunden, dass sich die nach SAINT-GUILHEM's Formel berechneten Werthe an die Erfahrung mehr anschmiegen als die mittels der Theorie der permanenten Bewegung gewonnenen Resultate. Er glaubt deswegen, dass jene Theorie zur Ausmittlung der Stauverhältnisse weniger geeignet sei als die Formel von SAINT-GUILHEM. Nun müssen wir allerdings zugeben, dass eine wesentliche Unvollkommenheit in der Theorie der permanenten Bewegung des Wassers darin begründet ist, dass diese immer nur mit der mittleren Geschwindigkeit der Querprofile rechnet, während doch, namentlich bei Aufstauungen, die verschiedenen Geschwindigkeiten in einerlei Profil oft sehr von einander abwei-

chen; allein es liegt wohl auch der Mangel an genügender Uebereinstimmung zum Theil darin, dass man die Querprofile noch zu entfernt von einander angenommen hat, was besonders, wenn man nach BELANGER'S gewöhnlicher Formel rechnet, eintreten kann.

Die Formel von SAINT-GUILHEM ist folgende:

$$\left(\frac{y + \alpha x}{h}\right)^3 - \left(\frac{\alpha x}{h}\right)^3 = \frac{1}{1 + \frac{4}{g} h \left(\frac{\alpha x}{h}\right)^6}.$$

Es bezeichnet hierin  $h$  die Stauhöhe am Wehr,  $\alpha$  den Abhang,  $x$  die Entfernung vom Wehr und  $y$  die entsprechende Stauhöhe.

Man sieht aus dieser Formel, dass  $y=0$ ,  $x=\infty$  fordert, dass also die Curve eine unendlich grosse Stauweite angibt, wie wir auch bereits gefunden haben. In dieser Beziehung hat diese einer hyperboloidischen Curve entsprechende Formel Vorzüge vor den Formeln von DU BUAT und FUNK, welchen der Kreis oder eine Parabel zu Grunde gelegt ist.

Wenden wir unser erstes Beispiel wieder an, wo  $h=7,097$  und  $\alpha = \frac{1}{22\frac{1}{3}}$  war, so erhalten wir für  $x=5000$ :

$$\begin{aligned} y &= -\alpha x + \sqrt[3]{(\alpha x)^3 + \frac{h^3}{1 + \frac{4}{g} h \left(\frac{\alpha x}{h}\right)^6}} \\ &= -\frac{5000}{2253} + \sqrt[3]{\left(\frac{5000}{2253}\right)^3 + \frac{(7,097)^3}{1 + \frac{4 \cdot 7,097}{31,25} \left(\frac{2253 \cdot 7,097}{5000}\right)^6}} \\ &= -2,219 + \sqrt[3]{10,93 + \frac{1 + 0,00085}{357,46}} \\ &= -2,219 + \sqrt[3]{10,93 + 357,25} \\ &= -2,219 + \sqrt[3]{368,18} = 7,167 - 2,219 \\ &= 4,948 \text{ Fuss,} \end{aligned}$$

während nach DU BUAT und nach FUNK  $y=4,485$  und  $5,456$  Fuss gefunden wurde. Es liegt also der Werth nach SAINT-GUILHEM zwischen den früher gefundenen mitten inne.

Wir fügen hier in Tab. XXI. eine Rechnung von D'AUBUISSON bei, welche eine Vergleichung der Resultate nach SAINT-GUILHEM und nach der gewöhnlichen Theorie der permanenten Bewegung mit bekannten Beobachtungen und Messungen enthält. Diese Messungen wurden durch die Gebrüder DAMMERT 1802 oberhalb des Ueberfallwehres in der Weser bei Hameln (s. FUNK'S Darstellung d. w. L. der Hydrotechnik S. 97) angestellt. Der Abhang  $\alpha$  des Bettes war im Mittel  $0,000454$ , die mittlere Breite  $b=108$  Meter, die Wassermenge  $m=75,09$  Cubikmeter, die hieraus unter der Voraussetzung einer gleichförmigen Bewegung berechnete Tiefe  $c=0,752$  Meter, die Tiefe  $c+h$  am Wehr  $=2,992$  Meter, folglich die Stauhöhe ebendasselbst  $h=2,992 - 0,752 = 2,240$  Meter. Aus diesen Angaben berechnete nun D'AUBUISSON auf beiden Wegen die Gefälle der Oberfläche des aufgestauten Wassers anfangs von circa 500 zu 500



Meter Entfernung und gegen das obere Ende in 200 bis 300 Meter Entfernung. Man ersieht aus der Tabelle, dass die berechneten Gefälle immer kleiner sind als die durch Nivelliren gefundenen, dass aber die relative Abweichung mit der Entfernung vom Wehr abnimmt, und dass die mit den Formeln für die permanente Bewegung berechneten Gefälle noch mehr von den Nivellements abweichen als die mittels der SAINT-GUILHEM'schen Formel gewonnenen Zahlenwerthe.

## Tafel XXI.

Enthaltend eine Vergleichung der Berechnung der Stauverhältnisse mit den Beobachtungen nach D'AUBUISSON.

Abscissen oder Horizontal- distanzen.	Ordinaten oder Gefälle.		
	Beobachtete Werthe.	Berechnete Werthe.	
		Nach der Theo- rie der perman- enten Bewe- gung.	Nach St. GUILHEM.
Meter.	Meter.	Meter.	Meter.
499	0,016	0,004	0,000
1034	0,037	0,010	0,005
1514	0,058	0,016	0,019
2008	0,071	0,025	0,044
2522	0,112	0,037	0,082
3035	0,166	0,053	0,126
3511	0,197	0,074	0,169
4004	0,258	0,106	0,212
4496	0,352	0,154	0,262
4965	0,417	0,215	0,330
5215		0,267	
5509	0,467	0,343	0,451
5879	0,511	0,462	0,559
6168	0,757	0,575	0,657
6351	0,913	0,652	0,723
6590	0,993	0,756	0,828
6805	1,066	0,851	0,901

Um, wenn auch nicht mit grosser Genauigkeit, die Stauhöhen für verschiedene Abstände vom Wehre ohne Mühe berechnen zu können, haben wir noch folgende Tabelle (XXII.) hinzugefügt, welche mittels der Formel von SAINT GUILHEM berechnet wurde und als *Appendice Nr. I.* in *SGANZIN's Cours des constructions* aufgenommen worden ist.

Um den Gebrauch dieser Tabelle zu erläutern, wollen wir unser letztes Beispiel noch einmal vornehmen. Hier war

$$a = \frac{1}{2253}, \quad x = 5000, \quad h = 7,097,$$

weshalb sich ergibt:

$$\frac{ax}{h} = 0,313.$$

Nun ist  $h=7,097$  Fuss  $= 2,23$  Meter; man hat deshalb in der ersten Vertikal-Columnne den Werth 0,313 und in der ersten Horizontal-Columnne den Werth 2,23 aufzusuchen und nun diejenige Zahl für die Stauhöhe zu nehmen, welche im Durchschnitte von beiden Columnnen sich befindet. Da aber diese Zahlen nicht genau in der Tabelle angegeben sind, so ist eine kurze Interpolation wie folgt vorzunehmen. Zuerst gibt die Interpolation zwischen den Werthen 1,40 und 1,24 den Werth:

$$1,40 - \frac{1,3}{1,00} (1,40 - 1,24) = 1,40 - 0,13 \cdot 0,16 \\ = 1,40 - 0,02 = 1,38;$$

dann die Interpolation zwischen den Werthen 1,68 und 1,46 in der folgenden Vertikalcolumnne:

$$= 1,68 - 0,13 (1,68 - 1,46) = 1,68 - 0,13 \cdot 0,22 \\ = 1,68 - 0,03 = 1,65.$$

Endlich gibt die Interpolation zwischen den gefundenen Werthen 1,38 und 1,65 den Werth

$$1,65 - \frac{2}{3} (1,65 - 1,38) = 1,65 - 0,08 \cdot 0,27 = 1,63.$$

Es ist demnach in der gegebenen Entfernung 5000 Fuss vom Damm die Stauhöhe noch 1,63 Meter  $= 1,63 \cdot 3,1862 = 5,19$  Fuss. Wir fanden allerdings 4,95 Fuss.

## Tafel XXII.

Tafel zur Berechnung der Stauverhältnisse, nach SAINT-GUILHEM.

Werthe von $\frac{cx}{h}$	Erhebung ( $y$ ) der Oberfläche des unaufgestauten Wassers über das ursprüngliche Niveau, bei folgenden Werthen von der Stauhöhe $h$ am Wehre.															
	0,50	0,70	1,00	1,25	1,50	1,75	2,00	2,25	2,50	2,75	3,00	3,25	3,50	3,75	4,00	
0,10	0,43	0,68	0,90	1,13	1,37	1,58	1,81	2,13	2,25	2,48	2,76	2,95	3,17	3,39	3,60	
0,20	0,40	0,60	0,80	1,09	1,22	1,40	1,61	1,90	2,01	2,21	2,45	2,60	2,81	3,00	3,20	
0,30	0,35	0,53	0,70	0,88	1,07	1,23	1,40	1,68	1,77	1,95	2,16	2,28	2,48	2,63	2,80	
0,40	0,31	0,46	0,62	0,77	0,93	1,08	1,24	1,46	1,55	1,71	1,89	2,00	2,17	2,29	2,44	
0,50	0,27	0,40	0,54	0,67	0,79	0,93	1,08	1,25	1,33	1,47	1,62	1,72	1,86	1,95	2,10	
0,60	0,23	0,34	0,46	0,58	0,67	0,79	0,92	1,04	1,12	1,24	1,35	1,44	1,55	1,61	1,76	
0,70	0,20	0,29	0,39	0,49	0,56	0,65	0,76	0,84	0,92	1,01	1,09	1,16	1,24	1,28	1,42	
0,80	0,17	0,24	0,32	0,40	0,45	0,52	0,60	0,64	0,72	0,78	0,83	0,89	0,95	0,98	1,10	
0,90	0,14	0,19	0,25	0,31	0,35	0,40	0,44	0,47	0,53	0,55	0,59	0,62	0,68	0,69	0,79	
1,00	0,11	0,15	0,19	0,23	0,25	0,28	0,30	0,33	0,35	0,36	0,38	0,39	0,41	0,41	0,49	
1,10	0,09	0,11	0,13	0,15	0,17	0,18	0,19	0,21	0,22	0,22	0,23	0,24	0,24	0,24	0,25	
1,20	0,07	0,07	0,09	0,10	0,10	0,11	0,12	0,12	0,13	0,13	0,13	0,14	0,14	0,14	0,14	
1,30	0,05	0,05	0,06	0,06	0,06	0,07	0,07	0,07	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	
1,40	0,03	0,03	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	
1,50	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	

Es wurde schon früher erwähnt, dass v. GERSTNER (Handbuch der Mechanik Bd. II. §. 253) die Staucurve unter der Voraussetzung, dass der Umfang des Wasserprofils von der Breite des Flusses wenig abweiche, gefunden und durch eine Gleichung ausgedrückt habe. Da jedoch diese Annahme nicht immer zulässig ist und diese Gleichung sehr weitläufige Rechnungen nöthig macht, so wollen wir statt derselben eine einfachere, von uns ermittelte mittheilen. Die Voraussetzungen aber, unter welchen diese Gleichung gefunden wurde, sind, dass der Bettwiderstand nur mit dem Quadrate der Geschwindigkeit wachse und dass das veränderliche Wasserprofil wenig veränderlich genug sei, um es als constant ansehen zu dürfen; eine Restriction, welche bei mässigen Tiefen und kleineren Aufstauungen wohl immer zulässig sein möchte.



Es ist

$$\alpha x = h - y + \frac{1}{3} \left( c - \frac{v^2}{g} \right) \left[ \operatorname{Ln} \sqrt{\frac{1 + \frac{3c(c+y)}{y^2}}{1 + \frac{3c(c+h)}{h^2}}} \right. \\ \left. - \sqrt{3} \cdot \operatorname{arc} \left( \operatorname{tang} = \frac{c(h-y) \sqrt{3}}{6c^2 + 3c(h+y) + 2hy} \right) \right],$$

und hierin bezeichnet

$\alpha$  den Abhang des Grundbettes,

$c$  die Wassertiefe,

$v$  die Geschwindigkeit des Wassers vor der Aufstauung; ferner

$h$  die Stauhöhe am Wehre, sowie

$y$  die Stauhöhe in der Entfernung  $x$  vom Wehre.

Setzt man in dieser Formel  $y=0$ , so wird der Logarithmus  $=\infty$ ; es ist also auch die Stauweite unendlich gross, wie zu erwarten stand.

Kommt die doppelte Geschwindigkeitshöhe  $\frac{v^2}{g}$  der Wassertiefe  $c$  sehr nahe, so nähert sich die Formel dem Ausdrucke  $\alpha x = h - y$ , welches darauf hindeutet, dass dann die Oberfläche des aufgestauten Wassers beinahe horizontal wird, was auch mit den Beobachtungen von BIDONE gut übereinstimmt.

Im Folgenden möge die Anwendbarkeit der vorstehenden Formel an dem von FUNK gegebenen Beispiele erprobt werden.

Für dieses Beispiel ist  $\alpha = \frac{1}{2253}$ ,  $c = 2,40$ ,  $v = 2,94$  und  $h = 7,097$  Fuss. Nehmen wir nun einmal  $y = 5$  Fuss an, so bekommen wir:

$$\frac{x}{2253} = 2,097 + \frac{1}{3} \left( 2,40 - \frac{(2,94)^2}{31,25} \right) \left[ \operatorname{Ln} \sqrt{\frac{1 + 2,13}{1 + 1,36}} \right. \\ \left. - \sqrt{3} \cdot \operatorname{arc} \left( \operatorname{tg} = \frac{2,4 \cdot 2,097 \sqrt{3}}{34,56 + 87,10 + 70,97} \right) \right] \\ = 2,097 + (0,800 - 0,092) \left[ \frac{1}{2} \operatorname{Ln} \left( \frac{3,13}{2,36} \right) \right. \\ \left. - \sqrt{3} \cdot \operatorname{arc} \left( \operatorname{tang} = \frac{5,03 \sqrt{3}}{192,63} \right) \right] \\ = 2,097 + 0,708 (0,141 - \sqrt{3} \cdot \operatorname{arc} (\operatorname{tang} = 0,0452)) \\ = 2,097 + 0,708 (0,141 - \sqrt{3} \cdot \operatorname{arc} (2^\circ 35')) \\ = 2,097 + 0,708 (0,141 - 0,078) \\ = 2,097 + 0,708 \cdot 0,063 \\ = 2,097 + 0,045 \\ = 2,142,$$

demnach die der Stauhöhe  $y = 5$  Meter entsprechende Entfernung vom Damm  $x = 2,142 \cdot 2253 = 4826$  Fuss.

Nehmen wir dagegen eine Stauhöhe von  $4\frac{1}{2}$  Fuss an, so bekommen wir für die entsprechende Horizontaldistanz vom Wehrdamme:

$$\frac{x}{2253} = 2,347 + 0,708 \left[ \operatorname{Ln} \sqrt{\frac{3,28}{2,36}} \right. \\ \left. - \sqrt{3} \cdot \operatorname{arc} \left( \operatorname{tang} = \frac{2,4 \cdot 2,347 \sqrt{3}}{34,56 + 7,211,847 + 14,158 \cdot 4,75} \right) \right]$$

$$\begin{aligned}
 &= 2,347 + 0,708 (0,164 - \sqrt{3} \cdot \text{arc} (\text{tang} = 0,0521)) \\
 &= 2,347 + 0,708 (0,164 - 0,091) \\
 &= 2,347 + 0,708 \cdot 0,073 \\
 &= 2,347 + 0,053 \\
 &= 2,400 ;
 \end{aligned}$$

demnach folgt diese Entfernung selbst:

$$x = 2,400 \cdot 2253 = 5407 \text{ Fuss.}$$

Interpoliren wir nun zwischen diesen Werthen der Stauhöhe die Stauhöhe  $y$ , welche der Entfernung von 5000 Fuss entspricht, durch folgende Formel:

$$\frac{y - 4,75}{5 - 4,75} = \frac{5407 - 5000}{5407 - 4826}$$

Hiernach ist

$$\begin{aligned}
 y &= 4,75 + 0,25 \cdot \frac{407}{581} = 4,75 + 0,17 \\
 &= 4,92 \text{ Fuss,}
 \end{aligned}$$

welcher Werth mit dem nach SAINT-GUILHEM'S Formel gefundenen gut übereinstimmt.

Um die Anwendung der Theorie der permanenten Bewegung des Wassers auf die Bestimmung der Stauverhältnisse zu zeigen, möge noch folgendes Beispiel durchgerechnet werden.

**Beispiel.** Wenn in dem schon in einem anderen Beispiele betrachteten Flusse von 80 Fuss Breite und 4 Fuss Tiefe, welcher 1400 Cubikfuss Wasser führt, ein Wehr (2,906 Fuss hoch) eingebaut ist, welches das Wasser um 3 Fuss aufstaut, auf welche Weise wird sich der Aufstau rückwärts erstrecken?

Hier haben wir erst den Abhang  $\alpha$  zu berechnen, welcher der gleichförmigen Bewegung entspricht.

Der Inhalt  $a$  des Querprofils ergibt sich aus der mittleren Breite und mittleren Tiefe, und ist  $= 80 \cdot 4 = 320$  Quadratfuss, der Umfang aber  $= 80 + 2 \cdot 4 = 88$  Fuss, die mittlere Geschwindigkeit:

$$v = \frac{m}{a} = \frac{1400}{320} = 4,375 \text{ Fuss;}$$

demnach ist der entsprechende Abhang:

$$\begin{aligned}
 \alpha &= \frac{h}{l} = (A + Bv) \frac{uv}{a} \\
 &= (0,000024265 + 0,0001147368 \cdot 4,375) \frac{88 \cdot 4,375}{320} \\
 &= 0,00052624 \cdot 1,2031 \\
 &= 0,00063312 = \frac{1}{1579} .
 \end{aligned}$$

Untersuchen wir nun, in welchen Entfernungen vom Wehrdamme die Stauhöhen noch  $2\frac{1}{2}$ , 2,  $1\frac{1}{2}$ , 1,  $\frac{3}{2}$ ,  $\frac{1}{2}$ ,  $\frac{1}{4}$ ,  $\frac{1}{10}$  Fuss, also die Wassertiefen  $6\frac{1}{2}$ , 6,  $5\frac{1}{2}$ , 5,  $4\frac{1}{2}$ ,  $4\frac{1}{4}$ ,  $4\frac{1}{10}$  Fuss betragen?

Die Ausführung der nöthigen Rechnungen ist in folgender Tab. XXIII. enthalten. Es ist hierbei ganz das Verfahren von VAUTHIER wie in Tab. XVIII. angewendet worden.



## Tafel XXIII.

Ausmittlung der Staucurve für die Aufstauung eines 80 Fuss breiten und 4 Fuss tiefen Flusses bei 3 Fuss Stauhöhe am Wehre, nach der Theorie der permanenten Bewegung des Wassers berechnet.

Nummer der Quer-profiles.	Wassertiefen (c).	Umfänge der Querprofile (u.)		Mittlere Geschwindigkeiten $\left(v = \frac{m}{a}\right)$ .	Geschwindigkeitshöhen $\frac{v^2}{2g}$ .	Differenzen der Geschwindigkeitshöhen.	Werthe $(Av + Bv) \frac{v u}{\alpha}$ .	Mittel aus den Werthen der vorigen Columne.	Berechnete Profilabstände $\Delta l$ .	Entfernung vom Wehre $l$ .
		Fuss.	Quadratfuss.	Fuss.	Fuss.		Fuss.		Fuss.	
1.	7	94	560	2,5	0,100		0,0001306			0
2.	6,5	93	520	2,692	0,116	0,016	0,0001604	0,0001455	993	993
3.	6	92	480	2,917	0,136	0,020	0,0002007	0,0001805	1061	2054
4.	5,5	91	440	3,182	0,162	0,026	0,0002563	0,0002285	1171	3225
5.	5	90	400	3,500	0,196	0,034	0,0003354	0,0002959	1382	4607
6.	4,5	89	360	3,889	0,242	0,046	0,0004523	0,0003939	1898	6505
7.	4,25	88,5	340	4,118	0,271	0,029	0,0005325	0,0004924	1571	8076
8.	4,1	88,2	328	4,269	0,295	0,024	0,0005902	0,0005613	1755	9831

Aus der vorstehenden Tafel folgt, dass den Stauhöhen 3,  $2\frac{1}{2}$ , 2,  $1\frac{1}{2}$ , 1,  $\frac{1}{2}$ ,  $\frac{1}{3}$  und  $\frac{1}{10}$  Fuss die Stauweiten 0, 993, 2054, 3225, 4607, 6505, 8076, 9831 Fuss entsprechen.

Wir haben nun auch von der Ableitung des Wassers aus den Wehren und anderen Teichen zu handeln. Die gefundene Formel

$$h = (Av + Bv^2) \frac{ul}{a}$$

für die gleichförmige Bewegung des Wassers lässt sich auf die Bewegung des Wassers in den zur Seite des Wehres einmündenden Canälen nicht unmittelbar anwenden, weil das Wasser beim Eintritt in denselben eine zur Erzeugung der mittleren Geschwindigkeit nöthige Druckhöhe erfordert.

Wir müssen hierbei immer zwei Fälle unterscheiden. Entweder ist der Eintritt des Wassers in den Canal vollkommen frei, oder es kann derselbe durch ein Schutzbret regulirt werden.

Tritt das Wasser frei aus dem Wehre oder einem anderen Reservoir in den Canal, so liegen die Wasserspiegel in beiden nicht in einerlei Niveau, sondern es bildet sich anfänglich eine Senkung und in kurzer Entfernung wieder eine mit kleinen Undulationen unterbrochene, jedoch unbedeutende Erhebung, von wo aus erst eine ebene und mit der Canalsohle parallel laufende Oberfläche entsteht. Jene Senkung des Wasserspiegels beim Eintritt in den Canal ist unmittelbare Folge des Ueberganges aus der Ruhe oder einer kleineren Geschwindigkeit in die Bewegung oder in eine grössere Geschwindigkeit.

Wäre das Wasser im Reservoir oder Wehrteich vollkommen in Ruhe, so würde zur Erzeugung der Geschwindigkeit  $v$  des Wassers im Canale die Druckhöhe  $\frac{v^2}{2g} = 0,051v^2$  nöthig sein, also das Wasser im Canale um eben diese Höhe tiefer fliessen als im Teiche. Da aber in der Regel das Wasser beim Eintritt noch eine Contraction erleidet, vermöge welcher, wenn  $\mu$  den entsprechenden Contractionscoefficienten bezeichnet, die grösste Geschwindigkeit (in der Nähe der grössten Zusammenziehung) gar  $\frac{v}{\mu}$  ist, so wird jene Senkung sogar  $= \frac{1}{2g} \left(\frac{v}{\mu}\right)^2$  betragen. (S. Art. AUSFLUSS Bd. I. S. 494.)

Du BUAT fand zwar bei seinen im Anfange angeführten Versuchen in einem kleinen künstlichen Canale den Contractionscoefficienten  $\alpha$  zwischen 0,73 und 0,91 liegend, er behauptet indessen (§. 178), dass bei grossen Canälen dieser Coefficient bis 0,97 steigen könne. Aus EYTELWEIN'S Angaben (§. 100 seiner Hydraulik) berechnet sich für breite Gerinne  $\alpha = 0,95$  und für schmale  $\alpha = 0,86$ , wobei jedoch vorausgesetzt wird, dass die Canalsohle mit dem Grundbette des Reservoirs in eine Ebene falle, also eine Contraction auf der Sohle nicht statt habe. Ist aber die Canalsohle höher, so findet auch von unten eine Contraction statt und dann ist allerdings  $\alpha$  noch kleiner. Wir halten es jedoch für angemessener, den Contractionscoefficienten aus den Angaben von BIDON für die partielle Contraction zu entnehmen. (S. Art. AUSFLUSS Bd. I. S. 468.)

Du BUAT spricht (§. 170 u. s. w. in seinen Grundlehren) von einer trichterförmigen Erweiterung, welche man einem Canale bei seiner Ein-



mündung in das Reservoir geben kann, um jenen Gefällaufwand zu ersparen. Allerdings ist es zweckmässig, den Eintritt des Canales in das Reservoir abzurunden, um dadurch die Contraction und die dadurch herbeigeführte wallende Bewegung des Wassers aufzuheben oder wenigstens zu vermindern, allein mehr als dies damit zu erzielen, nämlich das

Gefälle  $\frac{v^2}{2g\mu^2}$  durch eine einen grossen Theil der Canallänge einnehmende trichterförmige Einmündung ganz zu ersparen, möchte weder technisch ausführbar noch practisch zweckmässig sein.

Kommt das Wasser schon mit einer Geschwindigkeit  $v_1$  vor die Einmündung des Canales, so wird die Senkung des Wassers auch nur

$$\frac{1}{2g} \left( \left( \frac{v}{\mu} \right)^2 - v_1^2 \right)$$

betragen.

Ein anderes Verhältniss tritt noch dann ein, wenn der Canal unter einem rechten Winkel in den Fluss einmündet; hier fliesst das Wasser in krummen Linien ein, so dass das Querprofil des Wasserstromes kleiner ist als das Querprofil des Canales und das Wasser gegen das eine Ufer des Canales anstösst, wodurch die Contraction auf dieser Seite ganz oder zum Theil aufgehoben und zu einer wirbelnden Bewegung des Wassers Gelegenheit gegeben wird. Ueber diese Verhältnisse fehlt es jedoch noch an genügenden Beobachtungen, um Gesetze hierüber ableiten zu können.

Setzen wir nur eine kleine Geschwindigkeit in Wehrteich voraus, so dass wir die ihr entsprechende Druckhöhe vernachlässigen können.

DU BUAT hat beobachtet, dass die gleichförmige Bewegung des Wassers im Canale in einer Entfernung eintritt, die dem Gefälle entspricht, was auch zur gleichförmigen Bewegung des Wassers durch diesen Raum nöthig ist. Wenn man daher den Niveauabstand zwischen dem Wasserspiegel im Reservoir und einer Stelle in der Entfernung  $l$  vom Eintritt des Wassers in den Canal, wo das Wasser bereits gleichförmig fliesst, mit  $h$  bezeichnet, so hat man für diese Bewegung die Formel

$$h = \frac{v^2}{2g\mu^2} + (Av + Bv^2) \frac{u}{a} l$$

auch hier anzuwenden und hierin, wenn  $c_1$  die Tiefe des Canales beim Eintritt und  $c$  die Tiefe desselben an der gedachten Stelle (um  $l$  entfernt) bezeichnet,

$$c = c_1 - \frac{v^2}{2g\mu^2}$$

zu setzen.

Sind nun die Dimensionen des Canales bereits gegeben, und man hat hiernach nur das einer ebenfalls gegebenen Geschwindigkeit oder Wassermenge entsprechende Gefälle auszumitteln, so hat die Auflösung mittels dieser Formel keine Schwierigkeiten; sollen hingegen die Dimensionen und der Abhang des Canales aus dem gegebenen Wasserquantum und den Dimensionen der Einmündung bestimmt werden, so stösst man allerdings auf eine verwickelte Gleichung.

Ist z. B. der Canal rectangulär, so hat man  $u = b + 2c$ ,  $a = bc$  und  $v = \frac{m}{bc}$ ; setzen wir annähernd den Inhalt  $a_1 = bc_1$ , so bekommen

wir auch annähernd die Geschwindigkeit  $v_1 = \frac{m}{a_1} = \frac{m}{bc_1}$ , weshalb nun folgt

$$c = c_1 - \frac{1}{2g} \left( \frac{m}{\mu bc_1} \right)^2.$$

Aus diesem Werthe berechnet sich nun  $u$ ,  $a$  und  $v$ , und werden beide Werthe in die obige Gleichung gesetzt, so erhält man das gesuchte Gefälle, woraus sich dann noch der Abhang

$$a = \frac{h - \frac{1}{2g} \cdot \frac{v^2}{\mu^2}}{l}$$

berechnen lässt.

Wäre hingegen das Gefälle  $h$  gegeben und dagegen die Wassermenge unbekannt, so hätte man in der Gleichung

$$h = \frac{v^2}{2g\mu^2} + (Av + Bv^2) \frac{ul}{a}$$

$u_1 = b + 2c_1$  und  $a_1 = bc_1$  vorläufig einzusetzen und die Gleichung für  $v$  oder vielmehr  $v_1$  aufzulösen. Dieser Werth gäbe nun genau genug

$$c = c_1 - \frac{1}{2g} \left( \frac{v_1}{\mu} \right)^2.$$

Setzen wir nun  $u = b + 2c$  und  $a = bc$ , so bekommen wir durch eine zweite Auflösung der obigen Gleichung genauer die Geschwindigkeit  $v$  und hieraus den Abhang

$$a = \frac{h - \frac{1}{2g} \left( \frac{v}{\mu} \right)^2}{l},$$

sowie die Wassermenge  $m = av$ .

Beispiel. Es sei die Breite der Einmündung, d. i.  $b = 4$  Meter, die Wassertiefe am Eintritt  $c_1 = 2$  Meter, das Totalgefälle  $h = 0,44$  Meter und die Canallänge  $l = 265$  Meter. Welches wird die Wassertiefe am Ende des Canales sein und welchen Abhang wird man dem Canale geben müssen, wie gross wird endlich die abführende Wassermenge sein?

Hier ist

$$\begin{aligned} h &= 0,44, \\ u_1 &= 4 + 2 \cdot 2 = 8, \\ a_1 &= 4 \cdot 2 = 8, \\ l &= 265, \end{aligned}$$

und nimmt man noch  $\mu = 0,905$  an, so erhält man als erste Annäherung

$$0,44 = \frac{0,051 v^2}{(0,905)^2} + (Av + Bv^2) \frac{8 \cdot 265}{8},$$

d. i.:

$$0,44 = 0,06224 v^2 + (Av + Bv^2) \cdot 265,$$

oder:

$$Av + Bv^2 + 0,00023487 \cdot v^2 = 0,0016603.$$



Vernachlässigen wir  $A$  und setzen wir dafür  $B=0,00038562$ , so erhalten wir erst

$$v = \sqrt{\frac{0,0016603}{0,00062049}} = 1,636 \text{ Meter.}$$

Hieraus folgt nun die Wassertiefe

$$c = 2 - 0,06224 (1,636)^2 = 2 - 0,1665 \\ = 1,8335 \text{ Meter.}$$

Jetzt bekommen wir

$$u = 4 + 2 \cdot 1,8335 = 7,667 \text{ Meter und} \\ a = 4 \cdot 1,8335 = 7,334 \text{ Quadratmeter,}$$

daher genauer

$$Av + Bv^2 + 0,00023487 \cdot \frac{7,334}{7,667} v^2 = 0,0016603 \cdot \frac{7,334}{7,667},$$

d. i.:

$$Av + Bv^2 + 0,00022466 \cdot v^2 = 0,0015882.$$

Setzen wir nun

$$Av = 0,000024265 \cdot 1,636 = 0,00003968 \text{ und} \\ B = 0,00036557,$$

so folgt hinreichend scharf:

$$(0,00036557 + 0,00022466) v^2 = 0,0015882 - 0,00003968,$$

demnach

$$v = \sqrt{\frac{0,0015485}{0,00059023}} = 1,620 \text{ Meter.}$$

Nun ergibt sich genauer

$$c = 2 - 0,06224 \cdot (1,620)^2 = 2 - 0,1633 \\ = 1,8367 \text{ Meter;}$$

ferner der Abhang

$$\alpha = \frac{0,44 - 0,1633}{265} = \frac{0,2767}{265} = 0,001044 \text{ Meter,}$$

und die Wassermenge in einer Secunde

$$m = av = bcv = 4 \cdot 1,8367 \cdot 1,620 \\ = 11,90 \text{ Cubikmeter.}$$

D'AUBUISSON findet (§. 130 seiner Hydraulik) auf einem anderen Wege

$$c = 1,836; \alpha = 0,001041 \text{ und } m = 11,83.$$

Hierbei lässt sich noch eine für Maschinenanlagen wichtige Frage knüpfen. Das Wasser, welches wir aus einem Flusse oder einem Reservoir nehmen, führen wir in einem Canale oder Graben nach einem Punkte, wo es eine Maschine in Bewegung setzen soll. Die mechanische Wirkung der Maschine hängt von dem Producte aus dem Wasserquantum ( $m$ ) und dem Gefälle oder der Höhe  $h$ , von welcher das Wasser herun-

tersinkt, indem es der Maschine seine Kraft mittheilt, ab; soll daher die Leistung oder mechanische Arbeit dieser Maschine möglichst gross sein, so wird auch das Product  $hm$  ein Maximum sein müssen. Wir können also fragen: welches Gefälle müssen wir dem Canale opfern, damit das Product aus dem noch übrigen Gefälle und der fortgeführten Wassermenge zum Maximum werde? Die Aufgabe wird verwickelt, wenn wir sie genau und in der grössten Allgemeinheit lösen wollen; gestatten wir uns jedoch einige Vereinfachungen und Einschränkungen, so können wir sie leicht auf folgende Weise lösen. Zuerst wollen wir annehmen, der Widerstand des Canalbettes wachse nur mit dem Quadrate der Wassergeschwindigkeit, er sei also  $= Bv^2 \cdot \frac{ul}{a}$ ; demnach ist das Totalgefälle des Canales:

$$h = \frac{v^2}{2g\mu^2} + Bv^2 \cdot \frac{ul}{a}.$$

Ist nun das ganze disponible Gefälle  $= H$ , so bleibt als zum Betriebe der Maschine nutzbares Gefälle übrig:

$$h_1 = H - \left( \frac{1}{2g\mu^2} + B \frac{ul}{a} \right) v^2.$$

Nun ist aber das Wasserquantum  $m = av$ ; es bleibt daher das Mass der zu Gebote stehenden mechanischen Arbeit:

$$h_1 m = \left[ H - \left( \frac{1}{2g\mu^2} + B \frac{ul}{a} \right) v^2 \right] av.$$

Nun ist zwar wegen der Formel

$$c = c_1 - \frac{1}{2g} \left( \frac{v}{\mu} \right)^2$$

die Tiefe  $c$  und also auch  $a$  und  $u$  von  $v$  mit abhängig, allein der Einfluss von  $v$  auf diese Grössen ist bei mässigen Geschwindigkeiten so klein, dass er bei Bestimmungen dieser Art ausser Acht gelassen werden kann. Es wäre demnach nur derjenige Werth von  $v$  auszumitteln, welcher

$$Hv - \left( \frac{1}{2g\mu^2} - \frac{Bul}{a} \right) v^3$$

zu einem Maximum macht.

Durch die Differentialrechnung findet man leicht

$$3v^2 \left( \frac{1}{2g\mu^2} - \frac{Bul}{a} \right) = H,$$

folglich:

$$v = \sqrt[3]{\frac{H}{\left( \frac{1}{2g\mu^2} - \frac{Bul}{a} \right)}}.$$

Man kann sich von der Richtigkeit dieses Werthes leicht überzeugen, denn man mag denselben um eine kleine Grösse  $\Delta v$  vermehren oder vermindern, man wird in beiden Fällen einen Werth von

$$Hv - \left( \frac{1}{2g\mu^2} - \frac{Bul}{a} \right) v^3$$



erhalten, welcher kleiner ist als derjenige, welchen wir erhalten, wenn wir den gefundenen Werth für  $v$  einsetzen.

Wir bekommen demnach das dem Graben zu gebende Gefälle:

$$h = \left( \frac{1}{2g\mu^2} + \frac{Bul}{a} \right) \frac{H}{3 \left( \frac{1}{2g\mu^2} + \frac{Bul}{a} \right)}$$

$$= \frac{H}{3};$$

es wäre also der dritte Theil des Totalgefälles in den Canal zu legen und zwei Drittel hiervon von der Maschine zu benutzen.

Diese Bestimmung ist jedoch nur annähernd, denn sie setzt  $a$  und  $u$  als unveränderlich voraus, während doch beide Grössen selbst von  $v$  abhängen. Nur bei mässiger Geschwindigkeit und bei einer gleichförmigen Bewegung würde dieselbe ein genügendes Anhalten gewähren.

Da man die grössere Wassermenge durch Verwendung eines grösseren Gefälles erhält, so wird man natürlich in den Fällen, wo die Grösse der Einmündung des Canales nicht gegeben ist, lieber das Gefälle kleiner und die Einmündung grösser machen; denn je weniger Gefälle der Canal erhält, desto mehr bleibt natürlich zum Betriebe der Maschine übrig.

Eine ähnliche Aufgabe löst v. GERSTNER (§. 220. Bd. II.) in seiner Mechanik. Es sei  $ABCD$  Fig. 27 das Längenprofil eines Grabens,  $BC$  ein Wehr, welches das Wasser in demselben bis zur Höhe  $BF$  aufstauen soll, um dadurch ein hinter dem Einbaue befindliches unterschlägiges Rad in den Gang zu setzen. Die Wirkung dieses Rades hängt nicht allein vom Wasserquantum, sondern auch von dem Gefälle  $BF$  ab; es ist daher die Frage: wie gross hat man die Stauhöhe  $BF = h$  zu machen, damit das Product aus ihr und dem Wasserquantum und somit auch die Leistung des Rades ein Maximum werde?

Setzen wir die anfängliche Wassertiefe  $AD = c$ , die Länge  $AB$  des Canales  $= l$ , den als unveränderlich angenommenen Umfang  $= u$  und das Gefälle  $BC$  des Canales  $= H$ , so haben wir die mittlere Tiefe

$$= \frac{c + c + h}{2} = c + \frac{h}{2},$$

folglich den mittleren Werth von  $a$

$$= b \left( c + \frac{h}{2} \right)$$

und das Wasserquantum

$$m = 51 \sqrt{\frac{a^3}{u} \cdot \frac{(H-h)}{l}} = 51 \sqrt{\frac{b^3 \left( c + \frac{h}{2} \right)^3}{u} \cdot \frac{H-h}{l}},$$

also

$$mh = 51 \sqrt{\frac{b^3 \left( c + \frac{h}{2} \right)^3}{u} \cdot \frac{H-h}{l} \cdot h^2}.$$

Dieser Werth wird mit

$$\left(c + \frac{h}{2}\right)^3 (H-h) k^2$$

zum Maximum; und es gibt der höhere Calcül hierzu

$$h = -\left(\frac{c - \frac{5}{6}H}{2}\right) + \sqrt{\frac{2}{3}cH + \frac{(c - \frac{5}{6}H)^2}{4}}$$

Wäre noch  $\frac{H}{c}$  ein kleiner Bruch, so liesse sich einfacher, aber nur annähernd

$$h = \frac{4cH}{6c - H}$$

setzen \*).

Wenn man also von dem Gefälle  $H$  den Theil  $\frac{4c}{6c - H} \cdot H$  zum Aufstau und den übrigen Theil  $\frac{2c - H}{6c - H} \cdot H$  zum Gefälle der Wasseroberfläche benutzt, so wird man von dem auf ein unterschlägiges Rad wirkenden Wasser die grösste Wirkung gewinnen.

Dieser Fall kann natürlich bei kurzen Gräben oder Flussarmen vorkommen.

Beispiel. Es sei die Länge eines Mühlgrabens 3600 Fuss, die Breite 8 Fuss, die Tiefe 2 Fuss und das Gefälle ebenfalls 2 Fuss. Wie hoch muss man das Wasser in diesem Graben aufstauen, um von demselben die grösste mechanische Leistung gewinnen zu können, und wie gross wird diese Leistung sein, oder welche Arbeit wird z. B. eine zur Aufnahme dieser Wasserkraft in den Canal gebaute Turbine verrichten können?

Wir haben hier  $c = H = 2$ , folglich das Gefälle für die Maschine:

$$h = -\frac{1}{6} + \sqrt{\frac{2}{3} \cdot 4 + \frac{1}{36}} = -\frac{1}{6} + \sqrt{2,694} \\ = -0,167 + 1,642 = 1,475 \text{ Fuss;}$$

also das Gefälle für das Wasser im Graben:

$$H - h = 2 - 1,475 = 0,525 \text{ Fuss.}$$

GERSTNER fand mit seiner unrichtigen Formel  $h = \frac{5}{3}$  und  $H - h = \frac{1}{3}$  Fuss.

Die dem aufgestauten Wasser inwohnende mechanische Wirkung ist  $= h m v$  (s. Art. AUFSCHLAGWASSER).

Für das preussische Fussmass ist

$$m = 90,9 \sqrt{\frac{b^3 \left(c + \frac{h}{2}\right)^3}{u} \cdot \frac{H-h}{l}};$$

daher, wenn man

$$b = 8, c + \frac{h}{2} = 2,7375, H - h = 0,525,$$

\*) GERSTNER'S Bestimmung ist wegen eines Rechnungsfehlers unrichtig, es ist nämlich beim Differenzieren (S. 298) ein Divisor 2 übersehen worden.



$$u = 8 + 5,475 = 13,475 \text{ und}$$

$$l = 3600$$

setzt,

$$m = 90,9 \sqrt{\frac{512 \cdot (2,7375)^2 \cdot 0,525}{13,475 \cdot 3600}}$$

$$= 30,65 \text{ Cubikfuss,}$$

und das gesuchte Maximum der Leistung, da ein Cubikfuss Wasser 66 preuss. Pfund wiegt:

$$h m \gamma = 1,475 \cdot 30,65 \cdot 66 = 2983 \text{ Fusspfund.}$$

Nach GERSTNER hingegen wäre

$$b = 8, c + \frac{h}{2} = 2,8333, H - h = \frac{1}{3},$$

$$u = 13,666, l = 3600;$$

folglich

$$m = 90,9 \sqrt{\frac{512 (2,8333)^2}{13,666 \cdot 3600 \cdot 3}}$$

$$= 25,53 \text{ Cubikfuss,}$$

und die entsprechende Leistung:

$$h m \gamma = \frac{1}{3} \cdot 25,53 \cdot 66 = 2808 \text{ Fusspfund.}$$

Es weist also auch das Beispiel die Unrichtigkeit der GERSTNER'schen Formel nach.

Wir haben nun den Fall kennen zu lernen, bei welchem der Eintritt des Wassers in den Canal durch ein Schutzbret am Eingang regulirt werden kann. Hiervon müssen wir aber wieder zwei Fälle unterscheiden. Entweder ist die untere Kante des Schutzbretes unter dem Hinterwasser, welches die Schutzöffnung bereits passiert hat, oder es steht dieselbe frei. Das letztere tritt immer dann ein, wenn die Druckhöhe des Wassers vor der Oeffnung grösser ist als die doppelte oder dreifache Oeffnungshöhe, wogegen das erstere bei kleineren Druckhöhen statt hat.

Bei grösseren Druckhöhen nimmt das Wasser seine gewöhnliche Contraction an, vermöge welcher sich dasselbe erst in einer gewissen Entfernung von dem Schutzbrete an den Boden und an die Wände des Canales oder Gerinnes anlegt. Hat nun dieser ohnedies das zu einer gleichförmigen Bewegung des Wassers nöthige Gefälle, so wird dasselbe ohne Rückwirkung auf das nachfolgende Wasser diese Bewegung annehmen; deshalb wird also auch die Ausflussgeschwindigkeit dieselbe sein, als wenn das Gerinne gar nicht da wäre, also das Wasser in freie Luft ströme. Die mechanischen Beziehungen, welche bei diesem Falle der Bewegung statt haben, lassen sich durch folgende algebraische Formeln ausdrücken.

Ist  $b$  die Breite des Canales,  $b_1$  die Breite der Ausflussöffnung,  $c$  die Tiefe des Wassers im Canale,  $c_1$  die Höhe der Ausflussmündung, ferner  $h$  der Wasserstand über der Mitte der Mündung (die Druckhöhe) und sind die übrigen Bezeichnungen die gewöhnlichen, so hat man für die Wassermenge

$$m = \mu b_1 c_1 \sqrt{2gh},$$

und auch

$$= 50,9 \sqrt{\frac{b^3 c^3}{b + 2c}} \cdot \alpha,$$

wenn wir uns der einfacheren Formel bedienen.

Wir erhalten demnach für die Tiefe  $c$  des Wassers im Graben folgenden Ausdruck:

$$c = \sqrt[3]{\left(\frac{\mu b_1 c_1}{50,9}\right)^2 \cdot \frac{2gh(b+2c)}{ab^3}},$$

welcher, da  $c$  auch unter der Wurzel vorkommt, nur eine Auflösung durch Annäherung zulässt.

Uebrigens können wir die Umstände, unter welchen dieser Fall der Einströmung statt hat, ungefähr auf folgende Weise ausmitteln.

Der ausströmende Wasserstrahl kann auf eine ihm winkelrecht entgegengehaltene Ebene einen Stoss ausüben, der durch das Gewicht einer Wassersäule gemessen wird, welche den Querschnitt des Strahles zur Basis und die doppelte Geschwindigkeitshöhe zur Höhe hat. Nehmen wir nun an, dass das Wasser, nachdem es einen gewissen Sprung gebildet hat, nur mit einer kleinen Geschwindigkeit fortfließe, so können wir den Druck, den es rückwärts gegen eben diese Normalebene auszuüben vermag, gleichsetzen dem Gewichte einer Wassersäule, die den Querschnitt des gleichförmig fortfließenden Wassers zur Basis und die halbe Tiefe desselben zur Höhe hat. Wir können demnach für das Gleichgewicht dieser Kräfte setzen:

$$b_1 c_1 \cdot 2h = bc \cdot \frac{c}{2}, \text{ oder } 4hc_1 = c^2, \text{ wenn } b_1 = b.$$

Wäre nun  $h = 4c_1$ , so hätte man  $c_1 = \frac{c}{4}$ ; hingegen  $h = 2c_1$ , gäbe

$$c_1 = c \sqrt{\frac{1}{8}} = 0,353 \cdot c,$$

ferner

$$h = c_1, \quad c_1 = c \sqrt{\frac{1}{4}} = 0,5c,$$

endlich

$$h = \frac{1}{2}c_1, \quad c_1 = c \sqrt{\frac{1}{2}} = 0,707c.$$

Wenn also für diese Verhältnisse zwischen der Druckhöhe und der Öffnungshöhe das Verhältniss der beiden Tiefen nicht auch ein bestimmtes ist, oder wenigstens das letztere gewisse Werthe nicht überschreitet, so kann ein freies Ausfließen, wie wir es hier angenommen haben, nicht statt finden, sondern es drängt sich das Hinterwasser vor bis zum Schutzbret, so dass dessen Mündung ganz unter Wasser tritt.

Beispiel. Wie hoch wird man ein Gerinne herstellen müssen, wenn dasselbe bei 1 Meter Breite und 0,0065 ( $=\alpha$ ) Abhang das aus einer Schutzöffnung von 1 Meter Breite und 0,3 Meter Höhe unter einem Drucke von 1,25 Meter ausfließende Wasser ableiten soll?

Hier ist zunächst  $b = b_1 = 1$ ,  $c_1 = 0,3$  und  $h = 1,25$ ; nimmt man nun den Ausflusscoefficienten  $\mu = 0,65$  an, so bekommt man die Ausflussmenge

$$m = 0,65 \cdot 1 \cdot 0,3 \sqrt{2g \cdot 1,25} = 0,65 \cdot 0,3 \cdot 4,95 \\ = 0,965 \text{ Cubikmeter.}$$



Es ist demnach die zu erwartende Wassertiefe, wenn man  $b + 2c$  vorläufig  $= 1 + 1 = 2$  setzt,

$$c = \sqrt[3]{\left(\frac{0,965}{50,9}\right)^2 \cdot \frac{b + 2c}{p b^3}} = \sqrt[3]{(0,01896)^2 \cdot \frac{2}{0,0065 \cdot 1}}$$

$$= \sqrt[3]{\frac{(0,01896)^2}{0,00325}} = 0,480 \text{ Meter.}$$

Setzt man nun genauer  $b + 2c = 1 + 0,96$ , so bekommt man

$$c = 0,480 \sqrt[3]{\frac{1,96}{2,00}} = 0,480 \sqrt[3]{\frac{2,00 - 0,04}{2,00}}$$

$$= 0,480 \sqrt[3]{1 - 0,02} = 0,480 \left(1 - \frac{0,02}{3}\right)$$

$$= 0,480 - 0,003 = 0,477 \text{ Meter.}$$

Die Beobachtung, dass bei grösseren Druckhöhen ein an die Ausflussöffnung gebrachtes Gerinne die Ausflussgeschwindigkeit nicht vermindere, hatte schon Bossut gemacht. Dieser Hydrauliker hat eine lange Reihe von Versuchen über die Bewegung des Wassers in einem 105 Fuss langen und 5 Zoll breiten Canal angestellt und behandelt diese Versuche ausführlich im *Chap. XII. Tom. II.* seiner Hydrodynamik. Er liess das Wasser unter Pressungen von  $3\frac{2}{3}$  Fuss,  $7\frac{2}{3}$  Fuss und  $11\frac{2}{3}$  Fuss, also mit bedeutenden Geschwindigkeiten eintreten, und bestimmte nun die Geschwindigkeit des gleich nach Aufziehung des Schutzbretes ausfliessenden Wassers, indem er die Zeiten beobachtete, innerhalb welcher von dem ersten Wasserschwall gewisse Wege im Gerinne durchlaufen werden. Diese Geschwindigkeiten weichen zwar von der Geschwindigkeit, welche das Wasser später hat, wenn es in den Beharrungszustand übergegangen ist, ab, denn sie bleibt gegen diese bedeutend zurück; indessen glaubt Bossut aus anderen Versuchen mit Schwimmern in bis auf 600 Fuss verlängertem Gerinne, dass diese Geschwindigkeiten bei einem und demselben Canale ein bestimmtes Verhältniss zu einander haben (§. 806). Er findet nun (§. 750), dass die Ausflussmenge dieselbe ist, das Wasser mag frei oder durch den Canal ausfliessen. Da er aber bei diesen Versuchen die Wassertiefen nicht gemessen oder wenigstens nirgends angegeben hat, so gestatten dieselben nicht, Folgerungen für die Theorie der Bewegung des Wassers in Gerinnen abzuleiten, doch findet DU BUAT die Versuche im 600 Fuss langen Gerinne, wenn dasselbe  $\frac{1}{1000}$  Abhang hat, mit seiner Theorie in sehr guter Uebereinstimmung, wenn er eine gleichförmige Bewegung voraussetzt. (S. dessen Grundlehren §. 194. Bd. I.)

PONCELET und LESBROS setzen bei ihren Versuchen über den Ausfluss durch eine 0,2 Meter breite rechteckige Oeffnung in der dünnen Wand ein eben so breites 3 Meter langes Gerinne an, und fanden, so lange die Druckhöhe mindestens 2 bis  $2\frac{1}{2}$  mal so gross als die Oeffnungshöhe war, den Ausflusscoefficienten ebenfalls nicht anders als ohne Gerinne (vergl. Art. AUSFLUSS Bd. I. S. 492).

D'AUBUISSON theilt Nr. 39 seiner Hydraulik eine Tabelle mit, aus welcher die Abnahme der Ausflusscoefficienten bei Abnahme der Druckhöhe bestimmt erhellt; wir fügen deshalb dieselbe auch hier in Tab. XXIV. bei.

Die Bezeichnungen in den beiden ersten Columnen dieser Tabelle sind für sich verständlich; die dritte Columne bezeichnet die Ausflusscoefficienten für den Ausfluss in die freie Luft; die dritte und vierte beziehen sich auf den Fall, wenn der Canal an die Oeffnung angestossen ist, und zwar in dem ersten Falle so, dass die Gerinnssole 0,54 Meter über der Sohle des Reservoirs steht, und im zweiten Falle so, dass beide Sohlen in einerlei Ebene fallen. Man wird überrascht, wenn man bemerkt, dass die Coefficienten in beiden Fällen wenig von einander abweichen, da man doch glauben sollte, dass durch den Wegfall der Contraction am Boden der Ausflusscoefficient im zweiten Falle grösser sein sollte als im ersten Falle. Man möchte also mit D'AUBUISSON annehmen, dass der dadurch eingetretene Widerstand am Grundbette diesen Vortheil wieder aufgehoben habe.

## Tafel XXIV.

Ausflusscoefficienten für den Ausfluss durch eine rechteckige Oeffnung mit einem kurzen äusseren Gerinne, nach PONCELET's und LESBROS' Beobachtungen.

Oeffnungshöhe. Meter.	Druckhöhe. Meter.	Ausflusscoefficient.		
		Ohne Gerinne.	Mit Gerinne.	
			Nr. 1.	Nr. 2.
0,20	1,306	0,604	0,601	0,601
	0,952	0,605	0,602	0,599
	0,400	0,600	0,591	0,580
	0,242	0,596	0,559	0,552
	0,122	0,572	0,483	0,482
0,10	1,356	0,613	0,614	
	1,007	0,615	0,614	
	0,482	0,617	0,615	
	0,161	0,611	0,590	
	0,114	0,608	0,562	
	0,088	0,602	0,523	
0,05	0,060	0,590	0,459	
	1,461	0,621	0,624	0,627
	1,081	0,627	0,626	0,628
	0,477	0,631	0,625	0,624
	0,212	0,634	0,631	0,615
	0,106	0,629	0,614	0,597
	0,047	0,617	0,495	0,493
0,036	0,612	0,452	0,443	
0,03	1,349	0,622	0,622	
	0,466	0,630	0,629	
	0,207	0,634	0,632	
	0,081	0,639	0,633	
	0,063	0,640	0,627	
	0,057	0,640	0,610	
	0,037	0,639	0,511	



Oeffnungshöhe. Meter.	Druckhöhe. Meter.	Ausflusscoefficient.		
		Ohne Gerinne.	Mit Gerinne.	
			Nr. 1.	Nr. 2.
0,01	1,356	0,620	0,621	0,660
	0,993	0,627	0,631	0,665
	0,497	0,643	0,648	0,671
	0,195	0,655	0,665	
	0,127	0,664	0,669	
	0,076	0,671	0,671	0,680
	0,042	0,684	0,640	

Noch führt D'AUBUISSON an, dass kleine Neigungen dieses Gerinnes diese Ausflusscoefficienten nicht bedeutend verändert haben, sondern dass er erst bei dem Abhang von  $\frac{1}{10} = 5^{\circ} 44'$  um drei bis vier Procent grösser ausgefallen ist, wie folgende Tabelle zeigt.

## Tafel XXV.

Vergleichung der Ausflusscoefficienten für den Ausfluss durch ein kurzes horizontales Gerinne mit denen für den Ausfluss durch ein (um  $5^{\circ} 44'$ ) geneigtes Gerinne, nach PONCELET und LESBROS.

Oeffnungshöhe.	Druckhöhe.	Ausflusscoefficienten.	
		Horizontales Gerinne.	Geneigtes Gerinne.
0,0135	0,341	0,660	0,691
0,0203	0,339	0,654	0,631
0,0474	0,210	0,616	0,639
0,0541	0,203	0,612	0,636

Wenn das ausfliessende Wasser nicht eine hinreichende lebendige Kraft besitzt, um dem Aufstau im Canale das Gleichgewicht zu halten, so geht dieser bis an die Oeffnung zurück und letztere befindet sich dann ganz unter Wasser. Es zeigt sich dieser Fall, wie wir bereits gefunden haben, besonders dann, wenn die Druckhöhe des eintretenden Wassers nicht, oder der Wasserstand im Canale sehr gross ist, wenn also der Canal selbst keinen oder einen sehr kleinen Abhang hat. In diesem Falle ist natürlich nur der Niveaubstand zwischen dem Wasser vor und hinter dem Schutzbrette (immer in einiger Entfernung davon gemessen) die die Geschwindigkeit des eintretenden Wassers erzeugende Höhe. Allerdings sind die hierbei anzuwendenden Ausflusscoefficienten nicht vollständig bekannt, und man wird sich, so lange dies nicht der Fall ist, mit dem bei Schleussen beobachteten Coefficienten 0,625 (EYTELWEIN's Hydraulik §. 119 und 120) begnügen müssen.

Hierauf Bezug habende Versuche sind von PIOBERT und TARDY (*Expériences sur les roues hydraul. à axe vert. Paris 1840*) angestellt worden, weswegen wir noch die Hauptergebnisse hiervon mittheilen wollen.

Fliesst das Wasser aus einem grossen Reservoir durch eine Schutzöffnung von 0,67 Meter Breite in ein anfangs eben so breites Gerinne, welches auf eine Länge von 3,10 Meter 0,47 Meter Gefälle hat und sich

bis auf 0,164 Meter Breite zusammenzieht, so ist bei 0,0825 Meter Oeffnungshöhe der Ausflusscoefficient: 0,720 bis 0,735; bei 0,1675 Meter Oeffnungshöhe: 0,65 bis 0,67; bei 0,225 Meter Höhe: 0,53, und bei 0,285 Meter Höhe: 0,52 bis 0,53. Der Wasserstand im Reservoir war 2,5 bis 2,2 Meter und der Niveauabstand 0,13 bis 0,50 Meter.

Es muss endlich auch noch einiges von der ungleichförmigen Bewegung des Wassers in Gerinnen gesagt werden.

Hat ein Schussgerinne wenig Länge, so kann man von dem Widerstande des Wassers in demselben abstrahiren und deshalb die Geschwindigkeit des Wassers an der Stelle, wo dasselbe das Gerinne verlässt, setzen:

$$v_1 = \sqrt{v^2 + 2gh},$$

wo  $v$  die Geschwindigkeit des Wassers in kurzem Abstände ( $1\frac{1}{2}$  bis zweimal kleinste Dimension der Oeffnung) von der Mündung und  $h$  das Gefälle des Gerinnes bezeichnet.

Diese Geschwindigkeit  $v$  am Anfange des Gerinnes aber lässt sich auch durch die Formel

$$v = \frac{\sqrt{2gh}}{\sqrt{1 + \left(\frac{1}{\alpha} - 1\right)^2}}$$

berechnen, worin  $h$  die Druckhöhe vor der Oeffnung und  $\alpha$  den Contractionscoefficienten bezeichnet.

Annähernd lässt sich auch  $v = 0,85 \sqrt{2gh}$  setzen.

Beispiel. Welches ist die Geschwindigkeit des Wassers in einem Schussgerinne, wenn das Wasser im Reservoir am Kopfe desselben  $1,1^m$  hoch über der Mitte der Mündung steht und das Gerinne selbst 0,25 Meter (bei nur 1,3 Meter Länge) Gefälle hat?

Aus  $h = 1,1$  folgt die Ausflussgeschwindigkeit 4,65 Meter; nimmt man nun  $\alpha = 0,64$ , so bekommt man die Anfangsgeschwindigkeit im Gerinne:

$$v = \frac{4,65}{\sqrt{1 + \left(\frac{100}{64} - 1\right)^2}} = \frac{4,65}{1,144} = 4,07 \text{ Meter};$$

dieser Geschwindigkeit entspricht das Gefälle 0,844, demnach ist das Totalgefälle

$$0,844 + 0,250 = 1,094 \text{ Meter},$$

und die Geschwindigkeit des Wassers beim Austritt aus dem Gerinne:

$$\sqrt{19,62 \cdot 1,094} = 4,63 \text{ Meter}.$$

Ist aber das Schussgerinne länger, so muss man auf den Widerstand in demselben Rücksicht nehmen, was auf folgende Weise geschehen kann.

Zuerst rechnet man wie im Vorhergehenden die Geschwindigkeit beim Ein- und beim Austritt; dann nimmt man aus beiden das arithmetische Mittel  $w = \left(\frac{v + v_1}{2}\right)$ , dividirt hiermit in das Wasserquantum, und sieht nun den erhaltenen Quotienten als den Querschnitt des Wassers im ganzen Gerinne an. Dividirt man auch diesen durch die Gerinnbreite,



so bekommt man die mittlere Wassertiefe, woraus dann leicht der Umfang  $u$  zu berechnen ist; endlich bestimmt man den Verlust an Gefälle, welchen der Umfang des Gerinnes dem Wasser entgegengesetzt, durch die Formel

$$h_2 = \frac{Blu}{a} w^2 = 0,0003856 \cdot \frac{ul}{a} w^2;$$

und die gesuchte Geschwindigkeit des Wassers am Austritt aus dem Gerinne lässt sich nun setzen:

$$v_2 = \sqrt{2g \left( \frac{v^2}{2g} + h_1 - 0,0003856 \frac{ul}{a} \left( \frac{v+v_1}{2} \right)^2 \right)}.$$

Wäre in dem letzten Beispiele die Gerinnlänge 7 Meter und das Gefälle desselben 0,35 Meter, die Breite desselben aber 1 Meter und die Oeffnungshöhe 1 Meter, so hätten wir, da wieder  $v = 4,07$  Meter ist,

$$\begin{aligned} v_1 &= \sqrt{19,62 (0,844 + 0,35)} = \sqrt{19,62 \cdot 1,194} \\ &= 4,842 \text{ Meter;} \end{aligned}$$

demnach

$$\frac{v+v_1}{2} = \frac{8,912}{2} = 4,456 \text{ Meter;}$$

nun ist noch die Ausflussmenge

$$\begin{aligned} m &= abc \sqrt{2gh} = 0,64 \cdot 1 \cdot \frac{1}{2} \sqrt{19,62 \cdot 1,1} \\ &= 0,16 \cdot 4,65 = 0,743 \text{ Cubikmeter,} \end{aligned}$$

folglich der mittlere Querschnitt des Wassers im Gerinne:

$$a = \frac{0,743}{4,456} = 0,167 \text{ Quadratmeter,}$$

also die mittlere Tiefe:

$$c = \frac{a}{b} = \frac{0,167}{1} = 0,167 \text{ Meter,}$$

und der mittlere Umfang des Wasserprofils:

$$u = b + 2c = 1 + 0,334 = 1,334 \text{ Meter,}$$

demnach die Widerstandshöhe im Gerinne:

$$0,0003856 \cdot \frac{1,334 \cdot 7}{0,167} \cdot 4,456^2 = 0,428;$$

endlich folgt die gesuchte Austrittsgeschwindigkeit:

$$\begin{aligned} v_2 &= \sqrt{19,62 (1,194 - 0,428)} = \sqrt{19,62 \cdot 0,766} \\ &= 3,88 \text{ Meter.} \end{aligned}$$

Um eine noch grössere Genauigkeit zu gewinnen, kann man dieses Verfahren wiederholen.

Will man genauer zu Werke gehen, so kann man sich des Verfahrens bedienen, welches bei der Theorie der permanenten Bewegung des Wassers gelehrt wurde, was allerdings aber auch weit umständlicher ist.

Ist nicht beim Eintritt des Wassers aus einem Reservoir in einen Canal, sondern am Ende des letzteren eine Schutzvorrichtung zum Reguliren des Ausflusses angebracht, so lässt sich die Abhängigkeit zwischen

der Ausflussgeschwindigkeit und der Senkung des Niveaus durch folgende Formel ausdrücken:

$$\Delta h = \frac{v^2}{2g} \left( 1 + \left( \frac{l}{a} - 1 \right)^2 \right) + (Av + Bv^2) \frac{ul}{a},$$

worin  $\Delta h$  der Vertikalabstand zwischen dem Wasserspiegel im Reservoir und dem Wasserspiegel am Ende des Canales (vor dem Schutzbreite),  $v$  die Ausflussgeschwindigkeit,  $a$ ,  $A$ ,  $B$  bekannte Coefficienten,  $u$  der mittlere Umfang,  $a$  der Inhalt des Querprofiles und  $l$  die Länge des Canales ist. Dieselbe Formel ist auch anzuwenden, wenn der Canal am Ende durch einen Ueberfall abgesperrt ist und z. B. der Ausfluss durch eine sogenannte Ueberfallschütze regulirt wird.

Das Wasser, welches vermittelt eines Canales aus einem Flusse oder Bache abgeleitet und zum Umtriebe einer Maschine benutzt wird, muss auch wieder durch einen sogenannten Abzugs canal dem Flusse oder Bache zugeführt werden. Wenn nun die Wassergeschwindigkeiten in diesem Graben und in dem Flusse oder Bache von einander abweichen, so wird sich auch eine Niveaudifferenz zwischen beiden herausstellen; es wird allemal in demselben Bette das Wasser tiefer stehen, in welchem dasselbe schneller fließt. Fließt das Wasser im Flusse sehr langsam oder mündet der Canal oder Bach oder Fluss in einem See aus, so wird sich ein Rückstau bilden, dessen Extension sich wie die Aufstauung bei jedem Wehre ausmitteln lässt.

Was endlich noch die Wirkung des Wassers auf das Wehr und die Bewegung desselben über das Wehr, namentlich auch die wirbelnde Bewegung des vom Wehr herabströmenden Wassers betrifft, so müssen wir auf die Artikel WEHRE und WELLEN verweisen.

Wir haben nun auch der zufälligen Widerstände, welche das Wasser in seinem Bette vorfindet, zu gedenken. FUNK rechnet hierzu folgende:

1) Die Wasserpflanzen, von denen schon DU BUAT, wie oben bemerkt wurde, gefunden hatte, dass sie die Bewegung des Wassers bedeutend verzögern. (S. weiter unten.)

2) Der Wind gegen den Strom; dieser vermag das Wasser viele Fusse hoch aufzustauen.

3) Schneegestöber und starker Regen.

4) Das Eis, sei es Grundeis oder eine blosse Eisdecke, welche das offen fließende Wasser zu einem ringsumschlossenen Canal umändert.

5) Die groben und leichten Materien und Sinkstoffe, welche der Strom beim Hochwasser (wo seine Geschwindigkeit eine grössere ist) mit fortnimmt.

6) Wirbel und Widerströme.

Auch gehören hierher die durch Einbaue bewirkten Rückstaue, sowie auch die Stromkrümmungen.

Sowie durch Schnee und Regen und hinzu kommende Quellen das Wasser eines Canales vermehrt wird, eben so erleidet dasselbe durch Verdunstung und Infiltrationen gewisse, allerdings nicht leicht in Rechnung zu bringende, Verluste.

Was die Verdunstung anlangt, so hängt diese von der Lage des Ortes und von der Wärme sehr ab; während dieselbe an feuchten Orten und in der Nähe der See sehr klein ist, steigt sie im Innern von heißen Ländern auf das Zehnfache, z. B. in den africanischen Steppen auf 300 Zoll



jährlich. HAGEN gibt §. 4. seines Handbuches der Wasserbaukunst an, dass er dieselbe für Berlin (in dem mittlern Jahre 1833) = 26 Zoll gefunden habe, während die atmosphärischen Niederschläge nur 17,7 Zoll gegeben haben. Hiernach bliebe also nur die verlorne Wasserhöhe  $26 - 17,7 = 8,3$  Zoll jährlich. Man sieht hieraus, dass für unsere Breiten ein grosser Verlust an Wasser durch Verdunstung nicht eintritt, und dass wir für gewöhnlich bei Canalanlagen von demselben abstrahiren können. Z. B. ein Canal von 10000 Fuss Länge und 10 Fuss Breite, also 100000 Quadratfuss Oberfläche würde jährlich  $\frac{100000 \cdot 8,3}{12} = 68333$  Cubikfuss Wasser verdunsten, also in einer Secunde

$$\frac{68333}{365 \cdot 24 \cdot 60 \cdot 60} = 0,00216 \text{ Cubikfuss,}$$

während der Canal selbst vielleicht 30 Cubikfuss Wasser in einer Secunde fortführt.

Der Verlust durch die Infiltration ist local; denn er hängt ganz von der Beschaffenheit des Erdbodens ab, es lässt sich daher eine sichere Angabe hierüber nicht machen, wiewohl man weiss, dass er den Verlust durch Verdunstung weit übertrifft.

Endlich sind aber auch noch die Krümmungen des Flussbettes als Ursachen, welche das Wasser in seiner Bewegung hindern, anzusehen. Durch Krümmungen wird die Geschwindigkeit des Wassers aus zwei Gründen vermindert, einmal, weil eine krumme Strecke länger ist als eine gerade, und dann noch, weil das Wasser gezwungen wird, an jeder Stelle seine Richtung zu ändern. Bei Krümmungen ist die grösste Geschwindigkeit, und in der Regel auch die grösste Wassertiefe, in der Nähe des concaven Ufers, und sehr oft steht auch das Wasser in Folge der Centrifugalkraft auf dieser Seite höher als auf jener, doch ist es auch möglich (s. FUNK's Darstellung Nr. 195), dass (bei kleineren Krümmungen und kleineren Geschwindigkeiten) das Wasser am convexen Ufer höher stehen kann als am concaven Ufer. DU BUAT, welcher übrigens ziemlich ausführlich (§. 81 bis 108) von den Stromkrümmungen handelt, behauptet (§. 86), dass die grösste Geschwindigkeit am convexen Ufer vorhanden sei, allein schon EYTELWEIN führt an, dass er bei unzähligen Krümmungen das Gegentheil gefunden habe, und FUNK widerlegt (§. 198 seiner Darstellung) die DU BUAT'sche Behauptung auf das Bestimmteste.

Wir haben nicht nöthig, hier in diesen Gegenstand weiter einzudringen, da derselbe, sowie die Anlegung von Durchstichen zum Aufheben der Krümmungen, nicht in die Maschinenkunde, sondern in die Hydrotechnik gehört. Wir bemerken nur noch, dass DU BUAT den Widerstand der Stromkrümmungen genau so wie den Widerstand der Röhrenkrümmungen berechnet. (S. Art. AUSEFLUSS Bd. I. S. 575.) Diesemnach wächst die Widerstandshöhe oder der Verlust an Gefälle, welchen eine Stromkrümmung in Anspruch nimmt, wie das Quadrat der Geschwindigkeit und wie die Summe der Quadrate von dem Sinus der Anprallungswinkel, und es ist dieselbe

$$k = 0,0123 v^2 \Sigma (s^2) \text{ Meter, oder}$$

$$k = 0,00387 v^2 \Sigma (s^2) \text{ rheinl. Fuss}$$

zu setzen, wo  $v$  die mittlere Geschwindigkeit und  $\Sigma (s^2)$  die obengenannte Quadratsumme bezeichnet.

Hat z. B. eine krumme Strombahn 5 Anprallungen, und zwar drei mit dem Einfalls- oder Bricollwinkel von  $24^\circ$  und zwei mit dem Anprallungswinkel von  $32^\circ$ , und es ist die mittlere Stromgeschwindigkeit 5 rheinl. Fuss, so folgt der Verlust an Gefälle, welcher durch diese Krümmungen herbeigeführt wird:

$$\begin{aligned} k &= 0,00387 \cdot 25 \left( 3 (\sin 24^\circ)^2 + 2 (\sin 32^\circ)^2 \right) \\ &= 0,09675 \cdot (3 \cdot 0,1654 + 2 \cdot 0,2808) \\ &= 0,09675 \cdot 1,0579 = 0,1023 \text{ Fuss.} \end{aligned}$$

Inwiefern die hier erwähnten Widerstände bei practischen Ausführungen zu berücksichtigen sind, und welchen Einfluss namentlich Wasserpflanzen nach D'AUBUISSON und DU BUAT auf die Bewegung des Wassers haben, wird der Artikel CANAL ausführlicher darlegen.

Wir müssen diesen Artikel mit einigen allgemeinen Betrachtungen über die Bildung der Flussbetten und über die Einwirkung des fließenden Wassers auf das Bette beschliessen.

Das Wasser fließt nur selten, und zwar fast nur in Gebirgen, in einem Bette von festem Gesteine; in der Regel ist sein Bette aus Steinblöcken, Gerölle, Sand und Erde gebildet. Der Einfluss, welchen das Wasser auf ein felsiges Bette ausübt, ist meist unbedeutend, doch gibt es auch Gebirgsarten, wie z. B. Schieferthon, vulkanische Tuffe, gewisse Sandsteine u. s. w., welche vom fließenden Wasser bedeutend angegriffen werden. Die Geognosten führen in ihren Werken hiervon zahlreiche Beispiele an\*). Besonders merkwürdig in dieser Beziehung ist aber das Bette des Simeto am Fusse des Aetna, welches im Laufe von Jahrhunderten 40 bis 50 Fuss tief und 50 bis 100 Fuss breit in der Lava ausgewaschen worden ist, welche der Aetna 1603 ausgeworfen haben soll. Diese Lavamasse ist aber keineswegs porös oder schlackig, sondern sie besteht aus einem blauen, dichten und harten Gesteine, etwas leichter wie der Basalt. Eine andere, wenn auch nicht ganz hierher gehörige Erscheinung ist das Zurückgehen des Niagarafalles. Das Bette von dem Niagara besteht aus einem harten, über einem mächtigen Lager von weichem Schieferthon liegenden Kalksteine. Der durch den Wasserfall entblösste Schieferthon erleidet von dem gegen ihn schlagenden Wasserstrom eine immerwährende Zersetzung, und der dadurch seiner Unterlage beraubte Kalkstein stürzt von Zeit zu Zeit in Felsmassen herab. Man will beobachtet haben, dass deshalb dieser Wasserfall in 40 Jahren 150 Fuss zurückgegangen sei, und schliesst daraus, dass er in vielen tausend Jahren den Eriesee erreichen und dadurch ein Austrocknen desselben herbeiführen werde.

Die fließenden Wasser nehmen ihren Ursprung in den Gebirgen und ziehen sich herab in das hügelige und flache Land, wo sie sich in das Meer ergiessen; deshalb nimmt auch das Gefälle derselben von der Quelle bis zum Ausguss in das Meer allmähig ab. Es ist mithin das Zurückgehen des Gefälles der Flussbetten eine nothwendige Folge des Auswaschens, indem sich nämlich in den Gebirgen das Bette immer tiefer und tiefer einschneidet. Nähert sich das zurückschreitende Gefälle auf seinem Wege einem Gebirgssee, so gibt es demselben zu einem gewalt-samen Durchbruch und zu einer Senkung seiner Oberfläche Gelegenheit.

\*) *LYELL Principles of Geology. Part. II.* Hiervon HARTMANN's Uebersetzung unter dem Titel „die neuen Veränderungen der unorganischen Welt.“ BRONN Geschichte der Natur. §. 70 u. s. w.



Durchgebrochene Seen dieser Art zählt man in grosser Menge auf, z. B. den Rheingau mit der natürlichen Ueberfallsschwelle bei Bingen, den Genfer See mit der Ueberfallsschwelle durch die Rhone bei Fort de l'Écluse u. s. w.

Hauptsächliche Ursache des Auswaschens der Flussbetten (Fluss in allgemeiner Bedeutung genommen) sind auch die dem fließenden Wasser beigemengten fremdartigen Theile, welche durch Stoss und Reibung zugleich auf das Bett einwirken. Durch Unterwaschungen entstehen dann oft Felsenstürze, welche das Bett verengen oder zur Bildung von Krümmung oder gar zur Entstehung eines neuen Bettes Veranlassung geben.

Noch mehr in die Augen fallend sind die Wirkungen fließender Wasser auf die durch lockere Massen gebildeten Betten. Diese sind theils zerstörender, theils schaffender Natur; ersteres durch Zersetzen und Wegführen dieser Massen, letzteres durch Ansetzen derselben, indem sie zur Bildung von Sandbänken, Deltas, zur Ausfüllung von Seen u. s. w. Veranlassung geben. Die grössten Wirkungen erfolgen aber nicht bei dem mittleren und niedrigen Wasserstande, sondern bei Hochwasser und ungewöhnlichen Anschwellungen, weil das Wasser dann mit erhöhter Geschwindigkeit fließt. Da unter übrigens gleichen Umständen die Geschwindigkeit des Wassers mit der Quadratwurzel aus der Wassertiefe, und die bewegendende Kraft des Wassers mit dem Quadrate seiner Geschwindigkeit wächst, so steht diese zu der Wassertiefe in geradem Verhältnisse. Die lockeren Massen, welche das Flussbett constituiren, werden beim Hochwasser durch die bewegendende Kraft des Wassers mit fortgeführt und durch andere wieder ersetzt. Dieses Fortführen wird aber um so leichter, je grösser die Geschwindigkeit, je grösser also das Gefälle des Bettes ist, und je specifisch leichter diese Massen sind. Dann hat aber auch die Grösse dieser Massen selbst einen bedeutenden Einfluss, weil der Wasserstoss in quadratischen, das Gewicht der Körper aber im cubischen Verhältnisse der Dimensionen derselben wächst, weshalb bei gleicher Geschwindigkeit grössere Massen leichter fortgeführt werden als kleinere, jedoch nicht feine Körper; denn die letztern werden wieder durch die erhöhte Adhäsion leichter und weiter mit fortgeführt.

Es ist aus diesen Gründen erklärlich, weshalb man in den oberen Stellen der Thäler die Betten durch grössere und scharfkantige Steine und Felsblöcke gebildet sieht, dass weiter unten in den Thälern kleinere und abgerundete Steine, Gerölle u. s. w. sich vorfinden, dass ferner dieselben weiter unten allmählig in Kies und Sand übergehen und dieser zuletzt in der Nähe der Ausmündung ganz fein wird und Schlämme bildet. Uebrigens wird diese Abnahme des Volumens der Bestandtheile des Flussbettes nach dem Meere zu, durch die zersetzende Kraft der atmosphärischen Luft, indem nach dem verschiedenen Wasserstande diese Geschiebe bald über, bald unter das Wasser zu liegen kommen, noch beschleunigt. Ein Beispiel von grossen Flussanschwellungen liefert der Po, der durch die ihm durch Bäche aus den Gebirgen zugeführten Materien im Laufe der Zeit grosse Seen und Sümpfe, wie die bei Piacenza, Parma und Cremona, ausgefüllt hat, während andere durch die Vertiefung des Bettes auf natürlichem Wege ausgetrocknet worden sind. Uebrigens ist es nichts seltenes, dass der Po, sowie auch andere Flüsse, zuweilen ihr altes Bett verlässt und sich auf eine vielleicht meilenlange Strecke ein neues Bett gräbt. Um sich gegen solche Abweichungen zu sichern, hat man den Po, die Etsch und andere Nebenflüsse durch künstliche Dämme eingedeicht, wodurch allerdings eine Vermehrung der

Geschwindigkeit herbeigeführt wurde, die wieder Ursache ist, dass in denselben eine noch grössere Menge fremdartiger Materien fortgeführt wird, die sich zum Theil noch im Flussbette, zum Theil aber erst im Meere ablagnern. Aus diesem Grunde haben auch die Deltas des Po und der Etsch am adriatischen Meere seit dieser Eindeichung bedeutend zugenommen, sowie auch die Betten derselben nach und nach immer höher und höher gestiegen sind, so dass diese Flüsse gleichsam wie in Aquäducten auf den Rücken von aufgeschwemmten Erddämmen fortströmen.

In einem sehr hohen Grade zeichnet sich auch der Mississippi durch seine Anschwemmungen aus, weshalb auch er auf einem langen angeschwemmten Rücken fortfließt und seinen Lauf fortwährend ändert, wobei während einer Jahreszeit bedeutende Alluvionen weggeschwemmt werden, die in früheren Zeiten erst angehäuft wurden.

In der Regel ist es nicht die erhöhte Geschwindigkeit beim Hochwasser, wodurch die bedeutenden Veränderungen in den Flussbetten hervorgebracht werden, sondern es ist vielmehr die Zahl und Grösse der Hindernisse, die sich dem freien Abfluss entgegensetzen, welche zu solchen oft verwüstenden Veränderungen Veranlassung geben. Diese Hindernisse bestehen aber in Bergstürzen und Lawinen, d. i. in grossen Fels-, Schnee- oder Eismassen, welche sich durch Unterwaschung, Erweichung, Erdstösse oder andere Ursachen losgetrennt haben und in das Flussbette gerollt sind. Eins von den unzähligen Beispielen dieser Art gibt die Ueberschwemmung des Bagnethales 1818. Es wurde damals durch das Hinabstürzen einiger Lawinen ein Eisdamm quer über das Dranseflüsschen gebildet und es entstand deshalb ein See von 700 Fuss Weite, etwa 5000 Fuss Länge und an manchen Stellen von 200 Fuss Tiefe. Obwohl man durch eine Rösche in diesem Eisdamm einen bedeutenden Theil des Wassers aus diesem See abgeleitet hatte, so richtete der beim Herannahen des Sommers erfolgte Durchbruch noch sehr grossen Schaden an, so dass grosse Felsmassen, Häuser, Brücken und Erdmassen mit fortgeführt wurden. Es mochten auf diese Weise in der Secunde 300,000 Kubikfuss Wasser mit einer anfänglichen Geschwindigkeit von 33 Fuss abfliessen. Die ganze Ausleerung des Sees dauerte jedoch nur eine halbe Stunde; auch nahm die grosse Geschwindigkeit auf dem Wege bedeutend ab, denn das Wasser brauchte  $6\frac{1}{2}$  Stunden, um den 9 deutsche Meilen entfernten Genfersee zu erreichen, und hatte daselbst nur noch 6 Fuss Geschwindigkeit.

Einen besonderen Einfluss übt auch noch das Eis aus. Durch das Entstehen und Weggehen des Eises wird nicht allein das Bette der Flüsse locker gemacht, sondern auch das Eis nimmt als über und unter dem Wasser schwimmender Körper kleine und grosse Steine, Geschiebe und ganze Felsblöcke mit sich fort, wie zu beobachten man oft Gelegenheit hat. Durch die Bildung des Grundeises werden sonst unbewegliche Felsstücke aus dem Grundbette emporgehoben und mit dem Strome fortgeführt.

Die reproductiven Wirkungen der fließenden Wasser nehmen wir an den verschiedenen Deltas und an dem steten Wachsen derselben wahr, und wir können daraus den Schluss machen, welche ansehnliche Massen durch den Fluss einem See oder dem Meere zugeführt werden. Die Rhone bildet nicht allein bei ihrem Eintritte in den Genfersee ein ansehnliches Delta, sondern auch bei ihrem Eintritte in das mittelländische Meer, das es auf eine Strecke von 6 bis 7 Meilen Länge mit einem weisslichen Absatz färbt, welcher der Rhone zunächst durch die aus den höchsten Alpen herabstürzende Arve zugeführt wird. Eben so findet sich



im adriatischen Meere eine als Delta des Po und der Etsch anzusehende Anhäufung von Land vor, welche in den letzten zwei Tausend Jahren zum Theil mehrere Meilen an Breite zugenommen hat. Das bedeutende Anwachsen des Nildeltas ist bekannt.

Die Ansichten über die Menge der mechanischen Niederschläge aus dem Flusswasser sind sehr verschieden; während z. B. HARTSÖKER annimmt, dass der Rhein bei Fluthzeiten ein Procent erdige Bestandtheile mit sich führe, glaubt HORNER, dass nur ein Zehntel Procent (nach dem Volumen) Schlamm darin sei. EVEREST hat zuerst eine genaue Bestimmung dieser Art vorgenommen. Um die Anschwemmungen des Ganges zu finden, liess er abgewogene Wassermengen aus demselben verdampfen und wog die festgewordenen Rückstände. Er fand auf diese Weise den Erdgehalt des Ganges zur Regenzeit dem Gewichte nach  $\frac{1}{428}$  oder dem Volumen nach die Hälfte davon, d. i.  $\frac{1}{856}$ . Hieraus berechnete er die ganze jährlich durch den Ganges dem Meere zugeführte Menge an festen Materien zu 6368 Millionen Cubikfuss.

Diese Einwirkungen der fließenden Wasser auf ihr Bette finden nicht immer und auch nicht überall statt; bei mittleren Geschwindigkeiten und nicht zu lockerem Bette sind sie unmerklich; ja es ist eine Normalgeschwindigkeit (fr. *régime*) des Wassers denkbar, welche der natürlichen Beschaffenheit des Bettes dergestalt angemessen ist, dass sie selbst zur Zeit der Anschwellung auf das Flussbette nicht zerstörend einzuwirken vermag. Ein Fluss oder Bach ist in dem Normalzustande (fr. *régime*), wenn sein Bette der bewegendenden Kraft desselben hinreichenden Widerstand entgegengesetzt, so dass es selbst beim Hochwasser von dem Wasser nicht angegriffen wird. Wenn aber das Wasser Theile von dem Bette, wie Steine, Kies, Sand, Erde abreisst und fortnimmt, so hat die Geschwindigkeit ihren Normalzustand überschritten. Wenn sich hingegen die durch das Wasser von anderen Orten herbeigeführten Körper im Bette absetzen und dieses dadurch verengern und erhöhen, so ist seine Geschwindigkeit noch nicht die normale. Es ist also die Normalgeschwindigkeit gänzlich von der Beschaffenheit des Terrains, worin das Bette befindlich ist, abhängig, und dieselbe ist bei festem Boden grösser und bei lockerem und leicht zerstörbarem oder auflösllichem Boden kleiner. Bei Betten im festen Gesteine ist dieselbe am grössten, kleiner schon bei steinigten Betten, doch grösser als bei Flüssen in Kiesbetten oder gar in Sandbetten; sehr klein ist sie endlich bei Flüssen in einem Thonboden. Aus diesem Grunde ist die Normalgeschwindigkeit der Rhone grösser als die der aus Kies fließenden Seine, die Normalgeschwindigkeit von dieser wieder grösser als die des in einem Sandbette fließenden Rheines u. s. w. Uebrigens ist bei einem und demselben Flusse die Normalgeschwindigkeit desselben an verschiedenen Stellen verschieden, weil sich ein und dasselbe Flussbette oft in ganz verschiedenen Gebirgen fortzieht.

Was die Anschwellungen (*accrués*) der fließenden Wasser betrifft, so sind dauernde Anschwellungen (*accrués permanentes*) von den zufälligen oder periodischen Anschwellungen (*accrués accidentelles ou périodiques*) zu unterscheiden. Die dauernden Anschwellungen haben statt, wenn die Wassermenge eines Flusses durch den Eintritt der Wasser anderer Bäche oder Flüsse vermehrt wird\*); ausserordentliche Anschwel-

\*) DU BUAT sagt zwar (§. 118 seiner Grundlehren), dass die Breite des Hauptstromes nach einer Confluenz zweier Ströme in der Regel grösser sei als

lungen aber sind solche, welche durch Regengüsse, Schmelzen des Schnees und Eises, Wolkenbrüche u. s. w. veranlasst werden. Es unterscheidet deshalb auch Du BUAT zweierlei Normalgeschwindigkeiten, nämlich solche, welche den dauernden, und solche, welche den periodischen Anschwellungen entsprechen.

Die Materien, welche ein Flussbette bilden, können eingetheilt werden nach der Leichtigkeit, mit welcher sie vom Wasser fortgeführt werden können, nach ihrem specifischen Gewichte, nach ihrer Form und vorzüglich nach ihrer Grösse. Du BUAT hat (*Princ. d'Hydr. Tome II, p. 396*) in dem am Anfange beschriebenen künstlichen Canale aus Pfosten mit einigen Stoffen Versuche in dieser Beziehung angestellt. Er hat dieselben auf den Gerinnboden niedergelegt und die Geschwindigkeiten gemessen, bei welchen diese Materien vom Wasser fortgeführt wurden. Er fand, dass

Töpferthon . . . . .	bei Geschwindigkeit unter	0,08 Meter.
feiner Sand . . . . .	„	„ 0,16 „
Kies von Erbsengrösse . . . . .	„	„ 0,19 „
Kies von der Grösse einer Bohne . . . . .	„	„ 0,32 „
abgerundete Kieselsteine . . . . .	„	„ 0,65 „
eckige Feuersteine . . . . .	„	„ 1,00 „

vom Wasser nicht fortgeführt werden.

Eine andere Tabelle von TELFORD und NIMMO aus dem Artikel *Bridge* in der Edinburger Encyclopädie ist im Artikel AUFSCHLAG-WASSER mitgetheilt worden. Folgende dritte Tabelle gibt Umpfenbach in seiner Theorie des Neubaues der Kunststrassen; sie bezieht sich besonders auf die Betten kleinerer Gewässer.

Mitgeführte Materien.	Geschwindigkeit des Wassers an der Oberfläche beim Hochwasser.	
	Rheinl. Fuss.	Meter.
Feiner Lehm und Schlamm	$\frac{2}{3}$	0,209
Feiner Sand	1	0,314
Körniger Sand	$1\frac{1}{2}$	0,471
Sehr feiner Kies	2	0,628
Kies von 1 Zoll Durchmesser	3	0,942
Kies von 2 Zoll Durchmesser	5	1,569
Steine von $\frac{1}{8}$ Cubikfuss	7	2,197
Steine von 1 Cubikfuss	10	3,138
Steine von 2 Cubikfuss	15	4,708
Steine von 10 bis 15 Cubikfuss	36	11,299

Es ist übrigens leicht denkbar, dass die Seitenwände des Bettes mehr angegriffen werden als der Grund; während die Schwerkraft die

die Breite von dem grösseren Seitenstrom und kleiner als die Summe von den Breiten beider Seitenströme; allein LYELL behauptet, dass sehr oft bei Vereinigung zweier Ströme der Hauptstrom nur die Breite eines Nebenstromes, und zuweilen eine noch kleinere Breite habe, wie z. B. der Mississippi bei Vereinigung mit dem Missouri. Vorher ist jener eine, dieser eine halbe englische Meile breit; von der Confluenz bis zur Einmündung des Ohio ist jener aber nur  $\frac{3}{4}$  Meile breit.



Haltbarkeit des Grundbettes vermehrt, ist sie der Festigkeit der Seiten hinderlich. Es hängt deshalb auch die Stabilität dieser noch von dem Laufe des Flusses überhaupt ab, ob derselbe Krümmungen hat oder nicht, ob diese grösser oder kleiner sind u. s. w.

Wenn ein Fluss immer eine gleiche Wassermenge abführte, so würde er sich von selbst reguliren oder in den Normalzustand zurückführen, sei es durch Vermehrung seiner Breite oder durch Verminderung seines Gefälles. Bei einer Flusskrümmung ist dieses Vermögen sich selbst zu reguliren besonders deutlich; der Wasserstrom greift das concave Ufer an und erzeugt auf dieser Seite eine grössere Tiefe und grössere Geschwindigkeit, während er auf der convexen Seite die mitführenden Materien absetzt.

Die Wasserbaukunst hat nun zu ihrem vorzüglichsten Gegenstande, die Flüsse zu reguliren und ihren schädlichen Wirkungen entgegen zu arbeiten, namentlich aber den Angriffen der Ufer, dem Niederschlagen und Absetzen von Schlämmen, und besonders auch den Ueberschwemmungen zu begegnen. Die Behandlung dieser Gegenstände gehört daher nicht hierher.

Die Gefälle und Geschwindigkeiten der Ströme, Flüsse und Bäche sind zwar sehr verschieden, jedoch innerhalb gewisser Gränzen liegend. Wir haben Folgendes aus einem Werkchen von STRANZ „vergleichende hydrographische Tabellen zur Darstellung einer Characteristik der Flüsse“ ausgezogen.

Ströme haben

ein grosses Gefälle, wenn dasselbe	16 bis 50	rheinl. Fuss,
ein mittleres „ „ „	8 $\frac{1}{2}$ „ 15	„ „
ein kleines „ „ „	1 $\frac{1}{2}$ „ 6 $\frac{2}{3}$	„ „

auf eine deutsche Meile ist.

Gebirgsbäche hingegen haben

ein grosses Gefälle, wenn es	150 bis 400	Fuss
ein mittleres „ „ „	70 „ 140	„
ein geringes „ „ „	36 „ 60	„

auf eine Meile ist.

Bäche im Tieflande haben

ein mittleres Gefälle von	30 bis 40	Fuss,
ein geringes „ „	20 „ 25	„

Wildbäche haben oft Gefälle von 2000 Fuss auf eine Meile.

Was die Geschwindigkeit der Flüsse betrifft, so nennen wir dieselbe gross bei 6 bis 8 Fuss, eine mittlere bei 3 bis 5 Fuss und klein bei 1 bis 2 Fuss. Bei Hochwasser nimmt die Geschwindigkeit um die Hälfte und selbst mehr zu, und eben so bei Tiefwasser um  $\frac{1}{4}$  bis  $\frac{1}{2}$  ab.

Die Elbe hat folgende Gefälle auf eine Meile Erstreckung:

von Hohenelbe bis Podiebrad	57	Fuss,
„ Podiebrad bis Leitmeritz	9	„
„ Hirnschkretschchen bis Schandau	5,3	„
„ Schandau bis Königstein	4,7	„
„ Königstein bis Pirna	6,2	„
„ Pirna bis Pillnitz	5,8	„
im Mittel von Leitmeritz bis Mühlberg	5,8	„
von Mühlberg bis Magdeburg	2,5	„

Die Geschwindigkeit der Elbe ist eben so verschieden. Bei Jaromirz ist sie 7 Fuss, bei Königstein 5, unterhalb Dresden 3,4; mittlere Geschwindigkeit in Sachsen 3 Fuss rheinl.

Der Rhein hat folgende Gefälle auf jede deutsche Meile Längenerstreckung:

von Laufenburg bis Basel	51	Fuss,
„ Basel bis Kehl	20	„
„ Kehl bis Mannheim	8,0	„
„ Mannheim bis Mainz	3,5	„
„ Mainz bis Köln	5,5	„
„ Köln bis Wesel	3,5	„

Die Geschwindigkeit des Rheins ist bei Coblenz 5 Fuss, bei Düsseldorf 4 Fuss, bei Emmerich 3 Fuss. Nach TULLA \*) ist dieselbe bei Basel 6 (paris.) Fuss beim niedrigsten, und 13 Fuss beim höchsten Wasserstand; dagegen bei Mannheim 2,4 beim niedrigsten und 4,63 Fuss beim höchsten Wasserstande.

Die Donau hat folgende Gefälle auf jede Meile Längenerstreckung:

von der Quelle bis Ingolstadt	25,5	Fuss,
„ Ingolstadt bis Wien	10	„
„ Wien bis Pesth	8,7	„
„ Pesth bis ins schwarze Meer	1,7	„

Die Geschwindigkeit ist bei Ulm 6,4 Fuss, an der baierisch-österreichischen Gränze 4,5 Fuss, beim Einfluss der March 5,8 Fuss.

Die Rhone hat folgende Gefälle:

von Genf bis Bellegarde	68	Fuss,
„ Bellegarde bis St. Genis	21,9	„
„ St. Genis bis Loyette	15,0	„
„ Loyette bis Lyon	21,9	„
„ Lyon bis zum Meere	11,5	„

Die Geschwindigkeit derselben ist bei Beaucaire 8 Fuss und bei Arles am Delta-Anfang 4,5 Fuss.

Wegen anderer Flüsse und auch in Beziehung auf die Breiten- und Tiefenverhältnisse, namentlich mit Berücksichtigung der Stromgebiete, kann man in der angeführten Schrift von STRANTZ nachsehen.

### Historischer Ueberblick und Literatur.

Die ältere Literatur über die Gesetze der Bewegung des Wassers in Betten hat nur ein historisches Interesse, denn vor DU BUAT (1779) war ein den Erfahrungen auch nur einigermaßen entsprechendes Gesetz der Art noch nicht bekannt. Die älteste Schrift über Hydraulik von SEXTUS JULIUS FRONTINUS: *De aqueductibus urbis Romae Commentarius*\*\*), geschrieben ungefähr 100 und abgedruckt 1630 und 1780 in *GRAEVII Thesaurus Antiquitatum Romanorum Vol. IV.*, enthält nur allgemeine Betrachtungen über die Bewegung des Wassers in Canälen. Die Schüler und Nachfolger von GALILEI (geb. 1564 zu Pisa) waren alle vergeblich bemüht, allgemein gültige Gesetze über die Bewegung des Wassers in Flüssen auszumitteln. GALILEI selbst gesteht, nachdem er eingesehen hatte, dass eine solche Theorie aus blossen Vernunftgründen zu ent-

\*) TULLA über die Rectification des Rheins von der Schweiz bis Hessen. Karlsruhe 1825.

\*\*) Eine ganz neue Ausgabe hiervon hat folgenden Titel: *FRONTINI de aqueductibus urbis Romae liber. Illustravit et germanice reddidit ANDREAS DEBERICHIUS. Vesaliae 1841.*



wickeln unmöglich ist, dass er bei seinen astronomischen Entdeckungen weniger Schwierigkeiten zu überwinden gehabt, als er bei seinen Untersuchungen über die Bewegung des Wassers in Betten vorgefunden habe. Nach den vielen vergeblichen Versuchen, eine genügende Theorie dieser Bewegung zu finden, fing man (LECCHI, LORGNA) sogar an zu zweifeln, dass eine solche Theorie überhaupt möglich sei. In CASTELLI (*Della Misura dell' acque correnti* 1628) findet sich der allgemeine Satz vor, dass sich bei einem im Beharrungszustande fliessenden Wasser die Querschnitte umgekehrt wie die Geschwindigkeiten verhalten, und mit diesem mussten sich die Hydrauliker damaliger Zeit begnügen. Uebrigens hatte CASTELLI über die Abhängigkeit zwischen der Geschwindigkeit und Tiefe eines Flusses eine falsche Ansicht, er nahm nämlich an, dass die Geschwindigkeiten den Tiefen proportional seien, (s. Art. AUSFLUSS Bd. I. S. 585), dass also z. B. der doppelten Tiefe eine doppelte Geschwindigkeit entspreche. Dieser Ansicht waren auch MONTANARI, CASSINI, BARATTERI und Andere. Der letztere glaubte dieses auch durch besondere Versuche nachgewiesen zu haben. (S. das unten angeführte Werk von ZENDRINI.)

DOM. GUGLIELMINI war der Meinung, dass die Geschwindigkeit des Wassers in einem Flusse wie die Quadratwurzel aus der Tiefe wachse. Die Werke dieses Hydraulikers sind folgende: *Mensura aquarum fluentium* oder: *La Misura dell' acque correnti*, 1690. *Della Natura del Fiume. De fluvii et castellis aquarum*. Die Abhandlungen der vorzüglichsten italienischen Hydrauliker sind aber enthalten in der *Raccolta degli autori che trattano del moto dell' acque*. 3 tom. Firenze 1723. GRANDI, dessen Tractat „*Del movim. dell' acque*“ sich ebenfalls in der *Raccolta* befindet, hält, wegen der Hindernisse, welche das Wasser im Bette zu überwinden hat, die Annahme von GUGLIELMINI für nicht genügend, doch behält er noch eine parabolische Geschwindigkeitsscale, indem er annimmt, die Geschwindigkeiten verhalten sich wie die Quadratwurzeln der Abstände von einem gewissen Punkte über dem Wasserspiegel. Der Theorie von GRANDI huldigt auch FRISI in seinem Werke: *Istituzioni di Meccanica, d'Idrostatica, d'Idrometria ecc.* Milano 1777. ZENDRINI und auch MICHELOTTI hatten andere Ansichten. Der letztere findet, dass das Längenprofil der Oberfläche eines fliessenden Wassers eine Hyperboloide und das Längenprofil des Grundbettes die hierzu gehörige Asymptote bilde. (S. dessen hydraulische Versuche, deutsch von ZIMMERMANN §. 120 u. s. w.)

Uebrigens hatte schon MARIOTTE 1686 in seinem *Traité du mouvement des eaux* durch Versuche mit an einander gehängten Wachskügelchen nachgewiesen, dass die Geschwindigkeit von der Oberfläche an nicht zu-, sondern abnehme, und dass nur in Verengungen des Strombettes, wie z. B. unter Brücken, das Gegentheil statt habe. PITOT fand mit seinem Hydrometer, der Pitotschen Röhre (s. Art. HYDROMETER), die Geschwindigkeit an der Oberfläche stets grösser als unter derselben (*Mémoires de l'Academie* 1732). LORGNA beobachtete mit dem Stromquadranten (s. Art. HYDROMETER), dass die grösste Geschwindigkeit etwas unter der Oberfläche sich befinde, wie später auch BRÜNINGS und Andere fanden.

Merkwürdig ist es, dass Männer wie GRANDI, ZENDRINI, MANFREDI u. A. für zweckmässig gefunden haben, mit dem Hydrometer, welches nach seinem Erfinder NADIS hydrometrische Flasche genannt wird,

besondere Versuche (1721) anzustellen. Diese Vorrichtung bestand in einem Blechgefässe mit einer Oeffnung und einer bis über die Oberfläche hinaus reichenden Röhre. Aus der Wassermenge, welche in einer gewissen Zeit durch diese Oeffnung in das unter Wasser befindliche Gefäss floss, wurde nun auf die Geschwindigkeit des Wassers geschlossen, es wurde nämlich angenommen, dass diese Wassermenge der Geschwindigkeit proportional sei. Da nun aber bei einer gleichförmigen Bewegung der Druck des Wassers an der Oberfläche dem Atmosphärendrucke gleich ist und der Druck unter derselben um die Höhe des darüber stehenden Wassers wächst, endlich aber die Ausflussgeschwindigkeit des in die Atmosphäre strömenden Wassers nur der Quadratwurzel aus der Druckhöhe proportional ist, so folgt, dass das Wasser in desto grösserer Menge in die durch die vertikale Röhre mit der äusseren Luft communicirende Flasche strömen muss, je tiefer dieselbe unter das Wasser kommt. Dieses ergab sich zwar auch bei den damals gemachten Beobachtungen und wurde selbst beim Eintauchen in stillstehendes Wasser gefunden, aber nichts desto weniger kamen die Experimentatoren nicht auf die richtige Ursache, sondern sie glaubten noch immer an eine, dem Parabelgesetz unterworfenen Abnahme der Geschwindigkeit von oben nach dem Grunde zu.

Die Versuche, welche ZENDRINI, LECCHI, LORGNA und MICHELOTTI mit dem Stromquadranten angestellt haben, führten nicht auf sichere Ergebnisse, wenigstens liess sich aus denselben eine Regel nicht ableiten; sie fanden in der Regel eine Abnahme der Geschwindigkeit von der Oberfläche nach dem Boden, wiewohl sich zuweilen auch das Gegentheil ergab. Man findet eine gute und gedrängte Zusammenstellung dieser Versuche in BRÜNINGS Abhandlung über die Geschwindigkeit des fliessenden Wassers, sowie auch in KÄSTNER's Hydrodynamik eine werthvolle Uebersicht der vielen Versuche, eine Theorie der Bewegung des Wassers bis zur Zeit von DU BUAT zu begründen, gegeben ist. Einen guten Auszug aus BRÜNINGS Abhandlung gibt WOLTMANN S. 295 u. s. w. Bd. III. in seinen Beiträgen zur hydr. Architectur. ZENDRINI's Werk hat den Titel: *Leggi e Fenomeni delle acque correnti*. LECCHI handelt von seinen Versuchen in der Schrift: *Idrostatica esaminata ne' suoi principi et stabilita nelle sue regole della misura delle acque correnti*. 1765. Von LORGNA sind zwei Abhandlungen über diesen Gegenstand vorhanden, nämlich: *Ricerche intorno alla distribuzione della velocità nella sezione de' Fiumi* und *Memorie intorno all' acque correnti*. 1777. MICHELOTTI beschreibt seine mit verschiedenen Instrumenten angestellten Beobachtungen in dem berühmten Werke: *Sperimenti Idraulici*. 1767 und 1774, wovon wir durch ZIMMERMANN einen deutschen Auszug (1808) haben.

In der 1766 in 7 Bänden zu Parma erschienenen *Nuova Raccolta di autori che trattano del moto dell' acque* sind die Versuche und Theorien der italienischen Hydrauliker bis 1766 zusammengestellt. Erst mit XIMENES gewinnen die Messungen der Geschwindigkeiten fliessender Wasser eine gewisse Wichtigkeit, denn die Beobachtungen dieses Hydraulikers sind nicht nur mit besonderer Sorgfalt, sondern auch in grosser Anzahl und Ausdehnung (1780 im Arno) angestellt worden. XIMENES handelt von seinen Versuchen in dem Werke: *Nuove Sperienze Idrauliche, fatte ne' Cenali e ne' Fiumi per verificare le principale leggi e fenomeni delle acque correnti*. Siena 1780.

Wir haben gesehen, dass XIMENES, im Widerspruch mit der damals noch in Italien verbreiteten Ansicht, durch Versuche erwiesen hat, dass



die Geschwindigkeit des frei fließenden Wassers von der Oberfläche nach dem Grundbette zu abnimmt. Um dieselbe Zeit oder wenig früher hatte dasselbe auch DU BUAT in seinen künstlichen Canälen beobachtet. Es fängt mit dieser Zeit eine neue Epoche der theoretischen Hydraulik an. Hydraulische Schriften, welche vor oder nach dem Anfange dieser Periode erschienen sind, wie die von D'ALEMBERT, BOSSUT, KARSTEN und KÄSTNER, sind, so gut sie auch in anderen Beziehungen sein mögen, für die Theorie der Bewegung des Wassers in Betten unbrauchbar, und noch mehr gilt dasselbe auch von den älteren Werken wie BELIDOR, LEUOLD u. s. w.

Einen kurzen Ueberblick über die Fortschritte, welche die theoretische Hydraulik seit DU BUAT gemacht hat, findet man in der Einleitung (wissenschaftlicher Zustand der Wasserbaukunst) zu HAGEN's Beschreibung neuerer Wasserbauwerke in Deutschland, Frankreich, den Niederlanden und der Schweiz. Königsberg 1826. Die neueste Zeit (bis 1841) ist jedoch nicht ohne Spur vorübergezogen, ihr hat man besonders die Theorie der permanenten Bewegung des Wassers zu danken.

Wir führen nun die hauptsächlichsten Werke und Abhandlungen, welche von der Bewegung des Wassers in Betten handeln und die uns fast ohne Ausnahme bekannt sind, hier an.

DU BUAT *Principes d'Hydraulique*. Erste Ausgabe 1779, letzte 1816. Einen deutschen Auszug hiervon findet man im ersten Bande von WOLTMANN's Beiträgen zur hydraulischen Architectur. 1791. Der erste Theil des Werkes ist (1796) zweimal übersetzt, von LEMPE und von KOSMANN. Die Uebersetzung des letzteren hat durch die Zusätze von EYTELWEIN einen besonderen Werth erhalten.

Lesenswerth ist auch: FABRE, *Essai sur la théorie des torrens et des rivières etc.* Paris 1797. Ebenso BERNARD's neue Grundlehren der Hydraulik; deutsch von LANGSDORF. Leipzig 1790.

Von GIRARD erschien: *Essai sur le mouvement des eaux courantes, et de la figure qu'il convient de donner aux canaux qui les contiennent*. 1804. Auch: *Mémoires sur le canal de l'Oucq*.

Um dieselbe Zeit erschien PRONY's wichtige Abhandlung: *Recherches physico-mathématiques sur la théorie des eaux courantes*, wovon 1812 die Uebersetzung von LANGSDORF unter dem Titel: Theoretisch-practische Abhandlung über die Leitung des Wassers u. s. w. erschien.

Für den Gebrauch sehr bequem ist: PRONY *Recueil de cinq tables pour faciliter et abrégé des formules relatives au mouvement des eaux etc.* Paris 1825.

An das erste Werk von PRONY schliessen sich EYTELWEIN's berühmte Abhandlungen in der königl. Academie der Wissenschaften in Berlin. Jahrgang 1814 bis 1815 und Jahrgang 1818 bis 1819. Berlin 1818 und 1820 an, welche den Titel haben: Untersuchungen über die Bewegung des Wassers u. s. w., und auch in den *Annales des mines*. Tom. XI. 1825. ins Französische übersetzt sind.

Von FUNK war vorher erschienen: Beiträge zur allgemeinen Wasserbaukunst und Beschreibung der hydrometrischen Versuche. Lemgo 1808. 2 Bände. Später erschien von ihm das schätzbare Werk: Versuch einer auf Theorie und Erfahrung gegründeten Darstellung der wichtigsten Lehren der Hydrotechnik. Bd. I. 1820.

Eine Zusammenstellung gemachter Beobachtungen über die Geschwindigkeit der Flüsse gibt WIEBEKING im ersten Bande seiner theoretisch-practischen Wasserbaukunst. München 1811.

LANGSDORF handelt auf eine eigenthümliche, jedoch nicht zu empfehlende Weise die Bewegung des Wassers in Canälen: 1) in seinem Lehrbuche der Hydraulik §. 150 u. s. w.; 2) im ersten Bande seiner Maschinenbaukunst u. s. w. ab.

EXTELWEIN behandelt im siebenten und achten Capitel (§. 123 bis 143) seines Handbuches der Mechanik und Hydraulik, Leipzig 1823 (zweite Aufl.), die Bewegung des Wassers in Flüssen u. s. w.

In F. A. v. GERSTNERS Handbuch der Mechanik, Prag 1832. Bd. II. Cap. V. (§. 204 bis 254) wird die Bewegung des Wassers in Canälen und Flüssen gründlich, aber nicht erschöpfend abgehandelt.

Eine gedrängte, dem jetzigen Zustande der Hydraulik entsprechende Bearbeitung des nämlichen Gegenstandes findet sich im 10. Cap. (549 bis 617) von KAYSER's Handbuch der Mechanik. Karlsruhe 1840.

Besonders ist aber die neue Auflage von *Traité d'Hydraulique à l'usage des Ingénieurs; par I. F. D'AUBUISSON DE VOISINS. Paris et Strasburg 1840* zu empfehlen, und hierüber Art. 100 bis 180 nachzusehen. Diese zweite Auflage unterscheidet sich namentlich durch die Umarbeitung dieser Artikel von der ersten, auch ins Deutsche übersetzten Auflage.

In NAVIER's *Résumé des leçons etc. oder Application de la mécanique à l'établissement des constructions et des machines. Paris 1838* wird II<sup>me</sup> Part. art. 122 — 140 dieser Gegenstand behandelt.

Noch müssen wir auch den allerdings nur lithographirten *Cours de mécanique appliquée aux machines par PONCELET* nennen, und besonders das Ende der sechsten Section empfehlen.

Ferner haben wir bei Bearbeitung des vorliegenden Artikels benutzt: *Elementi di Meccanica e d'Idraulica di Giuseppe VENTUROLI. Quinta Edizione. Napoli 1833. Vol. secundo. No. 294 etc.*; sowie *Note ed Aggiunte agli Elementi di Meccanica e d'Idraulica del Prof. VENTUROLI. Bologna 1827. Vol. II. No. 142 etc.*

Ferner ist anzuführen: *The Cyclopaedia by ABRAHAM REES. Art. River* und *Art. Water*, sowie *Dr. ROBISON's System of Mechanical Philosophy* und *Art. Hydrodynamics* und *River* von demselben in der *Encyclopaedia Britannica*.

Einzelne Abhandlungen, besonders solche, welche die neueren Fortschritte der Hydrometrie bezeichnen, sind folgende:

*Essai sur la solution numérique de quelques problèmes relatifs au mouvement permanent des eaux courantes, par M. I. B. BELANGER. Paris 1828.* Ferner: *De la théorie du mouvement permanent des eaux courantes par VAUTHIER. Paris 1836.*

Eine Abhandlung über Stauungen und über die Fortpflanzung der Wellen von BIDONE findet sich in folgender Sammlung: *Memorie della Reale Accademia delle Scienze de Torino. Tomo XXV. 1820*, unter dem Titel: *Expériences sur le remou et sur la propagation des ondes.*

Eine Reihe werthvoller Abhandlungen ist in den *Annales des ponts et chaussées* enthalten, wovon ich nur die hauptsächlichsten nennen will. *Tom. VI. 1833. DEFONTAINE: sur le régime du Rhin et sur les travaux pour la défense de ses rives. Le I<sup>er</sup> semestre von 1835* enthält eine Abhandlung von PRONY über den Rückstau (*sur l'application du calcul*



à la mesure des remous.) Eine andere Abhandlung über denselben Gegenstand (*Observations faites en Allemagne sur les remous produits dans les rivières par des barrages*) von D'AUBUISSON im *Ier Semestre 1837*. Eine Abhandlung über permanente Bewegung des Wassers von CORIOLIS ist auch im XII. Bande (1836) dieser Zeitschrift befindlich. Endlich ist auch im *Ier Semestre 1838* derselben ein Aufsatz von SAINT-GUILHEM, betitelt: Formeln zur Auflösung verschiedener Probleme der Hydraulik.

Auch müssen wir anführen: *SGANZIN's Cours des Constructions, Quatrième Partie. Considérations générales sur les cours d'eau etc.*

Viel Vortreffliches lässt sich von dem zweiten Bande des Handbuchs der Wasserbaukunst von HAGEN erwarten. Der erste Theil, von den Quellen handelnd, ist erst 1840 in Königsberg erschienen.

*Weisbach.*

**Bierbrauerei.** Die Bierbrauerei ist zwar ein Gewerbe von wesentlich chemischer Natur, und daher sind ihre hauptsächlichsten Prozesse nicht durch Maschinen auszuführen. Indessen sind theils zu Vorbereitung der Materialien, theils zu Unterstützung der chemischen Einwirkung, theils endlich zu Abkühlung der heissen Flüssigkeiten, in grösseren Etablissements besonders, Maschinen von Nutzen, zum Theil sogar unumgänglich erforderlich. Wir werden diese Maschinen hier nennen, um die Artikel bezeichnen zu können, wo sich das Nähere findet. Zu Vorbereitung des Malzes sind erforderlich SCHROTMÜHLEN oder eigne MALZQUETSCHMASCHINEN, letztere stets aus Walzenpaaren bestehend. Um die chemische Einwirkung zu unterstützen, ist eine sehr innige Mischung des Wassers mit dem Malze nöthig; diese wird in grösseren Brauereien besorgt durch MAISCHMASCHINEN verschiedener Construction. Endlich kann man die zu gewissen Zeiten erforderliche Abkühlung der Würze beschleunigen durch Anwendung von VENTILATOREN oder eignen KÜHLAPPARATEN (z. B. von WAGENMANN). Um die in der Brauerei vorkommenden Flüssigkeiten aus einem Gefässe ins andere zu übertragen, sind Bierpumpen erforderlich, die sich natürlich in ihrer Construction wesentlich an die PUMPEN überhaupt anschliessen, aber doch manche Besonderheiten darbieten. Allgemeine Hebevorrichtungen und Aehnliches, was in jedem grösseren Geschäfte der Art vorkommen muss, wurden hier natürlich übergangen, da sie der Bierbrauerei nicht eigenthümlich sind.

*A. Weinlig.*

**Blaufarbenmaschinen** sind die zur Bereitung blauer Farben aus Kobalt, — und zwar vorzugsweise der mit dem Namen Smalte belegten, — erforderlichen Maschinen und Vorrichtungen.

Zum Verständniss derselben wird es nothwendig sein, vorerst eine kurze Darstellung des Wesens und Ganges dieser Bereitung zu geben.

Der Kobalt, als Metall von weisser, in das Stahlgraue spielender Farbe, strengflüssig, hart und wenig dehnbar, findet als solches keine technische Anwendung; hingegen ist dessen Protoxyd — das gewöhnliche Kobaltoxyd — geeignet, Glas und Glasflüsse, mit denen es zusammengeschmolzen wird, blau zu färben, und obschon das reine Kobaltoxyd fähig ist, auch ohne Schmelzen, mit Thonerde eine blaue Verbindung zu bilden, so ist es doch vorzugsweise die erstere Eigenschaft, von der man zur Bereitung blauer Farbe Gebrauch macht.

Zu dieser Bereitung stellt man den Kobalt nicht erst als Metall dar, da er in dieser Gestalt, gediegen, in der Natur nicht vorkommt, sondern

man verwendet unmittelbar die Erze dazu. Die hauptsächlichsten dieser Erze sind: der Glanzkobalt, der weisse und graue Speisskobalt, der schwarze, braune und gelbe Erzkobalt, die Kobaltblüthe und der Kobaltbeslag, der Kobaltkies und der Kobaltvitriol.

Von ihnen kommt wieder am häufigsten vor und in Anwendung der Speisskobalt, ursprünglich wohl deshalb so genannt, weil von ihm, aus den ihm beigemengten fremden Metallen, bei der Blaufarbenbereitung die meiste Speise (s. unten) fällt. Der Kobalt ist nämlich in den Erzen, im günstigsten und selteneren Falle, mindestens mit Arsenik und Schwefel verbunden: so in Glanzkobalten; weit gewöhnlicher aber noch ausserdem mit Eisen, Nickel, Wismuth, Kupfer, Blei, Silber, Mangan, Kiesel- und Thonerde (in verschiedenen Zuständen, theilweise nur in mechanischem Aggregate), welche keineswegs durch die Aufbereitung vollständig davon gesondert werden können.

Je reiner daher (je reicher an Kobalt) das Erz vorkommt, je weniger zum mindesten die fremden Beimengungen und Beimischungen der Güte der erlangten Farben nachtheilig sind, um so werthvoller und geschätzter ist derselbe.

Das durch die Aufbereitung möglichst mechanisch rein dargestellte Kobalterz wird geröstet, um den Arsenik und Schwefel zu entfernen, den Kobalt aber in (das allein färbende) Oxyd zu verwandeln.

An und für sich wird das endliche Ergebniss desto günstiger ausfallen, je vollkommener die Röstung erfolgt; das Vorhandensein gewisser fremder Beimengungen, insbesondere von Nickel, in grösserem Antheile kann jedoch die Nothwendigkeit begründen, die Röstung nur unvollständig zu bewirken, ja im äussersten Falle sogar durch eine ganz andere Behandlung zu ersetzen. Sollte endlich der Kobalt, wie nicht selten der Fall ist, mit Wismuth und zwar so innig gemengt vorkommen, dass er durch die Aufbereitung nicht rein ausgeschieden werden könnte, so geht dem Rösten auch noch eine Absaigerung des Wismuthes als Hilfs- und Vorbereitungsarbeit voraus.

Der geröstete Kobalt wird gesiebt, gepocht, nach Befinden gemahlen, hierauf mit gebranntem und gepochtem Quarze und Potasche beschickt und in Häfen in einem Schmelzofen zu einem blauen Glase eingeschmolzen. Hierbei scheiden sich die noch etwa im Kobalterze enthalten gewesenen fremden Metalle, Nickel, Wismuth, Kupfer, Blei, Silber, Arsenik und Eisen, und im Falle die Röstung unvollständig erfolgt war, wohl selbst Kobalt, in regulinischer Gestalt unter dem Namen Speise auf dem Grunde der Häfen aus. Von ganz reinen Kobalterzen fällt natürlich bei richtiger Behandlung im Rösten auch keine Speise.

Das durch das Schmelzen gebildete Glas wird ausgeschöpft, zur schnellen Abkühlung in kaltes Wasser gegossen, wodurch es spröde und mürbe wird und theilweise schon in Stücke zerspringt, hierauf gepocht, gesiebt, mit Wasser gemahlen und nach und nach in einer Reihe von Gefässen verwaschen und abgeklärt, in welchen sich das fein, jedoch immer noch nicht in durchaus gleich grosses Korn, zertheilte Glaspulver niederschlägt und nach Massgabe seiner Gröbe und Schwere in verschiedene Abtheilungen sondert.

Wesentlich werden aber diese Niederschläge, als die eigentliche Smalte, unter drei Hauptabtheilungen gebracht und als solche bezeichnet: 1) Streublau, der gröbere und grösste und zugleich dunkelste Theil des Glaspulvers; 2) die eigentliche Farbe, der nächst feinere, und



3) die Eschel, der noch feinere Theil bis zu dem allerfeinsten und blassesten. Von dem Streublau wird nur der bei weitem kleinste Theil in den Handel gebracht, der grösste wird noch feiner gemahlen, ein anderer beim Schmelzen wieder mit zugesetzt. Die Farbe hingegen ist der eigentliche wesentlichste Verkaufsartikel, nächst ihr der bessere Theil der Eschel, während der geringere und geringste Theil derselben wieder eingeschmolzen oder höchstens mit anderen gemengt wird.

Die zum Verkaufe bestimmten Sorten von Streublau und Farbe werden zerrieben, getrocknet, nochmals zerrieben und gesiebt, die Escheln aber nach Befinden nur gröblich zerklopft, getrocknet, gepocht, trocken gemahlen und gesiebt, hier und da aber auch nass gemahlen, nochmals geschlämmt und getrocknet, zerrieben und gesiebt.

Die Hauptverhältnisse, von denen Tiefe (Sättigung), Lieblichkeit, Feuer und überhaupt der Ton der erlangten Farben abhängen und welche auf die Art und Führung der verschiedenen Arbeiten wesentlichen Einfluss ausüben, sind folgende:

Das erste und wichtigste ist natürlich die Beschaffenheit der Kobalterze; je reiner und kobaltreicher dieselben sind, eine desto stärkere, tiefere Färbung wird eine gleiche Menge davon hervorbringen; je freier von fremden Oxyden, desto reiner, feuriger, lieblicher wird unter übrigens gleichen Umständen diese Färbung ausfallen. Nickel, Kupfer, Blei, in grösseren Antheilen aber auch Eisen, Zinn, Zink, Antimon und von nicht metallischen Stoffen Natron, Kalk-, Thon-, Bittererde, Feld- und Flussspath verschlechtern die Farbe und machen sie unscheinbar, am meisten als Oxyde. Kupfer und Nickel ziehen sie in das Braune, bei geringeren Mengen in das Violette; Eisenoxydul macht sie schmutzig grün oder violett; eine grosse Beimengung von Zinkoxyd gibt ihr ebenfalls einen Stich ins Grüne, während gegentheils eine geringe Menge von Zink, Zinn, Antimon, arseniger Säure die Farbe eher noch erhöht. Hieraus folgt, dass es aus von Natur armen, unreinen, auch weder mechanisch noch (wenigstens im Grossen) chemisch völlig rein darzustellenden Kobalterzen unmöglich ist, Farben von jeder Höhe und Schönheit zu fertigen.

Bei übrigens ganz gleicher Beschaffenheit hängt aber natürlich die Tiefe der Farbe von dem Verhältnisse des gegebenen Antheiles Kobalt zur ganzen Glasmasse ab.

Einen fernerer Einfluss übt der Grad der Oxydation aus. Je vollständiger letztere bewirkt wird und zufolge der Reinheit des Kobalterzes bewirkt werden kann, eine desto stärkere und vollkommnere Färbung wird auch durch eine gleiche Menge von jenem erreicht, weil, wie schon wiederholt erwähnt worden, das Oxyd allein färbende Kraft besitzt. Je minder frei aber das Kobalterz von fremden Metallen, insbesondere von Nickel, ist, desto weniger darf man die Oxydation auf das Höchste treiben, wenn nicht jene in um so grösserem Antheile mit in die Farbe übergehen sollen. (S. unten.)

Endlich beruht die Tiefe der Farbe auch noch auf der Grösse (Masse) des Kornes des gemahlten Glases; je gröber unter übrigens gleichen Verhältnissen das letztere, desto dunkler gefärbt erscheint dasselbe, dergestalt, dass, wie schon angedeutet wurde, von jedem Farbentone das Streublau am dunkelsten, die feinste Eschel am hellsten ist. Die wesentlichste Ursache hiervon dürfte, nächst der absoluten Menge

Farbestoff, welche in jedem Korne enthalten ist, in dem verschiedenen Grade der Lichtbrechung zu suchen sein, weniger in dem von Manchen wohl ebenfalls angenommenen, aber keineswegs wahrscheinlichen Vorgange, dass durch das Schmelzen neben einem mehr sauren zugleich ein mehr basisch kieselsaures Salz gebildet, letzteres aber durch das Waschen des feingemahlten Glases zersetzt werde, und aus ihm ein die Eschel bildendes Silicat, mit vorwaltender Kieselerde und ärmer an Farbestoff, sich als fein zertheiltes Pulver absondere, durch welche Abscheidung eben wieder die größeren Niederschläge noch verhältnissmässig reicher an Farbestoff, somit dunkler würden, — eine Annahme, welcher vornämlich der Umstand widersprechen möchte, dass der Strich auch des dunkelsten Farbeglases weiss ist, die feinsten, fast weiss erscheinenden Eschel aber wieder eingeschmolzen dasselbe blaue Glas geben, aus welchem sie herstammen.

Nächst der Smalte pflegt aber aus dem Kobalte noch ein anderes Handelsproduct auf den Blaufarbenwerken bereitet zu werden: Safflor oder Zaffer; es ist dies das möglichst reinste, geröstete und gemahlene Kobalterz, ohne alle weitere Beschickung (der in Schriften häufig angegebene Quarzzusatz möchte wohl nur zu seltenen besonderen Ausnahmen gehören), welches zum Fertigen blauer Gläser in Glashütten, zu Töpferglasuren u. dergl. oder auch selbst zum Verbessern schlechter Kobalte auf anderen Farbenwerken verwendet wird.

Nebenproducte, welche bei dieser Arbeit fallen, sind: 1) die schon mehrerwähnte Speisse, der Hauptmasse nach aus den dem Kobalte noch beigemischt gewesenen und durch das Schmelzen ausgeschiedenen fremden Metallen und Gemengtheilen bestehend. Besitzt sie in Folge unvollkommener Röstung des Kobaltes noch einen nutzbaren Antheil von letzterem, in regulinischer Gestalt, so wird sie gepocht, geröstet, nach Erfordern von dem darin enthaltenen Wismuthe durch Aussaigerung befreit und beim Schmelzen auf Glas wieder zugesetzt; enthält sie jedoch wenig oder keinen Kobalt, so wird aus ihr nur das etwa noch darin enthaltene Wismuth, bei silberhaltigen Erzen das Silber, auszuziehen, zuletzt aber und in allen Fällen das Nickel zu anderweiter Verwendung zu gewinnen sein; 2) der beim Rösten verflüchtigte und als Giftmehl wieder aufgefangene Arsenik; er wird meist bei der Smaltebereitung selbst wieder verwendet, um so mehr, als er einen Antheil mechanisch mit fortgerissenen Kobaltes zu enthalten pflegt. Im Uebrigen wird er auf Arsenikalien benutzt.

Nur gewissermassen ist zu den fallenden Nebenproducten der sämtliche Abfall von Glas zu rechnen, welcher in dem Heerd- und Hafenglase, sowie den Ofenbrüchen aller Art, durch Verzetteln beim Auskellen aus den Häfen, Ueberfliessen, ja sogar Zerspringen der letzteren, nächst dem durch das etwa an der mit ausgekellten Speisse hängengebliebene, endlich durch das aus dem Kühltroge mit fortgerissene gebildet wird, und welches sämmtlich man entweder unmittelbar zu Smalte verarbeitet oder durch Zuschlagen und Umschmelzen wieder zur Farbbebereitung verwendet.

Sonach sind die bei der Blaufarbenbereitung nothwendigen und angewendeten Vorrichtungen und Maschinen folgende.

Oefen, und zwar: zum Rösten des Kobaltes, Schmelzen des Farbeglases, Brennen und Trocknen des Quarzes (Sandtrockenöfen), Anwärmen der Häfen (Temperöfen), nach Befinden selbst zum Trocknen der Farbe;



ausserdem, als nicht unmittelbar der Blaufarbenbereitung zugehörig, sondern zur Vor- und nach Befinden Nacharbeit: Wismuthsaigeröfen und Heerde.

POCHWERKE, theilweise WALZWERKE, zum Pochen des Quarzes, Zerklagen des Glases, der Escheln.

MÜHLEN, zum Mahlen des gerösteten Kobaltes (Kobalt- und Safflormühlen), des geschmolzenen Glases (Glas- oder Farbemühlen), resp. Eschelmühlen, Eschelreiben.

Endlich kommen noch hier und da Hilfsmaschinen und Vorrichtungen zur Unterstützung des Pochens, Absonderns der Speisse aus dem Glase u. s. w. vor.

Alle diese Maschinen und Vorrichtungen gehören der Blaufarbenbereitung nicht eigenthümlich, ja selbst nicht einmal vorzugsweise zu, sondern sind für dieselbe nur entlehnt; es kann daher in dem Folgenden, der Hauptsache nach, auf diejenigen Artikel verwiesen werden, welche jene einzelnen Gegenstände im Besonderen behandeln, und es wird sonach hier nur von deren etwaiger eigenthümlicher Einrichtung und Anwendung bei der Blaufarbenbereitung zu sprechen sein.

Bei dieser Behandlung möge diejenige Ordnung beobachtet werden, in welcher jene Arbeiten und somit deren mechanische und technische Hilfsmittel in der Anwendung der Zeit nach auf einander folgen.

Das Rösten, Vorrösten des Kobalterzes erfolgt fast durchgängig in Flammen- (Reverberir-) Oefen, welche jedoch, zum Auffangen und Niederschlagen der sich entwickelnden Arsenikdämpfe, mit Giftfängen versehen sein müssen.

Im Grundrisse sind dieselben rund oder viereckig; bei den runden soll die Wirkung der Flamme vollständiger sein, abgesehen davon, dass sie auch das Ein- und Austragen des Erzes erleichtern. Im Uebrigen hat ihre Bauart im Wesentlichen folgende Verschiedenheiten: *a*) entweder, und zwar am häufigsten, liegt der Feuerraum unter dem Heerde, so dass letzterer zuerst von unten erhitzt wird, worauf die Flamme auf der einen Seite desselben durch einen Fuchs in die Höhe steigt, über den Heerd hinzieht und ihren Rauch sammt den sich aus dem Erze entwickelnden Dämpfen in den Giftfang abgibt; oder *b*) der Rost liegt zur Seite des Herdes nur wenig tiefer als dieser, während die übrige Einrichtung dieselbe ist; oder endlich *c*) die Flamme umspielt eine grosse gemauerte Muffel, aus welcher die sich entwickelnden Schwefel- und Arsenikdämpfe für sich, von der Flamme und dem Rauche des Brennmaterials abgesondert, in den Giftfang ziehen, wodurch der Arsenik reiner und vollständiger aufgefangen wird.

Ein wesentliches Erforderniss bei den ersteren am gewöhnlichsten angewendeten, wie bei allen ähnlichen Röstöfen, ist eine geringe Höhe des Gewölbes über dem Heerde, weil mit der Höhe auch der Aufwand an Brennmaterial unnöthig und nutzlos gesteigert wird.

Der Giftfang besteht aus einem langen, geraden oder besser mehrmals scharfgebrochenen Canale mit am Ende angestossenen, theilweise auch dazwischen eingelegten Kammern, ganz nach der Art der bei Zinnröstöfen angebrachten.

Der Zweck des Röstens ist, wie schon erwähnt worden, *a*) den Kobalt in Oxyd zu verwandeln, um ihm dadurch die färbende Eigenschaft zu ertheilen; *b*) den Arsenik und Schwefel durch Verflüchtigung zu entfernen. Hiernach würde eine möglichst vollständige Oxydation

(Tödtrösten) die beste und vollkommenste sein; eine solche ist aber nur bei ganz reinen und bei solchen Kobalten anwendbar, die ausser Arsenik und Schwefel nur etwa noch Eisen enthalten, da dieses als Oxyd (nicht Oxydul) und in nicht zu grosser Menge nichts schadet. Sind hingegen Nickel, Kupfer und überhaupt solche Metalle vorhanden, welche auf die zu erzeugende Farbe nachtheilig einwirken, so würden jene durch eine vollständige Röstung ebenfalls in Oxyde verwandelt, in diesem Zustande aber gerade am gefährlichsten werden. Man bleibt daher hinter letzterer um so weiter zurück, ein je grösserer Antheil von solchen Stoffen, namentlich von Nickel, in dem Kobalte enthalten ist. Diese schwerer oxydirbaren, daher auch minder oxydirten Stoffe werden dann beim Glas-schmelzen reducirt, indem sie ihren Sauerstoff an den leichter oxydirbaren, jedoch in der Röstung ebenfalls noch nicht völlig oxydirten Kobalt abgeben und dadurch dessen Oxydation vollenden, während sie selbst als Speisse ausgeschieden werden.

Das Verfahren beim Rösten anlangend, so erfolgt letzteres in der Regel mit Holz. Der schon in der Aufbereitung feingepochte, nach Befinden gewaschene Kobalt wird, um das Verstäuben zu vermindern, so weit es nöthig ist, mit Wasser angehäst und in den zuvor zur vollen Rothglüh-hitze gebrachten Ofen mit der Schaufel schnell bis zu einer Schicht von wenigen Zollen Höhe eingetragen, sodann das Feuer wieder geschürt, bis der Kobalt raucht und die Verflüchtigung des Arsensiks und Schwefels beginnt. Hat man den Kobalt einige Zeit in diesem Zustande erhalten, so lässt man mit dem Schüren nach, während mit einem gut durchwärmten eisernen Krül vorsichtig, um das Fortreissen des Kobaltes selbst möglichst zu verhüten, gerührt und das Zusammenbacken nach Kräften verhindert wird. Die Stärke der fortwährend aufsteigenden Dämpfe gibt das Anhalten für die Lebhaftigkeit des Rührens und Feuerns.

Die Dauer des Röstens richtet sich nach den durch Proberösten, (bei denen der Process zu verschiedenen Zeiten unterbrochen worden,) und durch die aus solchen Erzen unmittelbar bereiteten Farbegläser erlangten Ergebnissen, wonach die so gefundene zweckmässigste Zeit um so schärfer beobachtet werden muss, je unreiner die Kobalte sind, um aus jeder Verbindung noch eben die schönste Farbe zu gewinnen, welche daraus herzustellen möglich ist.

Allen Arsenik auszutreiben würde übrigens selbst bei reinen Kobalten mehr schädlich als nützlich sein, indem, nach dem Obigen, ein gewisser Antheil davon im Schmelzen vortheilhaft ist, und den Farbenton eher erhöht.

Aus diesen Ursachen ist es auch am besten, das Rösten am Tage zu bewirken, wo Rauch und Farbenveränderung der Röstmasse besser beobachtet werden können als in der Nacht, sowie andererseits auf das Niederschlagen der entweichenden Arsenikdämpfe eine niedrige Lufttemperatur vortheilhaft wirkt.

Die absolute Dauer der Röstung kann je nach der Reinheit des Kobalterzes 7 bis 8 Stunden betragen; das Erz erleidet dadurch ebenfalls nach Massgabe seiner Reinheit einen Gewichtverlust bis zu 50 Procent.

Der geröstete Kobalt wird, unter plötzlicher Abbrechung des Processes, aus dem Ofen herausgezogen, zum schnellen Erkalten ausgebreitet und hierauf durch ein Sieb geworfen, um die noch etwa darin enthaltenen



Graupen, sowie auch die vom Wissmuth, wenn ein Absaigern vorausgegangen ist, abzusondern.

Viel Nickel enthaltende Kobalterze werden wegen des stärkeren schädlichen Einflusses, welcher dem ersteren durch das Rösten gewährt würde, wohl auch gar nicht geröstet, sondern lieber der Verwitterung unterworfen, indem man sie auf einer geebneten und festgestampften Sohle in grossen freien Haufen der Einwirkung der Luft und der atmosphärischen Niederschläge aussetzt, wobei sie alle 4 bis 8 Wochen umgestochen werden, um nach und nach alle Theile gleichmässig auf die mehr ausgesetzte Oberfläche zu bringen. Die Dauer dieser Verwitterung ist 10 bis 12 Monate, überhaupt so lange, bis man nach den von Zeit zu Zeit genommenen Proben auch das Beginnen der Oxydation des Nickels zu fürchten hat, welche man eben verhüten will. Hierbei findet eine Gewichtszunahme von 9 bis 10 Procent statt.

Der auf diese Weise behandelte, geröstete oder verwitterte, Kobalt wird zwar zuweilen unmittelbar dem Beschicken dem Glasmelzen übergeben, besser ist es aber, ihn vorher noch durch Mahlen möglichst fein zu zertheilen.

Das Mahlen, Vormahlen, erfolgt trocken, auf gewöhnlichen Mahlmühlen mit horizontalen Steinen, ruhendem Bodensteine und drehendem Laufer, ganz nach der Einrichtung von Getreidemühlen, wie solche auch bei mehreren europäischen Amalgamationen für gleichen Zweck, zum Mahlen des gerösteten Erzes, angewendet werden, jedoch ohne Beutelzeug. (S. Art. AMALGAMIRMASCHINEN).

Der so vorbereitete und nach Befinden gemahlene Kobalt wird, wie schon erwähnt, mit Potasche und Quarz beschickt.

Der Zweck des Quarzzuschlages ist wesentlich: dem zu bildenden gefärbten Glase Licht, die gerade gewünschte Höhe, ja selbst Lieblichkeit der Farbe, zu geben, die gehörigen Farbenstufen zu erzeugen, indem der Kobalt, für sich geschmolzen, ein dickflüssiges, schwarzblaues und doch selbst bei völliger Reinheit mattes und unscheinbares Glas geben würde. Die Potasche dient aber natürlich als Flussmittel. Es ist hierzu ein möglichst reiner weisser Quarz zu wählen, weil fremde Beimengungen desselben, insbesondere Metall, die Farbe des Glases verschlechtern, wenigstens unreiner machen, theilweis aber auch Potasche unnütz verschlucken würden.

Man nimmt nicht gern den Quarz unmittelbar von anstehenden Lagern, sondern am liebsten grosse Blöcke, welche lange der Witterung ausgesetzt gewesen sind, in denen dadurch die ja etwa noch auf den Klüften enthaltenen fremden Beimengungen, besonders Eisen, in Oxyde umgewandelt worden sind.

Das Brennen, welchem der Quarz demnächst unterworfen wird, hat den Zweck, denselben möglichst wasserfrei darzustellen, sowie ihn wegen des nachmaligen Zerkleinens mürbe zu machen. Es erfolgt mit Holz, auf einem Bette, von welchem der Quarz aufgeschichtet wird, und zwar a) entweder in grossen, ganz offenen, viereckigen oder runden Röststätten, oder b) besser in Röststätten, welche wenigstens mit vier höheren Umfangsmauern umgeben sind; oder c) noch besser zu runden, oben offenen Röstöfen, welche die Hitze am besten zusammenhalten. Sie sind unten mit einem Schürloche versehen; man füllt sie ebenfalls bis auf  $\frac{1}{4}$  der Höhe mit einer Unterlage von Holz, schichtet auf diese zu unterst gröbere, nach oben klarere Wände und bedeckt diese ganz

zu oberst mit grobem Quarzsande, worauf man das Holz anzündet und ausbrennen lässt.

Der gebrannte Quarz wird sogleich in kaltem Wasser abgekühlt, wodurch er noch mehr zerspringt, als dies schon während des Brennens geschehen ist; den noch nicht völlig durchgebrannten setzt man bei einem späteren Brennen wieder mit zu; die noch zurückgebliebenen grösseren Stücke zersetzt man mit Fäusteln. Im Innern muss auch der gebrannte Quarz, als Zeichen seiner Reinheit, noch ganz weiss aussehen.

Er wird hierauf nass gepocht. Dies geschieht in einem ganz gewöhnlichen Nasspochwerke mit anstossender Mehlführung, (s. Art. POCHWERK), in welcher sich das durch das Pochen gebildete und mit dem Wasser ausgetragene Quarzmehl nach Massgabe seiner Gröbe absetzt. Dieses Mehl, nunmehr Sand genannt, darf weder zu grob noch auch zu fein gepocht sein, weil das feinste Mehl beim Schmelzen zusammenbäckt und im Glase Gallen und Körner bildet. Der erforderliche Grad der Feinheit wird durch die Art des Austragens, sowie die sämmtlichen Mittel erreicht, durch welche das Pochen überhaupt geregelt werden kann. Das etwa noch in den Klüften enthalten gewesene Eisenoxyd fliesst mit der Trübe roth ab. Das gröbste Mehl wird nochmals gepocht, das von genügender Feinheit aber in einem Reverberirofen, Sandtrockenofen, unter wiederholtem Umrühren getrocknet, dadurch von aller anhängenden Feuchtigkeit befreit und zugleich bis zur Rothglühhitze gebrannt.

Eben so wie der Quarz muss auch die Potasche möglichst rein, insbesondere frei von Metalloxyden, Natron- und schwefelsauren Salzen sein, welche die Schönheit der Farbe beeinträchtigen und von denen namentlich das Natronsalz letztere in das Violete zieht.

Man hat sie daher vorher, so weit nöthig, durch wiederholtes Auflösen im Wasser oder durch Brennen zu reinigen.

Die Menge des zuzusetzenden Quarzes hängt nach dem Obigen von der Reinheit und Güte des Kobaltes und der darzustellenden Farbenstufe ab. Je reiner das Kobalterz, eine desto grössere Menge Quarz kann man einem bestimmten Theile davon zusetzen, um eine bestimmte Farbenhöhe zu erreichen; je unreiner aber der Kobalt, desto weniger ist es möglich, alle, auch die höchsten (dunkelsten) Farbenstufen damit herzustellen, indem ein solcher die hohen und höchsten selbst dann nicht zu geben vermöchte, wenn man ihn mit dem wenigsten Quarze verschmelzen würde. Dieses Verhältniss des Kobaltes zum Quarze nennt man den Sandvertrag; man bezeichnet dasselbe durch die Gewichtstheile Quarz, welche einem Gewichtstheile Kobalt zugesetzt werden können und müssen, um eine gewisse Farbenhöhe darzustellen; einen jeden solchen Verhältnisstheil Quarz nennt man dann einen Sand. Je mehr Sände ein Kobalt verträgt, desto besser ist er.

Der Zusatz von Potasche wird dagegen im Verhältnisse zu dem Kobalte und Quarze gegeben; eine zu grosse Menge davon gibt ein schmutziges, weiches, wasseranziehendes, eine zu geringe hingegen ein zähes, strengflüssiges, daher unvollkommen geschmolzenes, durch Quarz- und Speisekörner verunreinigtes Glas. Die absolute Grösse hängt sehr von der Art des Kobaltes ab, und muss durch unmittelbare Versuche gefunden werden. Durchschnittlich rechnet man auf 1 Gewichtstheil Kobalt und Quarz,  $\frac{1}{3}$  Gewichtstheil Potasche, obschon manche Kobalte auch 0,3 und selbst weniger gestatten. Um bei Kobalten, welche ihrer Rein-



heit und Güte nach viel Sände vertragen, nicht zu viel, wieder auf andere Weise nachtheilige, Potasche zusetzen zu müssen und doch das Glas dünnflüssig genug werden zu lassen, setzt man auch Sumpfeschel (s. unten) und Arsenik hinzu.

Nächstdem kann zu der Beschickung noch ein Zusatz von Escheln, auch Heerdglas, Ofenbrüchen u. s. f., endlich selbst Streublau kommen, (s. oben), um erstere, welche an und für sich wenig oder keinen Handelswerth besitzen, wieder auf Farben nutzbar zu machen, die anderen überhaupt mit zu verwenden, und durch Escheln und Streublau endlich auch überhaupt gewisse Farbenstufen zu erzeugen. Ferner dient ein Zuschlag von Arsenik (als schweroxydires Metall), unmittelbar als Giftmehl von dem beim Rösten aufgefangenen, sowie selbst von Schwefel, um der schädlichen Einwirkung fremder Metalle entgegen zu arbeiten, das Niederschlagen des Nickels, die weitere Oxydation des Eisens zu befördern.

Die abgewogenen Bestandtheile der Beschickung werden in einem langen, verhältnissmässig engen, hölzernen Troge gemengt und zwar bei einer mehrfachen Zusammensetzung nur nach und nach, erst je zwei, denen dann der dritte, sodann der vierte zugesetzt wird u. s. f.

Das Schmelzen des Glases erfolgt durchgängig in gewöhnlichen Glasöfen von rundem oder viereckigem Grundriss, in Häfen aus feuerfestem, von Eisenoxyd, Kalk- und Talkerde, Gips, Schwer- und Flussspath, sowie von groben Sandkörnern freien oder befreiten Thone, der mit der Masse gepochter alter Häfen innig zusammengearbeitet wird. Die Güte und Reinheit der Hafemasse hat auf die der gefertigten Farben sehr vielen Einfluss.

Die Gestalt der Häfen ist die gewöhnlicher Glashäfen, meist die abgestumpfter Kegel, mit der grossen Grundfläche oben, übrigens mit möglichst grosser Oberfläche (der vollständigsten Aufnahme der Wärme halber) mit nicht zu viel Höhe, um sich leicht ausschöpfen zu lassen, auch von nicht mehr Grösse, als sich gut handhaben lässt, hinreichender Stärke und Festigkeit. Sie werden durchschnittlich auf einen Fassungsraum von 1 Centner Beschickungsmasse eingerichtet, wobei diese noch ein Paar Zoll unter dem oberen Rande zurückbleibt, und bekommen eine Wandstärke von etwa 2 Zoll im Boden und  $1\frac{1}{2}$  Zoll im oberen Rande.

Auf mehreren Werken wird in dieselben in der Umfläche, gleich am Boden, ein rundes Loch zum Ablassen der Speise angebracht, und mit einem Pfropfe von Hafemasse verschlossen.

Die gefertigten und lufttrockenen Häfen werden zuerst in einem Temperofen geglüht, welcher, in der Gestalt einem Backofen ähnlich, durch einen unter seiner Mitte liegenden Rost geheizt wird. Sehr häufig ist derselbe mit dem Sandtrockenofen dergestalt verbunden, dass die von ihm abziehende Hitze in letzteren übergeht; zuweilen aber benutzt dagegen auch der Temperofen die von dem Glasofen ausströmende Hitze, an welchen er angebant ist.

Das Brennen (Anwärmen) der Häfen muss bei geschlossenem Eintragleche mit ganz allmählig, endlich aber bis zur Weissglühhitze gesteigerter Temperatur, als der des Blaufarbenofens selbst, erfolgen, in welcher höchstens dann die Häfen noch 12 bis 14 Stunden lang erhalten, sodann aber mittels gekrümmter Eisen aus dem geöffneten Temperofen herausgehoben und unmittelbar durch das geöffnete Einsetzloch, die Hauptöffnung, des gleichfalls glühenden Schmelzofens eingesetzt wer-

den, welche Oeffnung nach erfolgtem Eintragen aller Häfen wieder zugemauert wird. Sollte aber der Schmelzofen noch nicht im Gange sein, sondern ebenfalls erst angelassen werden, so kann man die lufttrockenen Häfen unmittelbar in diesen einsetzen und gleich mit und durch dessen allmähige Erhitzung anwärmen und brennen.

In dem Ofen werden Häfen auf dessen Heerdsohle, der Hafensbank, bei runden, um das in der Mitte von dem darunterliegenden Roste aufsteigende Flammenloch herum, bei viereckigen zu beiden Seiten des sich gleichfalls unter der Mitte längst hinziehenden Rostes aufgesetzt. Zweckmässig ist es, den Häfen durch Unterschieben von Keilen aus Hafensmasse eine Neigung von dem Flammenloche oder Feuerraume weg, gegen die Umfangswand des Ofens zu geben, um das Rühren und Ausschöpfen zu erleichtern.

In der Umfangsmauer des Ofens befinden sich für jeden Hafen zwei Oeffnungen über einander; die untere, in der Höhe der Heerdsohle, das Knie- oder Stichloch, dient zum richtigen Stellen und Rücken der Häfen, zum Reinigen des Heerdes, nach Erfordern auch zum Abstechen der Speisse; das obere, in der Höhe des unteren Randes der Ofenhaube, das Eintrag- oder Schöpfloch, zum Eintragen der Schmelzmasse, zum Rühren und Ausschöpfen des Glases.

In die so eingesetzten, oder nach Befinden mit angeglühten, Häfen wird mit angewärmten Schaufeln die Schmelzmasse allmähig eingetragen. In neue Häfen wird gern zuvörderst trockene und gut erwärmte Eschel von derselben Farbe eingetragen, um dieselben nicht abkühlen und zerspringen zu lassen, auch mit reinem Blau zu überziehen; hierauf werden die Stichlöcher ganz, die Eintraglöcher aber bis auf eine kleine Oeffnung geschlossen, durch welche letztere gerührt, auch überhaupt der Schmelzgang beobachtet wird, und sodann die durch das Einsetzen der Häfen und Eintragen der Masse herabgezogene Temperatur wieder gesteigert.

Das Schmelzen erfolgt meist mit Holz, doch hat man auch Steinkohlen angewendet.

So wie die Schmelzmasse nach und nach in Fluss kommt, wird mit gekrümmten Röhreisen gerührt, um eine Gleichförmigkeit des Schmelzens überhaupt, wie der Färbung des Glases insbesondere zu bewirken; indess darf das Rühren nicht zu oft geschehen, weil sich sonst die schon niedergeschlagene Speisse wieder mit dem Glase vermengt. Bildet sich Glasgalle auf der Oberfläche (ein schaumartiges Product der Potasche), so wird solche durch Eindrücken erwärmter eiserner Schöpfelöffel mit langen Stielen abgehoben, wie denn überhaupt alle mit der flüssigen Glasmasse in Berührung zu bringende Gezhstücke zuvor erwärmt werden müssen.

Hat sich die Speisse, so weit sich deren überhaupt bildet, hinreichend ausgeschieden, und soll sie durch Abstechen entfernt werden, so öffnet man die Stichlöcher, und durch sie mittels spitzer Eisen die Speisselöcher am Boden der Häfen und lässt die Speisse durch dazu gern in der Heerdsohle nach den Stichlöchern hin vorggerichtete rinnenförmige Vertiefungen aus und in vorgesezte Pfannen fließen, worauf die Speisselöcher wieder verstopft, die Stichlöcher verschlossen werden. Erkennt man endlich aus den mittels in das Glas getauchter Röhreisen gewonnenen Proben, dass ersteres vollständig geschmolzen ist, was bei regelmässigem Gange des Ofens, nach mehrmaligem Schmelzen, wodurch die Hitze sich immer mehr gesteigert hat, durchschnittlich nach 8 Stunden der Fall zu



sein pflegt; so wird das Glas mittels der eisernen Schöpflöffel durch die Schöpflöcher ausgekelt und sogleich in einen mit kaltem fortwährend erneuerten Wasser gefüllten Kühltrog ausgegossen (geschreckt), und dadurch wegen der nachfolgenden Zerkleinerung spröde und mürbe gemacht, meist auch schon in Stücke zersprengt.

Sollte nach vorhergegangenen Abstechen doch noch Speisse in den Häfen zurückgeblieben sein, so wird der letzte Theil des Glases behutsam ausgeschöpft, die aber noch mit in die Löffel gekommene Speisse nach erfolgtem vorsichtigen Ausgiessen des Glases für sich in Wasser gegossen und sodann das etwa noch an selbiger anhängende Glas abgeklopft, zuletzt endlich alle noch im Hafen zurückgebliebene Speisse ausgekelt. Eben so verfährt man, wenn überhaupt die Speisse gar nicht abgestochen wird.

Je reiner und vollständiger die Speisse und durch sie alle fremden Beimengungen aus dem Glase entfernt werden können, desto schöner fällt auch die Farbe aus.

Sind alle Häfen, unmittelbar nach einander, ausgeschöpft (um nicht die folgenden abkühlen zu lassen, wenn jeder nach dem Entleeren sogleich wieder gefüllt würde), so werden sie auch eben so alle hinter einander gefüllt, nachdem man zuvor die schadhafte durch neue ersetzt, den Heerd von übergelaufenem oder verstreutem Glase, Kohlen u. dergl. gereinigt hat. Hierauf treibt man die durch das Ausschöpfen und Eintragen herabgezogene Temperatur wieder zu der gehörigen Höhe hinauf, beginnt ein neues Schmelzen und fährt so acht bis zwölf, ja noch mehrere Monate, überhaupt so lange fort, bis die Schadhaftheit der Häfen oder des Ofens, oder eine andere Ursache die Arbeit unterbrechen lässt.

Die nächste Arbeit ist: das Pochen des Glases. Es erfolgt in einem gewöhnlichen Trockenpochwerke bis zu einem gröblichen (bis erbsengrossen) Korne und dient nur als Vorarbeit für das Mahlen, um letzteres schneller, mit gleichförmigerem, weniger zerstörendem Gange der Mühlen erfolgen zu lassen. Hier und da wird es auch wohl durch Walzen in Walzwerken (s. Art. POCHWERKE, WALZWERKE) ersetzt.

Das gepochte oder gewalzte Glas wird durch Siebe geworfen und so zu gleichmässiger Größe gebracht.

Die Arbeit des Pochens ist zwar an und für sich sehr einfach, jedoch wegen des Herumschleuderns der Stücke des spröden Glases, welche fortwährend durch einen Arbeiter wieder unter die Stempel gebracht werden müssen, eben so beschwerlich als wegen des sich erhebenden feinen Glasstaubes, welcher die Brust der Arbeiter chemisch und mechanisch angreift, höchst gefahrbringend. Eine nicht unwesentliche Verbesserung ist daher die in neuerer Zeit bei einigen Blaufarbenwerken getroffene Vorrichtung eines bedeckten Pochtroges, sowie eines Aufgeb- und Siebrades, welches in einem auf der inneren Seite offenen und in Zellen abgetheilten Radkranze das gepochte Glas aus dem Troge aufnimmt, das hinreichend feine Korn durch ein die äussere Umfläche bildendes Drahtsieb absondert, und das gröbere wieder in die Höhe hebt, bis es im Scheitel des Rades in eine Lutte fällt, welche dasselbe nochmals in den Pochtroge unter die Stempel gibt; (s. Art. POCHWERK) eine Einrichtung, durch welche die Arbeit durch Menschenhand sehr verringert und gefahrlos gemacht wird.

Sind übrigens noch Speissekörner im Glase enthalten, so wird auch wohl das gepochte (gewalzte) und gesiebte Glas nochmals durch Verwaschen auf Schlammgräben oder durch Siebsetzen davon gereinigt. (S. Art. HEERDE, SETZMASCHINEN.)

Das Mahlen des Glases, welches hiernächst folgt, wird durch Glasmühlen (Farbemühlen) bewirkt. Die Einrichtung derselben ist die von gewöhnlichen Farbe-, (Glaser-, Porzellan-) Mühlen (s. Art. MÜHLEN.) In der Mitte eines Bodensteines oder auch eines aus einzelnen Steinen zusammengemauerten Bodens (des Mühlpflasters) ist mittels einer Büchse eine Pfanne eingelassen, in welcher eine Spindel ruht, deren oberes in ein Zapfenlager eingelegtes Ende mittels eines Trillinges von irgend einer Umtriebsmaschine aus, bewegt wird. Diese Spindel ist bei den meisten Mühlen dieser Art von Eisen, bei grösseren aber gestaltet sie sich auch in eine wirkliche stehende Welle um.

Die Einrichtung des Läufers ist ebenfalls verschieden. Die am wenigsten gute, deshalb auch am seltensten vorkommende, ist die eines wirklichen Läufers aus einem einzigen Stücke. Gewöhnlicher sind entweder zwei halbmondförmige Stücke durch ein auf deren obere Fläche eingelassenes sogenanntes Mühlhakeneisen mit einander dergestalt zu einem Ganzen verbunden, dass nur ein 3 bis 4 Zoll weiter, diametral zwischen ihnen hindurchgehender Zwischenraum bleibt, zwischen welchen die Spindel durch das Mühlhakeneisen hinabgeht; oder am Besten und gewöhnlichsten wird (nach Art der gebräuchlichsten Glaser-, wie auch der bei der americanischen Amalgamation (vergl. Thl. I. S. 193 u. s. f. im Art. AMALGAMIRMASCHINEN) angewendeten Erzmühlen) der Läufer durch zwei oder bei grösseren durch mehrere platten- oder würfelförmige Steine ersetzt, welche an von der Spindel ausgehenden Armen, jeder, durch einige kurze Ketten angehängt (die wieder am einfachsten an einem um den Stein gelegten eisernen Bande befestigt) sind, und so im Kreise schleifend herumgezogen werden, wobei noch eine andere, den Stein unmittelbar mit der Spindel verbindende Kette verhindert, dass derselbe durch die Centrifugalkraft zu sehr nach aussen getrieben wird. Statt dieser Befestigungsweise gestaltet man wohl auch die von der Spindel ausgehenden Arme im Grundrisse S-förmig gekrümmt und lässt sie die Steine auf der Rückseite umfassen und vor sich her schieben. Bei letzterer Befestigung wird mehr geleistet als bei ersterer, weil bei dieser die Steine leichter über etwaige Hindernisse, daher aber auch über das aufgeschüttelte Glas hinwegsteigen und gleiten, somit dasselbe erst nach und nach, durch wiederholtes Darüberhingehen zermalmen; dagegen setzen sich die geschobenen Steine mit ihrem vorderen Rande leichter in etwaige Vertiefungen und Spalten im Mühlpflaster ein, hemmen dadurch die Mühle und verursachen wegen des gleichzeitigen Fortganges der Umtriebsmaschine in dem gangbaren Zeuge sehr häufige Brüche, welche bei jenen höchst selten vorkommen. Im Uebrigen müssen die schiebenden Arme die Steine etwa in der Höhe des Schwerpunktes fassen, weil sie, höher liegend, den Stein noch mehr mit der vorderen unteren Kante gegen die Sohle drücken würden, sowie andertheils auch bei den gezogenen dieses Verhältniss beobachtet werden muss, damit diese weder zu sehr niedergezogen noch auch gelüftet werden.

Um den Boden oder Bodenstein herum ist ein niedriger Lauf von Fassdauben gelegt und gehörig angedichtet, welcher rings um den oder die Läufer herum noch einige Zoll Zwischenraum lässt. Ferner ist in



diesem Laufe in der Oberfläche des Bodensteines eine verschliessbare Spundöffnung zum Ablassen des gemahlten Glases angebracht.

Wie schon angedeutet worden, geht bei den durch das Mühlaken-eisen verbundenen Steinen die Spindel durch ersteres, und zwar so, dass sich dasselbe nebst den Steinen heben und senken der Höhe der Aufschüttung anpassen kann, wozu bei den anderen Einrichtungen den Steinen schon an und für sich Freiheit gelassen ist. Nothwendig ist es ferner, die Pfanne in einen in der Mitte des Bodensteines oder Pflasters aufgestellten erhöhten Stein einzusetzen, in solcher Höhe, dass sie über der von dem Mahlsatze gebildeten Schicht liegt, sowie auch diese Pfanne, wie die darin ruhende Spindel, vor dem Eintreten des Glasbreies, besonders aber vor dem Einstürzen von Glas beim Aufgeben, durch eine blecherne Kappe zu schützen, welche, oben an der Spindel anliegend, sich nach unten so erweitert, dass sie die Pfanne und deren Lager umschliesst; die oberhalb dieser Kappe von der Spindel ausgehenden Arme sind auch unten bis zu der gehörigen Tiefe zu krümmen.

Die Steine sind, wie auch bei den Eschelmühlen (s. unten) fast durchgängig und auch am zweckmässigsten, von festem, reinem Granit (mit weissem Feldspathe), frei von fremden die Farbe verschlechternden Beimengungen, insbesondere von Glimmer. Man hat auch reinen Quarz, sowohl zu Läufern aus einem Stücke als auch aus mehreren, in der gewöhnlichen Weise eingerichteten, versucht; derselbe gewährt zwar den Vortheil, dass er sich sehr gut hält, äusserst dauerhaft ist, dagegen läuft er sich auch bald auf der Unterfläche, welche nur eine Art von Schärfung gestattet, glatt, und verarbeitet dann äusserst wenig, während er andererseits selten in so grossen reinen und unzerklüfteten Stücken, wie insbesondere zu einem runden Läufer aus dem Ganzen gehören, zu erlangen und dann immer noch sehr schwierig und kostspielig zu bearbeiten ist; wogegen der Granit sich zwar sehr schnell abarbeitet, wovon dann das Pulver freilich mit unter die Farbe kommt, aber auch sehr viel fördert, daher man immer wieder zu ihm zurückgekehrt ist.

Wirkliche drehende Läufer bekommen auf der Unterfläche eine eigentliche Schärfung, die durch Arme herumgeführten weniger; wohl aber ist es sehr nützlich, in die Umfläche der letzteren einige ihrer Umlaufsrichtung tangentielle Furchen einzuarbeiten, welche auf der vorderen vorausgehenden Seite am tiefsten (höchsten) — 1 bis  $1\frac{1}{4}$  Zoll — sich nach hinten allmählig verfläichen und in die Sohle des Steines verlaufen. Sie bewirken, dass beim Mahlen das Glas in ihnen gleichsam aufgefangen und durch die Fortbewegung des Steines unter diesen selbst gedrängt und so verarbeitet wird, während es bei ganz ebener Fläche des Steines sich vor letzterem häuft und los vor ihm hergeschoben wird.

Der Durchmesser der Mühlen ist, je nach der Grösse der zu erlangenden Steine, nach Herkommen, Grösse der Umtriebskraft u. s. f. verschieden, von 3, 4 bis  $4\frac{1}{2}$ ; hier und da aber wohl selbst von 6 und mehr Fuss.

Das Mahlen erfolgt, wie schon wiederholt angedeutet worden, nass mit Wasser. Das dazu angewendete Wasser muss möglichst rein sein, auch die Mühle so gehalten werden, daher man sie gern oben mit einem Deckel verschliesst. Soll nach dem Vermahlen einer gewissen Farbe eine andere aufgegeben werden, so ist zuvor die ganze Mühle mit Wasser auszuspülen und zu waschen, wie denn überhaupt hier wie bei allen

Arbeiten der Blaufarbenbereitung die grösste Reinlichkeit das erste Erforderniss ist.

Der Gang der Mühle muss langsam sein, weil sonst durch die Centrifugalkraft das Glas zu sehr nach der Umfläche getrieben und der Wirkung der Steine entzogen, auch überhaupt verhältnissmässig weniger durchgearbeitet wird. Durchschnittlich lässt man 20 bis 30 Umgänge in einer Minute machen.

Beim ersten Anlassen einer Mühle wird durch das Deckelloch erst eine kleine Menge Glas und nach Befinden Streublau von derselben Farbe mit etwas Wasser aufgegeben; beides wird nach und nach vermehrt, bis der volle Mahlsatz darin ist und die Mühle ihren regelmässigen Gang hat; sowie sich durch das allmälige Feinermahlen des Glases die Masse mehr und mehr verdickt, wird immer wieder Wasser nachgegossen, bis endlich das Ganze fein genug gemahlen ist. Man lässt den Brei etwa 4 bis 5 Zoll hoch den Bodenstein bedecken. Reiben sich die Steine auf einander (wovon die Folge ein Warmgehen und Abarbeiten ist), so muss, so lange als überhaupt noch nicht der volle Mahlsatz gegeben ist, neu eingeschüttet werden, falls nicht die Ursache davon, bei gewöhnlichen kreisenden Läufern, auf einer Abweichung von der horizontalen Lage beruht; dagegen darf man bei schon etwas abgeführten (glatten und leichteren) Steinen nur weniger auf einmal aufgeben.

Die Dauer des Vermahlens einer gewissen Menge Glas richtet sich nach der Grösse der Mühle, der Menge, welche auf einmal aufgegeben wird, der Härte oder Weichheit des Glases, der Dicke (Schwere) der Läufer, der Schärfe der Steine, endlich der Feinheit des Kornes, auf welches gemahlen wird; sie beträgt bei einer aufgegebenen Gesamtmenge von 2 bis 3 Centner 3 bis 8 Stunden.

Hierbei ist mit zu erwähnen, dass man hier und da nicht erst auf Farbe, sondern gleich auf Eschel mahlt. Diese Bezeichnung kann indess nur in uneigentlichem Sinne genommen werden; denn da der ganze Begriff, Eschel, rein relativ ist, d. h. das sich von der Farbe abscheidende nächst feinere und hellere Glaspulver umfasst, so kann an und für sich nicht von Eschel die Rede sein, wo keine Farbe ist, daher der nächste minder grobkörnige Theil nach dem Streublau, wenn er endlich auch noch so fein dargestellt würde, doch immer Farbe wäre. Es kann sonach die Bedeutung dieser Bezeichnung nur die sein: dass man an jenen Orten unmittelbar so fein mahlt, auf ein so feines Pulver und somit eine solche Farbe hinarbeitet, als ausserdem nur die bei gewöhnlichem Mahlen sich von der Farbe abscheidenden Escheln geben würden und als den von anderen Fabriken als Escheln gelieferten Sorten gleichkommt.

Ist bis zu der gehörigen Feinheit zermalmt, was entweder aus Erfahrung bekannt oder aus genommenen Proben zu erschen ist, so wird das gemahlene Glas (nunmehr als Smalte) durch den geöffneten Spund in einen mit Holz ausgekleideten Sumpf abgelassen, der zwischen und neben sämmtlichen Mühlen angebracht ist. In ihm setzt sich das specifisch schwere Glaspulver bei einiger Ruhe sehr bald ab und lässt über sich ein ziemlich klares gelbliches Wasser zurück, welches man in die wilde Fluth ablässt.

Der Schlamm ist aber noch von sehr ungleich grobem Korn, daher er nach seiner Verschiedenheit in sich selbst noch gesondert werden muss. Dies geschieht durch Verwaschen. Er wird dazu in ein bottichartiges Gefäss: Satzfass, Streublaufass, übergeschöpft (auf



manchen Werken auch ohne Vermittelung eines Sumpfes durch unmittelbar unter die Mühlen gesetzte Untersetzfässer, gleich von jenen in das Satzfass gebracht) darin, mit zugegossenen hellen Wasser mittels langer pritschenartiger, im unteren Theile 4 bis 5 Zoll breiter Rührhölzer umgerührt und dadurch in eine allgemeine kreisende Bewegung gebracht, sodann dieses Rühren plötzlich unterbrochen und nach Verlauf einer bestimmten Ruhepause von mehreren in dem Fasse über einander angebrachten Spünden der oberste geöffnet und die oberste Schicht der Trübe in ein anderes ähnliches Gefäss abgelassen; hierauf, nach Verlauf einer anderen Zeit ein zweiter nächst unterer Spund gezogen und die hier abfließende Trübe in ein zweites dergleichen Gefäss abgelassen u. s. f., bis nur noch der grösste Bodensatz im Fasse übrig ist.

Die Ruhe nach vorherigem Rühren hat den Zweck, das grösste und dunkelste Korn als Streublau absetzen zu lassen. In der ersten Pause scheidet sich daher nur das Allergrösste, nach und nach, während und zwischen dem Ziehen der Spünde auch minder Grobes aus, so dass jeder nächst untere geöffnete Spund eine immer feinere Trübe und somit Sorte abführt. Die Dauer der Ruhe und des Ablassens aus den verschiedenen Spünden muss deshalb durch Versuche genau bestimmt sein und nach der Secunde inne gehalten werden, um gerade nur eine Trübe von bestimmtem und gleichem Korne abziehen zu lassen. Die absolute Grösse der Zeit des Klärens hängt ab: von der Dunkelheit (dem Gehalte an Kobaltoxyd, Farbstoff) des Glases, auf welche beschickt, und von der Gröbe des Kornes, bis auf welches gemahlen worden; je grösser beide, je grösser sonach das specifische und absolute Gewicht, desto schneller erfolgt der Niederschlag; eben so wird derselbe durch weiches und wärmeres Wasser befördert.

Minder vollkommen, nämlich nur in einer Sorte, erfolgt die Abscheidung durch einen einzigen Spund und in ein einziges Gefäss; noch weit unreiner aber durch das noch hier und da gebräuchliche Ausschöpfen, wodurch der schon abgelagerte Niederschlag wieder aufgerührt wird.

Ein Hilfsmittel, dessen man sich ferner auf einigen Werken bedient, um das Absetzen des Mehles aus der Trübe zu befördern, ist das Anklopfen an den Rand des Gefässes während der Ruhe, mit dem Rührholze oder dergleichen, wobei ebenfalls die Anzahl der zu thunenden Schläge mit der Zähigkeit der Trübe und der Feinheit des daraus abzuschheidenden Kornes wächst; sowie man gegentheils auch, obschon mehr bei den folgenden Gefässen, die ertheilte kreisende Bewegung durch Rühren nach der entgegengesetzten Seite plötzlich hemmt.

Das in diesem ersten Satzfasse zurückgebliebene ist sonach das Streublau.

Die in das zweite Fass (oder mehrere Farbefässer) abgezogene oder ausgeschöpfte Trübe wird nun in denselben ebenfalls wieder mit Wasser verdünnt und überhaupt im Ganzen eben so behandelt wie die im Streublaufasse, nur dass sich der von hier weitergehende Theil nicht in mehrere Fässer vertheilt, sondern nur in je eines übergeht. Bei der nach dem Rühren gestatteten Ruhe setzt sich hier die eigentliche Farbe ab; sonach wird, wenn von dem Streublaustoffe aus die Trübe in mehrere vertheilt würde, auch in jedem derselben Farbe, jedoch von verschiedener Feinheit, und daher auch Höhe gewonnen. Das Ueberfüllen, insbesondere das mit Gefässen bewirkte, erfolgt hier, wie durchgängig, durch

(und zwar immer feinere) Haarsiebe, um das Uebergehen gröberer Körner und fremder Gegenstände zu verhindern.

Die auf gleiche Weise abgezogene und behandelte Trübe gibt in der dritten Abtheilung der Satzfüsser (den Eschelfässern) die Eschel, und zwar Fasseschel.

Die Zeit, welche man der Trübe in den verschiedenen Gefässen zum Abklären zu geben hat, wächst, wie schon erwähnt, mit der Feinheit der Niederschläge immer mehr, so dass, wenn je nach der Höhe der Farbe, zum Absetzen (Abgehen) des Streublauen 6 bis 30 Minuten, zu dem der Farbe 45 bis 90 Minuten erforderlich sind.

Aus den Eschelfässern wird endlich die Trübe in Sümpfe, grosse, länglich viereckige, mit Holz ausgeschlagene Behälter, geführt, eine Art Mehlführung, durch welche hindurchgehend sie die immer feineren und helleren Sumpfeschel absetzt, von denen die letzten, bei hinreichender Ausdehnung dieser Gefässe, einen Niederschlag von fast ganz weisser Farbe, kaum mit einem bläulichen Scheine, darstellen, und nur ein etwas trübes, gelbliches, arsenikhaltiges Wasser (Fliegenwasser) ab und zwar meist in die wilde Fluth gehen lassen. Die immer feineren und helleren, bis zu den letzten, werden mit dem Namen todte Sumpfeschel belegt.

Diese Sümpfe müssen unter Dach in Gebäuden liegen, auch selbst noch besonders bedeckt sein, um sie vor Sonne und Regen, Staub und Unreinigkeit möglichst zu schützen. Sind sie durch die Niederschläge so weit gefüllt, als zu gestatten ist, so werden sie ausgeschlagen; damit aber mittlerweile der Durchgang der Trübe nicht gestört werde, hat man zwei Mehlführungen neben einander anzulegen, welche abwechselnd gebraucht werden.

Es ist aber auch sehr lohnend und vortheilhaft, durch Vergrösserung der Sümpfe so viel von den Escheln aufzufangen als möglich, da auch die letzten und blassesten doch immer noch durch Umschmelzen wieder zu einem völlig brauchbaren Glase verarbeitet werden können.

Uebrigens ist noch zu erwähnen, dass das gleich zuerst abgesetzte Streublau noch nicht ganz rein von feineren Farbe- und Escheltheilen ist, daher man dasselbe nochmals in demselben Fasse mit zugegossenem reinen Wasser durcharbeitet und verwäscht, davon die Trübe mit in die Farbefässer abgeht. Eben so verwäscht man die niedergeschlagenen Farben, endlich auch die Fassescheln zwei-, ja dreimal nach einander, ehe sie als rein betrachtet werden. Die vortheilhafte Wirkung dieses nachmaligen Schlämmens, besonders auf das Streublau und die Farben, ist auffallend.

Von den auf diese Weise erlangten Abtheilungen ist eigentlich die Farbe als unmittelbarer Handelsartikel die werthvollste, im Allgemeinen daher diejenige, welche im möglichst grössten Verhältnissantheile darzustellen man stets bemüht sein muss, während die Escheln von demselben Glase zwar feiner zertheilt, aber eben deshalb auch blasser sind. Je feiner aber auch, vermöge der Güte und Menge des in das Glas gebrachten Kobaltoxydes besseres gemahlen werden kann, ohne unter eine bestimmte Sättigung der Farbe herabzukommen, desto gesuchter und werthvoller ist dieselbe; hieraus folgt aber, dass man sehr hohe (dunkle) Farbentöne in dem Falle gar nicht als Farben, sondern nur als Escheln darstellen kann, wenn das Kobalterz nicht hinreichend rein zu haben oder darzustellen wäre, indem das davon gefertigte Glas jene Sättigung



und Dunkelheit nur in gröberen nicht fein genug gemahlene Körnern, nicht aber in feinerer Zertheilung erhalten könnte, was dagegen Veranlassung geben kann, solche Gläser nur zu Escheln zu verarbeiten. (S. oben.)

Weitere Behandlung der erlangten Producte. Das Streublau wird entweder zum Theil und dann zwar meistens als Streusand in den Handel gebracht; oder es wird beim Vermahlen des Glases von derselben Farbe, oder endlich selbst beim Schmelzen der Beschickung wieder mit zugesetzt.

Die Farben, die Fass- und selbst die Sumpfeschel der höheren Farbenstufen sind Verkaufsproducte; die Sumpfeschel der niederen aber werden, wie schon oben bemerkt worden, entweder wieder eingeschmolzen (für sich oder als Zuschläge), oder selbst unmittelbar mit anderen Escheln, ja selbst Farben, gemengt, um gewisse Stufen (Buchstaben) zu geben; (indem nämlich alle Handelsproducte aus dieser Bereitung, ihren Haupt- und Unterabtheilungen nach, mit bestimmten Buchstaben bezeichnet werden.)

Die Farben, sowie das verkäufliche Streublau, werden nach erfolgtem Ausschlagen aus den Fässern noch feucht auf hölzernen kastenartigen Reibebänken, mit erhöhten Umfangswänden, mittels hölzerner Reibreter, verrieben und 2 bis 2½ Zoll hoch aufgeschüttet, auf diesen Bänken oder in Trögen oder Horden an der Luft oder in Trockenkammern, bei künstlicher mässiger Wärme, unter wiederholtem Aufrühren, getrocknet, hierauf nochmals gerieben und in verschlossenen Siebkästen gesiebt.

Die Escheln hingegen, welche in Folge ihrer Zähigkeit nach dem Ausschlagen sehr schnell zu einer sehr festen Masse zusammenbacken, werden deshalb mit hölzernen Schlägeln zerschlagen und getrocknet. Eben ihrer Feinheit halber tritt aber auch bei dem Trocknen durch die vereinte Wirkung der Luft, der Feuchtigkeit und des Lichtes sofort eine Art Zersetzung ein, in Folge deren sie (wesentlich durch den noch darin enthaltenen Arsenik) gelb ausblühen und beschlagen.

Dieser Beschlag verunreinigt die Farbe, wenn er darunter kommt, daher er noch vor dem Zerschlagen möglichst abgekratzt werden muss; allemal ist es jedoch deshalb zweckmässig, das Trocknen thunlichst zu beschleunigen.

Die getrockneten Escheln werden sodann in einem Pochwerke mit bloß hölzernen Stempeln, ohne Eisen, gepocht, und auf gewöhnlichen Mühlen, mit Läufer und Bodenstein, wie die zum Vermahlen des gerösteten Kobaltes, trocken gemahlen und hierauf durch ein Haarsieb von Metalldraht gesiebt und gerieben, indem man auf das, auf das Sieb gebrachte Mehl, nach Art der Körnvorrichtungen in Pulvermühlen, hölzerne Scheiben auflegt und mittels dieser durch Hin- und Herbewegung des ganzen Siebes die Eschel durchreiben lässt. Man hat zwar dazu gleich bei den Mühlen feine Beutelzeuge angewendet, aber gefunden, dass diese sich, besonders bei feuchter Witterung, zu leicht und oft verstopfen.

Umständlicher ist die Verarbeitung der getrockneten Eschel auf manchen Farbwerken, wo sie auf dergleichen Mühlen nass gemahlen, abgezapft, in Bottichen mit hellem Wasser ungerührt, und die Trübe nach halbstündiger Ruhe abgeschöpft wird. Der zurückbleibende gröbere Niederschlag wird abermals auf die Mühle gebracht; aus der abgeschöpften Trübe aber schlägt sich während 7 bis 8 stündiger Ruhe die Fasseschel, aus der von dieser abgezogenen endlich die Sumpfeschel nieder. Die ausgeschlagene Fasseschel wird sodann in einer, über einem Trockenherde mit mehreren Feuerkanälen aufgestellten, eisenblechernen Trocken-

pfanne unter wiederholtem Rühren langsam getrocknet und sodann mittels einer grösseren Reibmaschine (Reibe) zerrieben.

Die Einrichtung der letzteren ist die der Farbe-, Gips- und anderen Mühlen mit stehendem Läufer. Von einer stehenden Welle nämlich, deren unterer Zapfen in einer in der Mitte eines eichenhölzernen oder sandsteinernen Bodenstückes eingelagerten Pfanne ruht und welche durch Menschen- oder eine andere Kraft bewegt wird, gehen Arme aus, an denen conisch-steinerne Läufer angesteckt sind. Die durch letztere zerriebene Eschel wird nochmals getrocknet und dann erst auf der oben beschriebenen gewöhnlichen Mühle trocken gemahlen.

Auf gleiche Weise behandelt man dort auch die Sumpfeschel, jedoch ohne sie nach dem Nassvermahlen, Ablassen und Auffüllen mit hellem Wasser aufzurühren, sondern indem man sie nur ruhig abklären lässt.

Noch auf anderen Werken verreibt man die wie die Farben getrockneten Eschel unmittelbar und nur durch den eben beschriebenen stehenden scheibenförmigen Läufer aus Sandstein und beutelt sie sodann durch. Endlich wendet man auch statt der Eschelmühlen Walzwerke mit gut polirten stählernen Walzen an.

Hierbei möge noch eines in KARSTEN'S Archiv für Mineralogie Bd. XIV. S. 123 gethanen Vorschlages zur Sonderung der vorher gewalzten, getrockneten und gesiebten Eschel nach ihrer Gröbe in der Kürze gedacht werden.

Die Eschel sollen mittels eines Trichters in den Mantel eines Ventilators (Fächergebläses) an der Umfläche eingeschüttet und von dem durch dessen Umdrehung gleichzeitig erzeugten Luftstrom in die untere Mündung eines senkrecht aufgestellten hohen, sich nach oben spitz trichterförmig erweiternden, übrigens oben geschlossenen Behälters ein-, und somit in letzterem in die Höhe getrieben werden. Die divergirenden Seiten jenes Behälters sollen nur in Zwischenräumen mit Bretern beschlagen und dadurch Oeffnungen gebildet werden, an welche wieder andere, abwärts gehende und sich nach unten verengende, luttenartige, übrigens luftdicht ausgekleidete Kammern anstossen, die im unteren zusammengezogenen Ende durch verschliessbare Klappen zugänglich sind.

Durch den aufsteigenden Luftstrom werden die feinsten und leichtesten Theile am höchsten, die gröberen und schwereren minder hoch hinaufgeführt und in Folge dessen, nach Massgabe ihrer Feinheit in den sich auf den Seiten öffnenden Kammern abgelagert. Die allerfeinsten Theile, welche über alle hinaufgeführt werden, sollen durch eine Oeffnung im Deckel des Hauptbehälters aufsteigen und wieder dem Windrade, durch dessen Saugöffnung, zugehen, um alles mit Gefahr und Verlust verbundene Verstäuben zu verhindern. Damit endlich nicht der Luftstrom auf dem kürzesten Wege in der Mitte des Hauptbehälters aufsteigt, sondern sammt den aufgeführten Escheln mehr parallel der Seiten desselben gewiesen werde, sollen ihm durch in verschiedenen Höhen eingelegte in der Mitte enger geflochtene Drahtgitter daselbst mehr Hindernisse in den Weg gelegt werden.

Ob diese, in der Theorie allerdings wohl begründete, Einrichtung auch in der Wirklichkeit ihren Zweck erfüllt, muss (nach den Erfahrungen an anderen auch durch bewegte Luft beabsichtigten Absonderungen ähnlicher Art) einstweilen noch dahin gestellt bleiben; übrigens möchte der Eintritt der Eschel in der Umfläche des Mantels des Windrades minder zweckmässig, auch viel schwieriger sein, als etwa in dem an den Venti-



lator anstossenden Canale, durch welchen die Luft in den Hauptbehälter getrieben wird.

Eine Vorarbeit, welche bei Kobalterzen von grösserem Gehalte an Wismuth eintreten kann, ist: das Aussaigern der letzteren. Dasselbe kann bewirkt werden *a*) in freien Rösthaufen, als der schlechtesten und unvollkommensten Weise, oder *b*) auf Saigerheerden mit nach der Mitte flach rinnenförmig abfallender Sohle, ähnlich denen zur Absaigerung des Schwarzkupfers; oder am besten *c*) in eigentlichen Wismuthsaigeröfen, einer Art Reverberiröfen, in denen gusseiserne, retortenartige Röhren, schräg eingelegt, an beiden Enden aber mit Deckeln verschlossen sind, durch deren unteren, aus einer gelassenen kleinen Oeffnung der aussaigerte Wismuth austritt, während der obere, nicht scharf abschliessende die sich entwickelnden Arsenikdämpfe abziehen lässt; oder endlich *d*) in hohen cylindrischen eisernen Töpfen, die, in der Mitte durch einen durchlöchernten Boden getheilt, das Erz in der dadurch gebildeten oberen Abtheilung aufnehmen, den Wismuth in die untere aussaigern lassen, wozu sie in Reverberiröfen eingesetzt werden. — Diese Vorarbeit gehört indess, wo sie vorkommt, nicht eigentlich der Blaufarbenbereitung zu, wird auch meistens nicht auf und von den Werken selbst ausgeführt. — Eine weitere Röstung solcher abgasaigerten Erze ist nicht nöthig.

Von der weiteren Benutzung der Abfälle und Nebenproducte, welche bei den oben beschriebenen Arbeiten mit erzeugt werden, als: Heerd-Glas- und Ofenbrüche aller Art, der Glasbruchstücke aus dem Kühltroge und dem daran stossenden Sumpfe, woran sich das von der abgelöschten Speisse abgeklopfte Glas anschliesst, — auf Farbe, theils durch unmittelbares Vermahlen, theils durch Zusetzen und Umschmelzen, ist schon das Nöthige angedeutet worden. Eben so von der fallenden Speisse, welche, wenn sie sehr kobalthaltig ist, durch Pochen und Rösten wieder zur Verwendung auf Glas vorbereitet wird, wo an die Stelle des Röstens bei sehr wismuthhaltigen ebenfalls ein Aussaigern des Wismuthes tritt. Die hiervon fallende, und überhaupt alle kobaltarme Speisse hingegen wird, nach möglichster Ausziehung des Wismuthes und des Silbers durch Amalgamation auf Nickel benutzt, was überhaupt in der neueren Zeit mit dem grössten Theile der Speisse der Fall ist, welche Arbeiten jedoch sämmtlich die Blaufarbenbereitung eigentlich nicht angehen.

Ueber das unter manchen Umständen noch nöthige Mengen von Farben und Escheln verschiedener Höhe, um gewisse Zwischenstufen darzustellen, ist, als durch keine eigenthümlichen Vorrichtungen bewirkt, etwas nicht zu bemerken; sowie auch die Bereitung mehrerer Nebenproducte nicht hieher gehört, welche nicht als Smalte, sondern als: Kobaltoxyd, Ultramarin u. s. f. in den Handel kommen, aber mehr auf rein chemischem Wege, höchstens unter theilweiser Anwendung derselben mechanischen Hilfsmittel gefertigt werden.

Einen andern besonderen Theil der Fabrication bildet hingegen in neuerer Zeit auf den meisten Blaufarbenwerken die des schon genannten Safflors (s. oben). Derselbe wird wie anderer, unmittelbar zur Smaltebereitung bestimmte Kobalt geröstet und entweder ebenfalls trocken, oder auch, hier und da, auf einer den Farbmühlen ganz gleichen Safflormühle, nass gemahlen, abgezapft und verwaschen, d. h. mit Wasser verdünnt und gerührt, sodann durch gestattete Ruhe der grö-

bere Theil niedergeschlagen und abermals auf die Mühle gegeben, der aus der davon abgezogenen Trübe erlangte Niederschlag aber als Safflor getrocknet und verrieben.

Wenn endlich, wie auf manchen, jedoch wohl nur sehr wenigen Werken geschehen soll, selbst den schon fertigen Farben noch Quarz zugesetzt wird, um gewisse Stufen zu bilden, so wird letzterer, wie der übrige, gebrannt und gepocht, dann aber nass auf das Feinste gemahlen und wie Farben und Escheln verwaschen, getrocknet und durch das feinste Beuteltuch gebeutelt —

Aus der Literatur über diesen Artikel mögen nur folgende Schriften hervorgehoben werden: M. G. MAYER, die Schmaltefabrication und das Safflormachen. Frankfurt a. M. 1820. — A. WEHELN, Probir- und Hüttenkunde. Wien 1841. Th. I. S. 421. — I. I. PRECHTL, technologische Encyclopädie Bd. VIII. Stuttgart 1837. S. 418. Art. Kobalt. — C. I. B. KARSTEN, System der Metallurgie. Berlin 1831. Bd. IV. S. 593. — W. A. LAMPADIUS, Hüttenkunde. Th. II. Bd. 3. Göttingen 1809. S. 86 und Supplemente zu diesem Theile S. 147. — JORDAN, mineralogische Reisebemerkungen. Göttingen 1803. S. 132. —

Gätzschmann.

**Blechfabrikation.** Mit dem Namen Blech (fr. *plaque*; engl. *plate*) bezeichnet man solche Metallstücke, bei welchen zwei Dimensionen, Länge und Breite, auf Unkosten der dritten, der Dicke im starken Grade durch mechanische Mittel vergrößert worden sind, so dass plattenförmige durch Guss erzeugte Körper ausgeschlossen werden. Ebenso schliesst der gewöhnliche Sprachgebrauch zwar auch sehr dünne aus Gold, Silber, Zinn u. s. w. hergestellte Blätter aus, doch können dieselben, da ihr Bildungsweg derselbe ist, unter dem Worte Blech in weiterer Bedeutung mit begriffen werden.

Die mechanischen Mittel, deren man sich bei Fertigung der Bleche bedient, reduciren sich auf zwei Grundoperationen, Schlagen und Walzen, und bestehen daher vorzugsweise in Hämmern und Walzwerken. Die Hämmer werden entweder, wie bei Herstellung der feineren Blätter aus Gold, Silber u. s. w. mit der Hand bedient, und erscheinen daher nur als Instrumente, oder sie werden durch Elementarkraft in Thätigkeit gesetzt, wie dies bei den Blechhämmern für Eisen, Kupfer, Messing u. s. w. bei den Folienhämmern geschieht; bei den Walzwerken findet dasselbe statt, sie sind für feine Metalle Handwalzwerke, Plättwerke, bei Herstellung eigentlicher Bleche werden sie ebenfalls durch Elementarkraft in Bewegung gesetzt. Bei der eigentlichen Blechfabrikation werden die gegossenen Platten oder geschmiedeten Stücke, Stürze, Schrote entweder nur durch den Hammer behandelt, wie bei geschlagenem Eisenblech, oder nur durch das Walzwerk, wie bei gewalztem Eisenblech, oder durch Hammer und Walzwerk nach einander, wie bei Kupferblech, welches erst vorgeschlagen und dann ausgewalzt wird, oder wie bei dünnem Messingblech, welches erst ausgewalzt, und dann unter dem Schnellhammer ausgestreckt, dünn, steif und glänzend geschlagen wird. Die Behandlung erfolgt entweder kalt wie bei Kupfer und Messing, wobei als Zwischenoperation ein Ausglühen so oft eingeschoben werden muss, als die Platten hart und steif werden, oder glühend, wie bei Eisenblech; entweder mit einzelnen Tafeln, wie bei stärkeren Blechen und im An-



fange der allmählig vorwärts gehenden Ausbreitung unter dem Hammer mit stärker gewölbter Bahn oder durch das Sturzwalzwerk, oder mit mehreren über einander liegenden Tafeln, welche durch eine dünne Lehm-schicht gestrennt sind, wie bei dem Packschmieden oder in dem Schlicht-walzwerk. Das vollkommene Ebenen der geschlagenen Tafeln verrichtet der Pritschhammer oder Abriechhammer mit seiner breiten Bahn und die endliche Abgleichung der Bleche nach vorgeschriebenem Masse eine Scheere, die entweder durch die Hand oder eine andere Umtriebskraft in Thätig-keit gesetzt wird, oder wohl auch ein durch Elementarkraft bewegtes Schneidwerk. Die specielle Einrichtung der angeführten Maschinen zu dem angegebenen Zwecke werden die Artikel HAMMER, SCHEERE, SCHNEIDWERK, WALZWERK enthalten. *Hülse.*

**Bleizug** (fr. *Tire-plomb*; engl. *Glazier's vice*), eine kleine, zur Classe der Walzwerke gehörige, zur Verfertigung des Fensterbleies dienende Maschine. Die gewöhnlichste Art desselben hat oben und unten eine tiefe flache Rinne oder offene Nuth, deren gemeinschaftlicher Boden auch zugleich die beiden, aussen meistens glatten, manchmal auch mit vorspringenden Fäden oder Stäbchen verzierten dünnen Wände zu einem Ganzen verbindet. In diese Nuthen werden bekanntlich die Glasscheiben eingepasst. Gegenwärtig pflegt man sie jedoch meistens sogleich in die hierzu eingerichteten hölzernen Rahmen unmittelbar einzukitten; ausserdem hat man die Glastafeln überhaupt grösser, so dass das Zusammen-setzen einzelner und kleinerer Stücke weit seltener vorkommt, als in früherer Zeit. Hierdurch hat die Verwendung des Fensterbleies sehr bedeutend abgenommen, besonders in grösseren Städten, und beschränkt sich fast nur auf das Land, für Gewächshäuser, Kirchenfenster, und zur Zusammensetzung gefärbter Gläser und der Glasmalereien; mithin beinahe bloss auf einzelne Fälle. Doch verdient der Bleizug, dessen Ausführung noch gegenwärtig bei den so bedeutenden Fortschritten aller mechani-schen Hilfsmittel schwierig bleibt, und einen geschickten, fleissigen Ar-beiter verlangt, als eine ursprünglich deutsche, sehr sinnreiche Erfindung, nähere Berücksichtigung, und wegen der Eigenthümlichkeit der dabei zu Grunde liegenden Idee hier seine Stelle.

Die Vorbereitung des Bleies durch Giessen, als die erste Anlage, zu dessen künftiger Gestalt, darf nicht übergangen werden, weil sonst die Maschine selbst kaum völlig genügend zu erklären wäre. Taf. 65 enthält die hierzu bestimmten Abbildungen. *Fig. 24* zeigt den Quer-schnitt eines aus Blei (dem man, um diesem Festigkeit und Dauer zu erhöhen, etwas wenig Zinn zusetzt) gegossenen Stäbchens, als den Anfang der ganzen Arbeit. Die aus zwei Hälften bestehende Gussform oder den Einguss, deren Theilungsfläche die Linie *aa* *Fig. 24* be-zeichnet, verfertigt man nach althergebrachter Art ziemlich mühsam aus Schmiedeeisen; *Fig. 10* aber enthält die Seiten-, *Fig. 11* die obere Ansicht eines neuen und zwar gelungenen Versuchs einer solchen Form, welche gleichzeitig zwei Stäbchen gibt, und deren beide Haupttheile, *a* und *b*, mit nicht unbedeutender Kosten- und Zeitersparniss aus Gusseisen angefertigt wurden. *Fig. 12* stellt die innere Fläche des Stückes *a* der zwei vorher genannten Figuren dar; *R* und *S* sind die halben Vertie-fungen für die zwei Stäbchen, *h* und *i* aber bezeichnen zwischen ihnen die Flächen, womit diese Hälfte die andere unmittelbar berührt. *Fig. 13* ist der Querschnitt nach der Linie *mn* der *Fig. 10*; man bemerkt an

demselben, dass die beiden gusseisernen Stücke unten am Fusse Verstärkungen besitzen, wodurch am Boden eine rechtwinkelig viereckige Fläche zum Anschrauben des ebenfalls zweitheiligen Charnierbandes aus starkem Eisenblech entsteht. Bei *e, m* Fig. 12 sieht man zwei von den röhrenförmig gerollten Ansätzen des mit den Schrauben 1, 2 befestigten halben Bandes, zwischen welche zwei ähnliche des andern Bandes zur Aufnahme des Charnierstiftes bei *p* Fig. 10 einpassen. Hierdurch lassen sich *a* und *b* ganz aus einander legen, und auch wieder schliessen. Während des Gusses hält sie der eiserne Kloben *A, C*, welchen man am hölzernen Griffe *A* niederdrückt, zusammen; wobei sich seine vordere bogenartige Erweiterung, sowohl an die Seiten, als auch an die äussere halbrunde Rippe von *a* fest anlegt. Durch die Enden der Arme von *C* geht ein starker Stift *n, r* Fig. 10 und 11, welcher seinen Stützpunkt in dem, an eine eben-abgesetzte Fläche von *b* festgeschraubten, Eisenstück *s, s, t* hat. Dieses Stück sammt der Oeffnung für den Stift zeigt Fig. 7 von oben, von der Seite, und mit den zwei Löchern zum Durchgange der Befestigungsschrauben von aussen. Die oberen vordern Kanten von *a* Fig. 10 sind bei *g* abgerundet, damit sich *AC* nach vollbrachtem Gusse rückwärts hinüberschlagen und die Form sich öffnen lässt. Der hölzerne, mittels der Fig. 10 punktirt angedeuteten Schraube am Ende der Angel mit *a* verbundene, Griff *B* dient zum Festhalten der Form in aufrechter Stellung während des Giessens. Der kleine Kreis bei *v* Fig. 12 bezeichnet die erwähnte Schraube an der Angel; die Punktirung aber den Griff selbst. Endlich ist auf die trichterförmige in Fig. 11 und 12 bemerkbare Erweiterung zur Erleichterung des Eingiessens aufmerksam zu machen.

Damit das Blei gehörig fliesst und die Form gut füllt, müssen beide einen ziemlich hohen Grad von Hitze haben. Hierdurch aber pflegen sich die zwei langen Stücke der Form etwas zu verziehen, sie schliessen nicht mehr vollkommen, das Blei tritt etwas aus, und die Stängelchen erhalten einen mehr oder weniger starken Grad zu beiden Seiten; die in allen ähnlichen Fällen bekannten Gussnäthe. Man bedient sich eines einfachen Hilfsinstrumentes, in den Glaserwerkstätten Sattel genannt, um die gegossenen Stäbchen einzulegen, und jene fehlerhaften Stellen durch Abziehen mit einem Messer, oder wenn sie zu bedeutend sind, mit einer Raspel glatt zu machen. Fig. 14 gibt den Grundriss, Fig. 15 die Vorderansicht dieses Sattels. Er besteht aus einem Stück harten Holzes *A*, an welchem die obere Seite mit zwei abgedachten schrägen Flächen versehen ist, die Mitte aber mit einer halbrunden Aushöhlung *n*, welche, völlig offen, durch die ganze Länge von *A* geht. Auf die Abdachung sind zwei Eisenschienen *B, C* festgeschraubt, welche sich an den innern Kanten bloss mit den Absätzen bei *D* Fig. 14 berühren, von da an aber über der Höhlung *n* eine offene Spalte lassen. Hier hinein schiebt man das gegossene Stängelchen, die zu bearbeitende Seitenfläche aufwärts gekehrt, während die andere in der Hohlkehle einstweilen ihren Platz findet, das Ende des Stängelchens aber seine hinreichend feste Anlage um der Raspel oder dem Messer den nöthigen Widerstand zu leisten, am Schlusse der zwei Schienen bei *D* Fig. 14. So vorbereitet, eignen sich die Stängelchen zur weitem Ausbildung, oder zum Ziehen in der Maschine.

Diese, oder der Bleizug selbst, mit Ausnahme der kleineren stählernen, zweier unbedeutender messingener Bestandtheile, und des hölzernen Kurbelgriffes ist ganz aus geschmiedetem Eisen gearbeitet. Fig. 1 zeigt



ihn von vorne, *Fig. 2* von der Seite; in ersterer Figur mussten der Deutlichkeit wegen *G* und *H* der zweiten Figur wegbleiben. Das grössere Stück des Gestelles *B* ist unbeweglich, das andere, *A*, aber nicht, sondern parallel mit *B* verschiebbar, wovon die Nothwendigkeit später sich ergeben soll. Die Linie 1, 2 (*Fig. 1*) bezeichnet die obere Fläche eines starken Tisches oder der Werkbank, welche die Maschine aber nirgends unmittelbar berührt; 2, 3 die äussere einer senkrechten bis auf den Boden reichenden breiten hölzernen Stütze, welche mit dem letztern sowohl als mit dem Tische in hinreichend fester und unwandelbarer Verbindung steht. An ihr liegt die eiserne Platte *E* mit *B* aus einem Stück bestehend. Durch die auf *E* (*Fig. 2*) bemerkbaren vier Löcher gehen eben so viele Schrauben, von denen bei 7, 8, 9 *Fig. 1* die Köpfe erscheinen, in die senkrechte Stütze, und erhalten den Bleizug unbeweglich. Die wagrechten Stücke *C*, *D* *Fig. 1*, von der Wand *B* ausgehend, und mit ihr von gleicher wagrechter Breite, haben an der freien Vorderseite quadratisch viereckige Absätze und an diesen die Schrauben *p*, *q* für die sechseckigen langen Muttern *F* und *N*, zu deren Umdrehung der, *Fig. 6*, *A* und *B* nach zwei Ansichten gezeichnete Schlüssel dient. Auf den vorgedachten Absätzen steckt, also gegen *B* verschiebbar, die Wand *A*, an welcher man in *Fig. 3*, der Ansicht ihrer, *B* zugekehrten Fläche, die Oeffnungen 10, 11 zum Aufschieben auf die Schrauben *p*, *q* *Fig. 1* und auf die hinter ihnen befindlichen Vierecke wahrnimmt. Die Löcher *a*<sub>1</sub>, *e*<sub>1</sub> aber gehören zur Aufnahme der Zapfen der zwischen *A*, *B* *Fig. 1* gelagerten, rund beweglichen Wellen *aa* und *e*. Diese sind nochmals für sich allein abgebildet, und zwar die untere, *e*, in *Fig. 9*; die obere aber in *Fig. 8*, und zwar *A* in der Lage wie in *Fig. 1*, *B* und *C* mit den beiden Endansichten, welche zugleich auch für die untere gelten. Den schon erwähnten cylindrischen Endzapfen von *e* findet man wieder in *Fig. 9*; ihm entspricht ein ähnlicher, dickerer, *s*, für die auf *B* punktirt angedeutete Oeffnung; die Absätze *W* und *x* sind quadratisch, auf dem letzteren längern steckt ausser dem Zahnrade *i* (*Fig. 1* und 2) noch der Hals der Kurbel *M*, welche so wie *i* durch die vorgelegte sechseckige Mutter *d* mit der Welle in Verbindung kommt, und für *d* das Gewinde bei *u* (*Fig. 9*) besitzt. Die obere Welle gleicht ganz der eben beschriebenen; jedoch ist das äussere Viereck kürzer, da hier nur das Rad *c* (*Fig. 1* und 2) und die Mutter *b* Platz zu finden brauchen. An einen scheibenförmigen grössern Ansatz am hintern Viereck jeder Welle passt der fest aufgetriebene messingene Ring *r* (*Fig. 1*, 8, 9); er liegt an der innern Fläche der Wand *B* an, um die Reibung während der Umdrehung der Wellen zu vermindern, und ihnen doch auf dieser Seite eine sichere Anlage zu ertheilen. Was aber die Wand *A* (*Fig. 1*) zwingt, die Lage, welche man ihr mittels der Schraubenmutter *F*, *N* gibt, unverändert, und ohne Verrückung gegen *B* hin, beizubehalten, soll die Folge lehren.

Der Griff *R* steckt lose auf der in *Fig. 1* punktirt angezeichneten, in *M* eingienieteten Angel, deren Vorderende wieder das Messingplättchen *s* (*Fig. 1* und 2) gegen das Herabziehen verwahrt. Uebrigens setzt die Umdrehung der Kurbel die Welle *e* und vermöge des Eingriffes von *i* in *c* auch die obere *a* in Bewegung. Die bedeutende Länge der Kurbel aber ist nothwendig, um den beim Durchgehen des Bleies oft beträchtlichen Widerstand zu überwinden; auch müssen, um diesen ohne Nachtheil vertragen zu können, die Räder *i* und *c* aus geschmiedetem Eisen verfertigt sein.

Zur völligen Ausbildung muss das gegossene und auf dem Sattel abgerichtete Bleistängelchen öfters durch die Maschine gehen, gebrochen werden, wie es in der Handwerksprache heisst; und zwar jedesmal zwischen einer andern Garnitur von Backen und Rädern aus gehärtetem Stahl, deren bei einem Bleizug sechs bis zwölf, jede aus zwei Backen und zwei Rädern, also vier einzelnen Stücken bestehend, sich befinden. Die Unterschiede dieser Räder- und Backenpaare werden sich im Verlauf der Darstellung ergeben. Ausser der Verdünnung der Wände und des Zwischenbodens und der Formveränderung überhaupt erleidet das gegossene Stäbchen noch eine beträchtliche Streckung: so dass seine ursprüngliche nach der Beschaffenheit des Eingusses (*Fig. 12*) erkennbare Länge von etwa 15" oft bis auf zwei Klaffern und darüber sich vermehr.

Zwar befindet sich in dem Raume zwischen *A* und *B*, *Fig. 1*, bereits eine Garnitur der genannten Theile in der zum Gebrauche geeigneten Lage: allein in zu kleinem Massstabe, als dass hiernach allein ihre Beschaffenheit und Wirkung vollkommen deutlich gemacht werden könnte; daher man sich auf die noch ausserdem vorhandenen bedeutend vergrösserten Abbildungen beziehen muss. *Fig. 16* stellt eines der Räder, *A* von der Fläche, *B* von der Kante gesehen, vor. Mit dem viereckigen Loche auf *A* steckt es auf dem übereinstimmend gestalteten Absatze der Welle, zwar genau, aber nicht so streng passend, dass es nicht der Länge nach verschoben werden könnte. Die runden erhöhten Ansätze *m*, *n* machen das Rad in der Mitte dicker und die viereckige Oeffnung länger; sie sichern und vergrössern die Auflage auf der Welle. Die Stirne des Rades ist nicht glatt, sondern mit Kerben versehen, weil es sonst das Blei nicht fassen, sondern von ihm abgleiten würde. Manchmal findet man auf solchen Rädern statt eines Theiles der Kerben auch eine Art vertiefter Randschrift, z. B. den Namen des Verfertigers, welche denselben Dienst, und zugleich den einer Verzierung leistet. Dies reicht jedoch nicht völlig zum Zwecke hin, sondern die beiden Flächen haben gleichfalls seichte strahlenförmige Einschnitte, wie *A* ausweist, welche zum Fassen des Bleies das Ihrige beitragen. Sie sind nach Art von Feilenhieben mit dem Meissel eingehauen; doch darf kein Grath oder Aufwurf stehen bleiben, den man daher durch sorgfältiges Abschleifen wegschafft, um diese Stellen des Rades mit Ausnahme der vertieften Einschnitte ganz eben zu erhalten. So viel über die allgemeine Beschaffenheit der aus Stahl verfertigten und gehärteten Räder; Unterschiede der einzelnen Arten sammt den Gründen davon kommen später vor.

*Fig. 25* zeigt einen einzelnen Backen, und zwar *b* von der Seite, wie er in *Fig. 1* der Wand *A* zunächst liegen würde; *c* von der innern den Rädern zugekehrten Fläche, denn die entgegengesetzte äussere ist ganz eben; *a* endlich von oben gesehen. An *c* bemerke man zuerst zu beiden Seiten die einwärts gehenden winkelförmigen Einschnitte, welche sich auf ähnliche Art auch an *Fig. 26* bis *32* finden, und zum Einlegen der Backen in die Maschine gehören, worüber das Ausführlichere noch folgt. Die senkrechten punktirten Linien auf *a* *Fig. 25* bezeichnen die Mitte oder grösste Tiefe dieser Einschnitte. Zwischen den etwas vorspringenden Leisten *3*, *4* an *b* und *c* sind *1* und *2* gegen einander bis zur senkrechten Linie auf *c* aufsteigende schiefe Flächen, daselbst unter einem stumpfen Winkel zusammentreffend, dessen Lage wieder die Punktirung innerhalb *a* anschaulich machen. Unmittelbar an den Leisten *3*, *4* unterbricht diesen Winkel eine kleine etwas zugerundete, auch in



den *Fig. 26 bis 30* vorhandene Einkerbung. Der flache bogenförmige Ausschnitt an den beiden Leisten *3, 4 Fig. 25* und allen andern ihr ähnlichen bricht die scharfen obern und untern Kanten der Leisten, und macht dieselben in der Mitte schmaler. Noch lässt *a Fig. 25* die Abrundung der beiden Enden des Backens vom Bogenausschnitt an wahrnehmen. Auch die Backen sind von Stahl, gehärtet, und die Vorderseite, nämlich die schiefen Flächen, fein geschliffen und polirt.

Jede der Wände *A* und *B, Fig. 1*, besitzt einen Vorsprung *h, k*, dieser wieder in der Mitte eine Vertiefung, mit der Bestimmung einen Backen aufzunehmen. *Fig. 3*, verglichen mit dem Grundrisse *Fig. 4*, wird diese Einrichtung erläutern. Die Vertiefung ist mit *12* bezeichnet; die einander zugekehrten winkelförmigen Erhöhungen entsprechen den Seiteneinschnitten des Backens: so dass dieser, in *12* gebracht, weder sich verschieben noch nach irgend einer Richtung wanken kann; mit Ausnahme seiner Vorderseite, wo aber die äussern Flächen der Leisten hart an den Rädern anliegen, und zwar dadurch, dass man mittels der Schraubenmutter *F, N, Fig. 1*, alle Theile fest, jedoch nur so weit zusammenzieht, dass sich die Räder mittels der Kurbel noch in Umdrehung versetzen lassen. Durch die Berührung der Backen mit den Rädern wird zugleich die Wand *A* an ihrer Stelle gehalten und sich der zweiten, *B*, zu nähern verhindert. Da die, im Vorhergehenden sogenannten Leisten der Backen etwas über die höchste Stelle der doppelten schiefen Flächen vorstehen, auch die Stirnen der Räder einander nicht berühren: so bleibt zwischen diesen Theilen in *Fig. 1* ein hohler Raum zum gewaltsamen Durchgange des Bleies, welches dabei sich streckt und seine Form verändert. Die vergrösserten Abbildungen *Fig. 33* und *34* werden jeden Zweifel beseitigen, und zugleich Gelegenheit darbieten, noch manche Einzelheiten nachzuholen. *B* und *C Fig. 33* sind die auf der obern und untern Welle steckenden Räder, *D* und *A* die Backen, welche man hier von der Seite, aber ganz sieht, also nicht, wie in *Fig. 1*, theilweise von *h* und *k* bedeckt und nur wenig über diese in *Fig. 33* weggelassenen Vorsprünge hinausragend. Der Raum zwischen diesen Theilen erscheint hier nicht leer, sondern durch das schraffirt unterschiedene Blei ausgefüllt. Es tritt durch den gewaltigen Druck auch in die kleinen Kerben zunächst an den Leisten, und hierdurch bildet sich an allen vier Längenkanten der Bleiwände ein erhöhter Faden oder ein Stäbchen, welches theils ihm ein besseres Ansehen gibt, theils aber auch, etwas stärker als die Wand, das Ausfasern und Rissigwerden beim Ziehen verhindert. *Fig. 34* zeigt einen Backen *A* von der innern Seite (*Fig. 25, c*, entsprechend), und die beiden vor oder auf ihm liegenden Räder *B, C* punktirt. Das Blei wird von der Seite der längern schiefen Fläche *1* eingeschoben, streckt sich bis zu ihrer höchsten Stelle, und tritt durch die kürzeren, *2*, wieder aus; an welcher man, um unnöthiges Klemmen zu beseitigen, manchmal auch die inneren Winkel der Leisten, von einander divergirend, wie an *Fig. 28, 29, 30* erweitert. Dass vermöge des Bogenausschnittes an *3* und *4 Fig. 34*, und der abgerundeten Enden daselbst, nur die schmale Mitte dieser Flächen mit den Rädern in Berührung steht; wurde schon angedeutet, und ist nicht unrichtig, weil mit der Vergrösserung dieser Flächen und durch das ziemlich starke Aneinandergränzen dieser Theile die Anreibung und der Kraftverlust an der Kurbel sich in merklichem Grade steigern müsste. Unmittelbare, ja harte Berührung der schmalen Aussenflächen oder Leisten an den Backen mit



den Seiten der Räder, ist aber nothwendig, weil sonst das weiche und nachgiebige Blei in die, selbst feinen Zwischenräume austritt, und man keine reinen und scharf begränzten Kanten an den Wänden erhält.

Die gemeinen, nicht zahlreichen Sorten des Fensterbleies unterscheiden sich durch die Breite und Tiefe der Nuthen, folglich auch durch die Höhe der Aussenwände, durch die Dicke derselben und des Zwischenbodens. Wovon diese Verschiedenheiten abhängen, lässt sich nunmehr leicht einsehen. Die Nuthen bestimmt die Beschaffenheit der Räder, welche gleichfalls die Stärke des Bodens bedingen. Da die Wellen, auf denen sie stecken, ihren Abstand von einander nie ändern können, so bewirkt man die Unterschiede an den Böden durch Räder von etwas grösserem oder kleinerem Durchmesser. Die letzteren lassen den Boden dicker, während er bei jenen schwächer ausfallen muss. Die Höhe des Raumes zwischen den Randleisten der Backen bestimmt wieder die Breite der Wände am Blei, deren Dicke aber bleibt desto grösser, je weiter der Winkel der zwei schiefen Flächen einwärts und von den Seiten der Räder entfernt sich befindet. Die aufmerksame Vergleichung der *Fig. 33* und *35*, wovon die letztere eine Garnitur zu stärkerem, jedoch etwas schmälern Blei mit weiten Nuthen und dickem Boden vorstellt, wird das eben Gesagte noch vollends klar machen.

Nach der bereits geschehenen Andeutung muss jedes Stängelchen durch zwei, manchmal auch drei Garnituren des Bleizuges gehen. Einige davon führen eigene Namen, unter welchen der Vorbruch, Nachbruch, breiter und schmaler Tafelbruch am öftersten vorkommen. Man sieht einen Backen für jeden derselben, und zwar nach der eben genannten Folgereihe in *Fig. 28*, *27*, *25* und *26*; die Räder stehen zu ihnen im gehörigen Verhältnisse. Vor- und Nachbruch werden selten unmittelbar, sondern in der Regel als Vorarbeit für das Tafelblei gebraucht; auch ist es nicht immer nöthig, dass dieses, namentlich wenn der rohe Guss vorher auf dem Sattel dünner geschoben wurde, durch alle drei Garnituren geht. Man bringt es vielmehr sehr oft von *Fig. 28* sogleich in *25*, ja sogar zuerst in *Fig. 27* und von da in *Fig. 25* oder *26*, wenn es auf grosse Reinheit nicht eben sehr ankommt. So wie es auf diesem Wege allmählig breiter wird, so kann auch das Gegentheil statt finden, während es sich bedeutend streckt; wobei die Wände dünner, aber niedriger bei weiten Nuthen ausfallen. Dies geschieht, wenn man das Blei vom Vorbruch *Fig. 28* durch Backen wie *Fig. 29* und *30* bearbeitet. Solches Blei aber findet nur selten Anwendung, wie z. B. zur Reparatur gesprungener Tafeln durch Einsetzen neuer Ecken, oder zur Verbindung kleiner dicker Tafeln, damit durch solche schmale Verbleiung einem Fenster oder Glasgemälde so wenig Licht als möglich entzogen werde u. s. w. Backen wie *Fig. 32* beabsichtigen bloss die Verzierung der äussern Flächen des Tafelbleies. Da das Blei während des Ziehens von allen Vertiefungen an der senkrechten Ecke der oft genannten schiefen Flächen Eindrücke empfängt und sie ausfüllt: so erhält man durch solche Backen, ausser dem gewöhnlichen stärkeren Faden an den Kanten der Wände, noch so viele erhöhte Stäbchen in der ganzen Länge des Bleies, als sich in dem Backen kleine Höhlungen befinden; im angeführten Beispiele, nach *Fig. 32* demnach deren sieben.

Wesentlich verschieden aber, auch der Verwendung nach, ist das Umschlag- oder Heftblei, welches keine Nuthen hat, sondern blos auf der nach aussen kommenden Fläche bandförmige Streifen als Ver-



zierung. Damit die aus einzelnen Scheiben mittels Tafelblei zusammengesetzten Glasflächen durch Windstöße und andere Zufälle nicht so leicht eingedrückt werden, und überhaupt mehrere Festigkeit erhalten, bringt man die sogenannten Windeisen an; nämlich flach-viereckige eiserne Stäbchen, deren breitere Enden man an den hölzernen Rahmen festnagelt, während an einzelnen Stellen über sie Spangen aus Umschlagblei, Hafte genannt, gehen, welche unten wieder an das Tafelblei festgelöthet sind, und hierdurch dem Ganzen Zusammenhang, mehrere Haltbarkeit und Dauer geben. Zum Haftblei zerschneidet man entweder den rohen Guss *Fig. 24* in der Mitte, d. h. unter rechtem Winkel mit der Linie *aa*, oder aber man nimmt schon fertiges Tafelblei, welches sich bei der jetzt zu erklärenden Bearbeitung flach, und so zusammengedrückt, dass die Nuthen ganz verschwinden und unbemerkbar werden. Für das Umschlagblei gehören Backen wie *Fig. 31*. Die wagrecht laufende Höhlung ist von den Randleisten nicht scharf abgesetzt, sondern überhaupt zugerundet, jedoch auch an beiden Ausgängen vertieft und erweitert, in der Mitte aber am engsten, eine schmale Furche bildend, um daselbst die Kanten des Streifens zu begränzen und das Austreten des Bleies zu verhindern. *Fig. 36* zeigt, übereinstimmend mit den *Fig. 35* und *33*, bei *a, b* die Backen, wie sie an den Seitenflächen der Räder *D* und *E* liegen, das Blei selbst ist durch die Schraffirung zwischen ihnen kenntlich. Die Räder sind breit, zufolge der Beschaffenheit des durch sie hervorzu- bringenden Streifens; das obere, an der Stirn mit den gewöhnlichen Einschnitten versehen, dient, um das Blei zu fassen und zu führen; das unterm *E* hat die vertieft eingedrehten Hohlkehlen nebst den dazwischen liegenden ebenen Streifchen, und gibt die Verzierung der bei der wirklichen Verwendung des Bleies sichtbaren Aussenseite.

In der frühern Zeit kam noch das sogenannte Karniesblei vor; mit einem, aber von aussen gar nicht sichtbaren und völlig im Innern verborgenen runden Eisenstängelchen oder starkem Draht, zum Ersatze des Windeisens, welches aber doch einen höhern Grad von Festigkeit gewähren dürfte. Man würde überhaupt diese Art von Blei ganz übergehen, wenn sich nicht an ihm zeigen liesse, wie weit sich die Formveränderung durch die Benutzung des, dem Bleizuge zu Grunde liegenden Prinzipes, erstrecken kann. Die Herstellung des Karniesbleies ist mühsam, umständlich, erfordert einen stark gebauten Bleizug und manche vom Gewöhnlichen abweichende Einrichtung; vorerst schon einen Einguss, welcher Stäbe von einer, dem Durchschnitte *Fig. 22* nahe kommenden Beschaffenheit gibt. Ein solcher Stab wird zwischen eignen Rädern und hohen Backen nicht nur völlig glatt und scharf (wie *Fig. 22*) gezogen, sondern auch auf beiden Seiten tief eingeschnitten oder eingedrückt. *Fig. 17* stellt einen dieser Backen, *A* von der Seite, *B* von der innern Fläche vor. Er unterscheidet sich wesentlich von einem gewöhnlichen durch die hervorspringende Rippe *i, n, e*, deren zwei Flächen in eine scharfe schneidige Mittellinie zusammenlaufen. *Fig. 20* enthält die Garnitur, nämlich die Backen *A, B* und die Räder *C, D* im Moment ihrer Wirksamkeit auf das Blei, welches durch die beiden Rippen so tiefe Eindrücke erhält, dass es nachher leicht in zwei der *Fig. 21* gleiche Hälften sich vollends aus freier Hand durchschneiden lässt. Ein solches Stück erfährt nun eine andere sehr auffallende Veränderung innerhalb der Garnitur *Fig. 18*. Die Backen *A, B* zeichnen sich durch die Schweißung aus, welche vorzüglich die Stelle betrifft, an welcher die oft erwähnten

schiefen Flächen zusammenlaufen. Die Stirnen der, wie sonst, mit Einschnitten versehenen Räder *C*, *D* sind abgerundet, jene des stärkeren unteren halbkreisförmig. Das Ergebniss dieses Theiles der Arbeit sieht man an dem Durchschnitte des Bleies, sowohl in *Fig. 18*, als auch nochmals abgesondert *Fig. 19*. Zwei solche Bleie werden jetzt über dem Eisenstängelchen an den Kanten der halbrunden Höhlung zusammengelöthet, dann aber zur gänzlichen Vollendung nochmals, aber zwischen geschweiften hohen Backen und gewöhnlichen Rädern, sammt dem in ihnen steckenden Stängelchen, gezogen. Das Blei presst sich sowohl durch den Seitendruck der Backen als auch durch den geraden der Räder so vollkommen an das Stängelchen an, dass es nicht mehr losgeht; gleichzeitig erhalten die Nuthen ihre völlige Ausbildung, und das Ganze stellt sich so dar, wie *Fig. 23*, wo die Linie *aa* die Verbindungsstelle der zwei Hälften des Bleies anzeigt, der dunkle Kreis aber das Eisenstängelchen.

Noch sind einige Bemerkungen, das practische Verfahren beim Ziehen des Bleies betreffend, im Rückstande. Die eiserne Lehre *H* *Fig. 2* sieht man abgesondert von vorne, und in der Lage, wie sie auf *Fig. 1* passt, in *Fig. 5*. Sie hat unten einen schmalen Schlitz 6, höher oben die quadratische Oeffnung 5, endlich eine länglichte 4. Die Schraube *G* *Fig. 2* geht durch 6 (*Fig. 5*) in die bei *g*<sub>1</sub> (*Fig. 1*) vorhandene Mutter, so dass demnach *H*, auf *D* und *C* (*Fig. 1*) so verschoben und durch *G* (*Fig. 2*) festgestellt werden kann, dass entweder die Oeffnung 5, oder die mit 4 bezeichnete an *H* sich der Mitte der Räder und Backen im Bleizug gegenüber befindet. Der seichte flache Einschnitt bei 13 (*Fig. 1*), in welchem der obere schmale Schaft der Lehre liegt, verhindert ihr Verschieben nach der Seite. Ihr Nutzen aber besteht darin, dass das Blei durch eine der viereckigen Oeffnungen zwischen die Backen geleitet wird, und dass dieses rücksichtlich der ganzen Länge desselben statt findet. Für das rohe oder einmal gebrochene und das Heftblei gehört die Oeffnung 5 (*Fig. 5*); für das schmalere Tafelblei und die kleineren Sorten aber die obere 4. Jedoch muss auch hinter dem Bleizug Anstalt getroffen werden, dass das Blei, ohne sich verschiedentlich zu krümmen und zu verziehen, vollkommen gerade herausgeht. Deshalb ist es unerlässlich nothwendig, sein Ende daselbst mit einer Flachzange zu fassen, straff anzuziehen, und in diesem Zustande während der Operation zu erhalten. Sonach sind zur Bedienung des Bleizuges zwei Personen erforderlich; eine, welche die letzterwähnte Verrichtung besorgt, die andere zum Drehen der Kurbel. Um aber das Blei anfangs zwischen die Backen zu bringen, spitzt man es etwas durch Beschaben oder Zusammendrücken mittels einer Zange oder durch leichte Hammerschläge zu.

Man trifft den Bleizug in verschiedener, aber nicht sehr von einander abweichender Grösse. Der hier mitgetheilte gehört zur gewöhnlichsten, und ist ein sogenannter deutscher. Von ihm unterscheidet sich der französische dadurch, dass der Raum zwischen den Wänden auch bei Backen und Rädern von verschiedener Dicke unverändert bleibt, also keine Verschiebung der vordern Wand statt findet; ausserdem auch der Vorsprung an beiden Wänden fehlt, und ihre innern Flächen ganz glatt sind. Die Backen müssen daher auf der Hinterseite so abgerichtet werden, dass jedes Paar genau an die für dasselbe bestimmten Räder passt. Jeder Backen hat an der Rückseite zwei Stellstifte für in der Wand befindliche Löcher; sie allein halten ihn fest. Nach dieser Einrichtung



ist aber nicht nur die Verfertigung der Backen und Räder viel mühsamer und schwieriger, sondern auch die unbewegliche Stellung der ersteren unsicher und nicht verlässlich; daher der deutsche Bleizug weit bequemer und vorzüglicher. Beschreibung und Abbildung des französischen kann man in folgendem Werke finden: P. le VIEIL, die Kunst auf Glas zu malen und Glasarbeiten zu verfertigen. 3 Bände. Nürnberg, 1779, 1780.

G. Altmütter.

**Bobbinnetmaschinen.** Unter diesem Namen begreift man eine Classe von Maschinen, die, im Allgemeinen, zur Verfertigung eines eigenthümlichen netzartigen Gewebes dienen, dessen Structur dem einfachen geklöppelten Spitzengrunde entnommen ist. Dieses Gewebe in seiner einfachsten Verbindung ist unter dem Namen glatter *Tull anglais*, glatter *Bobbin-net* (englischer Tüll, Spulennetz), auch *Entailages*, *Quillings* (Streifen oder schmaler Bobbinnet) bekannt. Die einfache Fadenverbindung des glatten Bobbinnets ist auf mannigfache Art abgeändert worden, wodurch neue Gewebe entstanden sind, deren Aussehen oft sehr verschieden von dem des glatten Bobbinnets ist, und in neuerer Zeit unter verschiedenen Namen sehr schöne und gesuchte Modewaren lieferten. Sie sollen mit dem Namen *Dessein-bobbinnet* bezeichnet werden.

Sowohl die einfache Fadenverbindung des glatten und Streifenbobbinnets, als die abgeänderte Verbindung des Desseinbobbinnets ist auf verschiedene Weise erzielt worden, wodurch nach und nach verschiedene Systeme von Bobbinnetmaschinen entstanden sind, denen aber allen ein und dasselbe Princip der Fadenverbindung zu Grunde liegt.

Es ist nicht die Absicht, hier die verschiedenen Systeme aufzuzählen und zu beschreiben, nach welchen die Constructionen dieser Maschine vorgenommen wurden. Viele sind gänzlich veraltet und haben für den jetzigen Standpunkt dieses Zweiges der practischen Mechanik und Industrie kein Interesse. Eben so wenig wird man hier eine Geschichte der Erfindung und Vervollkommnung dieser Maschine und der ganzen Fabrication erwarten, da sie ausser dem Bereiche dieses Werkes liegt; obwohl dieselbe höchst interessant und lehrreich ist. Einiges hierüber kann man nachlesen im „practischen Handbuche des Baumwollenmanufacturwesens in England.“ Aus dem Englischen des Dr. URE, übersetzt von C. HARTMANN. Nur so viel wird bemerkt, dass England das Vaterland dieser Maschinen ist, wo sie auch die meisten und wesentlichsten Verbesserungen erhalten haben. Von da aus sind sie nach Frankreich und Deutschland gewandert.

Der gegenwärtige Artikel beschränkt sich lediglich auf die neuesten und bewährtesten Constructionen dieser Maschinen.

Die Maschinen für den glatten Bobbinnet, sie mögen nach was immer für einem Systeme gebaut sein, sind am einfachsten construiert. Diese Maschinen liefern den Bobbinnet in Stücken von  $\frac{5}{8}$  Yards bis  $\frac{1}{4}$  und  $\frac{1}{8}$  Yards Breite und in bedeutender Länge. Gegenwärtig arbeitet man nur auf Maschinen, welche breite Stücke liefern; so dass wenig Maschinen in Thätigkeit sein dürften, welche unter  $\frac{3}{4}$  Yards Breite arbeiten. Der Grund hiervon liegt in den bedeutenden Vortheilen, welche die Verfertigung solcher breiten Gewebe darbietet. Die Maschinen, welche unter  $\frac{3}{4}$  Yards und selbst viele, welche  $\frac{1}{4}$  Yards Breite arbeiten, sind theils ganz ausser Cours gesetzt, oder auf Streifenbobbinnet, und besonders in neuerer Zeit auf Desseinbobbinnet eingerichtet worden, damit sie noch einigermaßen mit Vortheil betrieben werden können.

Die Maschinen für den Streifenbobbinet, kurzweg Streifenmaschinen genannt, liefern diese Streifen oder Bänder von  $\frac{1}{2}$  Zoll bis 4 und 6 Zoll Breite und bedeutender Länge. Es werden auf einer solchen Maschine viele Bänder oder Streifen, deren Anzahl sich nach ihrer Breite und derjenigen der Maschine richtet, neben einander und zusammenhängend, nur ein breites Stück ausmachend, gleichzeitig erzeugt. Man trennt erst später die einzelnen Streifen von einander ab. Die Breite der Streifen kann auf einer und derselben Maschine beliebig sein. Da die Streifen, um ihnen Festigkeit und Dauer zu geben, gleichsam an beiden Längenseiten eingesäumt sein müssen, so erfordert diese Säumung sowie Nebeneinanderverbindung der einzelnen Streifen besondere Einrichtungen an den Maschinen, welche, bei den verschiedenen Systemen durchgeführt, mehr oder weniger complicirt sind. Die Streifenmaschinen bilden daher eine eigene Abtheilung der glatten Bobbinetmaschinen.

Die Maschinen für den Desseinbobbinet sind in der Regel nur schmal, d. h. sie können nur Stücke von geringer Breite liefern. Dies gilt sowohl für den breiten Desseinbobbinet als auch für Streifendesseinbobbinet.

Dies rührt einerseits davon her, dass man ältere Maschinen, welche nur auf  $\frac{6}{4}$  bis  $\frac{8}{4}$  Yards eingerichtet waren, um sie noch einigermaßen benutzen zu können, für den Desseinbobbinet umgeändert hat; und andererseits ganz vorzüglich, weil die Herstellung des Desseinbobbinets ungleich schwieriger ist, als die des glatten Zeuges, und die Aufmerksamkeit und Geschicklichkeit der Arbeiter im hohen Grade in Anspruch nimmt. Die Arbeit geht im Vergleich mit den zuerst genannten Maschinen sehr langsam vor sich, und breite Stücke kann der Arbeiter gar nicht mehr gehörig übersehen, oder er verzögert die Arbeit so sehr, dass der Vortheil, welcher immer aus breiten Stücken entsteht, dadurch gänzlich verloren geht.

Zu dem ist noch zu bemerken, dass gerade die nach ältern Systemen gebauten, fast durchgehends schmalen Maschinen sich ganz besonders dazu eignen, die eigenthümlichen und höchst complicirten Einrichtungen für den Desseinbobbinet am leichtesten anzubringen.

### Maschinen für breiten glatten Bobbinet.

Die neueste und bewährteste Construction dieser Maschinen ist nach dem *double locker* System ausgeführt. Maschinen dieses Systemes sind für jede Breite des Stückes einzurichten und arbeiten mit ungemeiner Präcision, Schnelligkeit, und Wochen, oft Monate lang ohne die geringste Störung, welche durch Unordnung im Mechanismus entstehen könnte. Da sie gewöhnlich sehr breit gebaut werden, so erfordert die Bewegung dieser Maschine bedeutende Kraft; weshalb sie selten mehr durch Menschenkräfte, sondern fast überall durch Wasser- oder Dampfkraft in Thätigkeit gesetzt werden.

Im Folgenden ist die Beschreibung einer  $\frac{3}{4}$  Yards Maschine, nach dem *double locker* Systeme construirt, gegeben, und mit den genauesten Zeichnungen auf Taf. 66 bis 71 erläutert. Die Zeichnungen sind mit allen Details ausgestattet, die nöthig sind, um darnach von irgend einem Mechaniker Werkzeichnungen im Grossen anzufertigen. Sie sind nach dem auf Taf. 66 verzeichneten Massstabe (englisches Fussmass,  $\frac{1}{8}$  der natürlichen Grösse und einige in natürlicher Grösse) ausgeführt.



Derselbe Gegenstand ist auf allen Tafeln mit denselben Buchstaben bezeichnet. Die Richtigkeit der Zeichnungen und Construction verbürgt der Verfasser und fügt noch hinzu, dass derselbe nach dieser Construction nicht nur  $\frac{8}{4}$  Yards, sondern  $\frac{14}{4}$  Yards Maschinen ausgeführt hat, welche sich bereits durch viele Jahre als vorzüglich bewährt haben.

Diese Maschine für glatten Bobbinet, obwohl die einfachste unter allen Bobbinetmaschinen, gehört dennoch zu den complicirtesten Maschinen, die für irgend einen Zweck construirt und nicht sowohl wegen der Menge der wiederholenden, sondern wegen der Menge der verschiedene Functionen verrichtenden Bestandtheile. Dies bringt die eigenthümliche Fadenverbindung des Bobbinets und das Princip, nach welchem diese Verbindung hergestellt wird, mit sich. Auf Taf. 71 *Fig. 70* ist das Gewebe im vergrößerten Massstabe dargestellt. Ein und derselbe Faden ist auf seinem ganzen Wege mit demselben Buchstaben bezeichnet. Die Fäden *f* gehen nach der Länge des Zuges; die Fäden *k* und *k*<sub>1</sub> quer in diagonalen Richtung um die Fäden *f*, wodurch die Umschlingung und eine feste Verbindung der Fäden unter einander entsteht. Es wird hier gleich bemerkt, dass die geschlängelten Fäden *f* die Kettenfäden einer vertikal ausgespannten Kette sind; die wellenförmige Form erhalten sie durch die Spannung der sie kreuzenden und umschlingenden Fäden *k* und *k*<sub>1</sub>, welche, analog wie bei andern Zeugen, die Eintragsfäden (Schluss) genannt werden können. Die Eigenthümlichkeit dieser Verbindung springt sogleich in die Augen und gibt die charakteristischen Merkmale an, wodurch sich Bobbinet von ähnlichen, auf dem einfachen oder abgeänderten Strumpfwirkerstuhle verfertigten, Zeugen unterscheidet.

Diese Eigenthümlichkeit besteht in der Umschlingung der Fäden und in der diagonal fortlaufenden Verbindung des Eintrages mit sämtlichen Kettenfäden durch die ganze Breite des Stückes. Diese Verbindung wird dadurch erzielt, dass jeder Eintragsfaden, deren beiläufig erwähnt eben so viele sind als Kettenfäden, auf einer besondern Spule aufgewickelt ist und diese um die Kettenfäden herum geführt wird, wodurch die Umschlingung und fortlaufende Verbindung entsteht. Hierin besteht das Princip, welches der Erzeugung des Bobbinets zu Grunde liegt.

Diese scheinbar einfache Verbindung der Fäden macht aber dennoch einen sehr complicirten Mechanismus nöthig, dessen Kenntniss vorher gehen muss, ehe die Functionen der Maschinen verstanden, und das Resultat derselben genauer betrachtet werden kann.

In und an dem Hauptgestelle *AA*, *BB*, *C* sind sämtliche Maschinentheile angebracht. (S. *Fig. 1* und *2* Taf. 66; *Fig. 3* Taf. 67; *Fig. 4* Taf. 68.) *Fig. 1* ist ein Durchschnitt nahe in der Mitte der Maschine; *Fig. 2* Endansicht der rechten Seite der Maschine, wenn der Arbeiter vor der Maschine an seiner gewöhnlichen Stelle sich befindet. *Fig. 3* eine Frontansicht der vordern Seite. *Fig. 4* Endansicht der linken Seite.

Je zwei gegenüberstehende Seiten des Gestelles sind einander vollkommen gleich: nämlich *A* und *A*<sub>1</sub>, *B* und *B*<sub>1</sub>; alle vier sind mit Schraubenbolzen mit einander verbunden. Das durchbrochene Stück *C* *Fig. 1* und *3* (Taf. 66 und 67) stellt die Verbindung zwischen *A* und *A*<sub>1</sub> an ihren obersten Enden her.

Wie schon bemerkt, wird der Bobbinet aus einer Kette gewebt, ähnlich wie bei jedem auf dem Webestuhle erzeugten Gewebe.

Die Kette besteht nämlich in einer Anzahl parallel neben einander liegender Kettenfäden, welche auf dem sogenannten Garnbaume aufgewickelt sind. In dem Masse, als die Erzeugung des Gewebes vor sich geht, wickelt sich die Kette ab, während gleichzeitig das fertige Gewebe auf dem sogenannten Zeugbaume sich aufwickelt. Die Kette wird immer gehörig gespannt gehalten, die Ordnung der Kettenfäden auf entsprechende Weise durch sogenannte Fadenleiter erzielt. Die ganze Anordnung findet sich analog wie bei jedem gemeinen Webestuhle, nur dass hier die Theile eine andere Lage und Gestalt haben. — Die Kette ist hier nicht horizontal, sondern vertikal ausgespannt. Der Garnbaum liegt unter, der Zeugbaum über derselben. (S. Fig. 1 — 4 Taf. 66 — 68.) Die Zeichnung wird das Gesagte völlig erläutern.

*G* ist der Garnbaum (Fig. 1 im Durchschnitt) mit der aufgewickelten Kette. Die Endflächen sind mit grossen festen Rollen versehen. Er liegt zu beiden Seiten mit Cylinderzapfen in Lagereisen, in welchen er sich um seine Zapfen, als Axe, dreht. Die Lagereisen sind mit *g* bezeichnet und an *B*<sub>1</sub> befestigt. Die festen Rollen *R* haben Schnurläufe, um die Schnur *S*, die einmal herumgelegt ist, aufzunehmen. Das eine Ende der Schnur geht nach *B* herüber und ist daselbst fest gebunden; das andere Ende geht vertikal abwärts und ist an dem Hebel *H* befestigt.

Derselbe kann sich um einen Zapfen, welcher am Gestelle *B*<sub>1</sub> fest ist, drehen: das vordere Ende des Hebels nimmt das verschiebbare Gewichtstück *Q* auf. Diese übrigens ganz bekannte Einrichtung dient dazu, um die Kette in gehöriger Spannung zu halten, während sie sich durch das Aufwickeln des fertigen Zeuges vom Garnbaume abrollt. Die Kette wickelt sich vom Garnbaum in vier Reihen Kettenfäden ab. (S. Fig. 1.) Zu dem Ende werden die einzelnen Fäden durch die Löcher der Fadenleiter *F* in gehöriger Ordnung durchgezogen. (Fig. 1 und 3 Taf. 66 und 67; Fig. 62, 62<sup>a</sup> und 63 Taf. 70.) Diese Fadenleiter ist aus einzelnen Messingblechstücken, welche eine gewisse Anzahl Löcher in vier Reihen gleichmässig vertheilt enthalten, der Länge nach zusammengesetzt. Die einzelnen Stücke (*brasses* genannt) sind deshalb in den Nuthen zweier langen hölzernen Stäbe eingeschoben und diese mehreremal mit Bindfaden zusammengebunden; wenigstens dreimal, an beiden Enden und in der Mitte. Diese Fadenleiter ist daher analog dem Rietblatt (Kamm) an dem gewöhnlichen Webestuhle. Sie wird dicht über dem Garnbaume auf demselben noch aufliegend in schiefer Lage (s. Fig. 1 und 63) an einer passenden Stelle in der Maschine lose angebunden, so dass sie nicht herabgleiten kann und sich nach Bedürfniss etwas aufheben lässt. Die Kettenfäden sind mit *f* bezeichnet. (Fig. 62 Ansicht eines Brasses; Fig. 62<sup>a</sup> Durchschnitt quer durch eine Löcherreihe und Fig. 63 sind in natürlicher Grösse gezeichnet). —

Die vierfach getheilte Kette geht vertikal aufwärts zwischen zwei parallel nahe neben einander liegenden Eisenstangen (Führerstangen, Guidesstangen, *Guides-bars*) hindurch und vereinigt sich nahe über denselben in zwei Reihen Kettenfäden, indem je zwei Reihen der vierfach getheilten Kette in strenger Ordnung in zwei Häkchen- oder Oesenreihen einge-zogen sind. Die Führerstangen (s. Fig. 1, 3, 42, 43, 44, 45, 46, 47, 48 und 49, Taf. 66, 67 und 69; auch Fig. 29 und 30, Taf. 68. Fig. 46 bis inclusive 49 sind in natürlicher Grösse gezeichnet) gehen durch die ganze Länge der Maschine und sind mehrere Male, nämlich an beiden Enden und in der Mitte, unterstützt, damit sie ihre parallele Lage und richtige Stellung



zu den übrigen Theilen stets behalten. Sie sind in allen Figuren mit *a* und *b* bezeichnet. *a* ist die vordere, *b* die hintere Führerstange. Beide Führerstangen können seitliche Bewegungen erhalten, wodurch eine seitliche Verschiebung der Kette bewirkt wird. Die Häkchenreihen, vordere und hintere Fadenführer *c* und *d*, sind ebenfalls wie die Fadenleiter *F* aus einzelnen Stücken der Länge nach zusammengesetzt. Die Anzahl der Stücke, welche vollkommen gleiche Breite haben müssen, hängt von der Anzahl der Kettenfäden, also von der Breite des Gewebes ab.

Jedes einzelne Stück, aus einer Composition von Blei und Zink bestehend, ist mit einer bestimmten, gleichen Anzahl Häkchen oder Oesen versehen, welche aus Eisen oder Stahldraht gefertigt sind, und sämmtlich in gleicher Distanz von einander mit eingegossen werden. (S. Fig. 46 vordere Ansicht eines einzelnen Bleistückes in der Stellung, wie es an die Fadenführerstange angeschraubt wird; Fig. 47 Seitenansicht desselben; Fig. 48 ein Häkchen allein abgebildet; Fig. 49 eine Oese.) Man wendet jetzt fast allgemein Häkchen (*Guides*) an, weil diese das Einziehen der Kettenfäden bedeutend erleichtern.

Die beiden Fadenfächer *c* und *d* theilen die Kette in zwei gleiche einander gegenüberstehende Theile, aus welchen nun das Gewebe gebildet wird. Erst da, wo das Gewebe entsteht, vereinigen sich beide Hälften zu einer Kette und kommen in eine Ebene zu liegen. Jede Hälfte nimmt oben die ganze Breite des fertigen Stückes ein; es stehen sonach die Fäden jeder Reihe noch einmal so weit von einander ab, als sie im Gewebe erscheinen.

Diese Einrichtung ist von der grössten Wichtigkeit. Sie erleichtert das Weben des Zeugens, erlaubt gewissen Theilen grössere Stärke zu geben, wodurch sowohl die Dauer derselben, als die Schnelligkeit ihrer Functionen ungemein gewinnt, und endlich gibt sie viel weniger Veranlassung zu Verwirrungen und zum Zerreißen der Fäden.

Das Gewebe entsteht erst in der Gegend bei *MN*, wo die Kreuzung und Verbindung der Kettenfäden mittels der Eintragfäden vollständig erfolgt ist. —

Die Ansicht des Gewebes (Fig. 70 Taf. 71) zeigt die regelmässigen Augen- oder Maschenbildung, welche durch die runden Nadeln (*Points*) der Nadelstangen (*Point-bar*) *M* in *N* vollendet wird, nachdem die Verschlingung sämmtlicher Ketten und Eintragfäden bereits unterhalb derselben vor sich gegangen ist. Die Bildung der Maschen erfolgt um die Nadeln der genannten Nadelstangen, und geht in horizontalen Linien durch die ganze Breite der Kette gleichzeitig vor sich.

Zur Bildung einer Maschenreihe ist nur immer eine Nadelstange nöthig; beide wechseln in diesem Geschäfte ab; so dass eine die fertige Maschenreihe hält, während die andere die nächst folgende aufnimmt, die erstere dann aus den Maschen herausgeht, und sich zur Aufnahme der folgenden Maschenreihe anschickt, während die letztere die aufgenommene zweite Maschenreihe hält u. s. f.

Es versteht sich von selbst, dass in dem Masse, als die Bildung der Maschenreihen vor sich geht, auch die Aufwicklung des Gewebes auf dem Zeugbaume erfolgen muss. — Zur Erläuterung des Gesagten sehe man Fig. 1, 2, 5, 6, Taf. 66; Fig. 3, Taf. 67; Fig. 4, Taf. 68; Fig. 33, 34, 40, 41, Taf. 69. —

Die Nadelstangen sind mit  $M$  und  $N$  bezeichnet;  $M$  die vordere,  $N$  die hintere Nadelstange. Beide sind mit Nadeln befestigt, die gegenseitig in einander passen.

Die Nadeln sind in Bleistücke gegossen und diese durch Schrauben an die Nadelstange befestigt. (S. Fig. 33, 34 und 40, 41; letztere zeigen ein solches Nadelstück  $n$  für sich allein in natürlicher Grösse.) — Jedes Nadelstück muss genau dieselbe Breite haben wie die Bleistücke der Fadenführer  $c$  und  $d$ . Ihre Anzahl ist dieselbe wie die der Bleistücke  $c$  und  $d$ ; desgleichen die Anzahl der Nadeln jedes Stückes  $n$  genau der Zahl der Häkchen in jedem Bleistücke. Die Fig. 40 wird ersichtlich machen, dass zwischen den einzelnen Nadeln nicht nur Raum für die eintretenden in der Maschine gegenüberstehenden Nadeln vorhanden ist, sondern dass auch Spielraum für die umschlingenden Faden übrig bleibt.

$Z$  ist der Zeugbaum. Er liegt parallel mit dem Garnbaume, hat dieselbe Länge, gleichen oder gewöhnlich kleineren Durchmesser. Seine Axenbewegung geschieht um Zapfen, deren Lager, ähnlich wie beim Garnbaume, an passende Orte des Maschinengestelles angebracht sind. (S. Fig. 3.)

Die successive Bewegung des Zeugbaumes wird durch einen Regulator, welchen die Maschine mit bewegt, hervorgebracht.

Die Einrichtung des Regulators, welche übrigens von der gewöhnlichen Einrichtung nicht viel verschieden ist, wird später genauer angegeben.

Auf dem Wege von den Nadelstangen bis zum Zeugbaume geht das fertige Gewebe über die abgerundete Eisenstange  $D$ . (Fig. 1, 3, 64, 65, 65<sup>a</sup>, Taf. 70.)

Ihr Zweck ist Unterstützung des Gewebes. An beiden Enden dieser Stangen befinden sich Sporenrädchen  $r_3$  (Fig. 65<sup>b</sup>), welche sich in kleinen Zapfen drehen. Die Spitzen oder Stacheln stechen sich in die Maschen dicht an den Leisten des Gewebes ein und verhindern das Zusammenlaufen desselben. Denselben Zweck haben auch die grösseren Sporenrädchen  $R_1$ , dicht über den ersteren.

Das Zeug wickelt sich immer, wegen der grossen Spannung, etwas weniger breit auf dem Zeugbaume auf, als es auf den Nadelstangen liegt.

Die Verbindung der Kette mit dem Eintrage geschieht unterhalb  $MN$  durch zwei Reihen Eintragsfaden. Jeder Eintragsfaden ist auf eine sehr dünne Spule gewickelt, so dass diese zwischen je zwei Kettenfaden durchpassiren kann. Es sind demnach zwei Spulenreihen vorhanden, welche sich um die Ketten herumbewegen müssen. Auf diese Weise entsteht die Umschlingung. Die Spulenreihen stehen parallel mit der Breite der Kette, und entweder beide Reihen vor der Kette, oder beide Reihen hinter derselben; oder endlich die eine Reihe vor, und die andere Reihe hinter der Kette.

Damit nun die Spulen diese verschiedenen Stellungen einnehmen können, werden sie auf Schlitten und passenden Bahnen durch die Kettenfäden von einer Seite zur andern geschoben. Jede Spule hat ihren Schlitten und ihre Bahn. Je zwei Spulen stehen mit ihren Schlitten hinter einander in einer Bahn. Die Spulen heissen Bobbins, die Schlitten Carriages und die einzelnen Bahnen Riegel oder Bolts; die ganze Reihe von Bahnen aber Combs (Kamm). Diese englischen Benennungen sind in den meisten deutschen und französischen Fabriken gebräuchlich. Sie sollen auch hier beibehalten werden.



Die Bobbins, Carriages und die Bolts sind ganz eigenthümlicher Gestalt. (S. *Fig.* 1, 5, 6, 3, 13, 14, 15, 16; 22, 22<sup>a</sup>, 22<sup>b</sup>; 38, 50, 51 u. s. w.)

*Fig.* 13 stellt einen Carriage mit eingesetzten Bobbin von der einen Seite in natürlicher Grösse dar.

*Fig.* 14. Durchschnitt des Bobbin, ebenfalls natürliche Grösse.

*Fig.* 15. Carriage von der andern Seite, ohne Bobbin.

*Fig.* 16. Durchschnitt. (Beide Figuren in natürlicher Grösse.)

*Fig.* 22, 22<sup>a</sup>, 22<sup>b</sup> zeigen einen Bolt, in natürlicher Grösse.

*Fig.* 22. Seitenansicht, in der Lage, wie er sich in der Maschine darstellt.

*Fig.* 22<sup>a</sup>. Ansicht des untern dünnen Endes, welches den Kettenfäden zugewandt ist.

*Fig.* 22<sup>b</sup>. Durchschnitt des Bolt, am entgegengesetzten Ende.

Die einzelnen Bolts sind eben so wie die Nadeln und Häkchen in Bleistücke eingegossen. Jedes Bleistück enthält so viele Bolts, als Nadeln und Häkchen in einem Bleistücke sitzen. Die Breite der Kammstücke ist vollkommen übereinstimmend mit den anderen Bleistücken.

*Fig.* 50, 51 und 38 zeigen in natürlicher Grösse ein Kammstück.

*Fig.* 38 Seitenansicht. *Fig.* 50 Hinteransicht. *Fig.* 51 Grundansicht.

Die schmalen Räume zwischen den einzelnen Bolts nehmen die Carriages auf, so dass diese mit ihren Nuthen auf den Bolts aufsitzen. Man vergleiche deshalb aufmerksam *Fig.* 15, 16, 22, 38, 50 und 51.

Die Kammstücke werden neben einander in erforderlicher Anzahl auf eine Stange geschraubt und bilden zusammengenommen den Kamm.

Die Maschine hat einen solchen Kamm vor der Kette und einen hinter derselben. Die Entfernung von einander ist nur so gross, dass die Kettenfäden in ihrer doppelten Reihe hinreichend Raum dazwischen haben.

Die Bahnen beider Käme stehen sich genau gegenüber, so dass die Carriages ungehindert von einem Kamm auf den andern geschoben werden können.

Die Bahnen sind kreisförmig, damit die Bobbinfäden immer gleich gespannt bleiben, wenn die Carriages hin und her geschoben werden.

Die Breite der Carriages, verglichen mit der geringen Distanz, um welche ihre Bahnen zu beiden Seiten der Kette abstehen, erlaubt diese Verschiebung von einem Kamm auf den andern ohne alle Schwierigkeit. Es versteht sich von selbst, dass beide Käme ihre richtige gegenseitige Lage in Beziehung auf den Mittelpunkt des Bogens haben.

In den Tafeln ist der vordere Kamm mit  $L$ , der hintere mit  $L_1$ ; die Stangen, worauf die Käme geschraubt und welche die Kammstangen heissen, mit  $K$  und  $K_1$ ; und die Carriagesreihen mit  $l$  und  $l_1$  bezeichnet. Die Carriagesreihe  $l$ , welche dem Arbeiter immer zunächst steht, heisst die vordere, und  $l_1$  die hintere Reihe. Man sagt daher auch vordere und hintere Carriagefadenreihe, oder kurz weg vordere und hintere Carriagefaden statt Bobbinfadenreihe u. s. w.

Das Abwickeln der Fäden und die drehende Bewegung der Bobbins lässt sich aus *Fig.* 13, 14, 15 und 16 ersehen.

Die schwingende oder Schaukelbewegung der Carriages auf ihren kreisförmigen Bahnen geht nicht ununterbrochen vor sich, sondern in kurzen Absätzen, von einigen Augenblicken Ruhe begleitet. Die Ruhepausen treten jedesmal ein, wenn die Carriagesreihen von einer oder der

andern Seite her durch die Kettentäden gegangen sind und völlig auf ihrer Bahn stehen. Während dieser Zeit, wenn also keine Carriages zwischen den Kettentäden stehen, geschieht die Verschiebung derselben, bald nach links, bald nach rechts in bestimmter Ordnung. Passiren nun die Carriages nach einer solchen Verschiebung die Kettentäden, so folgt regelrecht die Umschlingung derselben, und hiermit die Bildung der Masche und des Gewebes.

Die eben beschriebene Schaukelbewegung der Carriages wird auf folgende Weise erzielt. (S. Fig. 1, 5 und 6, Taf. 66.)

$E$  und  $E_1$  sind zwei Stangen, parallel zu den Carriagesreihen, etwas länger als diese und ihre abgeschrägte Seite denselben zugewendet.

Beide Stangen liegen mit ihren Enden in passenden Lagern, so dass sie ihre gegenseitige Lage nicht verändern können, sie mögen sich in was immer für einer Stellung befinden. Fig. 1, 5 und 6 zeigen die drei verschiedenen Stellungen, welche diese Stangen periodenweise einnehmen können. Sie gehen dicht über dem Kamme her, fassen zwischen sich die Carriages und schieben diese von einem Kamme auf den andern, sobald sie in schwingende Bewegung gesetzt werden.

Diese Bewegung erhalten sie dadurch, dass ihre Lager im kreisbogenförmigen Stücke  $S_1$  (die Wiege genannt) befestigt sind, welche um ihre Axen schwingen. (S. Fig. 1, 2, 3, 4, 52 bis inclusive 56.)

Die Ansichten der Fig. 1 und 6 werden erkennen lassen, dass diese Stangen, Treibstangen, Stösserstangen (*Pusher bar*) genannt, nie die Mitte passiren, sondern in geringer Entfernung von der Kette stehen bleiben, ehe sie ihre rückgängige Bewegung antreten. Es kann sonach das völlige Hinüberschieben der Carriages über die Mitte durch sie nicht bewirkt werden. Dies verrichten die Ziehstangen oder Lockerblätter des Lockers (hier *double locker* genannt). Sie sind mit  $q$ , und die Lockerstange, auf welche sie geschraubt sind, mit  $p$  bezeichnet. Fig. 11 ist ein Querschnitt, der Doublelocker-Blätter in natürlicher Grösse. Die Lockerstangen  $p$  liegen zu beiden Seiten der Ketten unter dem Kamme in zweckmässiger Lage gegen die Bahnen der Carriages. Die Lockerblätter können entweder jeder für sich allein gegossen und befestigt, oder am zweckmässigsten beide zusammen in fusslangen Stücken angefertigt, und durch Schrauben mit der Lockerstange fest verbunden werden. Das Material ist Messing oder Bronze, das der Stangen Schmiedeeisen. Die Länge der zusammengesetzten Lockerblätter übertrifft etwas die Länge des Kammes, und es fassen sonach die Lockerblätter eine ganze Reihe der Carriages an ihren unter dem Kamme vorstehenden zugespitzten Enden, sogenannten Füsschen. (S. Fig. 1, 5, 6, 13 und 15.) Durch eine geringe Winkelbewegung der Blätter werden die von den Treibstangen ihnen zugeschobenen Carriages an den Füsschen gefasst und völlig über die Mitte der Maschine durch die Kettentäden hindurchgezogen. Die Bewegungen der Treibstange und der Locker unterstützen sich sonach gegenseitig, wodurch die Schaukelbewegung der Carriages vollständig erreicht wird. Zugleich haben die Locker noch einen andern wichtigen Zweck. Sie halten die Reihen der Carriages während der Ruhepausen zurück, so dass sie nie in die Mitte fallen und zwischen den Kettentäden während der Verschiebung derselben Unordnung anrichten können. Die periodenweise Winkelbewegung des Lockers geschieht um die Axe der Lockerstangen durch Getriebe, Zahnstangen und excentrische



Scheiben. Die Ansicht der *Fig. 1, 5 und 6* wird die Functionen der einzelnen Lockerblätter deutlich genug machen.

In *Fig. 1* stehen beide Carriagesreihen auf dem hintern Kamme. Das Vorderblatt des hintern Locker hält die Hinterfüßchen der Vordercarriagesreihe, somit auch die Hintercarriagesreihe. Der vordere Locker ist ganz umgeschlagen, so dass die Lockerblätter in keinerlei Weise dem Herübergleiten der Carriages auf dem Vorderkamme Hinderniss in den Weg legen. In *Fig. 2* hat bereits das Vorderblatt des Vorderlocker die vorderen Carriagesreihe herübergezogen und hält sie auf dem Kamme. Die hintere Carriagesreihe befindet sich auf dem hintern Kamme und wird daselbst durch ein Lockerblatt des hintern Lockers gehalten.

In *Fig. 3* stehen beide Carriagesreihen auf dem vorderen Kamme und die hintere Carriagesreihe wird durch das hintere Lockerblatt gehalten, somit auch die vordere Carriagesreihe. Auch zeigen diese Figuren die entgegengesetzte Bewegung der beiden Locker, die Nothwendigkeit der Entfernung und Höhe der Lockerblätter u. s. w. Diese höchst sinnreiche Einrichtung ist die Erfindung des Engländers MORLEY. Maschinen mit dieser Einrichtung heissen *Circular bolts or combs, double locker-Maschinen*.

Wie schon oben bemerkt, entsteht durch die seitliche Verschiebung der Kettenfäden und der transversirenden Bewegung der Carriages die Umschlingung und Kreuzung der Fäden und die Bildung des Gewebes. Aber es wird aus dem bisher Erklärten keinesweges ersichtlich sein, wie nach der gegebenen Zeichnung der Structur des Gewebes die diagonal-fortschreitende Fadenverbindung der Eintrag- oder Carriagefäden vor sich gehen könne. Diese fortschreitende Verbindung der Carriagefäden erfolgt von links nach rechts für die vordere, und von rechts nach links für die hintere Carriagesreihe. Es bleiben sonach die Carriages nicht immer auf einer und derselben Bahn, sondern sie wechseln ihre Bahnen und zwar rücken die Carriages der vorderen Reihe von rechts nach links und die der hinteren Reihe von links nach rechts in gemessenen Zeiträumen vor. Die Wechselung bewirkt jedesmal ein Vorrücken um eine Bahn, und da die Carriages in beiden Reihen in gleicher Anzahl vorhanden sind, so folgt von selbst, dass durch diese Wechselung die Carriages der vorderen Reihe in die hintere Reihe, und umgekehrt die der hintern Reihe in die vordere Reihe versetzt werden müssen. Es lässt sich genau angeben, nach wie viel Zeuglänge die Carriages der hinteren Reihe sämmtlich in die vordere Reihe und umgekehrt getreten sind. Diese Wechselung ist ein immerwährender Kreislauf der Carriages, welcher dadurch erreicht wird, dass erstens der vordere Kamm ebenfalls in gewissen Perioden der Bewegung eine seitliche Verschiebung um eine Bahnbreite von rechts nach links und wieder zurück erhält; zweitens eine Carriagesreihe einen Carriage mehr (Wechselcarriage genannt) erhält, und endlich drittens die äusseren Lockerblätter eine bestimmte Länge haben, welche genau der Länge einer Carriagesreihe gleich ist. Diese Länge ist durch Einschnitte zu beiden Seiten genau begränzt, so dass keine Carriage mehr gefasst werden kann, als gerade auf diese Länge gehen. Sie ist daher so bemessen, dass der einzelne Carriage, welcher eine Reihe mehr enthält, von den äusseren Lockerblättern nie gezogen werden kann. Die hintere Kammstange bleibt unwandelbar an ihrer Stelle.

Durch die vereinte Wirkung dieser Mittel geht diese Wechselung um die so geringe Breite einer Bahn durch beide Reihen mit einer solchen

Präcision und Schnelligkeit vor sich, dass man mit gerechtem Staunen erfüllt wird, wenn man die Maschine in Thätigkeit sieht. Man kann sie kaum mit den Augen verfolgen, und dem nicht darauf aufmerksam gemachten Beobachter entgeht sie gewöhnlich ganz.

Durch diese allgemeine Darstellung der Haupttheile und der Functionen der Maschine wird man im Stande sein, sie in allen ihren Theilen und Bewegungen weiter zu verfolgen.

Die Bewegungen aller einzelnen aufgeführten Haupttheile stehen mit einander in genauer gegenseitiger Abhängigkeit. Durch ihr gemeinsames Zusammentreffen werden alle angeführten Functionen verrichtet und das Zeug gewebt.

Die Bewegung aller Theile geht von der Hauptwelle  $W$  aus. Sie geht durch die ganze Länge der Maschine, hat ihre Lager auf Querstücken der Seitengestelle  $A$  und  $A_1$  und trägt nahe in der Mitte ihrer Länge ein verzahntes Rad  $V$ . (S. *Fig. 1, 2, 3* und *4*; in *Fig. 2* sind die Zähne gezeichnet, in allen übrigen Figuren der Deutlichkeit wegen der Theilriss angegeben.)

Das Rad  $V$  wird durch das eingreifende Getriebe  $X$  in Umdrehung gesetzt. Letzteres sitzt an einer kurzen Welle  $W_1$ , an deren seitlichen Verlängerung die Riemenscheibe  $Y$  aufgezogen ist. Ueber dieselbe ist der Riemen  $Y_1$  geschlungen, welcher nach aufwärts läuft und auf die Kraftwelle geleitet wird, deren Bewegung sonach die Maschine in Thätigkeit setzt. Die Umdrehung des Getriebes  $X$  und mithin die Bewegung der Maschine kann durch das Aus- und Einrücken der Klaue  $z$  angehalten oder eingeleitet werden.

Auf der Hauptwelle  $W$  sitzt dicht neben dem Rade  $V$  zur rechten Seite desselben eine grosse herzförmige Scheibe mit einem concentrischen Ringe umgeben. Sie ist mit  $U$  bezeichnet und in *Fig. 1, 5* und *6* in verschiedenen Stellungen, welche sie in den verschiedenen Perioden der Bewegung annimmt, dargestellt. *Fig. 7, 8* und *9* stellen sie besonders dar, und zwar von vorn, von der Seite und im Durchschnitte.

Diese herzförmige Scheibe bewirkt die Schaukelbewegung der Wiegenstücke  $I$  und sonach auch die der Treibstangen  $E$  und  $E_1$ . Zu dem Ende läuft zwischen dem massiven Theile der Scheibe und dem sie umgebenden gleichweit abstehenden eisernen Ringe eine Rolle  $r$ , deren Durchmesser dem Zwischenraume gleich ist. Die Rolle  $r$  steht an einem Cylinderzapfen und bewegt sich um denselben. Der Zapfen ist fest an dem Hebelarme  $h$ , der seine Drehaxe in der langen Welle  $w$  hat. (S. *Fig. 1, 2, 3, 4, 5* und *6*.) In *Fig. 5* und *6* ist nur der Durchschnitt der Welle gezeichnet und der Hebelarm  $h$  durch die punktirte Linie representirt.

Die Welle  $w$  geht durch die ganze Länge der Maschine, hat ihre Lager  $x$  an den Seitengestellten  $A$  und  $A_1$ ; und trägt seitlich von den Lagern, an der Aussenseite von  $A$  und  $A_1$ , zwei Hebelarme  $h_1$  und  $h_2$ . Beide haben in Beziehung auf den Hebelarm  $h$ , welcher an derselben Welle fest sitzt, ganz gleiche Stellung. Es wird hiedurch die Winkelbewegung des mittleren Hebelarmes  $h$  auf die beiden andern  $h_1$  und  $h_2$  übertragen. Die Arme  $h_1$  und  $h_2$  sind nun mittels zusammengesetzter Ziehstangen  $m$  und  $m_1$  mit dem Wiegenstücke  $I$  verbunden, und müssen sonach dieselbe Winkel- oder Schaukelbewegung wie  $h$  annehmen. Die Ziehstangen sind nämlich in die Arme  $I_1$  eingehangen, diese auf die kurze Welle  $w_1$  festgekeilt, an welcher die Wiegenstücke  $I$  ebenfalls festsitzen. Die Wellen  $w_1$  haben ihre Lager in den Seitengestellten  $A, A_1$  und in



den an C angeschraubten Hängestützen  $C_1$ . Die Gestalt der herzförmigen Scheibe lässt erkennen, dass bei ununterbrochener Axenbewegung der Welle  $W$ , auf welche die Scheibe fest aufgekeilt ist, der Hebelarm  $h$ , somit auch alle damit verbundenen Theile eine unterbrochene hin- und hergehende Bewegung annehmen müssen. In der einen Hälfte der Umdrehung wird der Hebelarm  $h$  gehoben, in der andern Hälfte aber niedergezogen. Dieses Auf- und Niedergehen geschieht aber in zwei Absätzen, zwischen welchen auch einige Augenblicke der Arm  $h$  ruht. An vier Stellen (1, 2, 3, 4), wovon je zwei diametral einander gegenüber liegen, treten diese Ruhepausen ein, indem daselbst die Curve der herzförmigen Scheibe aus Kreisbogen construirt ist, deren Centrum in der Axe der Welle  $W$  liegt. An der Stelle 1 wird der Arm  $h$  am höchsten gehoben, an 2 und 3 in die mittlere Höhe gebracht und an der Stelle 4 am tiefsten herabgezogen. (Man vergleiche die *Fig. 1, 5, und 6*; der Arm  $h_1$ , die Ziehstange  $m$  und das Mittel des Wiegenstückes  $I$ , in welchem die Treibstangen  $E$  und  $E_1$  lagern, sind daselbst durch einfache punktirte Linien dargestellt.)

Die Länge der Kreisbogenstücke der Herzscheibe  $U$ , wodurch die Dauer der Ruhe des Hebelarmes und sonach auch der Treibstangen  $E$  und  $E_1$  bestimmt ist, muss genau so bemessen sein, dass während der eingetretenen Pause nicht nur die Lockerblätter die Carriages völlig auf ihre Bahn ziehen, sonach die Kettenfäden passirt haben, sondern dass auch die Verschiebung der Kette erfolgt ist, ehe eine weitere Bewegung der Carriages durch die Wirkung der Treibstangen vor sich geht.

Das Mass dieser Bogen beträgt circa  $\frac{1}{12}$  der ganzen Umdrehung. Die Stellung des ganzen Mechanismus der Schaukelbewegung während den drei verschiedenen Stellungen der Carriages zeigen *Fig. 1, 5 und 6* am deutlichsten.

Vereint mit den Treibstangen  $E$  und  $E_1$  wirken, wie schon auseinandergesetzt worden ist, die Lockerstangen, um die Schaukelbewegung der Carriages zu vollenden.

Die Bewegung der Lockerstangen geht ebenfalls von der Hauptwelle  $W$  aus. Man wird nahe an den Enden dieser Welle zwei gleiche kleine herzförmige Scheiben  $v_1$  und  $v_2$  bemerken; sie sind daselbst festgekeilt. (S. *Fig. 1, 5 und 6*, wo sie nur punktirt angegeben sind; in *Fig. 3* sind beide zu sehen; in *Fig. 10* ist eine von beiden Seiten und von vorn angesehen besonders dargestellt.)

Sie wirken auf Hebelstangen  $g_1$  und  $g_2$ ; an diese sind die Zahnstangen  $z_1$  und  $z_2$  eingehangen, welche in die Zähne der Viertelgetriebe  $v$  eingreifen. Die Getriebe  $v$  sitzen fest an den Enden der Lockerstangen. Die Wirkung der herzförmigen Scheiben  $v_1$  und  $v_2$  ergibt sich sogleich aus der Ansicht der Zeichnungen. Sie drücken auf die um Zapfen drehbaren Rollen  $r_1$  und  $r_2$ . Die Zapfen sind an die Hebelstangen  $g_1$  und  $g_2$  festgeschoben. Damit die Rollen immerwährend an den Scheiben  $v_1$  und  $v_2$  anliegen und deren eigenthümliche Wirkung in jedem Augenblicke auf die Lockerstangen übertragen, werden die Hebelstangen  $g_1$  und  $g_2$  durch elastische schraubenförmig gewundene Drahtfedern angezogen.

Die Gestalt dieser Scheiben, (Lockerscheiben genannt) in Verbindung mit dem übrigen Lockerbewegungsapparat wird keinen Zweifel über die eigenthümliche Bewegung der Lockerstangen übrig lassen. (In den Zeichnungen 5 und 6 ist die Rolle  $r_1$  und die Mittellinie der Hebelstangen  $g_1$  vom Mittelpunkt der Rolle bis zum festen Drehungspunkt  $i$

punktirt, um die Stellung dieser Stange in den drei verschiedenen Positionen des Lockers und sonach auch deren Wirkung auf die Zahnstange u. s. w. deutlich zu machen.)

Die herzförmigen Scheiben haben ebenfalls vier Ruhestellen, nämlich bei 5, 6, 7 und 8, wovon je zwei einander diametral gegenüber liegen. Sie bewirken daher ebenfalls eine ununterbrochene Winkelbewegung der Lockerstangen. Die Vor- und Rückwärtsbewegung, oder das Ziehen und Fallen des Lockers erfolgt sonach jedesmal in zwei Absätzen, zwischen welchen derselbe auf einige Momente in Ruhe bleibt; diese Momente treten aber später ein als bei den Treibstangen und sind sonach auch kürzer. Während derselben erfolgt die Verschiebung der Kette. Das Ende der Ruhe muss auch einige Augenblicke früher statt haben als bei den Treibstangen, damit die Lockerblätter sich schon im Sinne der Bewegung der Carriages herumgedreht haben, und sonach derselben kein Hinderniss in den Weg legen, oder gar eine Klemmung der Carriages zwischen dem Lockerblatt und der Treibstange verursachen.

Es braucht wohl kaum bemerkt zu werden, dass die Bewegung der Treibstange und der Locker, abgesehen von der Ruhepause eine Ungleichförmige ist.

Jede Lockerstange hat nur ein Getriebe, eine Zahnstange und den damit verbundenen Hebel und Scheibe. Die entgegengesetzte Bewegung der beiden Lockerstangen macht daher auch eine entgegengesetzte Lage der beiden herzförmigen Scheiben  $v_1$  und  $v_2$  nothwendig. Während die eine ihre grösste Excentricität nach oben gerichtet hat, findet das Umgekehrte bei der andern statt. (S. Fig. 1 und 3.)

Die Lage der Lockerbewegungstheile ist zweckmässig der Oertlichkeit der Lockerstangen angepasst. Es befindet sich die Zahnstange  $s_1$  mit ihrem Hebel  $g_1$  u. s. w. links an der vordern Seite für die vordere Lockerstange; hingegen  $s_2$ ,  $g_2$  u. s. w. rechts an der hintern Seite für die hintere Lockerstange. Die Lockerstangen haben ihre Lage in den Lagerstöcken  $P$  und  $O$ , welche an  $B$  und  $B_1$  festgeschraubt sind. Der mittlere Lagerstock  $O$  ist etwas anders gestaltet wie die Seitenlagerstöcke  $P$  (beide sind in Fig. 29, 29<sup>a</sup>, 30, 30<sup>a</sup>, 31 und 32 abgebildet). — Das mittlere Lockerlager in Fig. 30 muss die Lockerstangen so umfassen, dass sie sich weit genug herum bewegen können. Aus diesem Grunde greift der Lagerdeckel durch eine Durchbrechung des Lockers (s. Fig. 23 und 24). An den freien Enden ist dies nicht nöthig.

Fasst man nach dieser Auseinandersetzung die combinirte Treibstangen- und Lockerbewegung zusammen und verfolgt sie in ihren einzelnen Momenten, so wird sie sich folgendermassen darstellen. Man gehe z. B. von dem Momente aus, welcher in Fig. 6 aufgenommen ist. Beide Carriagesreihen  $ll_1$  befinden sich auf dem vordern Kamme, die Kette ist in richtiger Stellung. Die Bewegung der Carriages beginnt. Zuerst fällt der vordere Locker  $p$  langsam ab. Die Treibstange  $E$  folgt; die Füsschen beider Carriagesreihen, welche von dem innern Lockerblatte frei gelassen worden sind, gleiten vorbei. Alle Carriages fallen sonach auf die hintere Treibstange  $E_1$ , indem sie dem Gesetz der Schwere folgen. Die vordere Treibstange schiebt. Der vordere Locker hat sich successive so weit umgelegt, dass die Füsschen der vordern Carriagesreihe ausserhalb des äussern Lockerblattes sich befinden.

Die Bewegung der Treibstangen hört auf. Die vordere Lockerstange hält mit ihrem vordern Blatte die vordere Carriagesreihe in der



Lage, die in *Fig. 5* zu sehen ist. Der hintere Locker hat sich gleichzeitig mit dem vordern bewegt, sich langsam gehoben, so dass die Füßchen der hinüberpassirenden hinteren Carriagesreihe  $l_1$  über das äussere Lockerblatt weggehen. Dieses Lockerblatt folgt der Bewegung der Treibstange  $E$  und  $E_1$ , und in dem Augenblick, als diese in Ruhe gekommen, zieht dasselbe die ganze hintere Carriagesreihe gleichsam in einem Momente durch die Kette hindurch. Beide Locker stehen ruhig. Die Carriagesreihen sind vollständig getheilt; jede auf ihrem Kamme; die Kette verschiebt sich, der vordere Locker fällt langsam ab. Die Füße der vorderen Carriagesreihe passiren das äussere Lockerblatt. Die Treibstange  $E$  schiebt. Der hintere Locker hebt sich gleichzeitig mit dem Beginn der Bewegung. Die Füßchen der vordern Carriagesreihe passiren das innere Lockerblatt. Die Carriages sind so weit vorgeschoben, als die Treibstange  $E$  vermag. Die Treibstangen bleiben stehen. Das innere Lockerblatt des hintern Lockers fasst die Füßchen der vordern Carriagesreihe und zieht sie herauf. Beide Carriagesreihen befinden sich auf dem hintern Kamme, die Locker stehen ruhig, die Kette schiebt und nun erfolgt auf dieselbe Weise diese Bewegung in umgekehrter Ordnung beim Herübergehen der Carriages u. s. w.

Die Verschiebung der Kette wird, wie bereits oben angezeigt ist, durch die seitliche Bewegung der Fadenführerstangen  $a$  und  $b$ , welche sich sonach den angeschraubten Fadenführern  $c$  und  $d$  mittheilt, bewirkt.

Diese seitliche Bewegung geht ebenfalls von der Hauptwelle  $W$  aus. Dicht neben den herzförmigen Lockerscheiben  $v_1$  und  $v_2$  sind auf der genannten Welle zu beiden Seiten die Getriebe  $s_1$  und  $s_2$  aufgezogen. Sie greifen in verzahnte Räder  $t_1$  und  $t_2$ , deren kurze Welle  $t$ , die in besondern Lagern liegt, mehrere Scheiben, mit Vorsprüngen versehen, trägt. Diese Scheibenstossräder (Zackenräder genannt) sind parallel dicht neben einander aufgezogen, mit  $o_1$  und  $o_2$  bezeichnet, und befinden sich zur rechten Seite der Maschine. (S. *Fig. 2, 3* und *12*, dann *Fig. 59* und *60*.)

Jede Stange hat ein besonderes Zackenrad,  $o_1$  wirkt auf die vorderen Fadenreihen,  $o_2$  auf die hintern. Ihre Wirkung wird durch Winkelhebel  $u_1$  und  $u_2$  und die Hebelarme  $x_1$  und  $x_2$  auf die Stangen  $a$  und  $b$  übertragen. Die abgebogenen Hebelarme  $x_1$  und  $x_2$  liegen mit ihren Nasen immerwährend auf der Peripherie der Zackenräder. Jeder Vorsprung derselben hebt die Hebel, wodurch auch eine entsprechende Bewegung der Winkelhebel  $u_1$  und  $u_2$  erfolgt. Die Hebelarme drehen sich frei um den gemeinschaftlichen Stift  $u$ ; ebenso die Winkelhebel, deren Stift durch einen besondern Kloben  $y$  durchgesteckt ist. Der Kloben  $y$  sowie der Stift  $u$  sind am passenden Orte am Gestelle befestigt.

Die Fadenführerstangen  $a$  und  $b$  werden nun durch starke elastische Stahlfedern  $f_1$  an die Winkelhebel angedrückt. Sobald eine Stossbewegung durch die Zackenräder geschieht, müssen sich die Fadenführerstangen von rechts nach links schieben, indem die Gewalt der Feder überwunden wird. Fällt die Nase der Hebelarme  $x_1$  und  $x_2$  in eine Vertiefung der Zackenräder, hört also der Druck von Seiten der Hebel auf, so führt die Feder die Stangen wieder zurück.

Die Verschiebung der Kettenfadenreihen ist nur sehr gering und genau der Bahnbreite eines Carriages gleich.

Es versteht sich von selbst, dass in jeder Stellung der Kettenfäden dieselben genau den Zwischenräumen zwischen den einzelnen Carriages

gegenüber stehen müssen, woraus sofort folgt, dass die Verschiebung genau so adjustirt werden muss, dass die Kettenfäden immer die genannte Stellung einnehmen. Ihre Stellung und die Grösse der Verschiebung wird genau durch Stellschrauben adjustirt. (S. Fig. 43, 44 und 45.) — Die angeführten Figuren zeigen die vordere Fadenführerstange  $a$ , und zwar in derselben Lage, wie sie sich in Beziehung auf unbewegliche Theile in der Maschine befindet. Diese Lage correspondirt mit der Stellung der Stossscheibe  $o_1$  Fig. 59.  $D_1$  und  $D_2$  sind zwei Querstücke durch starke Schraubenbolzen an die Seitengestelle  $A$  und  $A_1$  befestigt. (S. Fig. 1, 2, 3 und 4.) An diese Querstücke stossen die Stellschrauben  $a_1$  und  $a_2$  der Fadenführerstangen. Die Zeichnungen Fig. 43 und 44, welche die nach links verschobene Fadenführerstange  $a$  darstellen, zeigt wie die Stellschraube  $a_1$  zur linken Seite fest an  $D_2$  ansetzt, dagegen die Stellschraube  $a_1$  zur rechten Seite um die Grösse der Verschiebung von  $D_1$  entfernt ist.

Erfolgt die rückgängige Verschiebung, so tritt das Umgekehrte in Beziehung der Stellschrauben  $a_1, a_2$  und  $D_1, D_2$  ein. Die Stellschrauben gehen durch die abgelenkten Winkelstücke  $b_1$  und  $b_2$ , welche an die Fadenführerstangen fest angeschraubt sind. Stellmuttern halten die Schrauben in der adjustirten Stellung. Um den Führerstangen möglichst leichte Beweglichkeit und gehörige Stabilität zu geben, so sind sie in geschlitzte Lager gepasst, wodurch ihre parallele Lage gesichert wird und ausserdem auf vier stumpfspitzige Stützeisen gelegt, welche sie gleichsam schwebend erhalten, so dass sie durch den geringsten Stoss bewegt werden können. Die geschlitzten Lager sind mit  $n_1$  und  $n_2$  bezeichnet.  $n_2$  (Fig. 42 und 43) befindet sich in der Mitte der Führerstangen und ist am Frontgestell  $B$  befestigt; die beiden andern Lager  $n_1$  aber auf  $D_1$  und  $D_2$  festgeschraubt und in Fig. 20, 21 und 21<sup>a</sup> besonders abgebildet. Die Stützeisen sind in Fig. 3, 12, 43 und 45 zu sehen. (In Fig. 43 ist das Lager  $n_1$ , welches sich im Grundrisse Fig. 44 zeigt, absichtlich weggelassen, Fig. 45 ist ein Querschnitt von Fig. 43 und der Deutlichkeit wegen das Querstück  $D_1$  nicht mit gezeichnet. So ist auch in Fig. 12 das Winkelstück  $b_1$  nicht gezeichnet, sondern blos der Ort, wo es befestigt wird, an den beiden Löchern zu erkennen.) Die Stützeisen sind cylindrische stumpf zugespitzte Eisenstängelchen, welche in senkrechter Lage aufgestellt werden, indem sie in seichten Vertiefungen der Führerstangen und der unterstützenden Stellschrauben  $d_1$  und  $d_2$  liegen. Durch letztere werden sie so hoch gestellt, dass die Fadenführerstangen in ihren geschlitzten Lagern nirgend aufrufen, sondern nur seitlich anliegen. — Die Stellschrauben  $d_1$  und  $d_2$  gehen durch einen um  $D_1$  und  $D_2$  geschraubten, vorspringenden Träger  $c_1$ .

Auf dieselbe Art und Weise, wie die Fadenführerstangen ihre seitliche Bewegung erhalten, wird dieselbe auch dem vordern Kamm  $L$  mitgetheilt, indem die Kammstange  $K$  durch Stossräder und Winkelhebel seitlich geschoben wird.

Auf der Welle  $t$  neben den Stossrädern  $o_1$  und  $o_2$  sitzt noch ein drittes Stossrad  $o_3$ . (S. Fig. 2, 3, 4, 12, 57.) Dasselbe wirkt auf den Hebel  $v_3$ ; dieser auf den Winkelhebel  $x_3$ , welcher endlich die erhaltene Stossbewegung auf die Kammstange  $K$  überträgt.

Stellschrauben reguliren die dadurch erzeugte seitliche Verschiebung. Da aber die Kammstange, der darauf geschraubte Kamm und die beiden Carriagesreihen, welche Theile zusammen seitlich bewegt werden müssen,



ein sehr bedeutendes Gewicht haben (welches bei einer  $\frac{8}{4}$  Maschine an 300 % kommt), so kann die Zurückschiebung des Kammes nicht mehr durch eine Feder geschehen, sondern wird ebenfalls durch ein Stossrad  $o$  bewirkt. Dieses Stossrad ist auf die Welle  $t$ , linke Seite der Maschine, aufgezogen. Die Hebel  $u_4$  und  $x_4$  übertragen die Wirkung des Stossrades  $o$  auf die linke Seite des Kammes  $K$ . (S. Fig. 3, 4 und 58.) Aus dem Gesagten wird sich ergeben, dass das Stossrad  $o_3$  die Bewegung von rechts nach links und das Stossrad  $o$  die Bewegung von links nach rechts einleitet.

Da beide Stossräder, auf ähnlich gelegte Wellen gezogen, diese ihre Umdrehung nach derselben Richtung hin haben, auch die Hebel auf gleiche Weise angeordnet sind, so müssen die Erhöhungen und Vertiefungen der Stossräder  $o$  und  $o_3$  gegenseitig genau correspondiren. Man vergleiche daher Fig. 57 und 58. Der Kamm ist in Fig. 3 von rechts nach links geschoben, wie es sich aus der Stellung der beiden Stossräder  $o$  und  $o_3$  ergibt.

Die seitliche Verschiebung, durch Stellschrauben allenthalben adjustirt, wird noch ausserdem durch die Querstücke  $D_1$  und  $D_2$  genau begränzt. Es stossen an dieselben ähnlich wie bei den Führerstangen die Stellschrauben  $m_2$  und  $m_3$ , sobald die Verschiebung ihre Gränze erreicht hat, und zwar  $m_2$  für den vorderen Kamm,  $m_3$  für den hinteren Kamm.

Die Stellschrauben  $m_2$  und  $m_3$  werden durch Stellmuttern an den Kloben  $p_1$  festgestellt, letztere sind an der Kammstange befestigt. (S. Fig. 1, 2, 3, 4, 17, 18, 18<sup>a</sup>, 19, 19<sup>a</sup>, 19<sup>b</sup>, 20, 21 und 21<sup>a</sup>; in Fig. 19 sind die Kloben  $p_1$  weggelassen.)

Damit sich der Kamm möglichst leicht schiebe, und insbesondere in die gehörige Entfernung von der Kette zu stehen komme, dabei aber doch eine feste und sichere Lage habe, steht die Kammstange mit vier Schrauben (je zwei auf einer Seite) auf den Querstücken  $D_1$  und  $D_2$  auf.

Diese vier Fusschrauben sitzen in den kurzen Armen  $g_1$ , welche an die untere Fläche der Kammstange mit zwei starken Schrauben, deren Köpfe versenkt, angeschraubt sind.

In Fig. 17 bis 20 sind die Fusschrauben mit  $a$  bezeichnet, in den übrigen Figuren der Deutlichkeit wegen aber  $a$  weggelassen, da sie leicht zu erkennen sind.

Mittels dieser Fusschrauben wird die horizontale Lage des Kammes regulirt. Damit er aber seine richtige Lage in Beziehung auf die Kette und den hinteren Kamm jederzeit beibehalte, liegen die Arme  $g_1$  nach Innen an dem geschlitzten Lager  $n_1$ , nach Aussen an der vertikalen Wand der an  $D_1$  und  $D_2$  festgeschraubten Stücke  $p_2$  genau an, ohne sich jedoch zu klemmen. (Man sehe Fig. 1, 2 und 4; in Fig. 20 befindet sich der vordere Kamm, von welchem bisher nur die Rede war, in einer ganz andern Lage, wovon später mehr gesagt werden wird. Wenn die Maschine in Thätigkeit ist, so liegt er so wie der hintere Kamm  $L$  zwischen  $n_1$  und  $p_2$ .)

Der hintere Kamm  $L_1$  und dessen Kammstange  $K_1$  haben ganz dieselben Theile wie der vordere Kamm, um sie in die richtige Lage zu bringen.

Es braucht kaum bemerkt zu werden, dass die Kämme so gegen einander stehen müssen, dass ihre Bahnen einen Zirkelbogen bilden. Der Mittelpunkt dieses Bogens liegt in der Axe der Welle  $w_1$ , und die horizontale Linie, welche die Mittelpunkte beider Wellen  $w$  (rechts und links

an der Maschine) verbindet, ist die mathematische Axe, um welche die Bewegung sämmtlicher Carriages vor sich geht.

Da der Kamm keine seitliche Bewegung erhält, sondern während der Thätigkeit der Maschinen immer unbeweglich fest liegen muss, so werden die Stellschrauben  $m_1$  und  $m_2$  genau zwischen  $D_1$  und  $D_2$  eingestellt.

Beide Kammstangen werden noch in der Mitte ihrer Länge unterstützt, was wegen des bedeutenden Gewichtes durchaus nothwendig ist. Diese Unterstützung geschieht durch das angeschraubte Stück  $e$ , welches in eine Nuth des mittleren Lagerstockes  $O$  einpasst, und durch die Schrauben  $q_2$ . (S. Fig. 3, 17, 18, 19 und 30; in letzterer Figur ist die Nuth mit  $\beta$  bezeichnet.) Die Nuth verhindert ein Zurückweichen des Kammes aus der Mitte, die Schrauben das Einsinken desselben in der Mitte. Beide Kammstangen sind noch mit Handgriffen versehen, um sie allenfalls bequemer herausheben zu können.

Durch die Verschiebung der Kette, die traversirende und seitliche Bewegung der Carriages entsteht, wie bereits aus einander gesetzt, die Verschlingung oder Verbindung der Fäden. Diese Verbindung geht gleichzeitig mit allen Fäden durch die ganze Breite der Maschine vor sich. Sie ist nach gewissen Perioden der Bewegungen der Ketten und Carriagesfäden vollendet, und es wird so durch die ganze Breite der Kette eine Maschenreihe gebildet. Sobald dieser Moment eingetreten ist, nimmt eine der Nadelstangen die fertige Maschenreihe auf, und gibt ihr die völlige Vollendung, indem sich die verschlungenen Fäden um die runden Nadeln fest anlegen. So erhalten die Maschen oder Augen ihre regelmässige Gestalt. Dasselbe gilt von der zweiten Nadelstange, wenn die nächste Maschenreihe fertig ist.

Das Geschäft der Nadelstangen besteht sonach im wechselseitigen Aufnehmen und Halten der Maschenreihen. So einfach auch dasselbe zu sein scheint, so erfordert es doch einen complicirten Mechanismus, um alle die dabei erforderlichen Bewegungen in den gehörigen Zeitmomenten auszuführen. Diese Bewegungen der Nadelstangen sind der Reihe nach folgende:

1) Herausziehen der Nadeln aus den Maschen. Diese Bewegung muss in der horizontalen Ebene, in welcher die Nadeln liegen, vor sich gehen, damit die fertigen Maschen nicht beschädigt werden.

2) Niedersenken der Nadelspitzen. Dies ist erforderlich, weil die zu einer fertigen Masche umschlungenen Fäden etwa 1 bis  $1\frac{1}{2}$  Zoll tief unter der Nadelstange aufzufangen sind, indem die Maschen so weit aus einander gezogen gebildet werden.

3) Einfallen oder Schlagen der Nadeln oder der Nadelstangen. Dabei fallen die Spitzen unterhalb der gebildeten Maschen zwischen die Fäden ein. Endlich:

4) Aufhebung der Nadeln. Damit werden die aufgefangenen Maschen hinaufgehoben, und wegen der unterhalb stattfindenden Spannung der Fäden um die Nadeln zusammengezogen.

Diese angeführten Bewegungen werden nun durch folgende Einrichtungen erzielt. (S. Fig. 5 und 6; 2, 3 und 4; 33 bis 39<sup>b</sup>.)

Die Nadelstangen  $M$  und  $N$  sind an beiden Enden, und in der Mitte um Zapfen  $f_2$  beweglich. Durch die abgelenkten Winkelstücke  $k_2$ , welche die Zapfen  $f_2$  festhalten, drehen sich die Nadelstangen gleichsam um die Hebel  $Mf_2$  und  $Nf_2$ . (S. Fig. 5 und 6.)



Die Zapfen  $f_2$  haben ihre Lager in den Armen  $G_1$  und  $G_2$ , deren Befestigung auf der Welle  $T$  und  $T_1$  mittels Schrauben und Keilen aus der Zeichnung ersichtlich ist. Es ist sonach jede Nadelstange an drei Armen, zu beiden Seiten und in der Mitte aufgefangen.

Die Wellen  $T$  und  $T_1$  sind nun ebenfalls beweglich in ihre Lager  $l_2$  eingelegt. Die Seitenlager  $l_2$  sitzen an den Seitengestellten  $A$  und  $A_1$ , das Mittellager an dem Querstücke  $C$  fest.

Die Nadelstangen sind sonach einer doppelten Bewegung fähig: einmal um die mathematische Axe durch die Mitte der Zapfen  $f_2$ , und das andere Mal um die Axe der Wellen  $T$  und  $T_1$ . Die auf diese Weise beweglichen Nadelstangen werden nun in ihrer richtigen Lage, dass nämlich die Ebene der Nadeln horizontal durch die mathematische Axe der Welle  $w_1$  geht, dadurch gehalten, dass sie mittels der Arme  $s$  auf den Stützen  $S_1$  und  $S_2$  ruhen. (S. Fig. 3, 5 und 6).

Die Arme  $s$  sind am linken Ende der Nadelstangen angeschraubt. Dasselbst sind auch Stützstangen angebracht. Auf der rechten Seite haben sie keine derartige Unterstützung. (In Fig. 5 und 6 ist  $s$  und  $S_2$  für die hintere Nadelstange nur durch punktirte Mittellinien angegeben, für die vordere ganz weggelassen. In Fig. 4 dagegen für beide Nadelstangen die beschriebene Einrichtung zu sehen.)

Die Stützstangen  $S_1$  und  $S_2$  sind am untern Ende mittels Charnier mit den Hebelarmen  $H_1$  und  $H_2$  beweglich verbunden.

Diese ruhen nun auf den langen Hebestangen  $N_1$  und  $N_2$  mittels der Stellschrauben  $c_2$  und  $c_3$  auf; letztere aber endlich mittels der Rollen  $r_4$  auf den Muschelrädern (Nadelstangenscheiben)  $R_2$  und  $R_3$ . (S. Fig. 3, 4, 5 und 6.) Dieser zusammengesetzte Mechanismus gestattet nun, wie sich sogleich ergeben wird, die oben angezeigte Bewegung der Nadelstangen.

Man bemerke zu dem Ende noch die lange, oben und unten gabelförmig gearbeitete Aushebestange  $P_1$ . Sie hat ihre Bewegung um einen starken Bolzen, welcher an  $D_2$  festgeschraubt ist. (Die Frontansicht gibt Fig. 5 und 6, die Seitenansicht Fig. 3; daselbst wird man bemerken, dass die untere Hälfte der Stange in einer, etwas gegen die obere Hälfte zurückstehenden parallelen Ebene liegt. Die untere Gabel trägt zwei starke Zapfen  $\gamma$  und  $\delta$ , auf welche der Hebedaumen  $Q_1$  wirkt; letzterer ist auf die Welle  $t$  aufgezogen, und geht mit derselben um. —

Drückt der Hebedaumen  $Q_1$  auf  $\gamma$ , so bewegt sich die untere Gabel von rechts nach links, die obere umgekehrt von links nach rechts, und treibt, indem sie auf die Stellschranbe  $y_1$  trifft, die hintere Nadelstange nach auswärts (ungefähr wie in Fig. 6). Drückt aber der Hebedaumen  $Q_1$  auf den Zapfen  $\delta$ , so erfolgt die umgekehrte Bewegung der Hebestange und die vordere Nadelstange wird nach auswärts getrieben. Sobald der Hebedaumen die Zapfen  $\gamma$  und  $\delta$  verlässt, fallen sogleich die Nadelstangen zurück. Diese Bewegung der Nadelstangen geht bei einer Umdrehung der Welle  $t$  für jede einmal vor sich. Betrachtet man die Gestalt des Hebedaumens genauer, so wird man bemerken, dass seine wirksame Curve aus zwei krummen Linien zusammengesetzt ist. Die eine (von 9 bis 10 Fig. 6) ist eine stätige vom Mittel sich entfernende krumme Linie; die andere (von 10 bis 11) ein Kreisbogen. Die Wirkung dieser zusammengesetzten Curve ist sonach klar. Von 9 bis 10 wird die Nadelstange successive herausgezogen und von 10 bis 11 in in dieser Stellung gehalten.

Das Herausziehen der Nadeln, während der Wirkung des krummen Theils von 9 bis 10, erfolgt aber in der horizontalen Ebene, in welcher die Nadeln vor dem Beginnen dieser Bewegung liegen. Man betrachte nun die Verbindung der Stützstangen  $S_1$  und  $S_2$  mittels ihrer Charniere mit den Armen  $s$ , der Nadelstangen und der Hebelarme  $H_1$  und  $H_2$ , mit Rücksicht auf die über die senkrechte Stellung hinausgehende Lage der Stützstangen. (S. Fig. 4) Die Axe des obern Gelenkes (es verbindet  $S_1$  und  $S_2$  mit  $s$ ) liegt mit der Axe der Zapfen  $f_2$  in einer horizontalen Ebene. Drückt die Gabel z. B. auf  $y_1$  der vorderen Nadelstange, so ist der Druck normal auf die Arme  $G_1$  gerichtet. Sie werden gezwungen, um ihre Axe  $T_1$  sich zu drehen. Es folgen die Zapfen  $f_2$ , welche sonach Kreisbogen beschreiben, und, wie sich aus der Zeichnung ergibt, immer höher gehoben werden. Der Arm  $s$  folgt ebenfalls der Bewegung der Nadelstange. Zieht sonach die Stützstange  $S_1$  am obern Gelenke, und indem diese sich um das untere Gelenke (welches  $S_1$  mit  $H_1$  verbindet) als Axe dreht, beschreibt das obere Ende ebenfalls einen Kreisbogen (dessen Halbmesser der Stützstangenlänge gleich ist), wodurch es ebenfalls immer höher (bis die Stützstange die senkrechte Lage erreicht hat) gehoben wird. Die Abmessungen der Armlängen  $G_1$  und der Stützstange  $S_1$  sind so bestimmt, dass bei der Winkelbewegung der Arme und der Stützstange die Axen von  $f_2$  und des obern Gelenkes immer in einer horizontalen Ebene liegen. Es erfolgt sonach auch das Herausziehen der Nadeln beinahe in einer und derselben horizontalen Ebene; denn die Winkelbewegung der Arme, damit die Spitzen der Nadeln aus dem Gewebe treten, braucht nur gering zu sein, da diese etwa nur 1 Zoll in dasselbe eingreifen. Nimmt man Rücksicht auf die gegenseitige Stellung der Arme und der Stützstangen, so kann man die Bewegungsebene der Nadeln als eine und dieselbe horizontale annehmen, wenigstens ist die Abweichung von dieser Ebene bei dem gehörigen Verhältnisse äusserst gering und ohne den mindesten Nachtheil für das Gewebe.

Sobald die Nadelspitzen das Gewebe verlassen haben, geht die Auswärtsbewegung der Nadelstange noch immer fort. Die Stützstange  $S_1$  kommt über die vertikale Lage, das obere Gelenke, immer in Kreisbögen sich bewegend, kommt nach und nach tiefer und sodann tritt auch eine schiefe, nach abwärts gerichtete Stellung der Nadeln ein. Dies währt so lange, als der wirksame Theil (9 bis 10) des Hebedaumens auf den Zapfen  $\delta$  drückt. Die Ausziehung der Nadeln ist beendet, wenn der wirksame Theil (10 bis 11) zum Angriff kommt.

In diesem Momente fallen die Nadeln oder Nadelstangen herunter. Die Rolle  $r_4$  läuft während der beschriebenen Bewegung der Nadelstangen auf der Peripherie des Muschelrades  $R_2$ , welches sich gleichzeitig mit dem Hebedaumen  $Q_1$  um dieselbe Welle  $t$  bewegt.

Sind die Nadelstangen aber völlig herausgezogen, so sinkt die Rolle  $r_4$  successive in die ihr entgegenkommende Vertiefung des Muschelrades  $R_2$ . Alles, was mit  $r_4$  in Verbindung steht, folgt dieser niedergehenden Bewegung. Es bewegt sich sonach die Hebestange  $N_1$ , an welcher die Rolle  $r_4$  befestigt ist, um ihre Axe  $b_3$  abwärts. Ihr folgt der aufliegende Hebel  $H_1$  und sonach die Stützstange  $S_1$  und die Nadelstange  $M$ .

Eine solche Stellung der Nadelstange, und zwar die tiefste Senkung, ist in Fig. 6 an der hintern Nadelstange dargestellt. Es versteht sich von selbst, dass für sie, nur zu einer andern Zeit, dasselbe, was so eben für die vordere Nadelstange aus einandergesetzt wurde, gilt. Die Fig. 6 zeigt



1) dass die Stellschraube  $y_1$  an der obern Gabel anliegt; 2) dass der Zapfen  $\gamma$  nahe am Ende der wirksamen Curve des Hebedaumens liegt, und endlich 3) dass die Rolle  $r_4$  in der tiefsten Lage sich befindet.

Im nächsten Momente der Bewegung fallen die Nadeln in die fertigen Maschenreihen ein. Es verlässt der Zapfen  $\gamma$  den Hebedaumen, indem die drehende Bewegung nach der Richtung des Pfeiles vor sich geht. Die Gabel fällt ab, die Nadelstange  $N$  mit. Die Nadeln fassen unter die fertigen Maschenreihen. In diesem Momente fallen auch die gegenüberstehenden Carriagesreihen auf den vordern Kamm.

Durch die fortgesetzte Bewegung der Welle  $t$  und des Muschelrades  $R_2$  in der angezeigten Richtung wird alsdann die Rolle  $r_4$ , die Hebestange  $N_1$ , der Hebel  $R_2$ , die Stützstange  $S_1$  und sonach auch die Nadelstangen  $M$  successive gehoben, indem die Rolle  $r_4$  aus den Vertiefungen des Muschelrades auf die Peripherie desselben steigt. *Fig. 5* zeigt eine solche Stellung an der hintern Nadelstange, welche beinahe auf ihren höchsten Punkt gehoben ist, so dass die Nadeln in der horizontalen Ebene durch  $n_1$  liegen. Somit sind die vier angezeigten Bewegungen der Nadelstangen vollendet.

Das Abfallen, Schlagen der Nadelstangen in dem Momente, als der Hebedaumen  $Q_1$  die Gabel auslässt, wird dadurch beschleunigt, dass beide Nadelstangen entweder an ihren gegenüberstehenden Armen oder an den Nadelstangen selbst, überhaupt da, wo es sich am bequemsten anbringen lässt, durch starke elastische Drahtfedern beständig zusammengehalten werden. Die Auswärtsbewegung einer Nadelstange spannt sonach diese Federn. Sie sind mit  $n_3$  bezeichnet. (S. *Fig. 2* und *3*; in *Fig. 3* sind beide zu sehen; die an der rechten Seite ist an den Armen, die an der linken Seite an der Nadelstange angebracht.) Ihre Wirkung äussert sich durch ein schlagähnliches Anfallen der Nadelstange, sobald die Gabel frei wird.

Die Nadelstange fällt sodann auf die obere Gabel, mittels ihrer Stellschrauben  $y_2$  zu beiden Seiten gleichzeitig an die Seitengestelle  $A$  und  $A_1$  an, und es schleifen jene beim Heraufheben der Nadelstange an den geraden Flächen von  $A$  und  $A_1$ . (S. *Fig. 2* und *3*.)

Durch dieses Anschlagen und Anpressen der Nadelstangen mittels der Federn  $n_3$  an das Hauptgestell  $A$  wird einerseits die nachtheiligen Folgen der Schläge vermindert, und andererseits die richtige Lage der Nadeln gegen einander und in Beziehung auf das Gewebe jederzeit gesichert.

Es sind nun alle an der Maschine vorkommenden Haupttheile, ihre Bewegungen und Functionen im Detail bekannt. Sonach dürfte es nun nicht schwer halten, die Bewegungen der einzelnen Haupttheile und ihre Functionen im Zusammenhange zu betrachten und das gemeinschaftliche Zusammenwirken in den einzelnen Perioden der Bewegungen genau zu verfolgen. Erst dann wird man auf den Standpunkt versetzt sein, die Verfertigung dieses künstlichen Gewebes übersehen zu können.

Am leichtesten lässt sich der Gang der Maschine übersehen, wenn von dem Momente ausgegangen wird, in welchem eine Maschenreihe fertig geworden ist und diese sofort von den Nadelstangen aufgefasst wird.

Ebenso wird es wesentlich zur Erleichterung der Zusammenstellung der Bewegung beitragen, noch die nähern Verhältnisse der Geschwindigkeiten der sich umdrehenden Wellen, Räder und Scheiben vorerst anzugeben.

Die absolute Geschwindigkeit des Rades  $V$  auf der Welle  $W$  braucht zu diesem Zwecke nicht bekannt zu sein. Es genügt vorläufig, zu wissen, dass in zwei Bewegungsperioden, in welchen zwei Maschenreihen fertig werden, das Rad  $V$  drei Umdrehungen macht. Dieselbe Anzahl Umdrehungen erhalten sonach auch die Räder  $s_1$  und  $s_2$ .

Die grosse herzförmige Treibstangenscheibe  $U$  und die beiden kleinen herzförmigen Lockerscheiben  $v_1$  und  $v_2$  machen ebenfalls drei Umdrehungen in dieser Zeit. Jede Umdrehung dieser Scheiben bringt vier durch Ruhepausen getrennte Bewegungen der Treibstangen und Lockersstangen hervor. Eine jede solche Bewegung bewirkt aber jedesmal die Bewegung einer Carriagesreihe über einen Kamm. Es sind sonach zwölf Carriagesreihenbewegungen erforderlich, um zwei Maschenreihen fertig zu machen, mithin sechs solcher Bewegungen zu einer Maschenreihe.

Die Räder  $t_1$  und  $t_2$ , welche von  $s_1$  und  $s_2$  getrieben werden, haben dreimal so viel Zähne als  $s_1$  und  $s_2$ . Sie machen daher nur eine Umdrehung, wenn die Hauptwelle  $W$  drei Umdrehungen vollendet hat. Dasselbe gilt auch von den Wellen  $t$  sammt allen darauf sitzenden Stossrädern und den Hebedäumen.

Die Stossräder haben Erhöhungen und Vertiefungen, deren Bogenmass nahe  $\frac{1}{2}$  der Peripherie oder ein Vielfaches davon beträgt.

In *Fig. 57* bis *60* ist die gegenseitige Stellung derselben in Beziehung auf ihre Erhöhungen und Vertiefungen genau so angegeben, wie sie in der Maschine auf die Wellen  $t$  gezogen werden müssen. Diese Stellungen entsprechen dem Momente, welches in der Zeichnung der Maschinen (*Fig. 1, 2, 3* und *4*) dargestellt ist. Die Bewegung der Scheiben geht in der Richtung der Pfeile vor sich.

Die Angriffspunkte der aufliegenden Hebel befinden sich in einer Vertikalebene, welche durch die Axe der Wellen  $t$  geht. Gleichbezeichnete Punkte der Peripherie der Stossräder kommen gleichzeitig bei der Bewegung in diese vertikale Ebene zu liegen und wirken sonach gleichzeitig auf ihre Hebel.

Eine genauere Betrachtung der *Fig. 57* bis *60* ergibt, dass die Kammstossräder *Fig. 57* und *58* den vordern Kamm während einer ganzen Umdrehung der Welle, also während der Verfertigung zweier Maschenreihen zweimal nach rechts und eben so oft zurück nach links schieben; ferner, dass das Stossrad  $o_1$  (*Fig. 59*) die vordere Fadenführstange, mithin die vordere Kettenhälfte, in derselben Zeit dreimal nach rechts und zurück, und dass endlich das Stossrad  $o_2$  (*Fig. 60*) die hintere Fadenführstange, also die hintere Kettenhälfte eben so oft in dieser Zeit nach rechts und zurück bewegt.

Endlich muss noch erinnert werden, auf die Stellung des Hebedäumens in Beziehung auf die Zapfen  $\gamma$  und  $\delta$  der untern Gabel und der beiden Muschelräder (Nadelstangenscheiben)  $R_2$  und  $R_3$  zu achten. (Das Muschelrad  $R_2$  für die vordere Nadelstange ist in *Fig. 4* sichtbar; in *Fig. 5* und *6* weggelassen. Seine Stellung in Beziehung auf  $R_3$  ist gerade die entgegengesetzte; so also, dass die Vertiefung des Muschelrades  $R_2$  am tiefsten steht, wenn jene des Muschelrades  $R_3$  am höchsten steht, wie *Fig. 6* zeigt.)

Die Punkte 9, 10 und 11 des Hebedäumens correspondiren in Beziehung auf gleichzeitigen Angriff mit den Stossrädern etwa den Punkten 20, 22 und 12, d. h. wenn die Punkte 9, 10 und 11 zum Angriffe kommen, so sind der Reihe nach die Punkte 20, 22 und 12



wirksam. Ebenso correspondirt der Anfang der Vertiefung des Muschelrades  $R_2$  respective mit 10, und circa 16, die Mitte mit 11 und 18, und das Ende desselben mit 19. In demselben Sinne Anfang, Mitte und Ende der Vertiefung des Muschelrades  $R_3$  mit 10, und circa 22, 11, 12 und 13.

Hat man nun die relative Stellung sämtlicher Theile richtig aufgefasst, und geht man von dem Momente aus, in welchem so eben eine Maschenreihe fertig ist, und sonach die Nadelstange einfällt, so wird sich der Gang der Maschine folgendermassen darstellen.

*Fig. 6* zeigt die Stellungen der meisten Haupttheile in dem bezeichneten Momente. Man sieht:

Die hintere Nadelstange ist auf dem Punkte abzufallen.

Beide Carriagesreihen stehen auf dem vordern Kamm. Die vordere Kettenhälfte nimmt ihre gewöhnliche Stellung ein. (Unter gewöhnlicher Stellung wird immer diejenige verstanden, welche die Kettenhälfte am meisten inne hat.) Der Punkt 12 auf  $o_1$  liegt unter dem Angriffspunkte des Hebels  $x_1$ .

Die hintere Kettenhälfte ist so eben von links nach rechts geschoben; indem der Hebel  $x_2$  von 12 auf  $o_2$  abgefallen ist.

Die Bewegung erfolgt.

Die hintere Nadelstange  $M$  hebt die Maschenreihe auf.

Die hintere Carriagesreihe  $l_1$  geht auf den hintern Kamm.

Nach einer Zwölfstelumdrehung der Welle  $t$ , also nach einer Viertelumdrehung der Hauptwelle  $W$  tritt eine Ruhepause ein.

Die Nadelstangen haben ihre Maschenreihen beinahe völlig hinaufgehoben.

Die hintere Carriagesreihe befindet sich auf dem hintern Kamm. Sämtliche Carriages haben eine Kammbewegung gemacht.

Die vordere Kettenhälfte bleibt in der gewöhnlichen Stellung (der Punkt 13 auf  $o_1$  kommt unter den Angriffspunkt des Hebels).

Die hintere Kettenhälfte hat sich von rechts nach links geschoben (der Hebel  $x_2$  ist über die Erhöhung bei 13 auf  $o_3$  gestiegen); sie nimmt ihre gewöhnliche Stellung ein.

Die I. Bewegung ist vollendet. Alle Theile stehen so, wie *Fig. 5* angibt.

Die II. Bewegung beginnt. Die Nadelstangen ruhen.

Die vordere Carriagesreihe begibt sich auf den hintern Kamm.

Die hintere Carriagesreihe rückt höher auf den hintern Kamm.

Die Wellen  $t$  vollenden  $\frac{1}{12}$  Umdrehung, die Welle  $W$  sonach  $\frac{1}{4}$  Umdrehung. Ruhepause tritt ein.

Beide Carriagesreihen befinden sich auf dem hintern Kamm.

Der vordere Kamm wird von rechts nach links geschoben, indem die Punkte 14 von  $o$  und  $o_3$  unter die Angriffspunkte der Hebel gelangt sind.

Die vordere Kettenhälfte hat sich von rechts nach links bewegt.

Die hintere Kettenhälfte bleibt in der vorigen oder gewöhnlichen Stellung.

Die Nadelstangen ruhen.

Die II. Bewegung ist vollendet.

Die Stellungen der Theile in sämtlichen Figuren mit Ausnahme von *Fig. 5* und *6* entsprechen diesem Momente.

Die III. Bewegung beginnt.

Die vordere Carriagesreihe  $l$  begibt sich zurück auf den vordern Kamm.

Die vordere Nadelstange beginnt aus ihrer Maschenreihe heraus zu gehen. Die Curve 9 bis 10 des Hebedaumes wirkt auf den Zapfen  $\delta$  der Gabel.

Die Wellen  $t$  vollenden wieder  $\frac{1}{12}$  Umdrehung, die Ruhepause tritt ein.

Die vordere Carriagesreihe befindet sich auf dem vordern Kamme und hat sich von links nach rechts bewegt; die hintere Carriagesreihe auf dem hintern Kamme.

Die vordere Kettenhälfte hat sich von links nach rechts geschoben; sie befindet sich in ihrer gewöhnlichen Stellung.

Die hintere Kettenreihe in der gewöhnlichen Stellung.

Die vordere Nadelstange ist beinahe ganz herausgehoben.

Die III. Bewegung ist vollendet.

Die IV. Bewegung beginnt.

Die hintere Carriagesreihe begibt sich auf den vordern Kamm.

Die vordere Nadelstange wird völlig herausgezogen.

Das vierte Zwölftel der Umdrehung der Wellen  $t$  erfolgt. — Die Ruhepause tritt ein.

Beide Carriagesreihen befinden sich auf dem vordern Kamme; sie bewegen sich von rechts nach links.

Die vordere Kettenhälfte ist in der gewöhnlichen Stellung.

Die hintere Kettenhälfte desgleichen.

Die vordere Nadelstange ist im Begriffe sich zu senken.

Die IV. Bewegung ist vollendet.

Die V. Bewegung beginnt.

Die hintere Carriagesreihe begibt sich zurück auf den hintern Kamm.

Die Nadelstange sinkt herab. Das fünfte Zwölftel der Umdrehung der Wellen  $t$  erfolgt. Ruhepause.

Die hintere Carriagesreihe steht auf dem hintern Kamme.

Die vordere Carriagesreihe auf dem vordern Kamme; sie hat sich von links nach rechts bewegt.

Die vordere Kettenhälfte in der gewöhnlichen Stellung.

Die hintere Kettenhälfte von links nach rechts geschoben.

Die V. Bewegung ist vollendet.

Die VI. Bewegung beginnt.

Die vordere Carriagesreihe begibt sich auf den hintern Kamm.

Die vordere Nadelstange sinkt immer tiefer.  $\frac{5}{12}$  oder  $\frac{1}{2}$  Umdrehung der Wellen  $t$  erfolgt. Beide Carriagesreihen befinden sich auf dem hintern Kamme. Die Wechselung der Carriages ist vollendet. Jede Carriages hat sich um eine Stelle nach Rechts begeben.

Die vordere Kettenhälfte in der gewöhnlichen Stellung.

Die hintere Kettenhälfte zurück von rechts nach links gerückt, in die gewöhnliche Stellung.

Die vordere Nadelstange hat sich am tiefsten herabgesenkt. Sie befindet sich jetzt genau in derselben Lage, wie die hintere Nadelstange im Anfange der ersten Bewegung und wie Fig. 6 zeigt, und ist sofort im Begriffe abzufallen.

Die VI. Bewegung ist vollendet und somit eine Maschenreihe fertig.

Diese sechs Bewegungen machen die erste Bewegungsperiode aus.

Die nächste oder zweite Bewegungsperiode wiederholt zum Theil dieselben sechs Bewegungen, nur mit Ausnahme der Kammverschiebungen und zwar wie folgt.



Die VII. Bewegung beginnt.

Die vordere Carriagesreihe begibt sich auf den vordern Kamm.

Die vordere Nadelstange fällt ab und hebt die aufgefangene Maschinenreihe.

Die Wellen  $t$  vollenden das siebente Zwölftel ihrer Umdrehung.

Die vordere Carriagesreihe steht auf dem vordern Kamme.

Die hintere Carriagesreihe auf dem hintern Kamme.

Die vordere Kettenhälfte hat sich von rechts nach links geschoben.

Die hintere Kettenhälfte ist in der gewöhnlichen Stellung.

Die vordere Nadelstange wurde beinahe ganz hinauf gehoben.

Die VII. Bewegung ist vollendet.

Die VIII. Bewegung beginnt.

Die hintere Carriagesreihe gelangt auf den vordern Kamm.

Die vordere Nadelstange hebt sich völlig hinauf.

Die Wellen  $t$  vollenden das achte Zwölftel einer Umdrehung.

Die beiden Carriagesreihen befinden sich auf dem vordern Kamme.

Die vordere Kettenhälfte begibt sich zurück, von links nach rechts in ihre gewöhnliche Stellung.

Die hintere Kettenhälfte bleibt in ihrer gewöhnlichen Stellung.

Beide Nadelstangen in Ruhe.

Die VIII. Bewegung ist vollendet.

Die IX. Bewegung beginnt.

Die hintere Carriagesreihe fällt auf den hintern Kamm.

Die hintere Nadelstange fängt an herauszugehen.  $\frac{9}{11}$  Umdrehungen der Wellen  $t$  sind vollendet.

Die hintere Carriagesreihe befindet sich auf dem hintern Kamme.

Die vordere Carriagesreihe auf dem vordern Kamme.

Die vordere Kettenhälfte ist in ihrer gewöhnlichen Stellung.

Die hintere Kettenhälfte macht eine Bewegung von links nach rechts.

Die hintere Nadelstange ist beinahe ausgezogen.

Die IX. Bewegung ist vollendet.

Die X. Bewegung beginnt.

Die vordere Carriagesreihe begibt sich auf den hintern Kamm.

Die hintere Nadelstange wird ganz ausgezogen.

Das zehnte Zwölftel der Umdrehung der Wellen  $t$  erfolgt.

Beide Carriagesreihen stehen auf dem hintern Kamme.

Die vordere Kettenhälfte schiebt von rechts nach links. Die hintere Kettenhälfte schiebt ebenfalls von links nach rechts.

Die hintere Nadelstange ist im Begriffe herabzusinken.

Die X. Bewegung ist vollendet.

Die XI. Bewegung beginnt.

Die vordere Carriagesreihe kehrt zurück auf den vordern Kamm.

Die hintere Nadelstange sinkt herab. Das elfte Zwölftheil der Umdrehung der Wellen  $t$  erfolgt.

Die vordere Carriagesreihe steht auf dem vordern Kamme.

Die hintere Carriagesreihe auf dem hintern Kamme.

Die vordere Kettenhälfte geht von links nach rechts.

Die hintere Kettenhälfte bleibt in der vorigen oder gewöhnlichen Stellung.

Die hintere Nadelstange ist nahe ihrem tiefsten Stande.

Die XI. Bewegung ist vollendet.

Die XII. Bewegung beginnt.

Die hintere Carriagesreihe geht auf den vordern Kamm.

Die hintere Nadelstange erreicht ihren tiefsten Stand. Das letzte Zwölftel oder eine ganze Umdrehung der Wellen  $t$  ist erfolgt.

Beide Carriagesreihen stehen auf dem vordern Kamme.

Die vordere Kettenhälfte ist in ihrer vorigen oder gewöhnlichen Stellung.

Die hintere Kettenhälfte bewegt sich von links nach rechts.

Die hintere Nadelstange ist in der tiefsten Stellung und im Begriffe abzufallen.

Die XII. Bewegung ist vollendet.

Eine neue Maschenreihe ist fertig und wird sofort von der hintern Nadelstange aufgenommen.

Mit der XII. Bewegung ist die zweite Bewegungsperiode vollendet. Alles steht so wie Fig. 6 zeigt. Nun beginnt bei fortgesetzter Bewegung derselbe Kreislauf der Bewegung und Function der einzelnen Theile u. s. w.

Durch folgende Tabelle dürften vielleicht die so eben beschriebenen Bewegungsperioden in ihren einzelnen Bewegungen noch mehr veranschaulicht werden.

Tabelle der Bewegungsperioden.

I. Bewegungsperiode; enthält sechs Bewegungen.

Bewegungen.	Vorderer Kamm.	Vordere Kettenhälfte.	Hintere Kettenhälfte.	Hinterer Kamm.	Bewegung der Nadelstange.
Ende der XII. oder Anfang der I.	. . A B	. a	. b	. . . .	Die hintere Nadelstange ist im Begriffe abzufallen.
Ende der I. oder Anfang der II.	. . . A	. a	b .	. . B .	Die hintere Nadelstange hat die Maschenreihe hinaufgehoben.
Ende der II. oder Anfang der III.	* * . .	a .	b .	. . A B	Beide Nadelstangen ruhen.
Ende der III. oder Anfang der IV.	. . * *A	. a	b .	. . B .	Die vordere Nadelstange wird ausgezogen.
Ende der IV. oder Anfang der V.	*A *B . .	. a	b .	. . . .	Die vordere Nadelstange ist im Begriffe zu sinken.
Ende der V. oder Anfang der VI.	. . * *A	. a	. b	. . B .	Die vordere Nadelstange sinkt tiefer.
Ende der VI. oder Anfang der VII.	. . . .	. a	b .	. . A B	Die vordere Nadelstange steht am tiefsten und ist im Begriffe abzufallen.



## II. Bewegungsperiode; enthält sechs Bewegungen.

Bewegungen.	Vorderer Kamm.	Vordere Kettenhälfte.	Hintere Kettenhälfte.	Hinterer Kamm.	Bewegung der Nadelstange.
Ende der VII. oder Anfang der VIII.	. . * A	a	b	. . B .	Die vordere Nadelstange hat die Maschenreihe hinaufgezogen.
Ende der VIII. oder Anfang der IX.	. . A B	. a	b	. . . .	Beide Nadelstangen ruhen.
Ende der IX. oder Anfang der X.	. . * A	. a	. b	. . B .	Die hintere Nadelstange wird herausgezogen.
Ende der X. oder Anfang der XI.	. . . .	a	b	. . A B	Die hintere Nadelstange ist im Begriffe zu sinken.
Ende der XI. oder Anfang der XII.	. . * A	. a	b	. . B .	Die hintere Nadelstange sinkt tiefer.
Ende der XII. oder Anfang der I.	. . A B	. a	. b	. . . .	Die hintere Nadelstange ist im Begriffe abzufallen.

Die Ueberschriften der Columnen werden hinreichend sein, die Bedeutung der Buchstaben zu erklären. Es ist nur noch zu bemerken, dass *A* die vordere Carriagesreihe, *B* die hintere Carriagesreihe bedeutet. In jeder horizontalen Spalte befinden sich zwei Zeilen, die entweder mit Punkten oder Buchstaben angefüllt sind, und geben sonach die gegenseitige Stellung der betreffenden Fäden und Carriages nach jeder seitlichen Bewegung zu erkennen. Die Sternchen (\*) in der Columne „Vorderer Kamm“ sollen auf die Verschiebung des Kamms aufmerksam machen.

Vergleicht man nun nach dieser Auseinandersetzung der einzelnen Bewegungen in den verschiedenen Perioden die hieraus entspringende Verbindung der Ketten und Carriagesfäden und nimmt *Fig. 70* (Taf. 71) zu Hülfe, so wird als Resultat sich Folgendes ergeben. Vorher noch einige Erläuterungen zu *Fig. 70*.

In *Fig. 70* sind alle Kettenfäden mit *f* bezeichnet. Sie erscheinen hier in wellenförmiger Gestalt, welche sie durch die seitliche Spannung der umschlungenen Carriagesfäden und durch die Gestalt der Nadeln erhalten. Vor der Verbindung und unterhalb der Nadelstangen sind die Kettenfäden vertikal gerade ausgespannt. Zur bessern Unterscheidung der hintern und vordern Kettenhälfte sind die Fäden der Ersteren schraffirt worden.

Die vorderen Carriagesfäden sind mit *R*, die hintern mit *R*<sub>1</sub> bezeichnet. Die Zeichnung stellt in sehr vergrößertem Massstabe ein schmales Band dieses Gewebes vor. Es ist aus neun Ketten und neun Carriagesfäden gewebt. Fünf Fäden gehören der hintern und vier Fäden der vordern Kettenhälfte an.

Jede Maschenreihe (horizontale Richtung) enthält vier Löcher oder Maschen.

Die schraffirten Kreise innerhalb der Maschen stellen die Nadeln der beiden Nadelstangen vor und sind mit *M* und *N* bezeichnet.

Von der horizontalen Linie  $X_1 Z_1$  herabgehend soll die Verbindung des Gewebes betrachtet werden.

Nach der vorliegenden Tabelle fällt nach der XII. Bewegung die hintere Nadelstange  $N$  ein; die aufgefangenen Maschen befinden sich über  $X_1 Z_1$ . Man wird finden, dass sich überall ein hinterer Carriagesfaden und ein hinterer Kettenfaden (nämlich von der hintern Kettenhälfte) zur linken Seite der Nadeln, ein vorderer Carriagesfaden und ein vorderer Kettenfaden zur rechten Seite derselben befinden. Alsdann beginnt die erste Bewegungsperiode. Die Verbindung der einzelnen Fäden geschieht sonach in folgender Ordnung.

Nach der ersten Bewegung, d. h. am Ende derselben, haben sich die hintern Carriagesfäden über die hintern Kettenfäden von rechts nach links gelegt.

Nach der zweiten Bewegung haben sich die vordern Carriagesfäden über die vordern Kettenfäden von rechts nach links gelegt.

Nach der dritten Bewegung haben sich die vordern Carriagesfäden unter die vordern Kettenfäden von links nach rechts gelegt.

Nach der vierten Bewegung haben sich die hintern Carriagesfäden unter die hintern Kettenfäden von links nach rechts gelegt.

Nach der fünften Stellung haben sich die hintern Carriagesfäden über die vordern und hintern Kettenfäden von rechts nach links gelegt.

Nach der sechsten Stellung haben sich die vordern Carriagesfäden über die hintern Carriagesfäden von links nach rechts gelegt.

Die Maschenreihe I., welche während der ersten Bewegungsperiode fertig wurde, wird von den Nadeln  $M$  aufgefasst und hinaufgezogen.

Man wird bemerken, dass nunmehr die hintern Carriagesfäden und die vordern Kettenfäden zur linken Seite der Nadeln, hingegen die vordern Carriagesfäden und die hintern Kettenfäden zur rechten Seite liegen.

Die zweite Periode beginnt.

Nach der siebenten Bewegung haben sich die vordern Carriagesfäden unter die hintern Kettenfäden von links nach rechts gelegt.

Nach der achten Bewegung haben sich die hintern Carriagesfäden unter die vordern Kettenfäden von links nach rechts gelegt.

Nach der neunten Bewegung haben sich die hintern Carriagesfäden über die vordern Kettenfäden von rechts nach links gelegt.

Nach der zehnten Bewegung haben sich die vordern Carriagesfäden über die hintern Kettenfäden von rechts nach links gelegt.

Nach der elften Stellung haben sich die vordern Carriagesfäden unter die vordern und hintern Kettenfäden von rechts nach links gelegt.

Nach der zwölften Stellung haben sich die hintern Carriagesfäden unter die vordern Carriagesfäden von rechts nach links gelegt.

Die Maschenreihe II. ist fertig und wird sofort von der Nadel  $N$  gefasst und aufgezo-

Auf diese Weise wiederholt sich die Fadenverbindung oder Maschenbildung in jeder Periode und entstehen sofort die Maschenreihen III., IV., V., VI. u. s. w.

Die Verbindung der Fäden unter einander erfolgt sonach in einer sehr einfachen Ordnung, welche sich leicht durch eine Tabelle noch übersichtlicher machen lässt.



Eine Ausnahme von dieser in der ganzen Ausdehnung des Zeugens stattfindenden Verbindung machen die beiden Endfadenverbindungen oder Säume zur rechten und linken Seite. Beide Säume sind selbst wieder in ihrer Verbindung verschieden; doch lässt sich die linke Saumverbindung sehr leicht auf die einfache rechte Saumverbindung zurückführen. In *Fig. 70* ist deshalb auch in der X. und XII. Maschenreihe die linke Saumverbindung gleich der rechten gezeichnet und wie sie gewöhnlich ausgeführt wird. Ueber die Saumverbindung wird später das Ausführliche folgen.

Es wird nicht schwer einzusehen sein, dass in jeder Bewegungsperiode eigentlich nicht vier ganze Maschen (in Beziehung auf *Fig. 70*), sondern acht halbe Maschen gebildet, wovon sofort immer in der nächsten Periode vier Maschen vollendet werden. Sonach kann man sagen: Am Ende der ersten Bewegungsperiode sind fertig: vier obere Hälften der zweiten Maschenreihe und vier untere Hälften der ersten Maschenreihe, die unteren Hälften ergänzen immer zur ganzen Masche. Am Ende der zweiten Bewegungsperiode sind fertig: vier obere Hälften der Maschenreihe III. und vier untere Hälften der Maschenreihe II. Also vier vollendete Maschen der Reihe II., wie *Fig. 70* zeigt, u. s. w.

Untersucht man in *Fig. 70* den Lauf der Carriagesfäden genauer, so wird man bald finden, dass jedesmal nach derjenigen Maschenreihe, welche der doppelten Anzahl Maschen gleich ist, ein Carriagesfaden in seiner Richtung umkehrt. Dieses Umkehren der Richtung geschieht aber erst jedesmal dann, wenn der betreffende Carriage von einer Reihe in die andere übergeht.

In *Fig. 70* kehrt jeder Carriage um, wenn vom Saume aus gezählt acht Maschenreihen (d. i.  $2 \times 4$  Maschen) fertig sind. Sonach lässt sich also in jedem vorliegenden Falle sehr leicht die Zeuglinie angeben, wenn sämtliche Carriages der vordern Reihe in die hintere Reihe übergegangen sind, oder wenn sie sämtlich gewechselt haben.

Rechnet man den sogenannten Wechselcarriage nicht mit, so ergibt sich unmittelbar diese Maschenreihenanzahl aus der Zahl der Carriages. Es werden sonach sämtliche Carriages gewechselt haben, wenn so viel Maschenreihen fertig geworden, als Carriages in beiden Reihen vorhanden sind. Dieser Wechsel gibt ein einfaches Mittel zur Controlle über die verfertigte Zeuglänge an; von deren Messung später die Rede sein wird.

Die Art und Weise, wie die Wechselung der Carriages vor sich geht, ist zwar früher im Allgemeinen angegeben; wenigstens die Mittel hierzu angedeutet worden. Diese höchst sinnreiche Anordnung bedarf aber noch einer weitern Auseinandersetzung, weil sie nicht leicht aufzufassen ist.

Es wurde bereits angegeben, dass die Wechselung der Carriages durch folgende Mittel ausgeführt wird:

- 1) Der vordere Kamm enthält eine seitliche Bewegung.
- 2) Eine Carriagesreihe erhält einen Carriage, den sogenannten Wechselcarriage, mehr.
- 3) Das äussere Lockerblatt der beiden Lockers ist eingeschnitten, so dass zwischen den beiden Einschnitten am rechten und linken Ende des Blattes genau sämtliche Carriages einer Reihe, mit Ausnahme des Wechselcarriage, Platz haben. Der Wechselcarriage wird daher, so lange derselbe über dem Einschnitte des Lockerblattes steht, von demselben nie erfasst und gezogen werden können.

In *Fig. 23* und *24* (Taf. 68) ist der hintere Locker u. s. w. besonders gezeichnet. Die Einschnitte sind an beiden Enden zu sehen.

*Fig. 66* (Taf. 70) ist in der Absicht entworfen, um durch die gegenseitige Stellung des vordern und hintern Kammes während der Verschiebung, ferner durch die Stellung der in den Kammern sich bewegenden Carriages, und endlich durch die Stellung der Locker mit ihren Einschnitten zu den beiden Vorigen, die Wirkung dieser Mittel, nämlich die Wechselung, mehr anschaulich zu machen. Die schmalen Recktecke stellen die Bahnen der Carriages vor, zwischen welchen sie sich schieben (eigentlich bewegen sie sich auf denselben; diese veränderte Darstellung ändert durchaus nichts in der Sache).

Jede Reihe dieser Bahnen stellt einen Kamm vor, sie können deshalb mit *L* und *L*<sub>1</sub> bezeichnet werden.

Die Zahlen 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8 und 9 sollen die Carriages der vordern Reihe, hingegen die Buchstaben *a, b, c, d, e, f, g* und *h* die der hintern Reihe andeuten.

Der Wechselcarriage ist also mit 9 bezeichnet. Er befindet sich immer am rechten Ende der Carriagesreihe.

Unter den Kämmen ist das äussere Lockerblatt mit den Einschnitten verzeichnet. Die punktirten Linien erleichtern das Uebersehen der jedesmaligen Zahl der Carriages, welche das Lockerblatt ergreifen kann.

Nach der gegebenen Tabelle erfolgt die seitliche Bewegung des Kammes am Ende der zweiten Bewegung. Die erste Zeichnung gibt die Stellung der Kämmen, Carriages und Lockers, einen Moment vor derselben an.

Man wird bemerken, wie sich auch aus der Tabelle ergibt, dass beide Carriagesreihen auf dem hintern Kämme sich befinden, und dass der Wechselcarriages vom vorderen Blatte des hintern Lockers gehalten wird.

Die zweite Zeichnung stellt die Lage der betreffenden Theile im Momente der beendigten zweiten Bewegung dar. Der vordere Kamm hat sich von rechts nach links um eine Bahn bewegt. Man merke genau auf die Stellung der Einschnitte in Beziehung auf die Bahnen des vordern Kammes. Sie bleibt gegen den hintern Kamm unverändert.

In der angezeichneten Stellung der zweiten Zeichnung bewegt sich sofort die vordere Carriagesreihe in den vordern Kamm; befindet sich dieselbe völlig auf dem vordern Kämme, so steht Alles so, wie Zeichnung 3 zeigt. In dieser Stellung werden aber die Carriages beider Reihen durch die äussern Lockerblätter gehalten. (Vergl. *Fig. 5* Taf. 66.) Der Wechselcarriages 9 steht aber mit seinem Füsschen gerade im Einschnitte, kann sonach nicht vom Lockerblatte gehalten werden und würde, wenn keine anderweitige Vorrichtung vorhanden wäre, um ihn an dieser Stelle zu halten, nur durch Zufall in dieser Lage bleiben, sonst aber sicher dem Gesetz der Schwere folgend, nach der tiefsten Stelle fallen und sich gerade zwischen den beiden Kämmen in die Kettenrädern hinein begeben. Die Vorrichtung, um den Wechselcarriages jedesmal in dieser Lage zu halten, ist höchst einfach und wird sogleich näher angegeben werden. Es genügt hier zu wissen, dass solche Vorrichtungen an beiden Enden sowohl des vordern, als des hintern Kammes angeordnet sind, dass der Wechselcarriage nicht wie die andern Carriages der vordern Reihe, in den vordern Kamm passirt, ergibt sich aus der Ansicht der Zeichnung 2. Er steht allein und die hintere Treibstange kann ihn nicht erreichen.



Die Zeichnung 3 zeigt noch ferner, dass sämtliche Carriages der vordern Reihe von dem äussern Lockerblatte des vordern Lockers herübergezogen worden sind.

Am Ende dieser Bewegung schiebt der vordere Kamm zurück von rechts nach links (Ende der dritten Bewegung). Alles steht wie in Zeichnung 4. Im nächsten Momente bewegt sich die hintere Carriagesreihe in den vordern Kamm. Sämtliche Carriages werden durch die Treibstange herübergestossen; alsdann durch das innere Lockerblatt der vordern Lockers, welches nicht eingeschnitten, auf den vorder Kamm gezogen. Die Zeichnung 5 stellt diesen Moment dar.

Aus der Ansicht dieser Zeichnung ergibt sich sogleich, dass: 1) auf der linken Seite der Carriages *a* allein steht; 2) zwei Carriages 8 und 9 hintereinander in der Bahn des Wechselcarriages sich befinden. Es erfolgt die zweite Kammverschiebung von rechts nach links mit beiden Reihen Carriages. (Ende der vierten Bewegung in der Tabelle.) Alles steht so wie Fig. 6 zeigt; man wird bemerken, dass dadurch der Carriage *a* über den Lockereinschnitt gelangt ist. Er wird hier noch immer durch das innere Lockerblatt des vordern Lockers gehalten. Nunmehr stossen die Treibstangen die hintere Carriagesreihe an den hintern Kamm; das innere Lockerblatt der hintern Lockers zieht sie mit Ausnahme des Carriages *a*, welcher nicht gestossen wurde, völlig hinüber. Die Zeichnung (7) stellt diesen Moment dar.

Der Carriage *a*, dessen Füsschen in dem Einschnitte des vordern Lockers liegen, wird in dieser Lage durch die oben erwähnte Vorrichtung (Klemmvorrichtung) wie der Carriages 9 in Zeichnung (2) gehalten. Der vordere Kamm schiebt zurück, von links nach rechts. (Ende der fünften Bewegung.) Alles steht wie Zeichnung 8 vorstellt.

Aus dieser Zeichnung ergibt sich, dass: 1) der Carriages *a* auf das äussere Blatt des vordern Lockers gelangt ist und von demselben und nicht mehr durch die Klemmvorrichtung gehalten wird.

Sie hat ihren Dienst bereits gethan, indem sie den Carriages *a* so lange unten gehalten hat, bis die Kammverschiebung eingetreten ist. Diese Stelle an der Maschine ist eine der gefährlichsten, indem daselbst sehr leicht Unordnungen entstehen, welche mitunter die nachtheiligsten Folgen für den ganzen Mechanismus haben können.

Der Carriage *a*, oder überhaupt jeder an dieser Stelle, in Folge der fortgesetzten Wechselung, gelangende Carriage muss von der Klemmvorrichtung so hoch gehalten werden, dass bei dem Zurückschieben des Kammes mit der darauf befindlichen Carriagesreihe, derselbe mit seinem Füsschen ja nicht an die senkrechte Einschnittsfläche des äussern Lockerblattes anstösst. Er würde sonst bei der Schnelligkeit der Bewegung aus seiner Bahn geworfen werden und bedeutende Störung verursachen oder zum mindesten an seinem Füsschen verbogen werden und dadurch wieder Ursache zu anderweitigen Fehlern und Unterbrechungen im Gange der Maschine geben.

2) Dass nunmehr der Wechselcarriage 9 bereits in die hintere Carriagesreihe aufgenommen ist und der Carriages 8 von jetzt an Wechselcarriage geworden ist.

Nachdem die fünfte Bewegung zu Ende ist, Alles so steht wie in der Zeichnung 8, stösst die Treibstange die vordere Carriagesreihe in den hintern Kamm. Das innere Lockerblatt zieht sie völlig herüber. Alles befindet sich in der Lage, wie die Zeichnung 9 zeigt. (Ende der

sechsten Bewegung.) Der Anblick der Zeichnung ergibt sogleich, dass nunmehr der Carriage 9 der hintern und der Carriage *a* der vordern Carriagesreihe angehört. Somit ist die Wechselung vor sich gegangen. (Man vergleiche nur Zeichnung 1 und 9.) Bei jeder Wechselung gelangt ein Carriage der vordern Reihe in die hintere, und umgekehrt ein Carriage der hintern Reihe in die vordere. Es hat also durchweg, wie die Vergleichung der Zeichnung 1 und Zeichnung 9 zeigt, eine Wechselung der Plätze von links nach rechts auf dem vordern Kämme und von rechts nach links auf dem hintern Kämme stattgefunden.

Die Fäden der Carriages *a* und 9 nehmen aber sofort eine entgegengesetzte Laufrichtung an.

Aus dieser Auseinandersetzung wird die Nothwendigkeit einer Klemmvorrichtung an beiden Endseiten des vordern Kammes und an der rechten Seite des hintern Kammes einleuchten. Aber auch an der linken Seite des hintern Kammes ist ein solche angebracht, deren Dienst nur darin besteht, die Kambahnen auf gleiche Weise zusammenzuhalten, wie auf der gegenüberstehenden Seite, damit die hin und hergehenden Carriages immer richtig eingeführt werden.

Die oft erwähnte sogenannte Klemmvorrichtung ist sehr einfach und leistet, mit gehöriger Sachkenntniß angelegt, den erwünschten Dienst. Sie ist aber in dem Masse, als sie einfach ist, auch schwer richtig und für die Dauer einzurichten. Die Fig. 67 und 67<sup>a</sup> (Taf. 70) sollen zur Erklärung dieser Vorrichtung dienen.

Fig. 67 zeigt im Grundriss die linke Endseite des letzten Kammstückes und des vordern Kammes. Vier Bahnen sind verzeichnet, die übrigen gegen die rechte Seite hin weggelassen. Dicht an der linken Seite wird eine Stahlfeder  $F_1$ , deren Gestalt, von der Seite angesehen (Fig. 67<sup>a</sup>), denen der Bahnen ziemlich gleich kommt, mittels einer Schraube an den Kamm befestigt; das vordere, freie Ende dieser Feder  $F_1$  wird nun dermassen vorher gebogen, dass die nachbarlichen Bahnen zusammengepresst werden, wenn die Feder dicht neben dem Kammstücke angesetzt ist. Die Klemmung bewirkt eine Verengung des Bahnzwischenraumes, in welchem sich das letzte Carriagespaar bewegen muss, so dass dasselbe nie durch sein eigenes Gewicht gleiten kann, und sonach auch jeder einzelne Carriages hinreichend festgehalten wird. Die Klemmung darf nicht zu weit getrieben werden, weil sonst das Passiren der Carriages erschwert wird. Das letzte Carriagespaar geht zwischen der dritten und vierten Bahn rechts in der Zeichnung 67 (von links oder von der Stahlfeder ausgezählt), und wie sich aus der Zeichnung ergibt, sind die Bahnen nicht ganz zusammengedrückt, sondern der Zwischenraum nur verengt. Zwischen der ersten, zweiten und dritten Bahn neben der Stahlfeder gehen keine Carriages. Sie dienen gleichsam nur als passende Zwischenlagen. Dieselbe Einrichtung ist an allen Enden der beiden Kämme angeordnet.

Aus der gesammten Auseinandersetzung dieses Gegenstandes wird man sich nunmehr ein deutliches und vollständiges Bild der Bewegungen und Function der Maschine, und auch der daraus resultirenden Bildung des Gewebes machen können.

Allein ob auch fast alles erschöpft zu sein scheint, was hierüber zu sagen war, so gibt es noch so viele Punkte, welche zur vollkommenen Einsicht in die Construction der Maschine und zur Verständigung des Ganzen einer weitem Erörterung bedürfen. Im Folgenden soll Alles, was hier



noch aufzuführen für nöthig erachtet wird, unter der Rubrik „Details“ zusammengestellt werden. Dem Sachkenner und Practiker wird nicht entgehen, dass diese Details einen wichtigen und integrirenden Theil zu dem Vorigen ausmachen. Auf Manches, was darin enthalten ist, wurde zum Theil im Vorhergehenden verwiesen, zum Theil Manches dort absichtlich weggelassen, um nicht zu sehr von dem eigentlichen Gange der Darstellung abzuweichen.

#### Details zu der glatten Bobbinnetmaschine.

a) Das Gestell. Das Material zum Gestelle *A* und *A*<sub>1</sub>, *B*, *B*<sub>1</sub> und *C*, sowie der meisten grösseren im Obigen angeführten Quer- und Verbindungsstücke, ist Gusseisen. Hölzerne Gestelle sind unpractisch; Schmiedeeisen zu kostbar, obwohl solche zuweilen angewendet werden.

Durchweg ist allen Theilen eine solche Gestalt gegeben, welche Einfachheit, Festigkeit und Zweckmässigkeit vereinigt. Das bedeutende Gewicht dieser Theile ist sehr zu berücksichtigen. Es gibt der Maschine bei den gewählten Dimensionen hinreichende Standfestigkeit, und vorzüglich machen die massiven Gestelltheile die vielen wiederholten Stösse und Erschütterungen, welchen die Maschine ausgesetzt ist, unwirksamer. Leichte Gestelle sind in immerwährender Erzitterung begriffen, wodurch sehr leicht Schrauben und Keilverbindungen los werden, und sonach Unordnung und Störung eintritt. Solche Gestelle müssen daher oft durch Stützen an die Decke des Maschinensaals befestigt werden, wodurch obigem Uebelstande oft sehr wenig begegnet wird.

Es ist gewiss nicht überflüssig zu bemerken, dass an dieser Maschine, wo durch wiederholte Erschütterungen sehr häufig Schrauben abspringen, so viel wie möglich nur Schraubenbolzen und Muttern angewendet werden sollen, weil es dann jedesmal sehr leicht ist, einen neuen Bolzen einzusetzen, und die Verbindung wieder schnell in Ordnung zu bringen. Dagegen nur einfache Schrauben, deren Muttergewinde im Gestelle oder überhaupt im zu befestigenden Stücke eingeschnitten sind, nicht selten dicht vor demselben abspringen, und alsdann das Herausbringen einer solchen im Loche steckenden Schraube so oft mit vielen Schwierigkeiten verknüpft ist. Es können Fälle eintreten, wo ein solches Abspringen einer Schraube einen mehrtägigen Aufenthalt verursacht; indem man gezwungen ist, die Maschine in ihre Theile zu zerlegen und alles abzureissen.

b) Garnbaum. Die Garnbäume werden aus Holz gefertigt. Um ihnen gehörige Festigkeit und Leichtigkeit zu geben, werden sie aus einzelnen Stücken so zusammengesetzt, wie die Durchschnittszeichnung *Fig. 1* zeigt. Alle mögliche Sorgfalt und Umsicht muss sowohl bei der Wahl des Holzes als nachheriger Bearbeitung desselben getroffen werden.

Sie dürfen sich in der Mitte nicht einbiegen, sie müssen vollkommen rund und centrisch um ihren Zapfen laufen. Wird dagegen gefehlt, so erleidet die Kette ungleiche Spannung, und bringt sonach ein unegales Gewebe zu Stande. Besondere Sorgfalt muss daher auf das Einsetzen der Zapfen, das Abdrehen derselben und des Garnbaumes verwendet werden.

Eben so müssen die Rollen *R*, welche die Schnüre *S* aufnehmen, so construirt sein, dass die Rinnen in Holz von gleicher Faserrichtung zu liegen kommen; daher dürfen sie nicht aus ganzen Bretstücken geschnitten

und gearbeitet werden. Die Gleitung der Seile *S* kann nur so mit möglichster Gleichförmigkeit erzielt, und sonach auch eine regelmässige Spannung und Bewegung der Kette erhalten werden. Diese Seile und Rinnen müssen daher möglichst rein von Schmutz und Fett gehalten werden, weil sonst sehr leicht nur eine periodische, gleichsam ruckweise Bewegung der Kette erfolgt, und dieser bedeutende Uebelstand sehr nachtheilig auf die Schönheit des Gewebes einwirkt. Durch Aufstreuen von fein pulverisirtem Federweiss (mineralischen Talg) erhält man die Seile und Rollen gehörig schlüpfrig.

Für jede Maschine müssen zwei Garnbäume vorhanden sein. Der eine liegt in der Maschine, der andere ist als Reserve, und wird, ehe die Kette des andern völlig abgearbeitet ist, mit neuer Kette versehen, um alsdann sogleich ohne Aufenthalt in die Maschine eingesetzt werden zu können. Die Garnbäume müssen in einem sehr trocknen Lokale aufbewahrt werden, damit sie nicht durch die Feuchtigkeit ihre Gestalt verändern, oder gar wenn sie im feuchten Zustande mit Kette versehen worden sind, und einige Zeit in der Maschine sitzen, so sehr zusammen-trocknen, dass die Kette völlig lose wird.

Das Aufwinden der Kette macht in den Bobbinnetfabriken das Geschäft eines besondern Arbeiters aus. Um 20 bis 25 Stühle immerwährend mit Kette zu versehen, vorausgesetzt, dass Tag und Nacht gearbeitet wird und dass kein bedeutender Wechsel in den Feinheitsgraden des Gewebes eintritt, hat ein solcher Arbeiter hinreichend zu thun. Dieses Geschäft erfordert viele Aufmerksamkeit und Uebung, damit alle Faden dicht, in gehöriger Ordnung, und fest auf den Kettenbaum gewunden werden.

Nähere Details gehören nicht hieher; nur so viel wird bemerkt, dass das Aufwickeln der Kette sogleich durch die Fadenleiter *F* geschieht, und diese sonach ebenfalls für jeden Garnbaum, also doppelt vorhanden sein muss. Sie wird an dem gewundenen Garnbaume festgebunden, mit demselben eingesetzt, und ebenfalls nach Abarbeitung der Kette mit derselben herausgenommen.

Beachtet man genauer die Lage des Kettenbaumes in der Maschine, nimmt man ferner Rücksicht auf die Befestigung seiner Lagereisen *g* und auf die Oertlichkeit der neben und umstehenden Theile der Maschine, so wird man bald finden, dass sich derselbe sehr leicht aus der Maschine ausbringen und einsetzen lässt. Es ist nur nöthig die Seile abzunehmen und ein Lagereisen abzuschrauben; sodann lässt sich der Garnbaum aus dem andern herausziehen, und seitlich gehoben, aus der Maschine hinten herausbringen u. s. w.

c) Fadenleiter *F*. Sie ist, wie bereits angegeben, aus einzelnen Messingstücken und hölzernen Stäben zusammengesetzt. Alle Messingstücke, wie in *Fig. 62* ein solches in natürlicher Grösse gezeichnet ist, haben durchaus gleiche Länge und Breite. Die Länge beträgt 4 engl. Zoll, und genau doppelt so viel als die Breite eines Bleistückes, in welchem die Häkchen, oder Nadeln oder Combs eingegossen sind.

Die Löcher sind regelmässig vertheilt, so dass durch das Zusammenstossen der einzelnen Messingstücke (Brasses) eine fortlaufende Lächerreihe, von gleicher Entfernung der Löcher, entsteht. Die Anzahl der Löcher hängt von der Feinheit des Gewebes ab.



Das abgebildete Muster dient zur Herstellung der feinsten Nummern des Gewebes und enthält 24 Löcher in jeder Reihe; sonach 96 im ganzen Stücke.

Die Anzahl der Löcher muss in genauer Uebereinstimmung mit der Anzahl Häkchen, Nadeln oder Combs sein, welche in ein Bleistück zusammengelassen sind, und beträgt genau doppelt so viel, als von den genannten einzelnen Theilen in 4 Zoll Länge, also in je zwei Bleistücken enthalten sind.

Die eigenthümliche schiefe Richtung der Löcherreihe nach der Breite ist sehr zweckmässig gewählt, und erleichtert das Aufsuchen, Anknüpfen und allenfalls Einziehen eines Kettenfadens in der Maschine ausserordentlich; indem man zu jedem Kettenfaden sehr leicht gelangen kann und jede Reihe besser übersieht.

Die Löcher werden mittels einer geeigneten Bohrvorrichtung durch mehrere Messingstücke zugleich gebohrt. Deshalb sind die beiden grossen Löcher in jedem Stücke angebracht: um so mehrere in richtiger und unveränderlicher Stellung auf zwei cylindrische Rapportstifte in der Bohrmaschine zu befestigen. — Die Löcher werden ausgerieben und geschmirgelt, um sie rein und glatt zu erhalten.

d) Die Fadenführer, Häkchen, Guides und Fadenführerstangen. Erstere sind von verschiedener Stärke, und richten sich nach dem Feinheitsgrade des zu erzeugenden Gewebes; sie sind in ein und derselben Maschine durchaus gleich stark.

Die Anzahl Häkchen in einem Bleistücke ist sehr verschieden; sie hängt ab von der Feinheit des Zeuges. In *Fig. 46* und *47* (Taf. 69) ist ein Häkchen-Bleistück für die feinsten Gewebe in natürlicher Grösse abgebildet. Es enthält in seiner Breite, welche gleich 2 engl. Zollen ist, 24 Häkchen; es nehmen sonach zwei solche Stücke (= 4 Zoll Breite) der vordern Fadenführerstange und die zwei gegenüberstehenden (auch = 4 Zoll Breite) der hintern Fadenführerstange sämmtliche 96 Fäden der Kette, welche durch ein Messingstück gezogen sind, auf. Um die Häkchen in gleicher Entfernung und Länge mit Blei zu umgiessen, werden sie in einer mit grosser Genauigkeit gearbeiteten schmiedeeisernen Gussform in passende Vertiefungen eingelegt, diese geschlossen und das Blei eingegossen. Ein einzelnes Häkchen ist in *Fig. 48* abgebildet, woraus ersichtlich ist, dass sie nur ein paar Linien tief in Blei stecken. Vor dem Vergiessen müssen die betreffenden Enden verzinnt werden, damit sie besser im Blei halten. Das Blei ist eigentlich nur der Hauptbestandtheil der Metallmischung, welche zum Eingiessen der Guides, Nadeln und Combs angewendet wird. Die Composition besteht aus Blei und Zink, gewöhnlich auch etwas Antimon. Die Bleistücke müssen Zähigkeit mit Steifheit verbinden, damit sie sich nicht im Gebrauche zu leicht verbiegen; sich aber dennoch nöthigenfalls durch angebrachte Schläge etwas biegen lassen.

Der Gussmodel ist so eingerichtet, dass sogleich die Löcher für die Schrauben mitgegossen werden. (Gewöhnlich nur ein Loch wie in *Fig. 46*.) Die Löcher sind weit grösser als der Durchmesser der Befestigungsschraube, damit man nach Belieben die Stücke rechts oder links rücken kann.

Nachdem der Guss ziemlich erkaltet ist, wird derselbe herausgenommen, der Einguss abgeschnitten und das Bleistück allenthalben, wo es nöthig ist, abgearbeitet, um vorzüglich die Gussnäthe wegzuschaffen.

Durchaus gleiche Breite und genau rechtwinkelige auf dem Ansatz stehende Seitenflächen sind Hauptfordernisse eines brauchbaren Guides-

stücs. Die Häkchen werden gewöhnlich erst, nachdem sie in der Maschine auf die Fadenführerstange geschraubt sind, mittels einer Flachzange in genaue und gleichweit entfernte parallele Richtung gebracht.

Das Einziehen der Faden in solche Häkchen geht mit der grössten Leichtigkeit vor sich. Man betrachte nur *Fig. 47* und *48*, in welchen Figuren die Lage eines eingezogenen Fadens ersichtlich ist.

Deshalb sind die ältern Guides *Fig. 49* beinahe ganz abgeschafft, weil das Einziehen der Kettenfäden beschwerlich ist; obwohl sie in mancher Hinsicht den Häkchen vorzuziehen sind. Sie halten die Faden sicherer und lässt sich auch die Kette vollkommener nach den Carriagebahnen richten. Man muss daher bei den Häkchen vorzüglich darauf sehen, dass die Augen nicht zu weit geöffnet werden, weil sonst der angezogene Kettenfaden schlottert und Anlass zum Abreissen gibt.

Die Guides werden vom Nadler aus gutem Eisen-, wohl auch Stahldraht verfertigt, und nach Nummern in Paketen zu tausend Stück verkauft.

Fadenführerstangen. Das Material der Fadenführerstange ist gutes Schmiedeeisen. Man stellt sie immer hochkantig, um die nöthige Festigkeit mit dem geringsten Materiale und Raumersparung zu erhalten. Ihre Lagerung u. s. w. ist bereits angegeben.

Die innern Seiten müssen möglichst glatt gearbeitet sein, um die oft anliegenden und schleifenden Kettenfäden nicht rau zu machen oder gar abzuschneiden. Die untern Kanten der innern Fläche sind deshalb auch abgerundet. (*S. Fig. 1* und *42*.) Die Lage dieser Stangen in der Maschine ist so gewählt, dass man sehr leicht zu jedem Bleistück gelangen, und falls es nöthig wird, ein solches auswechseln und durch ein neues ersetzen kann.

e) Carriages und Bobbins. Diese beiden zusammengehörenden wichtigen Bestandtheile der Maschine sind besonders in *Fig. 13*, *14*, *15* und *16* (Taf. 67) abgebildet. Die Carriages werden jetzt fast durchgehends aus dem besten Eisenblech verfertigt. Aeltere Maschinen haben Messingcarriages aus Messingblech gearbeitet. Sie sind aber nicht so dauerhaft und es schlagen sich sehr bald die Treibstangen in die Carriages ein, und die Füsschen an die Lockerblätter breit. Das Material, gewalztes Eisenblech, wird besonders dazu bearbeitet. Die Verfertigung der Carriages ist überaus mühsam und erfordert nicht nur eine Menge Hilfsmaschinen, sondern von Seiten des Arbeiters grosse Aufmerksamkeit und Geschicklichkeit. Hier ist nicht der Ort näher einzugehen; nur so viel kann bemerkt werden, dass sie gegenwärtig in England zu einem ungemein niedrigen Preise in ihrer höchsten Vollkommenheit hergestellt werden. (Carriage und Bobbin zusammen für  $\frac{1}{2}$  bis  $\frac{3}{4}$  Schilling.) Haupterfordernisse brauchbarer Carriages sind: durchaus gleiche Gestalt und Dimensionen in allen ihren Theilen, ebene parallele Seitenflächen, richtige und genaue Ausarbeitung der Nuthen, mit welchen sie auf den Kambahnen gleiten. Gehörige Abrundung und Abschärfung aller Ecken und Kanten, namentlich an den Füsschen und Seiten der Carriages, so dass sie an den Seiten fast stumpfe Schneiden bilden. Ganz besonders richtige Stellung und Höhe des schmalen Bogens, welcher zur Führung der Bobbins dient, weil von diesem die drehende Bewegung derselben abhängig ist. Dieser Bogen muss genau in der Mitte der Dicke des Carriages ausgearbeitet sein, damit der Bobbin weder links noch rechts über die Seitenfläche der Carriages vorstehe. Richtige Lage des Oehres und Zuführung zu demselben, vereint mit vollkommener Glätte derselben. Die Zuführung des



Fadens ist von grosser Wichtigkeit. (S. Fig. 13.) Sie muss in tangentialer Richtung an den Bobbin gelegt werden, um den Zug oder die Bewegung des Fadens zu erleichtern, und zugleich denselben nirgends über die Seitenfläche der Carriages vorstehen zu lassen. Und endlich gehörig starke und richtig gebogene Spannfedern, welche die Spannung der Carriagesfäden bedingt. Diese Feder ist in einem schmalen Einschnitt des Carriages mit Zinn gelöthet. Das freie Ende ist zu einem kleinen Schnabel ausgebildet, welcher sich in den Bobbin einlegt, und so einen Stützpunkt für denselben über dem Bogen bildet. Die Spannung der Feder, welche nur sehr wenig gehärtet ist, kann durch Biegung derselben nach Erforderniss vergrössert oder verringert werden. Die Bobbins oder Spulen werden nur aus Messingblech verfertigt. Sie bestehen aus zwei eigenthümlich geformten Scheiben, welche, wie Ansicht und Durchschnitt in Fig. 13 und 14 zeigen, durch neun Niete zusammengehalten werden. Der ringförmige Zwischenraum nimmt die Spulenfäden auf, und so gering derselbe auch ist, so kann ein solcher Bobbin oft mehrere hundert Ellen Faden enthalten. Haupterfordernisse guter Bobbins sind: Richtige kreisförmige Gestalt und in allen ihren Theilen gleiche Dimensionen. Ihre Dicke darf höchstens der Dicke der Carriages gleich kommen. Feste und steife Wände, damit durch das Einspulen der Fäden die Bobbins nicht zu dick werden, und sonach über die Seitenflächen der Carriages vorstehen. Aufmerksame Behandlung beim Spulen kann sehr viel dazu beitragen, die Bobbins in ihrer richtigen Dicke zu erhalten. Passende Verengung der Wände an der Peripherie, so dass gerade der Schnabel der Spannfeder und der dünne Bogen, welcher zwischen den Wänden eintritt, Raum haben. Eine zu starke Verengung, die wohl selten bei vollgespulten Bobbins eintritt, dagegen bei den beinahe leeren Bobbins oft Statt hat, klemmt dieselben zu sehr an die bogenförmige Bahn, und bringt eine schädliche Vermehrung der Spannung des Fadens hervor, welche ohnehin, wie sich bei einiger Betrachtung ergibt, mit dem Abwickeln der Bobbins von selbst erfolgt. Ferner, genaue centrische Stellung des viereckigen Loches in der Mitte. Diese Oeffnung hat für die in der Maschine befindlichen Carriages und Bobbins durchaus keine Bedeutung; wohl aber ist ihre richtige Stellung für das Aufspulen der Fäden in die Bobbins von der grössten Wichtigkeit. Mehrere Bobbins (z. B. an 100) werden zugleich mittels dieser Oeffnung auf eine genaue darnach gearbeitete Welle gesteckt, und zusammen, fest an einander liegend, gleichzeitig durch Umdrehung der Welle mit Faden bewickelt. Der Einfluss einer excentrischen Bewegung der Bobbins während des Spulens erklärt sich von selbst, und die Folgen für die Schönheit des Gewebes sind sehr unangenehm.

Die Herstellung der Bobbins erfordert ebenfalls manche Vorrichtungen und Maschinen, und ausser einer besonderen Behandlung des Messingbleches, um die Bobbins sehr steif und federnd zu erhalten, Aufmerksamkeit und Sorgfalt bei der Arbeit, um allen einzelnen Theilen gehörige Glätte und Vollendung zu geben. — Nähere Angaben hierüber müssen ausgeschlossen bleiben.

Nur durch die Zusammenwirkung vieler mechanischer Vorrichtungen und Maschinen, durch die grösste Aufmerksamkeit und Geschicklichkeit der Arbeiter bei der Verfertigung der Carriages und Bobbins ist es möglich, tausende von solchen Bestandtheilen zu erzeugen, die sich beinahe bis zur mathematischen Genauigkeit in allen ihren Theilen gleich sind

und daher beliebig verwechselt werden können, indem sie alle zu einander passen. Diese Geschicklichkeit der Arbeiter wird nur durch Uebung erlangt, indem auch hier bei diesem Artikel Theilung der Arbeit angewendet wird und jeder Arbeiter nur eine gewisse Arbeit verrichtet und nie einen ganzen Carriage oder Bobbin anfängt und vollendet. —

Die Grösse der Carriages ist so ziemlich in enge Gränzen gehalten und hat vorzüglich die Erfahrung hierüber entschieden. Der Carriage *Fig. 13 — 16* ist für die feinsten Gewebe passend und so ziemlich für diese Art der Maschinen am dünnsten und grössten. Dasselbe gilt für die Bobbins, bei welchen noch bemerkt werden muss, dass die gleichförmige Bewegung und Spannung des Spulenfadens um so mehr erreicht wird, je grösser sie sind, und je weniger tief der Raum ist, welcher mit Fäden angefüllt ist. Dieser letzte Umstand ist von grosser Wichtigkeit und hat den meisten Einfluss auf die Grösse der Bobbins und der dazu passenden Carriages.

Die Anzahl der Carriages und Bobbins in jeder Maschine sind gleich der Anzahl Kettenfäden in derselben und hängt also ab von der Breite des Zeuges. Die für jede Maschine nöthige Menge Carriages und Bobbins heisst der Einsatz. Der Bobbineinsatz muss doppelt vorhanden sein, damit immer ein voll gespulter Einsatz in Reserve ist, um ohne vielen Zeitverlust den abgearbeiteten Einsatz durch den vollen ersetzen zu können. Ausser diesen Einsätzen von Carriages und Bobbins müssen noch einige Carriages und vollgespulte Bobbins bei der Maschine aufbewahrt werden, um erforderlichen Falls Gebrauch davon zu machen.

f) Der Kamm. Die Kammbahnen, Combs, werden jetzt fast durchgehends aus Messingblech gearbeitet. Man hat auch welche von Eisenblech und lässt Messingcarriages darauf gehen. Eine einzelne Bahn ist in *Fig. 22, 22<sup>a</sup> und 22<sup>b</sup>* gezeichnet und ein sogenanntes Combs oder Kammstück in *Fig. 38, 50 und 51* dargestellt. Letzteres besteht aus 24 einzelnen, mit Blei an ihren Schwänzen zusammengewachsenen Bahnen. Die Gestalt einer solchen Bahn und ihre Zusammensetzung in einem Kammstück lässt über die Zweckmässigkeit derselben keinen Zweifel übrig.

Die Gestalt der einzeln abgebildeten Bahn, so wie des daraus zusammengesetzten Kammstückes sind eine wichtige Verbesserung der neuern Zeit. Die Kammbahnen haben dadurch eine grössere Steifigkeit erhalten, sie halten auch die Carriages richtiger und sitzen fester im Blei. Der Schwanz in *Fig. 22* wird, nachdem er vorher verzinkt worden ist, ganz mit Blei umgossen, so dass derselbe im Kammstücke *Fig. 38* nicht zu sehen ist. Sein unteres dickes Ende (s. *Fig. 22<sup>b</sup>*) hält ihn sehr fest, wozu ausserdem das runde Loch in demselben sehr viel beiträgt. Man wird noch zwei andere Löcher bemerken; alle drei haben anfänglich bei der Verfertigung der Bahnen dieselbe Bestimmung wie ähnliche Löcher in den Messingstücken der Fadenleiter, später aber weiter keine Bedeutung, ausser der oben angeführten für das Loch im Schwanz.

Die Haupteigenschaften guter Bahnen sind folgende: Gleiche Gestalt und Grösse in allen Theilen; richtige Form der kreisförmigen Bahn. Der Mittelpunkt liegt in der horizontalen Linie, welche durch die Axen der Wellen *w*, geht, sonach immer in der Mitte der Maschine und in der Horizontalebene der Nadelstange. Der Halbmesser der Bahnen beträgt für den oberen Bogen  $5\frac{1}{2}$  Zoll, für den untern Bogen 6 Zoll engl. Nach diesen Bogen werden auch die Nuthen in dem Carriages ausgearbeitet. Obige Dimensionen sind fast durchgehends bei



allen neuern Maschinen eingeführt. Ferner richtig und genau ausgearbeitete Nuth, um die Carriagesfüsschen aufzunehmen; vollkommen ebene und parallele Seitenflächen; endlich gehörige Zuschärfung der Bahnen, um das Einpassiren der Carriages zu erleichtern.

Die Haupterfordernisse eines brauchbaren Kammstückes sind: parallele und gleichweite Lage der Bahnen, welche genau in vertikaler Ebene liegen müssen; genaue Breite und Höhe der Bleistücke, so dass sie an einander gesetzt eine vollkommene Reihe von Bahnen bilden, welche nirgends weiter oder enger zusammenstehen oder vorstehen dürfen. Die Verfertigung der Bahnen erheischt nicht weniger Aufmerksamkeit, Sorgfalt und Geschicklichkeit von Seiten der Arbeiter, wie auch verschiedene Maschinen und Vorrichtungen, als wie die Herstellung der Carriages. Der Carriagesmacher beschäftigt sich auch mit der Verfertigung der Bahnen.

Die Bahnen werden einzeln, nicht zusammengegossen, in gehöriger Anzahl für einen Einsatz hinreichend bestellt und abgeliefert.

Das Zusammengiessen der einzelnen Bahnen im Kammstücke verrichtet meistens der Weber. Das Giessinstrument muss mit der grössten Genauigkeit gearbeitet sein, damit die Kammstücke in verlangter Vollkommenheit erhalten werden. Die Einrichtung des Giessinstrumentes, so wie die Verfertigung der Bahnen muss hier übergangen werden. Nur so viel wird bemerkt, dass, da die Bahnen der beiden Kämme ihre Nuthen auf ein und derselben Seite z. B. von der Fronte der Maschine aus betrachtet, auf der rechten Seite haben für jeden Kamm besonders angefertigt werden müssen und sonach ein Kammstück des vordern Kammes wegen seiner gewissermassen verwandten Lage gegen den hintern Kamm, für letzteren nicht verwendet werden kann, und so umgekehrt.

Die Kammstücke gelangen nicht immer in der gewünschten Vollkommenheit aus dem Giessinstrumente. Die Hitze des Metalles und so manche andere beim Giessen eintretende Umstände verursachen oft ein Verziehen der Bahnen. Der Weber muss sich alsdann mit dem sogenannten Kammrichter das Stück gehörig zurechten.

Viel Uebung und Geschicklichkeit erfordert das Zusammensetzen eines Kammes. Der Kammrichter ist dabei ein nothwendiges Instrument. Derselbe ist auf Taf. 71 *Fig. 71* in natürlicher Grösse gezeichnet. Der messerförmige Theil wird gebraucht, um die Bahnen in gehörige Entfernung zu bringen. Der andere abgegebene Theil kann mit seiner Durchbrechung auf die Bahn gesteckt und so dieselbe nach der gewünschten Seite hin gebogen werden. Es ist immer misslich, mit diesem Theile zu arbeiten, weil selten eine Kammbahn damit allein zurechte gebracht wird. Man thut daher am besten, den Kamm einzugiessen, d. h. das Blei abzuschmelzen, sodann die einzelnen Bahnstücke recht genau abzurichten, wozu man sich des Hammers, Ambosses und des Richtlineales bedienen kann und endlich die gerichteten Stücke im Giessinstrumente wieder zusammenzugliessen. —

g) Der Kamm und die Kammstangen. Der zusammengesetzte Kamm muss an der Oberfläche der Kreisbahnen einen Theil einer horizontalen Cylinderoberfläche bilden, deren Axe durch die Mittellinie der Welle *w*, geht. Um diese Axe schwingen sodann die Carriages.

Das bedeutende Gewicht der Kammstücke, sowie der hin- und hergehenden Carriages erfordern eine feste, unbiegsame Unterlage. Diese wird ihnen durch die zweckmässig construirte gusseiserne Kammstange gegeben, deren Querschnitt (*Fig. 5* und *6*) darnach bemessen ist.

Schmiedeeiserne Kammstangen kommen selten vor und machen in ihrer Bearbeitung besonders bei bedeutender Länge viele Mühe und Kosten; müssen auch öfters unterstützt werden und verengen sonach den Raum. Die Unterstützung der Kammstange findet in fünf Punkten statt, zwei Unterstützungen an jeder Seite und eine in der Mitte. Es gehört sonach viele Uebung und Umsicht dazu, um eine solche Kammstange richtig horizontal zu lagern. Durch die Stellschrauben  $a$  und  $q_2$  kann diese Lage erreicht werden.

Die Stellschrauben  $a$  und  $q_2$ , so wie fast alle Stellschrauben an der Maschine, welche gleiten oder irgendwo anstossen, werden gehärtet, um ihre Abnutzung so viel als möglich zu verhindern. Die Härtung dieser schmiedeeisernen Schrauben bewirkt man auf bekannte Art durch blausaures Eisenkali (Blutlaugensalz). Dasselbe gilt von den meisten Zapfen, Axen und Cylinderstiften, um welche sich bewegende Theile drehen. Nur die, welche in Messingpfannen zusammengelagert sind und alle grösseren und stärkeren Hauptaxen werden nicht gehärtet.

Die Härtung der Stellschraube des vordern Kammes ist wegen seiner Seitenbewegung durchaus nothwendig. Daher pflegt man auch die Lagerstücke  $n_1$  (Fig. 20, 21 und 21<sup>a</sup>) aus Schmiedeeisen oder Stahl zu fertigen, und sie nachher zu härten.

Die obere Fläche der Kammstange muss vollkommen eben und horizontal sein, sowie die daran stossenden innern Kanten rechtwinkelig darauf, damit die Kammstücke richtig angesetzt werden können. Die Kammstücke werden durch zwei Schrauben mit unterlegten Scheibchen auf der Kammstange befestigt. Die Löcher in den Bleistücken werden mitgegossen und sind wegen des Anpassens viel weiter gemacht, als es der Durchmesser der Schraube erfordert.

Alle Theile an der Kammstange müssen sehr fest mit ihr verbunden sein.

Die Carriages mit ihren Bobbins und die Kämmen sind die wichtigsten Theile an der ganzen Maschine, auf deren Instandhaltung und Pflege alle mögliche Sorgfalt verwendet werden muss.

h) Die Locker und Lockerstangen. Die Locker werden aus einzelnen gegossenen Messingstücken zusammengesetzt. Der Querschnitt dieser Stücke ist in Fig. 11 in natürlicher Grösse abgebildet. Das Messing muss sehr zähe, ja nicht weich oder mürbe sein, es schlagen sich sonst gar zu leicht die Carriagesfüsschen ein, was bei dem vordern Locker, wegen der Schiebung der Carriages, von den nachtheiligsten Folgen sein kann. Die Kanten der Lockerblätter müssen gerade und nicht nur unter einander, sondern auch mit dem Kamme parallel sein. Das äussere Lockerblatt ist an der wirksamen Kante wegen der öftern Thätigkeit derselben verstärkt. Haben sich die Lockerblätter zu sehr eingefurcht durch das beständige Aufschlagen der Carriagesfüsschen, so müssen sie abgerichtet oder abgeschlichtet werden. Da sie dadurch nach und nach kürzer werden und sodann die Füsschen schlecht fassen, sie mehr hinauf drücken als ziehen, so müssen die Locker oder vielmehr die Lockerstangen in ihren Lagern höher gestellt werden. Die Lager sind daher so eingerichtet, dass sie sich nicht nur höher, sondern auch vor und zurückbringen lassen, um sonach die Lockerblätter in ihre Lage gegen Kamm und Carriages gehörig zu stellen. Diese Einrichtung ist in der Zeichnung nicht angegeben, sondern die Lager als fest an den Lager-



stücken  $O$  und  $P$  (Fig. 29, 30 u. s. w.) gezeichnet; sie lässt sich aber leicht von selbst verstehen.

Besonderer Erklärung bedarf noch die Leitung der Zahnstangen  $z_1, z_2$ , welche in die Getriebe  $v$  der Lockerstange eingreifen. Die Zahnstangen müssen in immerwährender genauen Eingreifen mit dem Getriebe stehen, um jede Bewegung, die sie durch die Hebel  $g_1$  und  $g_2$  erhalten, auf jene genau zu übertragen. Die Hebel machen aber Winkelbewegungen, somit auch die Einhängpunkte der Zahnstangen  $z_1$  und  $z_2$ . Um diese Winkelbewegung für den Eingriff unschädlich zu machen, ist eine Anordnung getroffen, wie sie in Fig. 25 — 28 (Taf. 68) erscheint.

Die Zahnstange wird durch eine Rolle beständig gegen das Getriebe gehalten, indem jene durch eine Feder auf den Rücken der Zahnstange gepresst wird. Damit aber die Bewegung nicht durch einen zu tiefen Eingriff (wegen des nöthigen Spielraums der Zähne) oder durch eine seitliche Verschiebung der Zahnstange gestört werde, sind an der Zahnstange zu beiden Seiten gehärtete Stahlleisten und auf dem Getriebe gehärtete Stahlsegmente angeschraubt, welche beständig in Berührung mit einander bleiben.

Die Zahnstange lässt sich länger und kürzer machen, wodurch die Winkelbewegung des Lockers mehr vor- oder zurückgesetzt werden kann, d. h. ein grösseres oder geringeres Herausziehen der Carriages erzielt wird. — Die Lockerbewegung wird, wie bereits bekannt, durch die Lockerscheiben eingeleitet. Die richtige Gestalt derselben ist von grösster Wichtigkeit. Die allgemeinen Eigenschaften dieser Scheiben sind bereits angegeben worden; hier wird in Kürze nur noch bemerkt, dass die vier wirksamen Curven dieser Scheiben zwischen den centrischen Bogenstücken, nämlich zwischen 5 und 6, 6 und 8, 8 und 7, und 7 und 5 verschieden gestaltet sind (Fig. 10). Die Wirkung davon ist ersichtlich: der Locker wird von 8 auf 7 nur ganz langsam gehoben und bei 7 fast plötzlich herumgeschnellt. Dies ist der Moment, in welchem derselbe die Carriages durch die Kettenfäden völlig auf dem Kamm herüberzieht. Dasselbe findet statt bei 5.

Von 5 nach 6 ist die fallende Bewegung des Lockers viel gleichförmiger und ruhiger; ebenso von 6 auf 8. Diese Eigenthümlichkeit der Bewegung des Lockers erfordert in der Praxis ein genaues Studium derselben. Ein guter Gang der Maschine erfordert die genaueste Bearbeitung dieser Scheiben; das Material derselben ist Gusseisen.

i) Die Treibstangen. Die Treibstangen werden aus Schmiedeeisen, zuweilen aus wenig gehärteten Stahlstangen gefertigt. So einfach auch ihre Gestalt ist, so schwierig ist zum Theil ihre Herstellung. Die Treibstangen  $E$  und  $E_1$  von ganz gleicher Grösse und Beschaffenheit sind nur an ihren Enden unterstützt. Sie liegen mit ihren viereckigen Zapfenenden in passenden Lagern der Wiegenstücke  $I_1$ . Fig. 52 und 52<sup>b</sup> zeigt Längen- und Seitenansicht der Treibstange  $E$ ; Fig. 53 die Lagerung in dem verschiebbaren Lager; Fig. 54 und 55 die Wiege und Fig. 56 Seiten- und Frontansicht des Lagers, dessen vierkantige Zapfen in die Schlitz des Wiegenstückes einpassen. Dasselbst werden sie durch Schraube und Mutter festgehalten. Die Schlitz erlauben eine Verschiebung des Lagers gegen oder von der Mitte der Maschine. Dadurch ist man im Stande, die Treibstangen nicht nur parallel unter sich und mit dem Kamme, sondern auch in gehörige Entfernung von einander zu bringen, damit sie die Carriages zwischen sich fassen, ohne sie zu klemmen. Die

Stange muss möglichst tief gelagert sein, so dass sie gerade über den Kamm hinstreicht, ohne denselben jedoch berühren zu dürfen, weil dann ihre wirksame Kante die Carriages in fast tangentialer Richtung im Sinne der Bewegung fortstösst und diese sonach sehr erleichtert. Je höher die Treibstange fasst, desto mehr Druck und Gefahr des Herauswerfens der Carriages aus ihren Bahnen findet Statt.

Diese tiefe Lagerung macht aber die Bearbeitung einer solchen Treibstange recht schwierig. Ihre Dimensionen können nicht so stark gewählt werden, dass sie nicht durch ihr eigenes Gewicht in der Mitte einsinkt, oder sich bei der Forttreibung der Carriages daselbst biegt. Das Ausbiegen tritt weniger oder im mindern Grade ein, weil man durch eine gehörige Breite, welche man fast immer in seiner Gewalt hat, demselben hinreichend begegnen kann. Dagegen ist das Einbiegen der Stange, besonders bei breiten Maschinen, ein sehr misslicher Umstand, welcher durch Unterstützung der Stange in der Mitte durchaus nicht gehoben werden kann, weil daselbst keine angebracht werden kann und darf. Man sucht das Einbiegen der Treibstange auf verschiedene Weise möglichst zu verhindern. Die Dimension derselben, besonders die Dicke, wird, so viel es angeht, gross genommen, wobei man aber durch verschiedene Rücksichten geleitet werden muss, wozu namentlich gehören: dass die Stange wegen des oftmaligen Herausnehmens nicht zu schwer sein darf, dass sie an die Mittel-Nadelstangen  $a$  nicht anstosse, und dass sie, wenn sie in ihrer höchsten Stellung sich befindet, nicht aus den Lagern kippt. Die Treibstangen werden, wie es im Kunstausdrucke heisst, „gefedert,“ d. h. man hämmert sie hohl, so dass sie auf beiden Enden aufliegend durch ihre Einsenkung beinahe in die horizontale Lage sich begeben. Da sich etwas gehärteter Stahl am besten dazu eignet, so werden nicht selten die bedeutenderen Kosten dazu aufgewendet.

Dieses Federn ist das einfachste und zugleich sicherste Mittel. Man hat sie an den Enden dünner und in der Mitte stärker gemacht, um so Leichtigkeit mit Festigkeit zu verbinden; allein die Verstärkung kann selten so weit gehen, dass die Einbiegung hinreichend beseitigt werde. Ferner hat man sie aus starkem Blech mit zweckmässig angebrachten Rippen und Spannstücken construirt, um ebenfalls Leichtigkeit und Festigkeit zu vereinen. Allein diese theoretisch richtige Construction hat sich dennoch nicht bewährt, weil eine solche gespannte Stange in bedeutende Vibration bei ihrer schwingenden Bewegung, vorzüglich durch das Stossen der Carriages geräth und so weit mehr Nachtheile bringt, als eine auf den Kamm streifende Stange. Massive Eisen-, oder noch besser Stahlstangen, gehörig gefedert, sind am zweckmässigsten.

Die Zugstangen  $m$  und  $m_1$  lassen sich verlängern oder verkürzen, wodurch sofort die Stellung beider Treibstangen nicht nur gegen einander, sondern auch gegen den Kamm regulirt werden kann.

Die Bewegung der Treibstangen geht von der grossen herzförmigen Scheibe  $U$  aus; ihre Wirkung ist bekannt. Die Gestalt der Scheibe wird nach bekannten Grundsätzen ermittelt. Hierbei muss berücksichtigt werden, dass wegen der bedeutenden Geschwindigkeit, mit welcher die Treibstangen bewegt werden, die Bewegung des Hebels  $h$  von einem Ruhepunkte zum andern allmähig beginnen, sich beschleunigen und wieder successive sich verzögern muss, damit keine Stösse entstehen und die Treibstangen gleichmässig im Tacte gehen. Ferner noch, dass die Rolle  $r$ , welche von der herzförmigen Scheibe geführt wird, wegen ihrer Verbin-



dung mit dem Hebel  $h$ , eine bogenförmige Bewegung macht, und sonach bald früher bald später bei derselben Bogenbewegung auf die Ruhepunkte gelangt. Mit Rücksicht auf diese beiden Umstände wird es nicht schwer sein die Gestalt der Scheibe zu construiren. Die centrischen Bogen haben  $\frac{1}{12}$  Umdrehung zum Masse. (Anmerk. Verbindet man die Constructionen, welche in *Fig. 85* Taf. 3 und *Fig. 147* Taf. 5 der allgemeinen Maschinenencyclopädie 1. Heft angegeben sind und nimmt Rücksicht auf die Vertheilung und Dauer der Ruhepausen, so wird man ohne Anstand die richtige Form dieser Scheibe angeben können.)

Die Rolle  $r$  lässt sich in einem Schlitze des Hebels  $h$  in der Richtung desselben verschieben; dadurch kann man ein Voreilen oder Zurückbleiben der Treibstangen-Bewegung gegen die Lockerbewegung erreichen und beide mit einander harmonirend machen.

Dasselbe gilt auch von den Gleitrollen  $r_1$  und  $r_2$  der Lockerscheiben.

Man hat sonach durch Verstellung der Gleitrollen  $r$ ,  $r_1$  und  $r_2$ , durch Verlängerung oder Verkürzung der Zugstangen  $m$  und  $m_1$ , ebenso der Zahnstangen  $z_1$  und  $z_2$  und endlich durch Verrückung der Treibstangenlager alle Mittel in den Händen, um die combinirte Carriagesbewegung in vollkommenen Einklang zu bringen.

k) Die Nadeln und Nadelstangen. Die Nadeln müssen aus dem besten Stahl gefertigt sein und eine bedeutende Steifigkeit besitzen. Ihre Form ergibt sich aus *Zeichnung 40* und *41*. Sie sind fast ganz cylindrisch, am vordern Ende scharf zugespitzt und am Bleistücke etwas dicker. Das abgeplattete Ende ist im Blei eingegossen, damit sie fester halten. Vor dem Eingiessen werden sie am platten Ende verzinnt.

Die Zahl der Nadeln für ein Kammstück ist übereinstimmend mit der Zahl der Guides und der Bahnen in jedem Bleistücke und wie *Fig. 40* zeigt gleich 24. Da die Nadeln beider Nadelstangen in einander greifen, so müssen sie hinlänglich weit von einander gestellt sein, damit sie die Fäden nicht quetschen. Es bestimmt sich sonach die Stärke der Nadeln nach der Anzahl derselben im Stücke oder nach der Feinheit des Gewebes oder der Maschen. Das Eingiessen der Nadeln geschieht in einem geeigneten Gussmodel. Die Composition für Nadelstücke muss besonders zähe und fest sein, weil dieselben einen bedeutenden Druck von oben nach unten beim Hinaufziehen der Maschen auszuhalten haben. Deshalb werden sie auch durch zwei Schrauben an ihren Stangen befestigt.

Die Befestigung der Nadelstücke an die untere Fläche der Nadelstangen erscheint zwar nicht zweckmässig, gestattet aber mehr Raum zwischen demselben und dem Kamme, was immer sehr wünschenswerth ist. Es gibt Maschinen, wo die Nadelstücke an die obere Fläche geschraubt sind, was in Hinsicht auf Festigkeit vortheilhaft ist. Durch diese Anordnung müssen aber die Nadelstangen um einige Zoll tiefer gehalten werden, damit die Nadeln in der richtigen Höhe stehen, und wird sonach der Raum unterhalb bedeutend verengt, wodurch manche Manipulationen während des Ganges der Maschine und die Aufsicht auf die Ketten- und Carriagesfäden bedeutend erschwert werden.

Die Nadeln in den einzelnen Nadelstücken werden, falls es nöthig ist, mit einer Flachzange gerichtet. Später aber die ganze Nadelreihe nach dem Kamme genau adjustirt. Jede Spitze muss, wenn man die Nadelreihe einem Kamme gegenüber hält, in die Zwischenräume der Bahnen genau einstechen.

Die Nadelstangen macht man von Schmiedeeisen. Ihre Verfertigung hat keine Schwierigkeiten, da nur eine ebene untere Fläche und die daran stossende innere Kante gerade und genau rechtwinkelig, wegen des Ansatzens der Nadelstücke, bearbeitet werden darf. Die Unterstützung der Nadelstangen geschieht an drei Punkten, wo sie nämlich um die Zapfen  $f_2$  beweglich sind.

Die Winkelstücke  $k_2$ , welche die Zapfen  $f_2$  tragen, müssen aber richtig angesetzt sein, damit die Axe aller drei Zapfen in eine mit den Nadeln parallele Linie falle.

Mittels dieser Zapfen ist die Nadelstange an die drei Arme  $G$ ,  $G_1$  und  $G_2$  aufgehängt und letztere auf die Wellen  $T$  und  $T_1$  fest aufgezogen. Die richtige Stellung der Arme ist von Wichtigkeit. Die Zapfenlager der Zapfen  $f_2$  müssen, wie sich von selbst versteht, dieselbe Axenlinie wie diese haben. Das gegenseitige Eingreifen der Nadeln wird durch die gehörige seitliche Stellung der Wellen  $T$  und  $T_1$  bewirkt. Diese lassen sich in ihren Seitenlagern  $l_2$  durch Stellschrauben verschieben. (S. Fig. 1, 2, 3, 4 und Fig. 39, 39<sup>a</sup> und 39<sup>b</sup>.) Die Lager  $l_2$ , welche an dem Seitengestelle angeschraubt sind, erlauben vermöge ihrer Schlitzte eine Verschiebung in Beziehung auf die Mitte der Maschine, um auf diese Weise die Wellen  $T$  und  $T_1$  parallel zu einander und gegen die Mitte richtig einzustellen.

Die Tiefe des Eingreifens der Nadeln, die einander gegenseitig beinahe bis an die Bleie fassen, wird theils durch die Entfernung der Wellen  $T$  und  $T_1$ , theils und vorzüglich durch die Stellschrauben  $y_1$ , welche an die Seitengestelle  $A$  und  $A_1$  treffen, regulirt.

Um die Nadelreihe in die nöthige Höhe zu bringen, können die Lager der Zapfen  $f_2$  in den Armen auf- und niedergelassen werden. Die Beweglichkeit der Lager und ihre Feststellung ergibt sich sogleich aus der Ansicht der Fig. 35, 36, 37, 37<sup>a</sup> und 37<sup>b</sup>. Ein solches Lager (meistens von Messing oder Bronze) ist in den beiden letzten Figuren besonders dargestellt. Die Lager sind in dem Schlitzte der Arme eingelassen und werden durch die obere Druckschraube festgestellt; die untere Schraube dient zur Stellung.

Die horizontale Lage der Nadelreihen-Ebenen wird nun theils durch die Lager der Zapfen  $f_2$ , theils durch die Stellschrauben  $c_2$  und  $c_3$ , mit welchen die Hebelarme  $H_1$  und  $H_2$  auf den Hebestangen  $N_1$  und  $N_2$  aufrufen, gesichert. (S. Fig 4.)

1) Der Zeugbaum. Von demselben gilt in Beziehung auf die Wahl des Holzes, der Zusammensetzung der Gestalt u. s. w. dasselbe wie vom Garnbaum. An seinen Enden trägt derselbe keine Rollen; hingegen ist an dem verlängerten rechten Zapfen ein Zahnrad aufgestellt und mittels eines durchgehenden Stifts befestigt. Dieses Zahnrad wird durch eine Schraube ohne Ende langsam in dem Masse bewegt, als die Erzeugung des Gewebes vor sich geht. Die Bewegung der Schraube ohne Ende wird durch die bekannte Vorrichtung erzeugt, nämlich auf der Schraubenaxe werden Stossräder (Sperrräder) aufgesteckt und diese mittels Stossstangen und Sperrkegel Zahn um Zahn weiter gestossen. Die Stossstange erhält ihre Bewegung durch ihre Verbindung mit einem schwingenden Hebel und dieser durch die schwingende Bewegung des Wiegenstückes  $I$ . (S. Fig. 2 und 3. In Fig. 2 sind alle Theile zu sehen, in Fig. 3 nur die Schnecke nicht; der Sperrkegel ist weggelassen worden, da er selbst nicht immer nöthig ist und die Anbringung desselben



keinem Anstand unterliegt. Das Zahnrad des Zeugbaumes ist mit  $w_2$  bezeichnet.) — Die Unvollkommenheit dieser Vorrichtung in Beziehung auf die Bewegung des Zeugens wegen der nicht unbedeutenden Vergrößerung des Zeugbaumes durch das Aufwickeln des Zeugens ist bekannt genug. Man sucht sie möglichst zu beseitigen, indem man nach und nach mehrere Stossräder von vermehrter Zähnezahzahl anwendet. Bei der gewöhnlichen Länge eines Stückes von 20 — 30 Ellen reichen drei Stossräder aus. In der Zeichnung sind drei, auf die Schraubenaxe gesteckt, angegeben. Je schöner die Arbeit werden soll, desto mehr Stossräder von wenig zunehmender Zähnezahzahl müssen genommen werden, damit eine möglichst gleichförmige Fortrückung des Zeugens erreicht werde und sonach die Länge der Maschen immer gleich ausfalle.

Die Zähnezahzahl des ersten Stossrades hängt von der Grösse der Maschen, von der Hubböhe der Stossstangen und dem Durchmesser der Scheibe ab. Die folgenden Stossräder können je nach der vorher zu bestimmenden Stücklänge, Grösse und Schönheit der Maschen, um 4 — 10 Zähne und darüber, je nachdem mehr oder weniger Räder aufgesteckt werden, mehr Zähne erhalten. Die Stossstange, welche in einer Leitung liegt (s. *Fig. 2* und *3*), lässt sich leicht von einem Rade auf das andere bringen, ohne den Gang der Maschine zu stören. Diese Bequemlichkeit verliert man, wenn der Raum nicht gestattet, mehr als ein Stossrad aufzustecken. Zieht ein Stossrad zu viel, so werden die Maschen lang, zieht es zu wenig, so fallen sie zu kurz aus. — Manchmal beabsichtigt man das eine oder das andere und nur in diesem Falle ist keine Aenderung nöthig. Es gibt Vorrichtungen, wodurch sich die fortrückende Bewegung des Zuges genau regulirt, allein sie sind zu complicirt und kostbar. Die Aufmerksamkeit des Webers muss diese Unvollkommenheit des beschriebenen Apparats verbessern. — Auf den Zeugbaum ist ein Stück Leinwand der Länge nach genagelt, welches die Befestigung des anzufangenden Stückes zum Zwecke hat.

*m*) Die Stoss- oder Zackenräder. Es sind vier solche Räder an der Maschine, zwei für die Kettenfäden und zwei für den Kamm. Man macht sie von Gusseisen und giesst die Zacken in beiläufiger Grösse mit. Die genaue Abmessung und Ausarbeitung der Erhöhungen und Verschiebungen geschieht später in der Maschine; besondere Sorgfalt muss auf ihre Befestigung an die Welle  $t$  verwendet werden, damit sie durch die wiederholten Stösse nicht lose werden und sich vielleicht verrücken; dies gilt namentlich für die Kammverschiebungsscheiben. Die Peripherie dieser Stossräder muss sehr genau um die Axe  $t$  rund laufen. Die schrägen Stoss- oder Angriffsflächen an der einen Seite der Erhöhungen dürfen nicht zu steil sein, weil sich sonst die Hebel schwer heben und die Stösse intensiver werden, aber sie dürfen auch nicht zu flach sein, weil alsdann die Verschiebung zu langsam vor sich geht und diese Verzögerung allerlei nachtheilige Folgen haben kann. Die Angriffsflächen der Nasen oder Stosshebel müssen gehärtet werden, man pflegt sie daher ganz von Stahl zu machen und zu härten, nachdem sie die richtige Form erhalten haben. — Da diese Nasen immerwährend auf den Stossrädern ruhen, sich sonach auf der Peripherie derselben immerwährend schleifen und daher bald abgenutzt werden, so macht man gewöhnlich die Einrichtung, die Hebel nur so tief fallen zu lassen, als es die Verschiebung der Kette erfordert, und arbeitet die Vertiefungen der Stossfäden so weit aus, dass die Nasen nicht darauf schleifen können. Die *Fig. 61* (*Taf. 70*) zeigt

eine solche Einrichtung; die Stosshebel werden viel länger gemacht, und mit ihrem freien Ende in eine Leitung gelegt, die so tief ausgeschnitten ist, dass die Hebel hinreichend herabgehen können. Durch diese Anwendung sichert man auf ähnliche Weise wie bei den Hebestangen  $H_1$  und  $H_2$  die richtige Lage und Bewegung der Hebel, und besonders werden die Drehzapfen weniger angegriffen. Die Nasen schraubt man unterhalb sehr fest an, und kann sie ganz von Stahl machen, während die Hebel aus Schmiede- oder Gusseisen verfertigt werden. Diese Einrichtung ist sehr zu empfehlen, und wurde nur deshalb an der Zeichnung der  $\frac{3}{4}$  Bobbinnetmaschine nicht durchgeführt, weil die andere Einrichtung manche Theile sichtbarer und verständlicher macht.

Für breite Maschinen ist die in *Fig. 61* dargestellte Einrichtung fast unerlässlich. Auch finden sich an breiten Maschinen noch manche andere Abänderungen, über welche später berichtet werden soll.

Diese Details werden wohl erkennen lassen, wie viel bei der Einrichtung und Instandhaltung einer solchen Maschine zu beachten ist, um sie in guten Gang zu bringen und darin zu erhalten. Im Folgenden soll nur ganz kurz angegeben werden, wie bei der Aufstellung und Einrichtung der Maschine zu Werke gegangen werden muss.

Die Maschine wird in allen ihren Theilen fast vollendet aus der mechanischen Werkstätte geliefert, jedoch, wie wohl zu bemerken ist, ohne Kamm, Guides und Nadeln. Die Kamm-, Nadeln- und Guidesstangen sind nur mit den passenden Schraubenlöchern versehen. Der Ort, wo die Maschine aufgestellt werden soll, muss gehörig fundamantirt und passend beleuchtet sein. Die Fundamente unter die Seitengestelle  $A$  und  $A_1$  macht man gern von Quadersteinen, die man in den Fussboden in gehöriger Höhe einsetzt. Alsdann wird das ganze Hauptgestell, hierunter werden nicht nur die Stücke  $A$  und  $A_1$ ,  $B$  und  $B_1$ ,  $C$ , sondern auch  $C_1$ ,  $D_1$  und  $D_2$  verstanden, zusammengesetzt, verbunden und horizontal gestellt, hierauf aber die Füße der Seitengestelle  $A$  und  $A_1$  in dem Steine mit Blei vergossen, um so einen recht festen Stand zu sichern.

Alle Theile werden nun nach und nach in das Gestelle gebracht, daran befestigt, gelagert und adjustirt, und zwar folgendermassen.

Das erste und wichtigste Geschäft ist die Aufstellung des Kammes. Die gehörige Anzahl Kammstücke für beide Käme muss vorgerichtet sein; alsdann wird der vordere Kamm, dann der hintere Kamm zusammengesetzt. Das Anschrauben der Stücke wird in der Mitte angefangen und rechts und links fortgesetzt. Mittels eines eisernen Winkelhakens wird das rechtwinkelige Ansitzen der Kammstücke untersucht, die gleiche Höhe der Kammstücke mit einem geraden Lineale geprüft, die richtige Nebeneinanderstellung durch das geübte Auge entschieden und endlich mit dem Kammrichter die einzelnen Bahnen durchweg in vollkommene Ordnung und Stand gebracht. Sind sofort die beiden Käme zusammengesetzt, so hebt man sie in die Maschine und stellt sie zuerst auf die vier Stellschrauben  $\alpha$ . Sodann untersucht man, ob sie genau gleichweit und in gehöriger Distanz von der Mitte der Maschine abstehen. Nöthigenfalls corrigirt man an den Armen  $g_1$ , da das Lagerstück  $n_1$  fest und genau im Mittel liegt.

Die Mitte der Maschine ermittelt man am sichersten und am einfachsten durch horizontale und lothrecht gespannte Fäden.

Zu dem Ende befestigt man im Mittelpunkte der Welle  $w$  einen Faden (was sehr leicht einzurichten ist, da von der Drehbank her der



Mittelpunkt markirt ist) und führt diesen an die gegenüberstehende Welle  $w_1$ , wo er ebenfalls, gehörig angespannt, fest gemacht wird. Dieser Faden gibt die Richtung der Hauptaxe der Maschine, auf welche alle Abmessungen und Stellungen bezogen werden. Nach diesem Faden wird die Maschine horizontal gestellt und durch angehängte belastete Fäden die Vertikalebene durch diese Axe angezeigt. Sie gibt die Mitte der Maschine an, nach welcher die Kämme gestellt werden. Stehen die Kämme richtig in der Mitte, so werden sie ins Centrum oder in die Hauptaxe gestellt. Hierzu bedient man sich einer Schablone Fig. 72 (Taf. 71) oder bequemer eines einfachen Masses, dessen Länge dem Halbmesser der Kreisbahnen vollkommen gleich ist und mit welchem, am Ende und in der Mitte, die Entfernung vom horizontalen Faden untersucht wird. Ausserdem kann man noch durch eine andere Schablone Fig. 72\* die gegenseitige Stellung der Kämme prüfen. Die Einstellung ins Centrum wird durch die vier Stellschrauben  $a$  und durch die Schraube  $q_2$  bewirkt. Diese Arbeit erfordert sehr viel Geduld und Aufmerksamkeit, muss aber aufs genaueste vollzogen werden. Der Kamm muss auf allen fünf Punkten aufliegen, nicht kippen, und wenn er seitlich geschoben wird, immer im Centrum stehen. Die beweglichen Stücke  $p_2$  werden bei dieser Gelegenheit sogleich angelegt.

Die nächste Arbeit ist, die Treibstangenbewegung einzurichten.

Man setzt zu dem Ende die Wellen  $W$ ,  $w$ ,  $w_1$  und überhaupt alle Theile ein, welche zu dieser Bewegung mitwirken. An den Enden und in der Mitte der Kämme (allenfalls auch noch dazwischen) setzt man einige Carriages ein, bewegt alsdann mit der Hand das Rad  $V$  und beobachtet die Schaukelbewegung der Treibstangen. Zuerst ist die parallele Lage der Treibstangen gegen die Mitte, dann ihre richtige Entfernung von einander und endlich der richtige Schub zu adjustiren, wozu bereits früher die nöthigen Mittel angegeben wurden.

Hierauf wird die Lockerbewegung eingerichtet. Man setzt die Lockersstangen ein, stellt ihre Lager fest und untersucht die Stellung der Locker gegen die Kämme und die Carriages. Der Locker muss so nahe wie möglich gegen die Mitte und gegen die Kämme gerückt werden, damit er die Carriages gut fasst und nicht nach oben drückt, statt zu ziehen. Man muss Rücksicht auf die Fadenführer nehmen, damit diese der Lockerbewegung nicht hinderlich sind, und kann deshalb vorher die Guidesstangen einsetzen und ein Paar Guidesstücke an den Enden und in der Mitte festschrauben, wonach man leicht die passende Stellung des Lockers beurtheilen kann. Sodann wird die Bewegung des Lockers mittels der Lockerscheiben, Hebel, Zahnstangen und Getriebe untersucht. Die Lockerscheiben werden schon in der Werkstätte in ihrer richtigen Lage gegen einander und gegen die grosse Herzscheibe festgestellt. Hier handelt es sich mehr um die genaue Abarbeitung der Lockerscheiben. Man setzt mehrere Carriages in die Kämme und zwar doppelt, so wie sie nachher in Reihen stehen, verfolgt von Stelle zu Stelle die Bewegungen der Treibstangen und der Locker und markirt alsdann an den Lockerscheiben alle Punkte, welche noch weiter bearbeitet werden müssen. Die Bearbeitung der Lockerscheiben kann in der Regel in der Maschine geschehen, ohne erst die Theile aus einander nehmen zu müssen. Dies wird so lange fortgesetzt, bis die combinirte Carriagesbewegung überall richtig ist. Dabei hilft man sich noch durch Stellung der Gleitrolle, Zahnstange und so weiter. Bei der Bearbeitung der Lockerscheiben, die gewöhnlich mit

emer Handfeile geschieht, muss sehr vorsichtig zu Werke gegangen werden, um nicht zu viel weg zu bringen, weil es misslich ist, entweder alles wieder abzarbeiten oder gar aufzusetzen, d. h. zu flicken. Zuletzt setzt man alle Carriages ein und beobachtet die Bewegung des ganzen Einsatzes, wobei sich noch immer etwas zu corrigiren findet.

Die grosse Herzscheibe für die Treibstangenbewegung wird aus der Werkstatt ganz vollendet geliefert, was nach vorgelegten genauen Rissen recht gut geschehen kann. Mit den Lockerscheiben hat es aber eine andere Bewandniss; ihre völlige Vollendung können sie nur in der Maschine erhalten, weil es hier auf die genaueste Uebereinstimmung ankommt, und diese selbst dann, wenn die genauesten Risse vorliegen und danach gearbeitet wurde, doch nicht in dem Masse erreicht wird, als es durchaus nothwendig ist, man müsste denn Zeit und Kosten anwenden wollen, welche sich hier nicht bezahlen würden.

Ist man so weit vorgeschritten, so pflegt man den leeren Einsatz (die Carriages mit leeren Bobbins) eine Zeit lang in der Maschine, durch die bewogende Kraft, hin und her gehen zu lassen, indem man die Welle  $W_1$  einsetzt, den Laufriemen  $Y_1$  um die Riemenscheibe  $Y$  legt und die Klaue  $z$  einrückt.

Damit beabsichtigt man einerseits ein Ein- oder Glattarbeiten der Carriages und Bahnen und andererseits eine Probe der richtigen Carriagebewegung. Es versteht sich von selbst, dass der vordere und hintere Kamm so gestellt sind, dass die Bahnen genau einander gegenüber liegen. Beide Kämmen werden bei dieser Probe festgestellt. Geht Alles gut und richtig, so wird die Wechselung angelegt.

Man schneidet die Lockerblätter ein, schraubt die Klemmen an, und zählt die Carriages richtig ab, damit die Wechselcarriages und die Endcarriages an der andern Seite richtig stehen.

Alsdann legt man die Wellen  $t$  mit ihren Stoss- oder Zackenrädern zu beiden Seiten ein, schraubt alle Hebel und Bolzen, welche zur Kammbewegung nothwendig sind, gehörig an und stellt die Stellschrauben  $m_2$  des vordern Kammes genau nach der Grösse der Verschiebung ein. Man überzeugt sich von dieser richtigen Stellung, indem man den vordern Kamm mit der Hand seitlich schiebt, bis die Stellschraube  $m_2$  an  $D_2$  ansteht. Alsdann lässt man die Carriagesreihen vom hintern Kamm herüber gehen, so müssen sie von selbst, sobald sie vom hintern Locker ausgelassen sind und die vordere Treibstange weggenommen wird, mit der grössten Leichtigkeit in die Bahnen des vordern Kammes einfallen und gleichsam wie Pendel schwingen. Gehen sie aber schwer herüber oder bemerkt man sogar, dass sie sich seitwärts bewegen müssen, um in die Bahnen zu kommen, so muss der vordere Kamm durch die Schraube  $m_2$  nach der betreffenden Seite bewegt werden, bis die Carriages gut einfallen. Bleiben nun einzelne Gruppen von Carriages zurück, so stehen die betreffenden Kammstücke oder Bahnen gegen einander nicht richtig, oder es ist sonst ein örtlicher Fehler vorhanden, welcher sofort zu beseitigen ist. In der Regel hat man aber solche örtliche Fehler, welche sich allerdings bei der Kammverschiebung am deutlichsten zeigen, vorher bei der Aufstellung des Kammes durch ähnliche Versuche und bei feststehenden Kämmen beseitigt. Nun geht es an die Adjustirung der Kammverschiebungsscheiben  $o$  und  $o_3$  und der dazu gehörenden Hebel. Erstere sind beiläufig vorher schon zugerichtet und es bedarf nur noch der genauen



Angabe der Angriffspunkte, der Bogenlänge der Zacken und der danach vorzunehmenden völligen Ausarbeitung der Scheiben.

Diese Bestimmungen werden folgendermassen getroffen. Man bringt beide Carriagesreihen auf den hinteren Kamm und hält mit der Bewegung in dem Momente inne, wenn der hintere Locker beide Carriagesreihen so eben völlig hinaufgezogen hat. (Alle Bewegungen werden mit der Hand durch die Umdrehung des Rades  $V$  bewirkt.) Nun steht die Gleitrolle  $r$  der grossen Herzscheibe  $U$  auf der Mitte des höchsten centrischen Ruhebogens, die Gleitrolle  $v_1$  des hintern Lockers in der tiefsten Stellung und im Anfange des centrischen Ruhebogens; eben so die Gleitrolle  $v_2$  in in ihrer höchsten Stellung. In dieser Stellung muss das Ansteigen des Stosshebels an dem Vorsprunge beginnen, und wenn jene genannten Rollen den übrigen Theil ihres Weges über die centrischen Bogen bis zu deren Ende zurückgelegt haben, muss der Stosshebel völlig auf dem Vorsprunge stehen und sonach die Verschiebung vollständig erfolgt sein. Auf ähnliche Weise bestimmt man den Abfallpunkt, und so fort die beiden andern Punkte. Dies gilt für das Stossrad  $o_3$ , und genau das Umgekehrte in Beziehung auf die Bewegung des Stosshebels für das Stossrad  $o$ , welches die Zurückschiebung des Kammes einleitet. Hat man sonach diese Angriffspunkte genau bestimmt, so werden die Zackenscheiben danach bearbeitet, alsdann die Stellschrauben der Winkelhebel  $x_3$  und  $x_4$  gestellt und sofort die Kammverschiebung in Verbindung mit der Carriagesbewegung nochmals geprüft, um sicher zu sein, dass die Wechselung richtig vor sich gehe, endlich die vollständige Carriagesbewegung (mit Wechselbewegung) durch die Triebkraft einige Zeit unterhalten. Aus dem ruhigen und tactmässigen Gange und aus dem leichten Einfallen der Carriages in ihre gegenüberstehenden Bahnen lässt sich am besten die Vollkommenheit der eingerichteten Bewegung erkennen. Bei der Berichtigung der Stellschrauben der Hebel  $x_3$  und  $x_4$  ist sehr darauf Bedacht zu nehmen, dass die Kammstange nicht geklemmt, also die Schrauben nicht zu stark angezogen werden; ferner dass beide Stosshebel gegenseitig richtig wirken und das Abfallen immer etwas früher eintrete als das Ansteigen. Nur auf diese Weise erzielt man eine möglichst sanfte seitliche Kambbewegung, obwohl sie immer stossähnlich ist.

Ist man so weit vorgeschritten mit der Anrichtung der Maschine, so ist dieselbe in der Hauptsache vollendet; es geht nun an das Einsetzen der Guides und Nadeln.

Man nimmt sofort die Carriages, Kämme und Treibstangen aus der Maschine und geht zuerst an die Zusammensetzung der Fadenführer. Die Guidesstangen werden eingelegt, wenn sie nicht schon früher wegen der Lockerstellung an Ort und Stelle gebracht worden sind; man setzt ihre Lager ein. Das Anschrauben der Guidesstücke geschieht von der Mitte aus. Ist die nöthige Anzahl befestigt, so richtet man beiläufig die Häkchen, welches Geschäft am leichtesten verrichtet wird, wenn man einen Kamm wieder einhebt, eine ganze Carriagesreihe einsetzt und diese an die Häkchen vorschiebt, wodurch man auf einen Blick den richtigen Stand jedes Häkchens beurtheilen kann. Eine genaue Rectification kann erst später, wenn die Kette eingezogen wird, vorgenommen werden. Sodann bearbeitet man die Stossräder  $o_1$  und  $o_2$ , wobei ähnlich wie bei den Kammstossrädern verfahren wird. Alle Stellschrauben an den Hebeln und an den Fadenführerstangen werden beiläufig eingestellt.

Nun geht es an die Nadelstangen. Die Nadelstücke werden von der Mitte aus angeschraubt. Sitzt eine ganze Reihe fest, so bringt man die Nadelstange auf einen langen Tisch und legt den Spitzen der Nadeln dicht gegenüber und parallel mit der Stange einen Kamm, wonach nicht nur die Nadelstücke, sondern alle einzelne Nadeln gerichtet werden. Dasselbe wird alsdann auch mit der zweiten Nadelstange vorgenommen. Sodann setzt man die Wellen  $T$  und  $T_1$  mit ihren Armen ein, hängt in letztere die Nadelstangen, verbindet die Arme  $s$  mit den Stützstangen  $S_1$  und  $S_2$  und diese mit ihren Hebeln  $H_1$  und  $H_2$  u. s. w. Nun bringt man durch die bekannten Mittel die Nadelstangen in ihre richtige Höhe und in die Horizontalebene der Hauptaxe  $w_1 w_1$ ; ferner in den gehörig tiefen Eingriff und in ihre richtige seitliche Stellung. Hier kommt es vorläufig nur auf Höhe, Eingriff und parallele Lage an; die seitliche Stellung kann erst später genau bestimmt werden. Hierauf adjustirt man das Ausheben durch die Stellung der Zapfen  $\gamma$  und  $\delta$  und des Hebedaumens  $Q_1$ , und endlich das Abfallen der Nadelstangen, wobei die Muschelräder  $R_2$  und  $R_3$  auch ihre völlige Ausarbeitung erhalten.

Jetzt ist die Maschine so weit vorgerichtet, dass die Kette eingezogen werden kann.

Der Garnbaum mit der aufgewickelten Kette und der Fadenleiter wird in seine Lager eingesetzt, letztere gehörigen Orts festgebunden, die Schnüre  $S$  angelegt und die Gewichtstücke  $Q$  angehängen. Man wickelt nun so viel Kette los, dass die Fäden, vertikal ausgespannt, etwa bis zum Zeugbaume reichen, damit sie daselbst, nachdem sie in die Häkchen eingezogen sind, an den genagelten Leinwandstreifen befestigt werden können. Das Einziehen der Kettenfäden in die Häkchen geschieht mittels eines einfachen Werkzeuges, Einziehhäkchen genannt, dessen Gestalt in *Fig. 73* und *73<sup>a</sup>* Taf. 70 zu sehen ist. (Es ist etwa die Hälfte desselben in natürlicher Grösse gezeichnet; am untern Ende befindet sich ein kleines hölzernes Heftchen.) Vorher bestimmt man genau durch Abzählen und Probefaden-Einziehen den Ort, wo die Fäden der Fadenleiter eingezogen werden müssen. Sodann wird am linken Ende angefangen einzuziehen und gegen rechts vorgerückt. Die beiden vorderen Reihen der Kettenfäden in dem Fadenleiter zieht man in die vorderen Guides, die beiden hintern Reihen in die hintern Guides, und zwar immer in derselben Ordnung, nämlich ein Faden der ersten Reihe, ein Faden der zweiten Reihe; der nächste Faden der ersten und der nächste Faden der zweiten Reihe und so fort, bis die vordere Kettenhälfte eingezogen ist. Eben so verfährt man beim Einziehen der dritten und vierten Reihe für die hintere Kettenhälfte.

Sind beide Kettenhälften eingezogen, so befestigt man sie am Zeugbaume, welcher sofort in seine Lager gelegt und mit seiner Bewegungsvorrichtung in Verbindung gebracht wird.

Man fasst zu dem Ende jedesmal eine Partie der eingezogenen Kette, etwa so viel, als in zwei gegenüberstehenden Guidesstücken enthalten ist, zusammen, und befestigt sie an der Leinwand des Zeugbaumes, welche man so tief wie möglich unter die Nadeln abrollt, indem man vorher diese aus einander gezogen hat, um die Leinwand durchzulassen. Ist auf diese Weise die Kette durchweg befestigt, so wird die Kette durch Umdrehung des Zeugbaumes gespannt und ein Theil davon auf den Zeugbaum gewickelt. Nun bringt man die Nadelstangen wieder zusammen und es stechen sich deren Nadeln in die Kette ein. Man



sucht so viel wie möglich die Kettenfäden mittels des Einziehbäckchens recht gleich durch die ganze Breite der Ketten zwischen den Nadeln zu vertheilen und in eine vertikale Richtung zu bringen. Einzelne Fäden, die aus ihren Häkchen geschlüpft sind, werden wieder hinein gelegt und überhaupt alles in Ordnung gebracht. Zu den Eckfäden pflegt man, um den Säumen grosse Festigkeit zu geben, viel stärkeres Garn zu nehmen. Diese Eckfäden werden nicht auf den Garnbaum gewunden, weil sie wegen ihrer bedeutenden Dicke das Aufwickeln der feinen Kette sehr schwierig machen und sonstige Unbequemlichkeiten verursachen würden. Sie werden daher immer auf besondere hölzerne Spulen gewickelt, diese in der Maschine passend aufgestellt, der Faden eingehängt, gespannt und am Zeugbaum befestigt. Die Stellung der Eckfäden gegen die Endcarriages ist genau vorgeschrieben und muss strenge beobachtet werden, weil sonst die Säume nicht schön und dauerhaft ausfallen.

Ist sonach die ganze Kette vollständig aufgezogen, so werden die Carriages mit ihren gefüllten Bobbins eingesetzt.

Man bringt beide Käbme in die Maschine, welche man wegen des bequemerem Einziehens abgehoben hat, und setzt den Einsatz ein, nachdem er vorher genau adjustirt worden ist.

Das Spulen oder Anfüllen des Bobbins geschieht auf eigenen Spulmaschinen von besondern Arbeitern, welche auch das Einsetzen der Bobbins in die Carriages und das Durchziehen der Bobbinfäden durch die Oehre der Carriages besorgen oder dabei dem Weber helfen.

Das scheinbar geringfügige Geschäft des Bobbineinsatzens erfordert aber viel Uebung, um es mit der gehörigen Geschicklichkeit und Schnelligkeit auszuführen. Man bedenke nur, dass in einer  $\frac{3}{4}$  Yards Bobbinetmaschine an 1700 Carriages mit Bobbins zu versehen und eben so viele Fäden durch die Oehre zu ziehen sind. Beim Einsetzen muss besonders darauf geachtet werden, dass man die zarten Spannfedern der Carriages nicht seitlich biegt oder gar die Carriages krümmt; beides gibt Gelegenheit zum Abreissen der Fäden und zu schlechter Arbeit. Eben so müssen diese Federchen richtig in die Bobbinspalten eingelegt sein, damit sie die Bobbins halten und nicht seitlich vorstehen, indem widrigenfalls unangenehme Folgen entstehen können.

Das Adjustiren des Einsatzes ist von der grössten Wichtigkeit, weil die Schönheit des Gewebes wesentlich davon abhängt. Man erzielt damit eine bestimmte Spannung der Carriagesfäden, die durchaus erforderlich ist, um die Maschen gehörig zu runden. Das Mass dieser Spannung muss der Weber im Gefühle haben, obgleich es verschiedene Mittel gibt, dasselbe, so weit es erforderlich ist, zu bestimmen. Ein Carriagesfaden hat seine richtige Spannung, wenn der Carriage sammt eingesetztem Bobbin am durchgezogenen Faden mit gleichförmiger Geschwindigkeit herabsinkt, ohne dass man ihn zu schütteln nöthig hat; mithin die Beschleunigung seines Gewichts so ziemlich durch die Reibung aufgehoben wird. Indessen ist dies kein festes Mass; zuweilen muss die Spannung geringer, zuweilen viel grösser sein. Die Spannung wird regulirt durch die Biegung der Spannfedern, und diese Arbeit muss der Weber mit jedem einzelnen Carriage vornehmen, woraus von selbst folgt, dass sie mehrere Tage dauert. Trotz aller Aufmerksamkeit und Mühe bringt man es selten dahin, einen neuen Einsatz vollkommen zu adjustiren, und es muss diese Arbeit theils im Verlauf des Webens an einzelnen Carriages, theils jedesmal nach Abarbeitung eines Stückes, wenn der neue Bobbineinsatz für

das nächste Stück eingesetzt wird, vorgenommen werden. Es fallen daher die ersten Stücke mit neuen Carriages und Bobbins selten tadelfrei aus. Nur nach und nach bei immerwährender Aufmerksamkeit auf die Adjustirung und wenn sich die betreffenden Theile gehörig abgeschliffen oder eingelaufen haben und die Spannfedern nicht mehr nachlassen, kann man die Erzeugung eines schönen Gewebes erwarten.

Ist der Einsatz adjustirt, so setzt man die Carriages in die Kämme ein, und zwar zuerst die hintere Reihe und dann die vordere Reihe, wobei vorzüglich auf die richtige Stellung der End- und Wechselcarriages zu achten ist. Das Einsetzen geschieht auf die Weise, dass man eine kleine Partie von Carriages in die rechte Hand nimmt und sie in die Bahnen des Kammes einfallen lässt, indem man zuvor die vordere Treibstange wegnimmt. Berücksichtigt man die Gestalt der Bahnen, so wird sich von selbst ergeben, dass dieses Einsetzen von der vorderen Seite der Maschine ohne Anstand vor sich geht, wenn man nur die Carriages nicht zu fest an einander und so hält, dass ihre Füßchen in die Nuthen der Bahnen eingehen können. Zu den früher schon bemerkten Vorzügen dieser verbesserten Kammbahnen gehört noch die grosse Annehmlichkeit des bequemen Einsetzens der Carriages. Wer die älteren Kammbahnen und die Art und Weise des Einsetzens der Carriages in dieselben kennt, wird diesen Vorzug der verbesserten Kammbahnen zu schätzen wissen. — Ist die hintere Carriagesreihe völlig eingesetzt, so lässt man sie auf den hintern Kamm gleiten, und dies kann auf verschiedene Weise geschehen. Alsdann setzt man die vordere Carriagesreihe ein, bringt sie in richtige Stellung gegen die hintere Reihe und gegen die Locken und legt dann die vordere Treibstange ein, während die hintere bereits in ihrem Lager liegt. Es ist nicht ganz gleichgültig, in welcher Position der Maschine dieses Einsetzen vorgenommen wird. Am besten ist es, die Maschine so zu stellen, dass die hintere Treibstange an der Kette liegt, die vordere Nadelstange ausgehoben ist, und sonach beide Carriagesreihen auf dem vordern Kamm stehen müssen. In dieser Stellung der Nadelstangen lassen sich die gehörig lang ausgezogenen Carriagesfäden, in kleinen Büscheln zusammengefasst, bequem auf die Nadeln der hinteren Nadelstange bringen, gleichmässig wie die Kette vertheilen und am Leinwandstreifen befestigen. Ausserdem hat man auch den Vortheil, die Nadeln zu schonen, welche gerade bei dieser Gelegenheit durch die schief liegenden gespannten Fäden verbogen werden können. Hat man nun Alles so weit in Ordnung gebracht, so wird die Maschine mit der Hand langsam bewegt. Es erfolgt die Verschlingung der Fäden und ein Gewebe bildet sich, welches aber sehr verworren aussieht, was davon herrührt, dass die Verbindung wegen der unrichtigen Lage und Stellung der Fäden und Nadeln nicht normalmässig vor sich geht. Mit der Schlichtnadel *Fig. 74* Taf. 70 (etwa die Hälfte derselben in natürlicher Grösse gezeichnet) werden die verworrenen Fäden gehörig gelüftet, überhaupt die Ordnung der Fäden so viel wie möglich hergestellt und sodann fortgefahren, die Maschine langsam mit der Hand zu bewegen. Hat man vorher die Guides gut gerichtet, nach den Carriages gestellt und die Maschine ein paar Mal umgedreht, so dass die Nadelstangen einige Male geschlagen haben, so bekommt das Gewebe ein viel klareres Ansehen und seinen eigenthümlichen Charakter. Die Ketten und Carriagesfäden ordnen und vertheilen sich immer gleichförmiger und die Nadeln fassen besser. Der Weber wird sofort auch beurtheilen können, nach welcher Seite hin die Nadel-



stangen bewegt werden müssen, damit sie die Maschen richtig auffassen. Nach einigen Correctionen der Nadelstangen und der Fadenführerstangen bringt man es bald dahin, ein ordentliches Gewebe zu erzeugen.

Die Maschine kann aber noch nicht angelassen werden, weil gewöhnlich eine nicht geringe Menge Ketten und Carriagesfäden abgerissen sind, welche man zuvor wieder gehörig einziehen muss, und weil nunmehr, nachdem sich Alles mehr geordnet hat, die genaue Correction der Häkchenreihen vorgenommen wird.

Ist diese Correction erfolgt, so fängt man an, die Maschine mit der Hand in Gang zu setzen, damit sich die neu eingezogenen Fäden einweben, und fährt damit so fort, bis man ein klares Gewebe erhalten hat. Dabei corrigirt man überall, wo es nöthig erscheint, und lässt endlich die Maschine an. Im Verlauf des Ganges wird der Weber ersehen, wo es noch fehlt und wo nachgeholfen werden muss. Die ersten gewebten Ellen taugen in der Regel nichts, zuweilen das halbe Stück zu weiter nichts als zum Abwischen der Maschine. Hat man es nun dahin gebracht, dass die Maschine gut arbeitet, so wird das Stück ohne Verzug weiter gewebt und sofort abgearbeitet, bis die Bobbins leer werden. Das fertige Stück wird aus der Maschine gebracht und dabei folgendermassen zu Werke gegangen.

Man bringt alle Carriages auf den vordern Kamm, hebt die vordere Treibstange aus, schneidet mit der Scheere alle noch nicht ausgegangenen Carriagesfäden ab, und nimmt sämtliche Carriages aus der Maschine, was sehr leicht angeht. (Man betrachte nur aufmerksam *Fig. 6* und denke sich dabei den vordern Locker *q* mit der Hand umgewendet, so dass derselbe die Carriagesfüßchen auslässt.) Zugleich muss eine solche Position gewählt werden, dass die Nadeln beider Nadelstangen das Gewebe fassen (entweder die Stellung am Anfange der fünften oder am Anfange der neunten Bewegung, siehe Tabelle der Bewegungen). Nunmehr schneidet man das Gewebe etwa  $1\frac{1}{2}$  Zoll hoch über den Nadeln quer durch, löset das Zahnrad des Zeugbaumes aus und rollt das fertige Stück von letzterm ab. Der  $1\frac{1}{2}$  Zoll hohe Streifen hält die Kette in den zusammengreifenden Nadeln hinreichend sicher und wird sodann an den Leinwandstreifen des Zeugbaumes angenähet. Das Zahnrad wird wieder befestigt und durch Umdrehung des Zeugbaumes, mittels der Hand, die Kette vollkommen gespannt und die Maschine zum Einsetzen der Carriages in die oben angegebene Lage gebracht. Mittlerweile werden die leeren Bobbins aus den Carriages genommen, vollgespulte eingesetzt und sodann wie oben verfahren.

Das zweite und fernere Anrichten der Maschine ist natürlich, sobald diese gut gearbeitet hat, viel einfacher und kürzer. Es beschränkt sich lediglich auf eine vorsichtige Behandlung der Maschine und auf eine anfänglich langsame Bewegung derselben durch die Hand, bis das Gewebe wieder klein erscheint, was nach einigen Umdrehungen erfolgt, worauf sodann die Maschine angelassen wird.

Dies sind in Kürze die Hauptmomente, worauf es bei der Anrichtung der Maschine ankommt. Vieles bleibt noch zu sagen übrig, muss aber hier übergangen werden.

Es wird kaum vieler Erörterungen bedürfen, um einzusehen, dass bei einer so complicirten Maschine, zumal wenn sie, wie es wirklich der Fall ist, sehr schnell geht, in kürzerer oder längerer Zeit die richtige Stellung der einzelnen Theile, sei es durch Abnutzung oder Lahmwerden,

sich verändert und dass alsdann die Folgen solcher Veränderungen bald mehr, bald weniger deutlich zum Vorschein kommen und jedenfalls der Schönheit und Güte des Zeuges nachtheilig sind. Auch dürfte es nicht schwer fallen, aus allem bisher Gesagten die Fehler und Störungen, welche die Folgen solcher Veränderungen sind, der Reihe nach anzugeben und auch zugleich die dabei stattfindenden Erscheinungen, sowie die Mittel zur Abhülfe aufzuzählen.

Die Zahl der Fehler und Störungen, welche an dieser Maschine vorkommen können, wird sich gewiss nicht gering herausstellen; besonders wenn man bedenkt, wie viele Umstände zugleich einwirken können. — Nur durch genaue Kenntniss der ganzen Maschine in allen ihren Theilen, Bewegungen und Functionen, durch genaue Beobachtung des Ganges und der Arbeit kann sich der Weber jene Fertigkeit aneignen, um den fehlerhaften oder krankhaften Zustand der Maschine sogleich zu erkennen und um schnell die geeignetsten Mittel zu dessen Abhülfe zu ergreifen.

Es würde hier zu weit führen, den Gegenstand in dieser Beziehung weiter zu verfolgen, und es kann nur Einiges, was mit dem Vorigen in directem Zusammenhange steht, angeführt werden.

Die einzigen Störungen, welche während des Ganges einer gut arbeitenden Maschine eintreten können, werden durch das Abreissen eines Ketten- oder Carriagesfadens, was oft in mehreren Stunden Arbeitszeit ein oder ein paar Mal geschieht, verursacht. Der Weber, welcher vor seiner Maschine immerwährend dieselbe beaufsichtigt, hat sofort die abgerissenen Fäden zu ergänzen, und dabei möglichst schnell zu verfahren, damit der entstehende Fehler nicht gross werde. Reisst ein Kettenfaden, was in der Regel an den Häkchen vor sich geht, so fällt derselbe auf die Fadenleiter herab oder der Weber sucht ihn daselbst mittels des Einziehhäkchens herauszuziehen, knüpft alsdann von demselben Kettengarne, welches er auf hölzernen Spulen zur Hand hat, eine passende Länge Faden an und bringt die Maschine in Stillstand. Während des Anknüpfens hat der Weber seine Maschine immerwährend zu überwachen, damit sich nicht an irgend einer Stelle Enden verwirren, Knoten bilden und grosse Löcher im Stücke entstehen, wofür er natürlich nicht bezahlt wird. Um die angeknüpften Kettenfäden einzuziehen, wird die Maschine so gestellt, dass beide Carriagesreihen auf dem hintern Kamm stehen. Die vordere Treibstange wird ausgenommen und der vordere Kamm auf jener Seite, wo der Faden einzuziehen ist, ausgehoben und zurückgeschoben. Dabei bleibt der Kamm am andern Ende, auf den beiden Stellschrauben  $x$  ruhen, wogegen das ausgehobene Ende auf das bewegliche Stück  $p_2$  gesetzt wird. Eine solche Kammstellung ist in *Fig. 20* (Taf. 68) gezeichnet. Man sieht aus der Zeichnung, dass der Weber sehr bequem zu den Häkchen gelangen kann. Er fasst den Faden mit der linken Hand und indem er denselben, über dem Zeigfinger liegend, so nahe wie möglich unter die Fadenführerstangen  $a$  und  $b$  bringt, fährt er mit dem Einziehhäkchen, welches er in der rechten Hand hält, zwischen den Stangen durch, fasst den Faden vom Finger, bringt ihn in das gehörige Häkchen, führt ihn durch die Nadeln und befestigt ihn mittels einer Schlinge am Gewebe, so dass er gehörig gespannt und in richtiger Lage ist. Der Kamm wird wieder eingelegt, die Treibstangen eingesetzt, mit der Hand die Maschine bewegt, so dass die Carriages auf beiden Kämmen stehen, und dann die Maschine angelassen. Die ganze Operation des Einziehens ist in kurzer Zeit vollzogen, wozu



die Einrichtung der Maschine, um den Kamm bequem auszusetzen und zu den Hähchen zu gelangen, wesentlich beiträgt.

Reisst ein Carriagefaden und ist derselbe mit dem Einziehhähchen während des Ganges der Maschine nicht aufzufangen, weil er zu tief abgerissen ist, so muss die Maschine angehalten und der Carriage herausgenommen werden. Man stellt zu dem Ende die Carriagesreihe auf beide Kämme und sticht mit der Schlichtnadel (*Fig. 74*) unter dem betreffenden Kammstücke zwischen die Bahnen hinter dem Carriage ein, wo derselbe herauszunehmen ist. Die Schlichtnadel öffnet die Bahnen so weit, dass man den Carriage mit den Fingern ausheben kann. Sodann sucht man den Faden auf, zieht ein gehörig langes Stück durch das Oehr und setzt sofort den Carriage an seine Stelle, indem man die Bahnen so lange durch die eingesteckte Nadel geöffnet hält. Man entfernt die Schlichtnadel und zieht mittels des Einziehhakens den Carriagefaden durch die Nadeln, hält ihn über denselben mit den Fingern straff angespannt und lässt die Maschine an. Auch diese Operation geht schnell vor sich, nur hat man sehr darauf zu achten, dass durch das Einstechen der Schlichtnadel die Kammbahnen nicht verbogen werden.

Das Abreissen irgend eines Fadens gibt eine Fehlerstelle im Zeuge und wird später, wenn das Stück abgenommen, aus der Hand mit der Nähnaedel ausgebessert. Die Länge eines Stücks hängt von der Länge der Bobbinfäden und von der Grösse der Maschen ab, so dass bei derselben Fadenlänge ein grosslöcheriges Stück mehr Ellenzahl gibt als ein feinflöcheriges, wo gleiche Breite vorausgesetzt wird. Die Stücklänge für mittelfeine Gewebe und für Bobbins von angegebener Grösse ist bei einer Breite von  $\frac{3}{4}$  Yards zwischen 16 bis 20 Yards. Eine Kette gibt je nach ihrer Länge mehrere Stücke. Man windet sie nach Bedarf 200 bis 300 Yards und darüber lang.

Es ist hier die passendste Stelle, über das Material, welches zu Bobbinnet verarbeitet wird, sowie über die Feinheitsbestimmung des Gewebes das Nöthige in Kürze anzugeben.

Das Material zu Bobbinnet ist Baumwollenzwirn von verschiedener Feinheit. England liefert fast ausschliesslich diesen Zwirn, schlechtweg Bobbinnetgarn genannt. Das Bobbinnetgarn ist zweifädig und dessen Feinheit wird durch die Angabe der Feinheitsnummern des einfachen Garnfadens bestimmt. Man verarbeitet von Nr. 100 bis 300, selten darunter oder darüber; die Nr. 150 bis 180 sind die gebräuchlichsten. Das Bobbinnetgarn muss die möglichste Glätte und Egalität besitzen, weswegen auch nur gegasertes Garn genommen wird. Die Feinheitsnummer des Bobbingarnes ist in der Regel um 10 oder 20 grösser als die der Kette.

Ausnahmsweise verarbeitet man auch Leinen- und Seidenzwirn, wodurch die Gewebe den brüsseler Spitzen und Blondes ähnlich werden.

Nach der Grösse der Löcher und ihrer Anzahl auf eine bestimmte Länge wird nicht nur die Feinheitsnummer des zu verwebenden Garnes, sondern auch die Anzahl der Kettenfäden für eine bestimmte Breite des Stückes festgesetzt und danach, wie man sich kunstgerecht ausdrückt, der Besatz (*Satz*) der Maschine eingerichtet. Als Massstab für den Besatz wird die Löcher- oder Maschenzahl, auf einen englischen Zoll Länge, angenommen, obwohl diese Zahl keine feste und sichere Bestimmung gibt, weil die Appretur bedeutenden Einfluss auf die Grösse der Löcher hat. Die Feinheitsbestimmung des Gewebes ist im Handel sehr verschieden und hat für den Weber keine eigentliche Bedeutung. Die

feinsten Gewebe werden gewöhnlich mit den niedrigsten Zahlen bezeichnet und dieselben steigen mit der Grösse der Löcher.

Es muss bemerkt werden, dass ein und dasselbe Stück, vom Anfange bis zum Ende, wenn nicht besondere Aufmerksamkeit angewendet wird, Gewebe von verschiedener Feinheitsqualität oder Nummer gibt. Die Appretur kann vieles ausgleichen, doch hängt das meiste von der Maschine ab.

Der Weber richtet sich bei der Bestimmung des Besatzes, für ein vorgelegtes Feinheitsmuster, besonders nach der Stärke der Fäden und der Anzahl Löcher, welche auf einen englischen Zoll Länge gehen, wobei er jedoch die Wirkung der Appretur nicht übersehen darf.

Nach dieser Bestimmung ergibt es sich, ob auf einen engl. Zoll Länge 19, 20, 22, 24, 26 oder 28 Kettenfäden nöthig sind. Letztere Zahl wird selten überstiegen und gibt die allerfeinsten Gewebe, zu welchen das feinste Garn genommen werden muss; gewöhnlich nimmt man 20 bis 24 Fäden. Ist diese Zahl festgestellt, so ist auch der Besatz bestimmt. Es müssen nämlich in jedes Guidesstück, in jedes Kammstück und in jedes Nadelstück, welche sämmtlich gleich breit und zwar 2 engl. Zoll breit sind, eben so viele einzelne Häkchen, Combs und Nadeln genommen werden, als Fäden auf 1 Zoll nöthig sind. Hieraus folgt von selbst, dass die Hälfte dieser Zahl von den einzelnen Theilen auf 1 engl. Zoll geht, und hiernach bezeichnet man den Besatz, indem man die Anzahl Nadeln, welche in einer halben Nadelstange enthalten sind, nennt. Eine Maschine, welche in jedem Nadelstücke 20 Nadeln, also auf 1 engl. Zoll 10 Nadeln enthält, heisst eine Zehnpoints-Maschine u. s. f. Der Besatz der gezeichneten  $\frac{3}{4}$  Yards-Bobbinnemaschine weiset sonach eine Zwölfpoints-Maschine nach. Es versteht sich von selbst, dass man in Fabriken, welche fast alle Feinheitsnummern des Gewebes, wie es eben das Bedürfniss der Mode ist, arbeiten, 10, 11 und 12 points-Maschinen in Thätigkeit hat. Das Umbauen einer Maschine auf einen andern Besatz ist nicht nur kostbar, sondern auch zeitraubend.

Bei allen Maschinen von verschiedenem Besatz sind, wenn die Carriages gleiche Breite und dieselbe Entfernung der Füsschen haben, alle übrigen Theile gleich.

Ist die Breite des zu webenden Stückes festgesetzt, so hat man sogleich die erforderliche Anzahl der Häkchen, Nadeln und Kammstücke.

Als Beispiel soll der Besatz für die  $\frac{3}{4}$  Yards Zwölfpoints-Maschine angegeben werden.

Ein Yard hat 3 engl. Fuss oder 36 Zoll, mithin 2 Yards 72 Zoll Länge. Es sind sonach nöthig: für den vordern Kamm 36 Kammstücke oder 864 vordere Kammbahnen; für den hintern Kamm eben so viele hintere Kammbahnen; zusammen 72 Kammstücke oder 1728 Kammbahnen (Combs).

In der Anwendung pflegt man jedoch oft nur  $35\frac{1}{2}$  oder 35 Kammstücke in einen Kamm zu nehmen, weil einerseits das Fehlende in der Breite durch die Appretur ersetzt wird und andererseits selten die Stücke in der gewebten Breite verkauft, sondern der Breite nach in schmalere Stücke getrennt werden. Ueberhaupt richtet man die Breite des Gewebes so ein, dass man die gangbarsten Breitenstücke ohne Abfall bequem herauszuschneiden kann.

Ausser den nöthigen Kammstücken sind einige in Reserve zu halten. Ferner: für die beiden Guidesstangen 72 Guidesstücke oder 1728 Häkchen; sogar noch einige Reservestücke.



Dann: für die beiden Nadelstangen 72 Nadelstücke oder 1728 Nadeln und ebenfalls einige Reservestücke. Endlich wenigstens 1728 Carriages und 3456 Bobbins.

In der Zeichnung *Fig. 3* sind nur 25 Kammstücke gezeichnet, obwohl deren nach Obigem 35 bis 36 sein müssten. Der Raum der Tafel gestattet jedoch nicht, die Maschine in ihrer eigentlichen Längenausdehnung nach dem angenommenen Massstabe auszuführen, und einen kleinern Massstab zu wählen ging wegen der Kleinheit der einzelnen Theile nicht füglich an. Eben so hat man es für zweckmässiger erachtet, diese Längen- oder Frontansicht der Maschine so zu zeichnen, als wenn die Längendimension richtig wäre, und hat sie daher nicht in der Mitte abgebrochen dargestellt, um damit anzuzeigen, dass 10 oder 11 Kammstücke fehlen. Man kann sich dieselben hinzu denken und die Maschine zu beiden Seiten, von der Mitte aus, um so viel ausdehnen. In ihrer gezeichneten Länge würde sie sonach eine  $\frac{6}{4}$  Yards-Maschine repräsentiren, an welcher jedoch sämmtliche Dimensionen aller Theile andere Verhältnisse erhalten würden, indem die angegebenen viel zu gross sind und einer  $\frac{3}{4}$  Yards Maschine entsprechen.

Ueber die Vertheilung der Kamm-, Nadel- und Guidesstücke ist bereits Alles angeführt worden; hier nur noch einige Bemerkungen über die Vertheilung der Carriages und Kettenfäden.

Man bestimmt nach dem Vorigen die Anzahl der erforderlichen Kammstücke; sodann die Anzahl der nöthigen Carriages, die nun um einige Stücke geringer ist als die Zahl der Bahnen, weil zwei oder drei Bahnen an den Enden der Käme zur Klemmvorrichtung benutzt werden. Die Zahl sämmtlicher Carriages, welche eine ungerade Zahl ist, wird in zwei Hälften getheilt, wovon die eine Hälfte für den hintern Kamm, die andere Hälfte für den vordern Kamm bestimmt wird. Der übrigbleibende Wechselcarriages wird irgend einer Hälfte zugetheilt. Die Kettenfäden sind gleich der Anzahl Carriages und daher auch in ungerader Anzahl vorhanden (hierbei sind die stärkeren Eckfäden inbegriffen), die hintere Kettenhälfte bekommt nun einen Eckfaden mehr als die vordere Kettenhälfte. Die Eckfäden der Säume gehören der hintern Kette an.

Folgendes Schema gibt die allgemeine Norm für die Bildung der Kette und der Carriagesreihe an. Als Beispiel ist die Eintheilung für das Gewebe in *Fig. 70* gewählt. Die Stellung der Fäden und Carriages entspricht derjenigen, welche am Ende der siebenten Bewegung statt hat. (S. Tabelle der Bewegungen.)

.	.	.	.	.	.	.	}	hinterer Kamm,
*	B	B	B	B	*	B		
b	b	b	b	b	b	...	}	hintere Kettenreihe,
a	a	a	a	a	a	...		
A	A	A	A	A	A	...	}	vorderer Kamm.

Am Ende der nächsten Bewegung:

.	.	.	.	.	.	.	}	hinterer Kamm,
*	b	b	b	b	*	b		
b	b	b	b	b	b	...	}	hintere Kettenreihe,
a	a	a	a	a	a	...		
B	B	B	B	B	B	...	}	vorderer Kamm,
A	A	A	A	A	A	...		

u. s. f.

Die Sternchen (\*) über *B* und *b* zeigen Wechselcarriage und Eckfaden an.

Bei der Erklärung der Fadenverbindung des Bobbinets wurde angedeutet, dass die linke Saumverbindung (s. Fig. 70) sich sehr leicht nach der einfachen rechten Saumverbindung zurückführen lasse und diese Aenderung ist auch in den untern Maschenreihen der Fig. 70 vorgenommen.

Verfolgt man die Lage und Verschlingung der Fäden, so wird man finden, dass der linke Eckfaden von dem jedesmal umkehrenden Carriage einmal mehr umschlungen ist als der rechte Eckfaden, und dass diese Umschlingung durch die Wechselung des Eckcarriage entstanden ist.

Zieht man daher den linken Eckfaden in ein bewegliches Häkchen, dessen seitliche Verschiebungen von den Bewegungen der hintern Fadenführerstange unabhängig gemacht werden, so ist alsdann nur nöthig, dieses Häkchen während der Wechselung um eine Fadenweite nach links springen zu lassen, wonach der umkehrende Carriage den Eckfaden nicht mehr umschlingen kann. Die hierzu nöthige Vorrichtung ist sehr einfach und gewährt ausser einer schöneren Saumverbindung noch den grossen Vortheil, dass gerade zur Zeit der Wechselung, wo die Carriagesbewegung am betreffenden Kammende ohnehin sehr complicirt ist, durch den Austritt des Eckfadens jede Störung, welche seine Grösse dabei verursachen könnte, beseitigt wird.

Zum Schlusse dieses Gegenstandes noch Einiges über die Leistungen dieser Maschinen und über den Kraftaufwand zum Betrieb derselben.

Die Bobbinetmaschinen von angegebener Construction leisten unglaublich viel, und es erregt das grösste Erstaunen, wenn man diese complicirten Maschinen mit ihren vielen beweglichen Theilen so taktmässig arbeiten sieht und dabei die Stücklänge zusehend wächst.

Bei gut construirter  $\frac{5}{8}$  Yards breiter Maschine kann man der untersten Welle  $W_1$  an 60 — 70 Umdrehungen in einer Minute geben; dies gibt, wenn man 60 Umdrehungen annimmt, für die Welle  $W$   $60 \cdot \frac{3}{4} \cdot \frac{6}{8} = 45$  Umdrehungen; mithin für die Welle  $t$ , 15 Umdrehungen; also 30 Maschenreihen in einer Minute, und 1800 Maschenreihen in einer Stunde. Indessen zu einer solchen regelmässigen Leistung kommen die Maschinen selten. Man zählt die Arbeitsleistung nach Maschenreihen und nennt 240 derselben einen Rack. Sonach kann für die obigen Verhältnisse eine Maschine, wenn sie ohne Unterbrechung arbeitet,  $\frac{1800}{240} = 7\frac{1}{2}$  Racks in einer Stunde liefern.

Die Länge des in einer Stunde gewebten Zenges lässt sich nach der Stückzahl schätzen und beträgt je nach der Grösse der Löcher 1 bis  $1\frac{1}{2}$  Yard. Die Zahl der täglich gelieferten Racks (12 stündige Arbeitszeit) bestimmt den Verdienst des Webers, welcher für einen Rack je nach der Feinheit und Breite des Gewebes verschieden bezahlt wird.

Um die Racks zu zählen, bringt man nahe in der Mitte, an dem Querverbindungsstücke *C*, eine einfache Zählungsmaschine an, deren Zeiger auf einem eingetheilten und passend numerirten Zifferblatte durch die Axenbewegung der Welle *T* bewegt wird. Diese Vorrichtung ist in der Zeichnung weggelassen, da ihre Construction hinlänglich bekannt ist.

Obige Verhältnisse angenommen, wird man ersehen, dass die einzelnen Carriagesbewegungen sehr schnell auf einander folgen, indem immer sechs Bewegungen in 2 Secunden oder eine Bewegung in  $\frac{1}{3}$  Secunde vollendet ist.



Noch schnellere Bewegung bringt keinen Vortheil und vermindert eher die Arbeitsleistung. Obige Verhältnisse können als die äussersten Grenzen für den vortheilhaften Betrieb angesehen werden. Es muss jedoch bemerkt werden, dass die obigen Geschwindigkeitsverhältnisse sich jederzeit nach der Feinheit des Besatzes modificiren. So erhalten 13 und 14 points-Maschinen, ja oft schon 12 points-Maschinen einen langsameren Gang.

Eine  $\frac{5}{8}$  Yards-Maschine kann noch durch die Kraft eines Arbeiters durch 12 Arbeitsstunden (dazwischen eine Stunde Ruhezeit) mit der halben angegebenen Geschwindigkeit bewegt werden. Berücksichtigt man noch die Kraft zur Ueberwindung der Widerstände, welche die Communicationsvorrichtung, um die Bewegung von einer Hauptkraftwelle nach der Maschine zu übertragen, hervorruft, so wird man nicht viel fehlen, wenn man die zum Betriebe einer  $\frac{5}{8}$  Yards breiten Bobbinnetmaschine, welche 6 — 8 Rack in einer Stunde liefern kann, nöthige Betriebskraft auf die Hauptkraftwelle bezogen, zu  $\frac{1}{4}$  Pferdekraft annimmt.

#### Bemerkungen über breite Bobbinnetmaschinen.

In neuerer Zeit hat man angefangen, die Maschine zu glatten Geweben viel breiter zu bauen und darauf  $\frac{10}{4}$  bis  $\frac{20}{4}$  Yards breite Stücke zu weben. Diese breiten Maschinen bieten, wie sich bald finden lässt, in mehreren Beziehungen bedeutende Vortheile. Der grösste Vortheil bleibt aber der, dass solche breite Maschinen viel langsamer gehen können (und müssen) und doch wegen ihrer Breite denselben Flächeninhalt an gewebtem Zeuge liefern. Der langsame Gang schont die Maschine ungemein und sie arbeiten daher längere Zeit, ohne der geringsten Correction oder Reparatur zu bedürfen; namentlich werden Carriages und Kämme nicht so hart mitgenommen als bei den schnell gehenden  $\frac{5}{8}$  Yards-Maschinen.

Der Gang der Maschine braucht lange nicht in dem Verhältniss der zunehmenden Breite verzögert zu werden, um obige Vortheile zu gewähren. So gehen z. B.  $\frac{14}{4}$  Yards breite Maschinen mit einer Geschwindigkeit von  $4\frac{1}{2}$  — 5 Rack in einer Stunde so ruhig und schön, als man es nur immer wünschen kann. Vergleicht man sonach die stündlichen Arbeitsleistungen einer  $\frac{5}{8}$  Yards- und einer  $\frac{14}{4}$  Yards-Maschine, so ergibt sich für die  $\frac{5}{8}$  Yards-Maschine in einer Stunde

$7\frac{1}{2}$  Rack und 2 Yards breit;

rechnet man 6 Rack für einen Yard, so erhält man  $2\frac{1}{2}$  □ Yards oder  $22\frac{1}{2}$  □ Fuss englischen Bobbinnet. Für die  $\frac{14}{4}$  Yards-Maschine in einer Stunde:

5 Rack und  $\frac{14}{4}$  Yards breit,

und wird 6 Rack für einen Yard genommen, so gibt dies nahe 3 □ Yards oder 27 □ Fuss Zeug.

Diese Zahlen weisen die Mehrarbeit der  $\frac{14}{4}$  Yards-Maschine unwiderleglich nach und sie stellt sich in der Praxis noch weit günstiger heraus, da für die stündliche Arbeitsleistung der  $\frac{5}{8}$  Yards-Maschine das Maximum genommen ist, welches sie seltener und nur in einzelnen Stunden liefert, hingegen die  $\frac{14}{4}$  Yards-Maschine ihr Maximum fast regelmässig liefert.

Die Construction solcher breiten Bobbinnetmaschinen nach dem *double-locker*-System ist fast durchgehends dieselbe wie bei der  $\frac{5}{8}$  Yards-Maschine. Ausser der nöthigen Vergrösserung sämmtlicher Dimensionen aller Theile, welche an und für sich die grössere Breite der Maschine mit sich bringt, sind nur wenige Abänderungen in der Construction vorzunehmen. Diese Abänderungen betreffen vorzüglich folgende Punkte.

1) Die Bewegungsvorrichtungen der Treibstangen. Die Welle  $w$  (s. Zeichnungen der  $\frac{5}{4}$  Yards-Maschine) muss wegen ihrer bedeutenden Länge nicht nur grössere Dicke, sondern auch mehrere Unterstützungen an verschiedenen Punkten ihrer Länge erhalten, damit sie die Bewegungen des Hebels  $h$  präcis auf die Wiegenstücke  $I_1$  überträgt. Ferner muss die grosse Herzscheibe  $U$  bedeutend stärker construirt werden, um den grossen Druck gegen die Gleitrolle  $r$  auszuhalten. Man umgeht diese kostspieligen und zum Theil unvollkommenen Abänderungen durch folgende sinnreiche Einrichtung, welche in *Fig. 68* und *69* Taf. 70 dargestellt ist. (*Fig. 68* Durchschnitt der Maschine und *Fig. 69* Frontansicht.)

Die Welle  $w$ , welche in der  $\frac{5}{4}$  Yards-Maschine durch die ganze Breite der Maschine geht, ist hier ganz umgangen und durch zwei kurze Wellen  $w, w$  ersetzt. Diese Wellen haben an der Aussenseite des Maschinengestelles ihre Lager  $l_3$  und tragen Winkelhebel, deren Arme mit  $h$  und  $h_2$  bezeichnet sind. Am Ende eines jeden Armes  $h$  sitzt eine verstellbare Gleitrolle  $r$  und ( $r$ ), welche auf der Peripherie der Herzscheiben  $U$  und  $U_1$  laufen. Die Herzscheiben  $U$  und  $U_1$ , von beinahe congruenter Grösse, sind am Ende der Hauptwelle  $W$  der Maschine aufgezogen und beide in einander entgegengesetzter Stellung daselbst befestigt. Die Enden der Hebelarme  $h$  sind mittels der stellbaren Ziehstange  $m_1$  mit den Wiegenstücken  $I_1$  verbunden. Die Zeichnung erklärt auf den ersten Anblick die Wirkung dieser Einrichtung und zeigt zugleich ausser der Einfachheit und Solidität auch die Vortheile derselben. Es versteht sich von selbst, dass die nebenstehenden Theile eine passende Lage erhalten, welche nur im Unwesentlichen gegen die bereits bekannte abgeändert ist. Der Arm  $I$  ist bei dieser Einrichtung nicht nöthig. (S.  $\frac{5}{4}$  Yards-Maschine.) Auf der rechten Seite der Maschine ist dieselbe Einrichtung und es folgt von selbst, dass die Stellung der betreffenden Theile auf das genaueste correspondiren muss.

2) Die Fadenführerstangenbewegung. Wegen der bedeutenden Länge und Schwere der Guidesstangen  $a$  und  $b$  und wegen der vermehrten Spannung der Fäden kann die seitliche Bewegung dieser Stangen von links nach rechts, welche bei der  $\frac{5}{4}$  Yards-Maschine durch die Gewalt der Feder  $f_1$  eingeleitet wird, nicht gut mehr mit der gehörigen Sicherheit und Präcision durch dieses Mittel erreicht werden. Man bringt daher zwei Stoss- oder Zackenräder für das Zurückschieben der Fadenführerstangen an. Dieselben werden auf die Welle  $t$  an der linken Seite der Maschine aufgezogen, und sonach dieselbe Einrichtung getroffen, wie sie bereits für die Kammverschiebung erklärt wurde. Die Eintheilung und Stellung dieser Scheiben muss mit den andern correspondiren.

3) Der Aushebungs- und Bewegungsapparat für die Nadelstangen. Die bedeutende Schwere der langen Nadelstangen macht es ebenfalls erforderlich, dass der ganze bekannte Bewegungsapparat an der linken Seite der Maschine, auch an der rechten Seite derselben angeordnet werde. Es kommen sonach an die Welle  $t$ , an der rechten Seite der Maschine, zwei Muschelräder und ein Hebodaumen; und an das Querstück  $D_1$  die zweite gabelförmige Aushebestange. Durch diese Anordnung wird das gleichzeitige Ausheben, Einfallen u. s. w. an beiden Enden vollkommen erreicht.

4) Die Unterstützungen. Die Unterstützungspunkte fast sämtlicher Stangen und Wellen, welche durch die ganze Ausdehnung der



Maschinenbreite gehen, werden nach Massgabe der zu unterstützenden Theile gehörig vermehrt.

So erhalten die Kammstangen vier Unterstützungspunkte, zwei an den beiden Enden und zwei in der Mitte, welche ganz analog, wie bereits bekannt ist, angeordnet werden.

Ebenso erhalten die Fadenführerstangen eine Unterstützung in der Mitte mehr.

Ferner werden die Nadelstangen an vier Armen aufgehängt u. s. f.

Alphabetische Zusammenstellung und Erklärung der Buchstaben in den Zeichnungen *Fig. 1* bis *74*, welche zu den Bobbinnetmaschinen gehören.

- A* rechtes Seitengestell.
- A*<sub>1</sub> linkes Seitengestell.
- B* vorderes Frontgestell.
- B*<sub>1</sub> hinteres Frontgestell.
- C* oberstes Verbindungsstück der beiden Seitengestelle.
- C*<sub>1</sub> Träger, an *C* befestigt. Derselbe trägt die Zapfenlager des Zeugbaumes, die stellbaren Winkelstücke, an welchen die grossen Sporenrädchen *R*<sub>1</sub> befestigt sind; ferner die Stange *D* und die Lager der Wellen *t*.
- D* eiserne Stangen, über welche das Gewebe nach dem Zeugbaum läuft. An ihren Enden sitzen die kleinen Sporenrädchen *r*<sub>3</sub>.
- D*<sub>1</sub> Querstück zur rechten Seite der Maschine und in der halben Höhe von *A*. Es ist das Hauptlagerstück für die Kammstangen *K* und *K*<sub>1</sub> und für die Guidesstangen *a* und *b*.
- D*<sub>2</sub> das analoge Stück zur linken Seite der Maschine, in der Mitte von *A*<sub>1</sub>. In demselben befindet sich der Bolzen, um welchen sich die Aushebestange *P*<sub>1</sub> bewegt.
- E* vordere Treibstange.
- E*<sub>1</sub> hintere Treibstange.
- F* Messing-Fadenleiter.
- F*<sub>1</sub> Stahlfedern der Klemmvorrichtung (*Fig. 67* und *67<sup>a</sup>*).
- G* Garnbaum.
- G*<sub>1</sub> vordere Nadelstangenarme.
- G*<sub>2</sub> hintere Nadelstangenarme.
- H* Hebel zur Aufnahme des Gewichtstückes *Q*, um die Kette zu spannen.
- H*<sub>1</sub> Hebel der vordern Nadelstange.
- H*<sub>2</sub> Hebel der hintern Nadelstange.
- I* Arme an den Wellen *t*, um das Wiegenstück *I*<sub>1</sub> in Bewegung zu setzen.
- I*<sub>1</sub> Wiegenstücke, welche die Lager der Treibstangen *E* und *E*<sub>1</sub> tragen.
- K* vordere Kammstange.
- K*<sub>1</sub> hintere Kammstange.
- L* vorderer Kamm.
- L*<sub>1</sub> hinterer Kamm.
- M* vordere Nadelstange.
- N* hintere Nadelstange.
- N*<sub>1</sub> Hebestange der vordern Nadelstange.
- N*<sub>2</sub> Hebestange der hintern Nadelstange.

- O* Lagerstück in der Mitte der Maschine }  
*P* Lagerstück an der Seite der Maschine } befestigt auf *B* und *B*<sub>1</sub>.  
 Sie tragen die Lockerlager.  
*P*<sub>1</sub> gabelförmige Aushebestangen für beide Nadelstangen.  
*Q* Gewichtstücke zur Spannung der Kette.  
*Q*<sub>1</sub> Hebedaum an der Welle *t* (linke Seite), welcher auf die Aushebestange *P*<sub>1</sub> wirkt.  
*R* Rollen- oder Schnurläufe für die Spannungsseile *S*.  
*R*<sub>1</sub> grosse Sporenradchen.  
*R*<sub>2</sub> Muschelscheibe der vordern Nadelstange.  
*R*<sub>3</sub> Muschelscheibe der hintern Nadelstange.  
*S* Seile zum Spannen der Kette.  
*S*<sub>1</sub> Stützstange der vordern Nadelstange.  
*S*<sub>2</sub> Stützstange der hintern Nadelstange.  
*T* Welle, auf welcher die Arme *G*<sub>1</sub> der vordern Nadelstange befestigt sind.  
*T*<sub>1</sub> dieselbe Welle für die hintere Nadelstange.  
*U* grosse Herzscheibe für die Treibstangenbewegung.  
*U*<sub>1</sub> grosse Herzscheibe für dieselbe Bewegung in der Construction für breite Maschinen.  
*V* grosses Zahnrad mit 48 Zähnen auf der Hauptwelle *W*.  
*W* Hauptwelle der Maschine.  
*W*<sub>1</sub> Treibwelle der Maschine, welche die Riemenscheibe *Y* trägt.  
*X* gezacktes Rad auf der Welle *W*<sub>1</sub> mit 36 Zähnen.  
*Y* Riemenscheibe der Welle *W*<sub>1</sub>.  
*Y*<sub>1</sub> Treibriemen.  
*Z* der Zeugbaum.

- a* vordere Guides- oder Fadenführerstange.  
*a*<sub>1</sub> Stellschraube für die Seitenbewegung der vordern Guidesstange.  
*a*<sub>2</sub> Stellschraube für dieselbe Bewegung der hintern Guidesstange.  
*b* hintere Guidesstange.  
*b*<sub>1</sub> Winkelstücke, welche die Stellschraube *a*<sub>1</sub> tragen.  
*b*<sub>2</sub> Winkelstücke für die Stellschraube *a*<sub>2</sub>.  
*b*<sub>3</sub> Bolzen, um welchen sich die Hebel *H*<sub>1</sub> und *H*<sub>2</sub> und die Hebestangen *N*<sub>1</sub> und *N*<sub>2</sub> gemeinschaftlich bewegen.  
*c* vordere Haken- oder Guidesreihe.  
*c*<sub>1</sub> Tragstücke für die Unterstützungsschrauben *d*<sub>1</sub> und *d*<sub>2</sub> der Guidesstangen, an *D*<sub>1</sub> und *D*<sub>2</sub> befestigt.  
*c*<sub>2</sub> Stellschraube des Hebels *H*<sub>2</sub> (hintere Nadelstange).  
*c*<sub>3</sub> Stellschraube des Hebels *H*<sub>1</sub> (vordere Nadelstange).  
*d* hintere Guidesreihe.  
*d*<sub>1</sub> Unterstützungsschraube der vordern Guidesstange.  
*d*<sub>2</sub> Unterstützungsschraube der hintern Guidesstange.  
*e* Mittelstütze der Kammstangen.  
*f* Kettenfaden.  
*f*<sub>1</sub> Stahlfeder zum Zurückschieben der Guidesstange.  
*f*<sub>2</sub> Zapfen, um welche sich die Nadelstangen bewegen.  
*g* Lagereisen des Garnbaumes.  
*g*<sub>1</sub> Hebelstange für den hintern Locker (rechte Seite).  
*g*<sub>2</sub> Hebelstange für den vordern Locker (linke Seite).  
*h* Arm auf der Welle *w* (Mitte), welcher mittels der Gleitrolle *r* mit der grossen Herzscheibe *U* in Verbindung steht.



- $h_1$  Arm auf der Welle  $w$  (rechte Seite), welcher die Bewegung des Armes  $h$  auf die Ziehstange  $m$  überträgt.  
 $h_2$  Arm auf derselben Welle (linke Seite), zu demselben Zwecke mit der Ziehstange  $m_1$  verbunden.  
 $i$  Zapfen, in welchen sich die Hebel  $g_1$  und  $g_2$  drehen.  
 $k$  Carriagesfaden der vordern Reihe.  
 $k_1$  Carriagesfaden der hintern Reihe.  
 $k_2$  abgebogene Tragarme, an welchen die Zapfen  $f_2$  der Nadelstangen befestigt sind.  
 $l$  vordere Carriagesreihe.  
 $l_1$  hintere Carriagesreihe.  
 $l_2$  Lager der Wellen  $T$  und  $T_1$ .  
 $l_3$  Lager der Wellen  $w$  (in Fig. 68 und 69).  
 $m$  Ziehstange des Armes  $h_1$ , welche diesen mit dem Arme  $I$  verbindet (rechte Seite).  
 $m_1$  Ziehstange des Armes  $h_2$ , ebenfalls mit  $I$  verbunden (linke Seite).  
 $m_2$  Stellschraube für die Seitenbewegung des vordern Kammes.  
 $m_3$  Stellschraube für die Feststellung des hintern Kammes.  
 $n$  die Nadelreihe oder Nadelstücke.  
 $n_1$  Endlager der Guidesstange (in der Mitte von  $D_1$  und  $D_2$ ).  
 $n_2$  Mittellager der Guidesstange (in der Mitte der Maschine).  
 $n_3$  Spiral-Stahlfeder, um die Nadelstangen  $M$  und  $N$  an die Gestelle  $A$  und  $A_1$  zu pressen.  
 $o$  Kammverschiebungsscheibe auf der Welle  $t$  (linke Seite).  
 $o_1$  Stoss- oder Zackenrad der vordern Guidesstange (rechte Seite).  
 $o_2$  Stoss- oder Zackenrad der hintern Guidesstange (rechte Seite).  
 $o_3$  Kammverschiebungsscheibe auf der Welle  $t$  (rechte Seite).  
 $p$  Lockerstange.  
 $p_1$  abgebogene Arme, in welchen die Schraubenmutter der Stellschrauben  $m_2$  und  $m_3$  geschnitten sind. (Vordere und hintere Kammstange.)  
 $p_2$  bewegliche Lagerstücke auf  $D_1$  und  $D_2$ .  
 $q$  Locker.  
 $q_1$  Unterstützungsarme der Kammstangen; in denselben sitzen die Stellschrauben  $d$ .  
 $q_2$  Stellschraube zur Unterstützung der Kammstange (in der Mitte).  
 $r$  Gleitrolle der grossen Herzscheibe  $U$ .  
 $(r)$  Gleitrolle der grossen Herzscheibe  $U_1$  (Fig. 68 und 69).  
 $r_1$  Gleitrolle der rechten Lockerscheibe  $v_1$  (rechte Seite).  
 $r_2$  Gleitrolle der linken Lockerscheibe  $v_2$  (linke Seite).  
 $r_3$  kleine Sporenrädchen an der Stange  $D$ .  
 $r_4$  Gleitrolle der Muschelräder  $R_2$  und  $R_3$  (linke Seite).  
 $s$  Arme, womit die Nadelstangen  $M$  und  $N$  mit den Stützstangen  $S_1$  und  $S_2$  verbunden sind.  
 $s_1$  Zahnrad auf der Hauptwelle  $W$  (rechte Seite).  
 $s_2$  Zahnrad auf derselben Welle (linke Seite).  
 $t$  Wellen, auf welchen sämtliche Stoss- oder Zackenräder und Scheiben aufgezogen sind (linke und rechte Seite).  
 $t_1$  Zahnrad auf der Hauptwelle  $t$  (rechte Seite).  
 $t_2$  Zahnrad auf derselben Welle (linke Seite).  
 $u$  Zapfen, um welchen sich die Stosshebel der Guidesstangen bewegen.  
 $u_1$  Winkelhebel der vordern Guidesstangen, ruhend auf dem Stosshebel  $x_1$ .  
 $u_2$  Winkelhebel der hintern Guidesstangen, ruhend auf dem Stosshebel  $x_2$ .

- $u_3$  Stosshebel des vordern Kammes (rechte Seite).
- $u_4$  Stosshebel des vordern Kammes (linke Seite).
- $v$  Lockergetriebe.
- $v_1$  Lockerscheibe für den hintern Locker (rechte Seite); sie sitzt auf der Welle  $W$ .
- $v_2$  Lockerscheibe für den vordern Locker (linke Seite); auf derselben Welle.
- $w$  Wellen, an welchen die Arme  $h$ ,  $h_1$  und  $h_2$  befestigt sind (hintere Längenseite der Maschine).
- $w_1$  Wellen, auf welchen die Arme  $I$  und die Wiegenstücke  $I_1$  festsitzen. Die horizontale Gerade, welche die Axen dieser Wellen verbindet, ist die Hauptaxe oder Hauptrichtungslinie der Maschine.
- $w_2$  Zahnrad des Zeugbaumes, welches in die Schraube ohne Ende des Regulators eingreift.
- $x$  Lager der Welle  $w$ .
- $x_1$  Stosshebel der vordern Guidesstange.
- $x_2$  Stosshebel der hintern Guidesstange.
- $x_3$  Winkelhebel für die Kammverschiebung (rechte Seite).
- $x_4$  Winkelhebel für denselben Zweck (linke Seite).
- $y$  Bolzen, um welchen sich die Winkelhebel  $u_1$  und  $u_2$  bewegen.
- $y_1$  Stellschraube der Nadelstange, auf welche die obere Gabel der Aushebestange  $P_1$  wirkt.
- $y_2$  Stellschrauben der Nadelstangen, welche an die Seitengestelle  $A$  und  $A_1$  schlagen.
- $z$  Klauen zum Einrücken der Maschine auf der Welle  $W_1$  (Mitte der Maschine).
- $z_1$  Zahnstange für den hintern Locker (rechte Seite).
- $z_2$  Zahnstange für den vordern Locker (linke Seite).
- $\alpha$  Stellschraube in den Armen  $g_1$  der beiden Kammstangen.
- $\beta$  Nuthe, in welcher die Mittelstützen  $e$  der Kammstangen laufen.
- $\gamma$  Zapfen der untern Hebel der Aushebestange  $P_1$ , um die hintere Nadelstange auszuheben.
- $\delta$  Zapfen für die vordere Nadelstange.

### Beschreibung einer $\frac{8}{4}$ breiten Streifenmaschine.

Diese Maschinen liefern Bänder oder Streifen von beliebiger Breite, welche jedoch immer in gewisse Gränzen eingeschlossen bleibt, in einem zusammenhängenden breiten Stücke. Nach der Appretur des ganzen Stückes werden erst die einzelnen Bänder durch Ausziehen des sie verbindenden Eintragsfadens getrennt und sodann einer letzten Appretur noch unterworfen.

Da diese schmalen Bänder an ihren Enden sowohl der Schönheit als der Festigkeit wegen gleichsam ungesäumt sein müssen, so erfordert die Herstellung dieser schmalen Gewebe besondere Einrichtung an den Bobbinetmaschinen.

Diese Einrichtungen lassen sich mit mehr oder weniger Schwierigkeiten an allen glatten Bobbinetmaschinen, sie mögen nach was immer für einem Systeme gebaut sein, treffen.

Die im Vorhergehenden beschriebene Bobbinetmaschine kann sehr leicht für Streifenerzeugung angewendet werden; die hier folgende



Beschreibung bezieht sich lediglich auf eine *double-locker*-Streifenmaschine. Die Construction derselben, welche von dem Engländer CROFT angegeben ist, hat sich in der Praxis am besten bewährt und sie vereinigt alle jene Vorzüge, welche bei der einfachen Bobbinnetmaschine zu glattem Zeuge bereits angegeben sind. Sehr leicht kann sie wieder für glatte Zeuge umgeändert werden.

Die Eigenthümlichkeiten dieser Maschinen lassen sich schon aus dem Anblicke der verbundenen Bänder oder Streifen errathen. In *Fig. 75* Taf. 71 sind zwei Streifen von gleicher Breite in ihrer Verbindung, wie sie sich im ganzen Stücke auf der Maschine darstellt, im vergrößerten Masstabe gezeichnet. Die End- oder Saumfäden sind schraffirt und mit  $f_3$  und  $f_4$  bezeichnet. Der Verbindungsfaden, welcher im Zickzack von einer Masche zur andern läuft und so immer die neben einander stehenden Bänder verbindet, ist mit  $k_3$ , die übrigen Ketten- und Carriagesfäden respective mit  $f$  und  $k, k_1$  bezeichnet.

Die Figur weist deutlich nach, dass jeder Streifen oder jedes Band als ein für sich bestehendes glattes Gewebe anzusehen ist, indem in jedem Streifen die Carriagesfäden nur an den Enden oder Säumen umkehren und in entgegengesetzt diagonaler Richtung fortlaufen, gerade so wie *Fig. 70* darstellt.

Es muss sich sonach an jedem Saume die bereits bekannte Vorrichtung zum Umkehren der Carriages vorfinden, so dass diese in jedem Streifen für sich bleiben und die Diagonalverbindung nur durch die Breite des Bandes geht.

In der That ist die zu beschreibende Einrichtung in ihrer Wesenheit wirklich nichts anderes als eine Wiederholung der Umkehrvorrichtung; nur ist diese aus verschiedenen Gründen, die sich bald von selbst ergeben werden, auf andere Art und Weise ausgeführt.

Der Binfaden  $k_3$  ist, wie schon bemerkt worden, ein Eintrag- oder Carriagesfaden, dessen Verbindung mit den Maschen der Streifen aus der Zeichnung ersichtlich ist, und zeigt, dass die Ausziehung des Binfadens oder die Trennung der Bänder sehr leicht bewirkt werden kann.

Das Gewebe jedes einzelnen Streifens selbst ist einfach und glatt wie an jedem breiten Stücke, und somit sind alle Einrichtungen, welche lediglich die Herstellung des Gewebes betreffen, ganz übereinstimmend mit den bereits bekannten Einrichtungen der glatten Bobbinnetmaschine. So nahe demnach die Einrichtungen oder Constructions für die Streifenmaschine liegen, so ist man dennoch nicht so leicht zu einem brauchbaren Resultate gelangt. Es sind sehr viele Constructions für die *double-locker*-Streifenmaschine vorgeschlagen, versucht und zum Theil verworfen worden, theils weil sie mehr oder weniger complicirt und schwierig anzubringen waren und demnach die Maschinen unsolid und zerbrechlich machten, und theils weil sie zu langsam oder nicht präcise genug arbeiteten.

Die CROFT'sche Construction ist unstreitig die einfachste und solideste, wie es sich bereits in der Praxis herausgestellt hat.

Da nach dem Vorhergehenden sämtliche übrige Einrichtungen zur Ergänzung des glatten Gewebes bereits bekannt sind, so beschränkt sich die Beschreibung der Streifenmaschine nur auf die ihr eigenthümlichen Einrichtungen oder respective Veränderungen der Glattbobbinnetmaschine. Sämmtliche betreffende Gegenstände sind durch Zeichnungen auf Taf. 71, 72 und 73 erläutert. *Fig. 84* stellt einen Querschnitt der *double-locker*-

Streifenmaschine durch die Mitte derselben vor, und ist in halber natürlicher Grösse gezeichnet, in welcher auch die *Fig.* 91, 92, 93, 94 und 95 dargestellt sind. *Fig.* 89, 90, 98, 99 und 100 sind in natürlicher Grösse, dagegen die meisten übrigen in  $\frac{1}{4}$  der natürlichen Grösse gezeichnet. Die wesentlichsten Theile dieser Streifenmaschine sind in *Fig.* 84 zu sehen.

Man bemerkt, von unten angefangen, zwei Garnbäume  $G$  und  $G_3$ . Der grössere trägt das Garn für das glatte Gewebe, der kleine für die gewöhnlich etwas stärkeren Saumfäden  $f_3$  und  $f_4$ . Zuweilen nimmt man die Saumfäden von derselben Stärke wie die übrigen Kettenfäden und alsdann können sämtliche Kettenfäden auf einen einzigen Baum gewickelt werden. Selbst bei Anwendung von stärkeren Saumfäden kann allenfalls ein einziger Garnbaum ausreichen, wenn man diese mit den übrigen zugleich aufwindet. Wegen der grossen Stärke der Saumfäden lässt sich aber alsdann ein solcher Garnbaum sehr schwierig wickeln und bringt allerlei Unbequemlichkeiten mit sich, weswegen ein zweiter kleinerer Garnbaum jedenfalls vorzuziehen ist.

Die Ketten- und Saumfäden gehen, wie die Zeichnung zeigt, aufwärts nach der Fadenleiter  $F$ , und von da nach den Fadenführern oder Häkchenreihen  $c$ ,  $d$ ,  $c_4$  und  $d_3$  und werden daselbst regelmässig eingezogen. Die Saumfäden (*selvedges*) pflegt man, wie es auch in der Zeichnung dargestellt ist, nur über die hölzernen Einfassungsstäbe der Fadenleiter  $F$  zu legen, während die Kettenfäden durch die Löcher derselben wie gewöhnlich gezogen sind.

Die Häkchenreihen  $c$  und  $d$  sind mittels ihrer Bleie auf bekannte Weise an die Führerstangen  $a$  und  $b$  festgeschraubt.

Für die Saumfäden, welche, wie sich später ergeben wird, besondere seitliche Bewegung unabhängig von den übrigen Kettenfäden erhalten müssen, sind Eisen- und Messingösen (*selvedge-guides*) oder Saumfadenführer angebracht und an die Stangen  $a_3$  und  $b_4$  befestigt. *Fig.* 89 und 90 zeigen eine solche Oese in natürlicher Grösse.

Die Saumfadenführerstangen  $a_3$  und  $b_4$  sind auf gleiche Art und Weise wie  $a$  und  $b$  gelagert, unterstützt, mit Stellschrauben, Hebeln und Federn versehen, damit sie von ihren zugehörigen Stossrädern die entsprechende seitliche Bewegung erhalten können.

Die Kette wird aber nicht in zwei gleiche Theile wie bei breiten Zeugen, sondern ungleich getheilt in die vordern und hintern Fadenführer  $c$  und  $d$  eingezogen, und zwar lässt man in der vordern Kettenabtheilung überall, wo ein Streifen oder Band endet oder anfängt, einen Kettenfaden und in der hintern Abtheilung zwei Kettenfäden weg, welche man schon auf den Garnbaum nicht mit windet. Die Häkchen in den Fadenführern bricht man weg, weil sie einerseits nicht nöthig sind und andererseits mehr Raum für die Oesen der Saumfäden entsteht und diese sonach näher gegen die Mitte hin gebogen werden können.

Die Saumfäden werden gleich vertheilt in die vordern und hintern Führer  $c_4$  und  $d_3$  eingezogen und es ist hierbei nur zu bemerken, dass die Saumfäden  $f_3$  (*Fig.* 75) jedesmal der vordern, hingegen  $f_4$  jedesmal der hintern Abtheilung angehören. Die weitere Anordnung wird später näher angegeben werden. Zwischen den beiden Kämmen  $L$  und  $L_1$  erscheinen sämtliche Ketten- und Saumfäden in zwei Reihen aufgestellt und gehen in solchen getrennt senkrecht aufwärts zu den Nadeln  $n$  der Nadelstangen  $M$  und  $N$ , wo sich bald unterhalb derselben das Gewebe bildet und sich sofort weiter nach dem Gangbaum begibt.



Der Kamm ist wie gewöhnlich aufgestellt, desgleichen auch die Locker und Lockerstangen  $p$  und  $q$ .

Die Carriages sind in zwei Reihen, wovon die hintere am rechten Ende den sogenannten Wechselcarriage mehr enthält, eingesetzt, und es befinden sich eben so viele Carriages in der Maschine, als wenn ein glattes breites Stück gewebt würde. In der hintern Reihe befinden sich nun den Saumfäden gerade gegenüber die Carriages mit den dicken und starken Binde- oder Verschlingfäden, *turnagain and whipping carriages*, kurzweg *whipper carriages* genannt. Sie machen im Allgemeinen dieselben Bewegungen wie die übrigen Carriages; nur wechseln sie nicht und gehen immerwährend in denselben Kammbahnen hin und her. Zur Zeit der Wechselung bleiben sie im hintern Kamme stehen und lassen die übrigen Carriages in jeder Streifen- oder Bandabtheilung ihre Plätze vertauschen. Die dicken Fäden ihrer Bobbins geben den im Zickzack gehenden Bindefäden  $k_3$  her. Ihr Zweck ist, nicht allein die Verbindung der Streifen zu bewirken, sondern auch die Wechselung der sämtlichen Carriages durch die ganze Breite der Maschine in allen Streifen gleichzeitig zu vermitteln.

Die Art und Weise ihrer eigenthümlichen Bewegung zur Zeit der Wechselung ist durch *Fig. 84 bis 88* dargestellt. Bevor diese erklärt werden kann, sind noch einige zu dieser Bewegung nöthige Theile und Einrichtungen näher zu betrachten. Dicht unter den Lockerstangen  $p$  liegen parallel mit denselben die sogenannten Pickerstangen, an welchen die Pickers  $p_3$  angeschraubt sind.

Die Pickerstangen sind genau so wie die Lockerstangen gelagert und unterstützt. An einem Ende sitzt ein kurzer Arm  $e_1$  fest, welcher durch die Zugstange  $e_2$  bewegt wird, wodurch der Pickerstange mit den Pickers eine geringe Winkelbewegung ertheilt werden kann.

Die Pickers sind abgeogene sehr steif gehämmerte Eisen- oder Messingstücke, deren obere freie Enden, welche gegen die Füßchen der Carriages gesetzt sind, sehr schmal ausgearbeitet werden müssen, weil sie zwischen den Füßchen der Carriages zur Zeit der Wechselung eintreten und jene in ihrer Bewegung nicht hindern dürfen. In *Fig. 98* und *99* ist ein Picker in natürlicher Grösse gezeichnet. Oben ist er passend abgeogen und ausgehöhlt, um die Carriagesfüßchen sicher treffen zu können.

Die Pickers müssen so nahe wie möglich gegen die Mitte gerückt werden, ohne jedoch die Fadenführer in ihren seitlichen Bewegungen zu hindern; siehe *Fig. 84*. Sie sind genau einander gegenüber unter jenen Bahnen gestellt, in welchen die Whippercarriages laufen, so dass sie auf diese und auf die in derselben Bahn stehenden Carriages wirken können. Diese Pickers halten die Whippercarriages zur Zeit der Wechselung auf dem hintern Kamme und überhaupt die Carriages- und Wechselbewegung in Ordnung.

Damit die Whippercarriages auf der hintern Kammstange stehen bleiben können, muss die hintere Treibstange  $E_1$  eine besondere Einrichtung haben, welche aus *Fig. 84 bis 87* und insbesondere aus *Fig. 91 bis 95* zu ersehen ist.

Die Treibstange  $E_1$  ist aus starken, nach dem Kamme gebogenen Eisen- und Stahlblechstreifen gefertigt, an den langen Aussenseiten durch eine schmiedeeiserne Rippenstange gehörig verstärkt und mit den angeschmiedeten vierckigen Zapfen der Rippenstange in die Lager der

bekanntem Wiegenstücke  $I_1$  eingelegt. Diese Treibstange hat genau hinter jedem Whippcarriage einen schmalen Einschnitt, welcher durch die ganze Tiefe, respective Breite, der Stange beinahe bis zur Rippe geht.

Die Breite des Bleches muss hinreichend genommen werden, damit die Einschnitte die nöthige Tiefe erhalten können, welche um etwas grösser als die Breite eines Carriage sein muss.

Die Weite der Einschnitte an der inneren Kante ist beinahe der Dicke eines Carriage gleich, sie darf nur um etwas grösser sein, um das Einpassiren zu erleichtern, muss aber so viel wie möglich enge gehalten werden, damit die nebenstehenden Carriages jederzeit gut gefasst und nicht etwa in den Einschnitt gelangen oder schief gedrückt werden. — Weiter nach innen gegen die Rippe hin sind die Einschnitte weiter, um jede Klemmung und Reibung der Treibstange an den Whippcarriages zu vermeiden. Die Einschnitte sind nur während der Wechselung geöffnet, zu jeder andern Bewegungsperiode aber geschlossen und sonach gleichsam gar nicht vorhanden, so dass die Treibstange mit ihrer innern Kante gleich der massiven gegenüber liegenden Treibstange  $E$  wirkt.

Die Schliessung der Einschnitte wird durch Deckel  $d_4$  bewirkt, welche sich über jene legen, zur Zeit der Wechselung seitlich geschoben werden und so die Einschnitte öffnen. Die Deckel, deren natürlich eben so viele als Einschnitte sind, haben die Gestalt *Fig. 94* und *95* und sind sämmtlich an die Führerstange  $g_3$  geschraubt. Letztere ist durch Kloben  $e_3$  dergestalt an die Rippenstange befestigt, dass sie sich leicht seitlich verschieben lässt, die Deckel dicht auf die Einschnitte hält und jedes Emporsteigen verhindert. — Die Deckel macht man aus dünnem Eisenblech. — Die Deckelführerstange  $g_3$  wird beständig durch eine kleine hinreichend starke Spiralfeder angezogen, welche einerseits in einem an der Treibstange  $E_1$ , andererseits in einem an  $g_3$  befestigten Haken eingehangen ist. Die Kloben  $e_3$  und die Schlitze der Führerstange  $g_3$  sind so abgepasst, dass die Deckel jederzeit die Einschnitte decken, wenn die Wirkung der Feder durch keine anderweitigen Umstände verhindert wird. Die *Fig. 91* (linke Seite) zeigt die Lage der betreffenden Theile, wenn die Einschnitte der Treibstange geschlossen sind, die rechte Seite derselben Figur aber, wenn jene geöffnet sind.

Das Oeffnen wird durch eine seitliche Bewegung der Führerstange  $g_3$  nach rechts bewirkt und diese Bewegung durch die Wirkung eines Hebels auf das abgebogene Ende oder den Zapfen  $a_4$  eingeleitet, welcher durch eine passende Oeffnung der Treibstange hindurchreicht.

*Fig. 96* und *97* dienen zur Erläuterung dieser Bewegung. (*Fig. 96* Seitenansicht, *Fig. 97* horizontaler Durchschnitt dicht über dem Kamme.)  $K$  ist die vordere Kammstange, welche sich bekanntlich zur Zeit der Wechselung von rechts nach links mit dem Kamme  $L$  bewegt. An der untern Fläche derselben wird die Klaue  $h_3$  angebracht, welche zwischen sich den kurzen Arm des doppelarmigen Hebels  $H_3$  fasst. Die Drehung geschieht um den Zapfen  $s_3$ , der am schicklichen Orte am Maschinengestelle befestigt wird. Der lange Arm, genau nach der Kammkrümmung gebogen und so gestellt, dass er dicht unter die Treibstange  $E_1$  zu liegen kommt, liegt fest an der linken Seite des Zapfens  $a_4$  an.

Bewegt sich sonach die Kammstange  $K$  nach links, so geht der lange Arm des Hebels  $H_3$  nach rechts, drückt an dem Zapfen  $a_4$ , überwindet die Gewalt der Spiralfeder, schiebt die Führerstange  $g_3$  nach rechts und öffnet sofort die Einschnitte der Treibstange.



Die Einschnitte müssen, wie sich sogleich näher ergeben wird, während der ganzen Zeit der Wechselung offen erhalten werden. Da aber die Kammstange nach dem ersten Viertel der Wechselbewegung wieder zurück von links nach rechts geht, folglich der lange Hebelarm von  $H_3$  die umgekehrte Bewegung macht, so würden die Deckel durch den Zug der Feder und die seitliche Bewegung der Führerstange  $g_3$  die Einschnitte verschliessen, sonach also die in denselben stehenden Whippercarriages klemmen und Unordnung hervorbringen. Um dieses Zurückgehen der Deckel während der Wechselzeit zu verhindern und die Oeffnung der Einschnitte durch die ganze Dauer derselben zu erhalten, ist das bogenförmige Anlaufstück  $h_4$  auf die hintere Kammstange angeschraubt. Seine Stellung gegen den Hebel  $H_3$  und den Zapfen  $a_4$  ist aus *Fig. 96* und *97* zu ersehen. Der Zapfen  $a_4$  ist am äussersten Ende um mehr als jene Dicke nach auswärts (rechts) abgebogen und legt sich an die Aussenseite des Anlaufstückes  $h_4$ , sobald der Hebel  $H_3$  den Zapfen  $a_4$  hinausgedrückt hat und die Treibstange, also auch  $a_4$  etwas niedergegangen ist. Das äussere Ende von  $h_4$  muss so gestellt sein, dass  $a_4$  schon aufgefangen ist, ehe die zweite Kammverschiebung beginnt; eben so muss das innere Ende etwas über die tiefste Stellung des Zapfens  $a_4$  vorstehen, um denselben während der Wechselzeit zu halten. Während der Zeitdauer schleift sich sowohl bei der niedergehenden als bei der aufwärtsgehenden Schaukelbewegung der Treibstange  $E_1$  der Zapfen  $a_4$  an dem Anlaufstücke  $h_4$  und fällt von diesem erst ab, wenn die Treibstange beinahe ihre höchste Stellung erreicht hat und die Wechselung bereits erfolgt ist. Es hat sonach der Hebel  $H_3$  eigentlich nur die Oeffnung der Einschnitte einzuleiten, und das Anlaufstück  $h_4$  dieselbe sofort zu erhalten. Steht der Hebel  $H_3$  wie in *Fig. 97* in seiner gewöhnlichen Stellung, wenn die Kammstange nicht nach links geschoben worden ist, so geht der Zapfen  $a_4$  ungehindert zwischen  $H_3$  und dem Anlaufstück  $h_4$  durch und die Oeffnungen der Treibstange  $E_1$  bleiben geschlossen. Das Abfallen des Zapfens  $a_4$  von  $h_4$  bewirkt durch den Zug der Feder sofort die augenblickliche Schliessung der Einschnitte. —

Die punktirten Stellungen des Zapfens  $a_4$  in *Fig. 96* und *97* werden das Gesagte hinreichend klar machen.

Die Klaue  $h_3$  darf nur ganz kurz sein und keine scharfen Kanten oder Ecken haben, um die Leichtigkeit der Aushebung und Einsetzung der vordern Kammstange nicht zu beeinträchtigen.

Nach diesen Erläuterungen wird die Art und Weise der eigenthümlichen Bewegungen der Whippercarriages zur Zeit der Wechselung leicht zu verfolgen sein.

*Fig. 84* stellt die betreffenden Theile sämmtlich in dem Momente dar, wenn die Verschiebung des vordern Kammes beginnt. Beide Carriages befinden sich auf dem hintern Kamme.

Im nächsten Moment schiebt der Kamm; der Hebel  $H_3$  wirkt auf  $a_4$  und die Einschnitte der Treibstange  $E_1$  öffnen sich. Gleichzeitig bewegen sich die hintern Pickers durch die erfolgte Winkelbewegung der Pickerstangen aufwärts. Sie treffen mit ihren Spitzen auf die Füsschen der vor den Whippercarriages in derselben Bahn stehenden gewechselten Carriages und drücken oder schieben diese in den Bahnen aufwärts wie *Fig. 85* zeigt, während alle übrigen Carriages in ihrer gewöhnlichen Stellung bleiben. Die Aufwärtsbewegung wird durch das Oeffnen der Einschnitte möglich, indem die Whippercarriages in diese eintreffen. Diese

Bewegung hat zum Zweck, die hintern Füsschen der vor dem Whippercarriage stehenden Carriages über das äussere Lockerblatt des hintern Lockers zu bringen. Der Whippercarriage ist gleich seinen Bobbinfäden in der Zeichnung mit  $k_3$  bezeichnet und der punktirte Kreisbogen in *Fig. 85* wird das Gesagte ganz klar machen.

Nun beginnt die Treibstangen- und Lockerbewegung. Die Treibstange  $E_1$  treibt sämtliche Carriages, welche nicht von den Pickers aufgehoben sind, vor sich hin; der hintere Locker senkt sich und bald steht das äussere Lockerblatt innerhalb der hintern Füsschen der zurückgehaltenen Carriages. Ist dieser Moment eingetroffen, so bewegen sich die Pickers abwärts, die Vordercarriages der aufgehobenen Carriagespaare fallen auf das äussere Lockerblatt des hintern Lockers und die Carriagesbewegung geht alsdann wie bekannt vor sich. Der vordere Locker zieht die ihm durch die Treibstange  $E_1$  zugeschobenen Carriages auf den vordern Kamm. Es ist sonach klar, dass im vordern Kämme jedem Whippercarriage gegenüber ein Carriage fehlt, welcher sich in der hintern Reihe von jenem befindet. Die hintere Carriagesreihe ist vollzählig und es stellen sich sonach zwei Carriagesreihen auf dem hintern Kämme dar, wovon die hinterste Reihe von den zurückgestellten Whippercarriages in dem Einschnitte der Treibstange  $E_1$  gebildet ist. (*S. Fig. 86.*)

Alsdann schiebt der Kamm zurück; die Carriagesbewegung erfolgt; die hintere Treibstange stösst sämtliche Carriages ohne Ausnahme vor sich hin; der hintere Locker fällt ab, der vordere Locker erfasst die dargebotenen Carriages und zieht sie auf den vordern Kamm. Sobald die Carriages des hintern Kammes von der Treibstange  $E_1$  so weit als dieselbe es vermag, getrieben worden sind und ehe der Moment eintritt, wenn der vordere Locker die Carriagesfüsschen fasst, springen die hintern Picker wieder empor und halten sonach die Whippercarriages auf dem hintern Kämme fest. Mittlerweile sind die übrigen Carriages auf den vordern Kamm gezogen worden, auf welchem sich sonach zwei Reihen befinden, wovon die innere Reihe vollzählig ist, die äussere hingegen überall den Whippercarriages gegenüber einen fehlend hat. Die Lage der betreffenden Theile in diesem Moment ist in *Fig. 87* dargestellt.

Die hintern Pickers verrichten sonach in dieser Bewegungsperiode die Function des hintern Lockers, welcher sich, wie *Fig. 87* zeigt, ganz umgelegt hat und die Whippercarriages nicht halten kann.

Der vordere Kamm, auf welchem sich nun beide Carriagesreihen befinden, bewegt sich alsdann wieder von rechts nach links. Ist diese Verschiebung erfolgt, so springen die vordern Pickers empor und fassen die Füsschen der einzelnen nicht paarweise stehenden Carriages der innern Reihe des vordern Kammes und drücken sie aufwärts, so dass die hintern Füsschen der genannten Carriages ausserhalb des äussern Lockerblattes der vordern Locker gelangen können und sonach auf dem vordern Kämme stehen bleiben müssen. (*S. Fig. 88.*) Die hintern Pickers bleiben stehen wie in *Fig. 87*. Sodann beginnt die Carriagesbewegung auf bekannte Weise, die innere Reihe ausser den zurückgehaltenen Carriages des vordern Kammes geht auf dem hintern Kämme, und wird vom hintern Locker völlig hinauf gezogen. Kurz vor Beendigung dieser Bewegungsperiode und ehe die Kammverschiebung von links nach rechts eintritt, fallen sowohl die vordern als hintern Pickers ganz herunter. Die Kammverschiebung erfolgt und nun sind beide Reihen sowohl auf dem vordern als auf dem hintern Kämme vollständig. Die Wechselung in den



einzelnen Streifenabteilungen ist vor sich gegangen und nun wird die Carriagesbewegung der vollzähligen Reihen auf bekannte Weise fortgesetzt, bis wieder die Wechselung eintritt.

Die Wechselung der Carriages in den einzelnen Streifenabteilungen ist allerdings nicht leicht zu übersehen, doch dürfte nachstehendes Schema nach den angezeigten Bewegungen die Wechselung sehr anschaulich machen.

Mit  $a, b, c, d, e, f, g, h, k$  sind die gewöhnlichen Carriages, mit  $k_3$  die Whippercarriages bezeichnet, und die Anzahl derselben für das Muster in Fig. 75 angenommen. Die Stellung der Carriages und Kämme nach Fig. 84 ist daher folgende.

Erste Stellung nach der ersten Kammverschiebung. Anfang.	{	. $a$ $b$ $c$ $d$ $k_3$ $a$ $b$ $c$ $d$ $k_3$ . . . .	} hinterer Kamm,
		. $k$ $h$ $g$ $f$ $e$ $k$ $h$ $g$ $f$ $e$ . . . .	
		. . . . .	
		. . . . .	

Die starken Punkte stellen die betreffenden Orte für die Carriages vor. Sind die Carriages auf den vordern Kamm gelangt, so hat man folgende Stellung derselben.

Erste Stellung. Ende derselben.	{	. . . . . $k_3$ . . . . . $k_3$ . . . .	} hinterer Kamm,
		. $a$ $b$ $c$ $d$ $e$ $a$ $b$ $c$ $d$ $e$ . . . .	
		. . . . .	
		. $k$ $h$ $g$ $f$ . $k$ $h$ $g$ $f$ . . . .	

Hat der Kamm nach rechts geschoben, so stehen die Carriages folgendermassen.

Zweite Stellung. Anfang.	{	. . . . . $k_3$ . . . . . $k_3$ . . . .	} hinterer Kamm,
		. $a$ $b$ $c$ $d$ $e$ $a$ $b$ $c$ $d$ $e$ . . . .	
		. . . . .	
		. $k$ $h$ $g$ $f$ . $k$ $h$ $g$ $f$ . . . .	

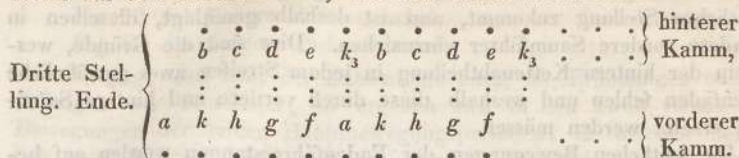
Diese Stellung entspricht der Fig. 86; sind die hintern Carriagesreihen durch den vordern Kamm gelangt, so hat man:

Zweite Stellung. Ende.	{	. . . . . $k_3$ . . . . . $k_3$ . . . .	} hinterer Kamm,
		. . . . .	
		. $a$ $b$ $c$ $d$ $e$ $a$ $b$ $c$ $d$ $e$ . . . .	
		. $k$ $h$ $g$ $f$ . $k$ $h$ $g$ $f$ . . . .	

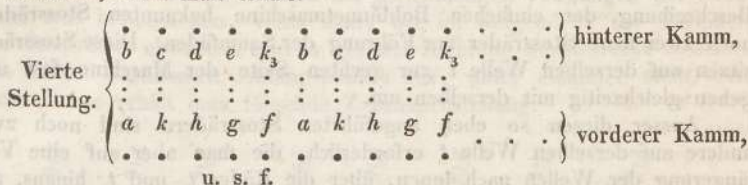
Der Kamm schiebt nach links, alsdann stehen die Carriages wie folgt.

Dritte Stellung. Anfang.	{	. . . . . $k_3$ . . . . . $k_3$ . . . .	} hinterer Kamm,
		. . . . .	
		. $a$ $b$ $c$ $d$ $e$ $a$ $b$ $c$ $d$ $e$ . . . .	
		. $k$ $h$ $g$ $f$ . $k$ $h$ $g$ $f$ . . . .	

Diese Stellung entspricht der *Fig. 87*. — Die Carriages gehen sofort auf den hintern Kamm, und man erhält alsdann die



Nun schiebt der Kamm zurück und die Wechselung der Carriages ist vollendet, denn man erhält:



Dieses Schema zeigt zugleich ganz deutlich, dass alle Carriages wie in der ersten Stellung oder wie nach der Wechselung *f* in der vierten Stellung, also jedesmal diejenigen, welche mit den Whippercarriages in derselben Bahn stehen, als sogenannte Wechselcarriages fungiren. —

Es bedarf wohl kaum einer weitern Erörterung, dass an den Enden der Carriagesreihen, wo die bekannte Klemmvorrichtung angebracht ist, keine Whippercarriages und Pickers nöthig sind, indem die Klemme und die Lockereinschnitte die Wirkung der Pickers hervorbringen.

Die so eben auseinandergesetzte Wechselbewegung der Carriages macht die schon oben angedeutete Ordnung der Kettenfäden nöthig, damit die Streifen oder Bänder den Säumen versehen werden können.

Da jedes Band oder jeder Streifen als ein schmales glattes Stück angesehen werden kann, so folgt von selbst, dass die Ordnung und Anzahl der Kettenfäden nach bereits angegebenen Bestimmungen zu treffen ist.

Nun ist bekannt, dass bei glatten breiten Stücken die vordere Kettenabtheilung einen Faden weniger als die hintere Abtheilung hat, mithin nach dem obigen Muster in *Fig. 75* vier vordere und fünf hintere Kettenfäden in jeden Streifen von gleicher Breite vorhanden sein müssen. Hieraus ergibt sich, besonders wenn das bekannte Schema der Fadenstellung, welches bei der einfachen Bobbinetmaschine angegeben wurde, in Betrachtung gezogen wird, dass in der vordern Kettenabtheilung jedesmal der dem Whippercarriage gegenüberstehende Faden zur linken Seite ausfallen muss.

Ferner ist ebenfalls bekannt, dass die Enden oder Säume bei breiten glatten Zeugen durch die Endfäden der hintern Kettenfäden gebildet werden; es müssen sonach die Saumfäden der Streifen jedesmal in die hintere Kettenabtheilung gestellt werden. Da aber der jedesmalige linke Saumfaden eines Streifens wegen der Zickzackverbindung des Binfadens über zwei Bahnen springen muss, so müssen aus diesem Grunde die linken Saumfäden in eigene Führer eingezogen werden, um ihnen diese besondere Bewegung, an welcher sämtliche hintere Kettenfäden keinen Antheil nehmen, geben zu können. Die doppelte grosse Verschiebung der linken Saumfäden würde bei dem angezeigten Arrangement dieselben innerhalb der Kettenfäden des nächsten linken Streifens bringen und sofort eine unauflöbliche Verbindung geben. Um diesen Umstand zu beseitigen,



legt man die rechten Saumfäden in die vordere Kettenabtheilung, muss ihnen aber begreiflicher Weise eine Bewegung ertheilen, welche ihrer eigentlichen Stellung zukommt, und ist deshalb genöthigt, dieselben in besondere vordere Saumführer einzuziehen. Dies sind die Gründe, weshalb in der hintern Kettenabtheilung in jedem Streifen zwei gewöhnliche Kettenfäden fehlen und weshalb diese durch vordere und hintere Saumfäden ersetzt werden müssen.

Die seitlichen Bewegungen der Fadenführerstangen werden auf bekannte Weise durch Stossräder, Hebel und Winkelstücke eingeleitet. Die Streifenmaschine erhält sonach ausser den bereits angegebenen, aus der Beschreibung der einfachen Bobbinnetmaschine bekannten Stossrädern noch zwei neue Stossräder zur Führung der Saumfäden. Diese Stossräder sitzen auf derselben Welle  $t$  zur rechten Seite der Maschine fest und gehen gleichzeitig mit derselben um.

Ausser diesen so eben angeführten Stossrädern sind noch zwei andere auf derselben Welle  $t$  erforderlich, die man aber auf eine Verlängerung der Wellen nach innen, über die Räder  $t_1$  und  $t_2$  hinaus, anbringt, und wovon das eine die vordern Pickers, das andere die hintern Pickers zu bewegen den Zweck hat. Zuweilen bringt man auf die Räder  $t$  und  $t_1$  (s. einfache Bobbinnetmaschine) passende Erhöhungen, welche auf Hebel und Zugstange die Winkelbewegung der Pickerstangen hervorbringen. In Fig. 96 ist die hierzu nöthige Anordnung ersichtlich.  $s_4$  ist das Stossrad für die hintere Pickerstange; seine Erhöhungen wirken auf die Nase des horizontalen Hebels, welcher beständig durch eine Spiralfeder nach aufwärts in der Richtung des Pfeiles gezogen wird. Die Bewegung des Hebels pflanzt sich mittels der Zugstange  $e_2$  auf den Arm  $e_1$  und sofort auf die Pickerstange über.

Gewöhnlich legt man die Pickerbewegungseinrichtung der Lockerzugstange gegenüber; also für die vordern Pickers an die rechte Seite, für die hintern Pickers auf die linke Seite der Maschine, um für die Zugstange  $e_2$  Raum zu erhalten. (Die Lage der Welle  $t$ , sowie die Länge der Zugstange  $e_2$ , eben so die Grösse der Stossscheibe  $s_4$  ist in der Zeichnung Fig. 96 nicht richtig angegeben, weil es der Raum der Tafel nicht gestattete, die richtigen Verhältnisse nach dem Massstabe der Figur auszuführen. Zur Verständigung schadet aber diese Aenderung durchaus nichts. Dasselbe gilt auch von der Grösse sämtlicher Stossräder, welche für Streifenerzeugung in den Fig. 76 bis 83 abgebildet sind. Ihre richtige Grösse ist nach den Zeichnungen der einfachen Bobbinnetmaschine zu entnehmen.)

Die Fig. 76 bis 83 stellen sämtliche Stossräder der *double-locker*-Streifenmaschine vor. Die Richtungen der Pfeile zeigen die Bewegungsrichtungen an. Die verschiedenen Angriffspunkte in den zwölf verschiedenen Bewegungen der betreffenden Theile sind mit Zahlen bezeichnet. Gleichbezeichnete Stellen kommen auch gleichzeitig zum Angriffe. Die Stelle 1 entspricht an sämtlichen Stossrädern, dem Angriffspunkt derselben für Fig. 84.

Fig. 76 ist das rechte Kammverschiebungsstossrad,

Fig. 77 das linke Kammverschiebungsstossrad,

Fig. 78 das vordere Kettenfadenstossrad,

Fig. 80 das hintere Kettenfadenstossrad.

Diese vier Räder sind genau dieselben, welche bereits aus der Beschreibung der vorigen Maschine bekannt sind, und sind hier wegen der Zusammenstellung und Uebersichtlichkeit mit den andern nochmals gezeichnet.

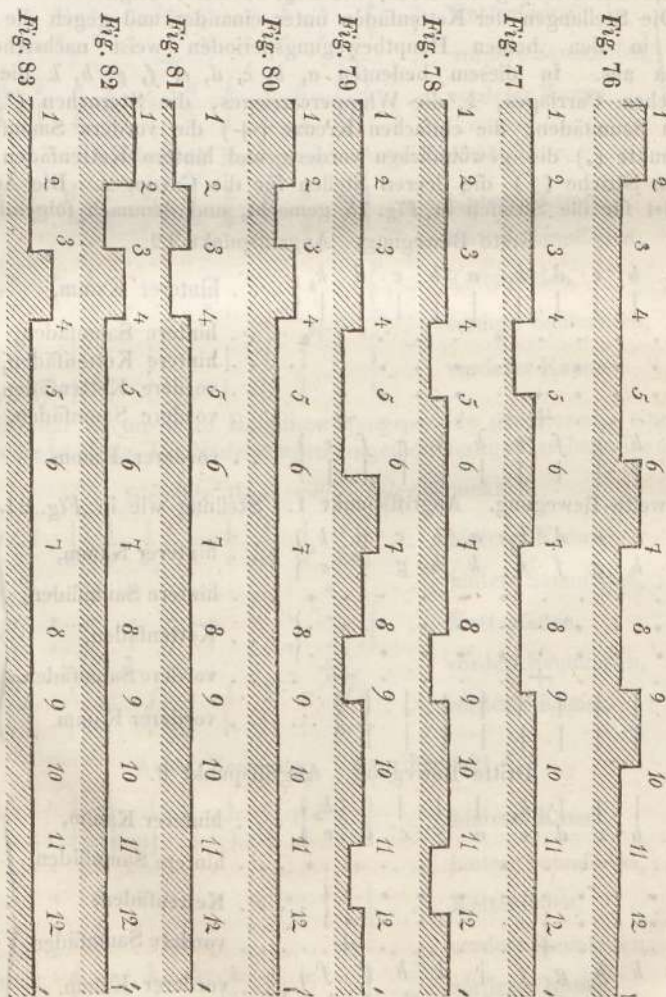
Fig. 79 ist das vordere Saumfadenstossrad,

Fig. 81 das hintere Saumfadenstossrad,

Fig. 82 das hintere Pickerstossrad,

Fig. 83 das vordere Pickerstossrad.

Verfolgt man nun, der Zahlenfolge nach, die Erhöhungen und Vertiefungen der Stossräder, so ergeben sich in den zwölf verschiedenen Bewegungen der beiden Hauptbewegungsperioden, in welchen bekanntlich zwei Maschenreihen vollendet werden, die gleichzeitigen Verschiebungen der Kettenfäden in auf einander folgender Ordnung. Noch deutlicher und anschaulicher werden die gleichzeitigen Wirkungen der Stossräder sich herausstellen, wenn man, wie im Folgenden, die Peripherie der Stossräder abwickelt und in gerader Richtung ausgestreckt dieselben, von einem bestimmten Anfangspunkte aus, unter einander stellt. Auf diese Weise erhält man folgende Zusammenstellung.





Durch die seitlichen Verschiebungen der Kettenfäden und das Transversiren der Carriages entsteht auf bekannte Weise die Bildung des Gewebes und alle Verschlingungen und Verbindungen der Fäden folgen, wie sich schon aus der Gestalt der Stossräder ergibt, in derselben Ordnung auf einander, wie in der vorigen Beschreibung hinreichend auseinandergesetzt wurde.

Die Verbindung der Saumfäden mit dem Zickzackbindefaden ist, wie die Fig. 75 zeigt, sehr einfach und aus der Zeichnung klar. Sie wird aber nicht, wie man etwa aus der Ansicht der Zeichnung schliessen könnte, durch seitliche Bewegung des Bindefadens, sondern lediglich durch die seitlichen Bewegungen der Saumfäden erzeugt.

Die Verschlingung des Bindefadens  $k_3$  mit dem rechten Saumfaden  $f_3$  erfolgt durch einfache Verschiebung des letzten gegen jenen, wie Fig. 79 nachweist, dagegen die Umschlingung des linken Saumfadens  $f_4$  durch doppelte Verschiebung desselben, wie Fig. 81 bei  $b$  zeigt.

Die Stellungen der Kettenfäden unter einander und gegen die Carriages in den beiden Hauptbewegungsperioden weist nachstehendes Schema aus. In diesem bedeuten  $a, b, c, d, e, f, g, h, k$  die gewöhnlichen Carriages,  $k_3$  die Whippercarriages, die Sternchen (\*) die hintern Saumfäden, die einfachen Kreuze (+) die vordern Saumfäden, die Punkte (.) die gewöhnlichen vordern und hintern Kettenfäden, die geraden Striche (|) die leeren Stellen für die Carriages. Die Anordnung ist für die Streifen in Fig. 75 gemacht, und demnach folgende:

Erste Bewegung. Angriffspunkt 12.

a	b	c	d	$k_3$	a	b	c	d	$k_3$	}	... hinterer Kamm,
*	.	.	.	.	*	.	.	.	.	}	... hintere Saumfäden,
.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	}	... hintere Kettenfäden,
.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	}	... vordere Kettenfäden,
.	.	.	+	.	.	.	.	+	.	}	... vordere Saumfäden,
k	h	g	f	e	k	h	g	f	e	}	... vorderer Kamm.

Zweite Bewegung. Angriffspunkt 1. Stellung wie in Fig. 84.

a	b	c	d	$k_3$	a	b	c	d	$k_3$	}	... hinterer Kamm,
*	.	.	.	.	*	.	.	.	.	}	... hintere Saumfäden,
.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	}	... Kettenfäden,
.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	}	... vordere Saumfäden,
.	.	.	+	.	.	.	.	+	.	}	... vorderer Kamm.

} Wechsung.

Dritte Bewegung. Angriffspunkt 2.

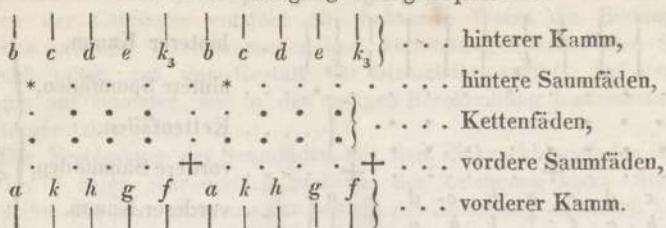
				$k_3$					$k_3$	}	... hinterer Kamm,	
a	b	c	d	e	a	b	c	d	e	}	... hintere Saumfäden,	
*	.	.	.	.	*	.	.	.	.	}	... Kettenfäden,	
.	.	.	.	.	.	.	.	.	.	}	... vordere Saumfäden,	
.	.	.	+	.	.	.	.	+	.	}	... vorderer Kamm.	
	k	h	g	f		k	h	g	f		}	... vorderer Kamm.

} Wechsung.

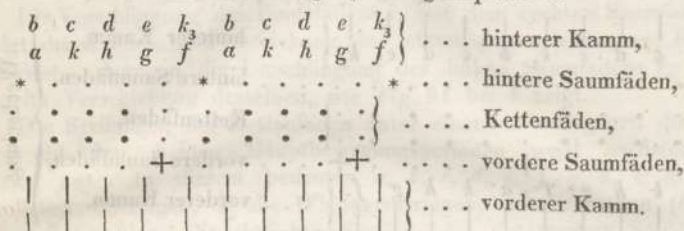




## Neunte Bewegung. Angriffspunkt 8.



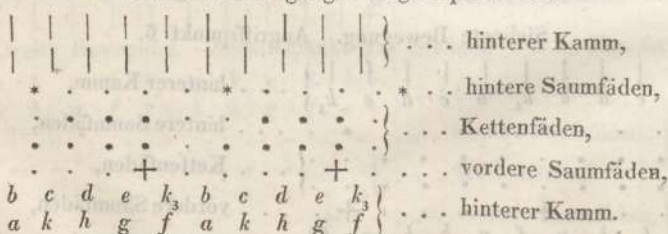
## Zehnte Bewegung. Angriffspunkt 9.



## Elfte Bewegung. Angriffspunkt 10.



## Zwölfte Bewegung. Angriffspunkt 11.



Hiermit ist die zweite Bewegungsperiode beendet, eine neue Maschinenreihe ist fertig und wird sofort von der hintern Nadelstange aufgefasst. So geht nun der Cyklus der Bewegung immer fort.

An den Endstreifen zu beiden Seiten des Zeugens ist begreiflicher Weise die Anordnung der Kettenfäden und ihre Stellung eine andere, weil an diesen beiden als Endstreifen keine Verbindung mit dem Bindefäden nöthig ist.

Am linken Endstreifen ist die Anordnung wie in dem angegebenen Schema zur linken Seite; der hintere Saumfaden bleibt so stehen; die Pickers fallen aber weg. Am rechten Endstreifen fallen der Whippercarriage, der hintere Saumfaden und die Pickers weg. Der hintere

Saumfaden wird als vierter Kettenfaden in die hintere Kettenabtheilung eingezogen.

Die Nadeln der Nadelstangen greifen auf gewöhnliche Weise in die fertigen Maschen ein, nur biegt man an jenen Stellen, wo der Bindefaden aufzufassen ist, zwei benachbarte Nadeln nach links und rechts so, dass der Bindefaden immer dazwischen liegt. Man vermeidet auf diese Weise jede mögliche Verwirrung der Fäden. (S. Fig. 100.)

Alle übrigen Theile und Functionen der Maschine sind ganz dieselben wie sie in der vorigen Beschreibung erklärt wurden.

Hier ist noch Einiges über die Bestimmung der Breite der Bänder und die daraus folgende Vertheilung der Kette u. s. w. zu sagen.

Man bestimmt die Breite der Bänder gewöhnlich nach Nummern, welche die Anzahl der diagonal laufenden Maschen in einer Streifenbreite angeben. So würden z. B. die Streifen in Fig. 75 mit Nr. 8 bezeichnet werden. Aus dieser Angabe lässt sich sogleich die Austheilung der Kette machen. Die Hälfte von 8 ist 4, eben so viele Kettenfäden kommen in die vordere und einer weniger in die hintere Kettenabtheilung. Ihre gegenseitige Stellung ist aus dem Vorigen bekannt.

So werden z. B. für Nr. 60 in die vordere Kettenabtheilung 30, in die hintere 29 und ausserdem auch die beiden Saumfäden anzuordnen sein. Die Feinheit der Löcher bestimmt, ob man 10, 11, 12 u. s. w. Points-Maschine dazu nehmen muss. Man pflegt gewöhnlich die Endstreifen sehr schmal zu machen, weil sie nicht immer schön ausfallen, und vermeidet auf diese Art grossen Verlust an Material und Arbeit.

Die Anzahl der Streifen und deren Breite oder vielmehr die nöthige Anzahl Kettenfäden bestimmen die Anzahl der erforderlichen Carriages; ferner die Anzahl der Einschnitte, die Menge der Pickers u. s. w.

Die Streifenmaschinen müssen wegen ihrer complicirten Einrichtung bedeutend langsamer als die Maschinen für glatte breite Zeuge gehen und  $\frac{8}{9}$  Streifenmaschinen können höchstens mit einer Geschwindigkeit von 5—6 Racks in einer Stunde arbeiten. — Breite Streifenmaschinen gewähren dieselben Vortheile wie Maschinen zu glattem breiten Bobbinet. Ihre Breite wird aber gar sehr durch die Einrichtung der hintern Treibstange beschränkt, indem die vielen Einschnitte die Festigkeit und Steifigkeit derselben sehr schwächen und ihre Construction wegen der sorgfältigen Bearbeitung sehr schwierig machen. Indessen können  $\frac{1}{4}$  und  $\frac{1}{2}$  Yard breite Streifenmaschinen nach der beschriebenen Construction recht gut eingerichtet werden und dieselben arbeiten bei etwas geringerer Geschwindigkeit als für glatte breite Zeuge sehr schön, präcis und bei gehöriger Behandlung lange Zeit ohne alle wesentliche Störung. Für solche breite Maschinen müssen dieselben Aenderungen an den betreffenden Theilen vorgenommen werden, wie sie schon in der vorigen Beschreibung für breite Maschinen angegeben wurden.

Die Anrichtung einer Streifenmaschine ist genau dieselbe wie bereits bekannt ist, nur pflegt man die Whippercarriges zuerst und dann die andern an die Kämme einzusetzen. Es versteht sich von selbst, dass man jenen die richtigen Plätze anweisen muss, und man kann sich in dieser Beziehung sehr leicht nach den Einschnitten der hintern Treibstange richten.

Die Abänderung einer Streifenmaschine auf Streifen von andern Breiten, welche gerade nicht Vielfache zu den vorigen sind, macht immer sehr viele Umstände und ist beinahe einem totalen Umbau gleich zu



stellen. Daher hat man in grössern Fabriken immer mehrere Streifenmaschinen von den gangbarsten Breiten in Thätigkeit.

Die Umänderung einer Streifenmaschine zu glattem breiten Bobbinnet hat keine Schwierigkeiten. Es können fast alle Theile in der Maschine bleiben und braucht nur ihre Thätigkeit aufgehoben zu werden. Entfernt man den Hebel  $H_3$ , so bleiben die Einschnitte der hintern Treibstange  $E_1$  immer geschlossen; hängt man die Zugstangen  $e_2$  aus und entfernt die Winkelhebel der Saumfadenstossräder, so arbeitet die Streifenmaschine nur glatte Arbeit.

Begreiflicher Weise müssen aber alsdann die abgebrochenen Häkchen der Fadenfasern  $a$  und  $b$  wieder ersetzt und statt der Saumfäden die gewöhnlichen Kettenfäden gehörig eingezogen werden. Die Saumfadenführerstangen, ihre Stossräder, die Pickers sammt den Stossrädern können in der Maschine bleiben, da sie als nicht vorhanden anzusehen sind.

Zum Schlusse noch einige Worte über Bobbinnetmaschinen nach ältern Systemen und ihre Abänderung zu Streifenmaschinen.

Es ist sehr interessant, die Einrichtungen der Bobbinnetmaschinen von ihrer ersten Construction an zu verfolgen. Man lernt dann einen reichen Schatz von mechanischen Hilfsmitteln zu Erreichung eines bestimmten Zweckes kennen, was an und für sich schon sehr lehrreich ist und insbesondere zur Verständigung und Würdigung der *double-locker*-Maschinen nicht wenig beiträgt. Da hier aber nicht der passende Ort hierzu ist, so sollen diejenigen Schriften nachgewiesen werden, in welchen man sich hierüber belehren kann.

Die beste Arbeit über Bobbinnetmaschinen ist im zweiten Bande von PRECHTL's technologischer Encyclopädie S. 497 im Artikel *Bobbinnet* enthalten. Die daselbst beschriebenen und durch Zeichnungen erläuterten Maschinen sind nach den älteren und in damaliger Zeit gangbarsten Systemen construirt. Die zuerst beschriebene Maschine ist eine sogenannte Stössermaschine, die andere eine *single-locker*-Maschine älterer Construction.

Die Stössermaschine hat nur eine Reihe Carriages und Kettenfäden.

Die erste Maschine existirt vielleicht jetzt kaum noch und die letztere ist für glatte breite Zeuge auch nicht mehr im Gange, hingegen als Streifenmaschinen und insbesondere zur Fabrication des gemusterten oder Dessein-Tulls sind deren noch manche in Thätigkeit.

Ferner kann nachgelesen werden in: Englands Baumwollenmanufacturwesen von Dr. URE, deutsch übersetzt von HARTMANN. Die deutsche Bearbeitung ist allerdings sehr mangelhaft, was aber vielleicht dem englischen Originale zuzuschreiben ist. Geschichtliche Notizen über die Erfindungen und Verbesserungen der Bobbinnetmaschinen findet man daselbst angegeben, auch eine *double-locker*-Maschine und am Ende die CROFT'sche Streifenmaschine, allerdings sehr nothdürftig, beschrieben und durch Zeichnungen erläutert.

Sehr viele Notizen und sogenannte Patentbeschreibungen sammt Abbildungen über Bobbinnetmaschinen kann man in DINGLER's polytechnischem Journale zerstreut antreffen. Viele sind so mangelhaft und unbestimmt gegeben, dass selbst Practiker zu rathen haben, was damit gemeint ist.

Die meisten dieser Patentbeschreibungen beziehen sich auf Verbesserungen der *lever*-Maschinen, der sogenannten Rollermaschinen, der *single-locker* Maschinen und der *double-locker*-Maschinen. (Die Rollerma-

schinen haben entweder einfache oder doppelte Carriages und Kettenreihen. Letztere Einrichtung ist wie bei allen Bobbinnetmaschinen die vorzüglichere. Die Carriages der Rollermaschinen haben vier bis fünf Füßchen in Gestalt von Radzähnen. Ihre Schaukelbewegung erhalten sie durch vier lange Getriebstangen (Roller), welche der Länge nach je zwei auf einer Seite der Maschine dicht unter dem Kämme liegen und in die Füßchen der Carriages eingreifen. Die Roller werden gemeinschaftlich durch einen grossen verzahnten Bogen am Maschinenrade vor- und rückwärts bewegt, wodurch die Schaukelbewegung der Carriages entsteht. Diese Maschinen haben daher keine Treibstangen. Die übrige Einrichtung ist bei der neuesten Construction wie die der *double-locker*-Maschine.)

Diese Verbesserungen bestehen zum Theil in abgeänderten Formen und Lagen einzelner Maschinentheile, zum Theil in Einrichtungen, um die Handmaschinen (welche durch Heben, Drücken und Schieben gewisser Theile mit den Händen und Füßen bewegt werden) durch drehende Bewegung (mittels der Kurbel und der Hand) in Bewegung zu setzen, zum Theil in Abänderungen, um Streifen zu erzeugen, oder endlich in Einrichtungen, um glatten Bobbinnet theils mit Fäden (Stück- oder Schlingfäden) zu durchziehen, oder mit grössern Löchern, umgeben von kleinen, zu versehen und auf diese Weise gestickten oder Desseninbobbinnet zu erzeugen.

Dahin gehören: BAILEY's Spitzenmaschine, Polytechnisches Journal, Bd. XLIV. S. 344; BLACKWELL und ALCOCK's Maschine, Bd. XLIV. S. 346; HEUSON's Maschine, Bd. LI. S. 35; LEFORT's verbesserte Maschine, Bd. LI. S. 358; LANGHAM's Maschine, Bd. LIII. S. 19. Die hier genannten sind sämmtlich verbesserte Levermaschinen, deren Theile theils andere Formen oder Lagen als die eigentliche Levermaschine haben, theils durch Hinzufügung neuer Theile nach der Versicherung der Patentinhaber den beabsichtigten Zweck schneller und besser erreichen.

Ferner die LEVER'sche Maschine, Bd. XLIII. S. 231, welche durch Umdrehung in Bewegung gesetzt wird.

Dann: HELSON's Roller- und *single locker*-Maschine, Bd. LVI. S. 177; LEVER und PEDDER's Rollermaschine, Bd. LXI. S. 109; CROFT's *double-locker*-Maschine, Bd. LX. S. 424 und SEWELL's Maschine, Bd. LXIV. S. 99; sämmtlich Verbesserungen enthaltend, welche Abänderungen der betreffenden Maschinen zur Streifenherzeugung erzielen, die letztgenannte auch die Verfertigung von Musterbobbinnet bezweckend. Endlich: SUMMER's Levermaschine, Bd. XLIV. S. 103; HEATHCOAT's *single-locker*-Maschine, Bd. XLVIII. S. 54; DRAPPER's Levermaschine, Bd. LVIII. S. 371; SNEATH's *single-locker*-Maschine, Bd. LXIV. S. 179; CROFT's verbesserte *lever*-, *roller*-, *single*- und *double-locker*-Maschinen, Bd. LXVI. S. 82; WHITE's verbesserte *lever*-, *roller*-, *single*- und *double-locker*-Maschine, Bd. LXXII. S. 9, welche sämmtlich Einrichtungen zur Verfertigung von Desseninbobbinnet enthalten. Ueber die zuletzt aufgeführten Bobbinnetmaschinen soll sogleich im Folgenden mehr angegeben werden.

#### Desseninbobbinnet- und Musterbobbinnet-Maschinen.

Die Desseninbobbinnetmaschinen sind fast sämmtlich aus älteren schmalen Maschinen hervorgegangen, welche durch diese Veränderung wieder Gebrauch und Werth erhalten haben. Vorzüglich sind die sogenannten Levermaschinen (Hebelmaschinen) und *single-locker*-Maschinen hierzu geeignet.



Die Einrichtungen dieser Maschinen sind ausserordentlich mannigfaltig und können so zu sagen bis ins Unendliche gehen.

Die Herstellung des Dessenbobbinnets wird gewöhnlich auf dreierlei Art erzielt.

1) Man webt sogenannte Stick- oder Schlingfäden in die auf bekannte Art und Weise erzeugten glatten Zeuge ein. Dieses Einweben kann an einzelnen Stellen oder in fortlaufenden Linien geschehen. Auf erstere Weise entstehen Punkte oder Tupfen, welche wieder in verschiedenen Gruppen zusammengestellt werden und sonach allerlei Figuren bilden können, auf letztere Weise aber Verzierungsstreifen, die man in Schlangenlinien oder im Zickzack oder überhaupt verschiedene Figuren darstellend in das Gewebe einziehen kann. Diese Verzierungs- oder Schlingfäden pflegt man, um das Muster deutlicher hervortreten zu machen, entweder aus dickem oder aus gefärbtem Garne zu nehmen.

Eine solche oben angeführte Tupfmaschine ist SNEATH's verbesserte *single-locker*-Maschine, DINGLER polyt. Journ. Bd. LXIV. S. 179. Die Beschreibung derselben ist hinreichend deutlich und verständlich. Die Eigenthümlichkeit der Einrichtung oder Verbesserung besteht *a*) in der Anwendung eines Bewegungsmechanismus, um die sogenannten Stick- oder Schlingcarriages, deren Fäden die Tupfen bilden, mehrere Male unabhängig von der bekannten Carriagesbewegung von einem Kamm auf den andern und zurück zu schieben; *b*) in der Anwendung einer Häkchenreihe oberhalb der vordern Nadelstange zum Auffangen und Ueberlegen der Stickfäden; die Häkchenreihe lässt sich zu diesem Behufe abwärts senken und seitlich verschieben, wodurch jene Operationen bewirkt werden; endlich *c*) in der Anwendung einer doppelten oder zwei Nadelreihen enthaltenden, vordern Nadelstange, welche die Ordnung der Fäden und ihre richtige Verschlingung erzielt.

Maschinen, welche Verzierungsfäden wirken, sind: HEATHCOAT's Maschine, Bd. XLVIII. S. 54; SUMMER's Levermaschine, Bd. XLIV. S. 103; SEWELL's Rollermaschine, Bd. LXIV. S. 99 (Fig. 14); DRAPER's Maschine, Bd. LVIII. S. 371 und endlich WHITE's verbesserte Maschine, Bd. LXXII. S. 8.

Die Einrichtungen dieser Maschinen sind wieder sehr verschieden. Entweder werden die Verzierungsfäden von Carriages oder von besonders aufgestellten Spulen, oder endlich auf Kettenbäumen aufgewickelt und von dazu gehörigen Führern in das glatte Zeug eingewebt. Nach der ersten Einrichtung ist DRAPER's Maschine construirt, deren Eigenthümlichkeit sonach darin besteht, dass gewisse Carriages durch Vermittelung einer angebrachten Jacquardsvorrichtung beliebig zurückgehalten, dann seitlich bewegt werden, und so die Einziehung ihres Verzierungsfädens in die Maschen des Gewebes bewirkt wird. Von der zweiten Einrichtung ist SEWELL's Maschine nach der Angabe in Fig. 14.

Man bemerkt unter der vordern Nadelstange eine Spulenreihe, welche auf eine parallel mit der genannten Nadelstange liegende, eiserne Spulenstange aufgesteckt ist. Diese Stange lässt sich nach Bedürfniss heben, senken und gegen die Mitte hin bewegen, so dass die Spulen zwischen die Carriagesfäden unterhalb der Nadeln eintreten können. Durch einen eigenen Mechanismus, ganz ähnlich wie er auch bei manchen Brochirschützen angewendet wird, lassen sich die Spulen um die Carriagesfäden bewegen, wodurch eine Umschlingung entsteht. Ferner lässt sich die Spulenstange seitlich bewegen, so dass die Verzierungsfäden zwischen jeden beliebigen Carriagefaden eingewebt werden können und Zickzack- und ähnliche

Muster entstehen. Hierher gehört auch SUMMER'S Maschine. Nach der dritten Einrichtung sind die Maschinen von HEATHCOAT und WHITE constmirt.

Bei ersteren ist eine sogenannte Spitzenmaschine (Tattingmaschine) mit der Bobbinnetmaschine in Verbindung gebracht, wodurch das Einziehen von Verzierungsfäden bewerkstelligt wird. Beschreibung und Zeichnung sind höchst undeutlich und unverständlich; hier kann nicht näher in die Construction eingegangen werden, weil die Kenntniss dieser Spitzenmaschine vorausgesetzt werden muss. Bei WHITE'S Maschine werden die Verzierungsfäden von ihren Bäumen in besondere Haken oder Führer eingezogen und diese durch eine Jacquardvorrichtung nach Massgabe des Musters bewegt. Die Pappen oder Musterkarten werden auf bekannte Weise arrangirt. Die Anwendung und Verbindung der Jacquardvorrichtung mit der Bobbinnetmaschine ist eine der glücklichsten Erfindungen; es können auf diese Weise unzählige Muster, welche alle einen eigenthümlichen Charakter tragen, ohne viele Schwierigkeiten erzeugt werden. Die Beschreibung dieser Einrichtung an verschiedenen Bobbinnetmaschinen ist am angeführten Orte sehr deutlich gegeben und durch recht gute Zeichnungen hinlänglich erläutert.

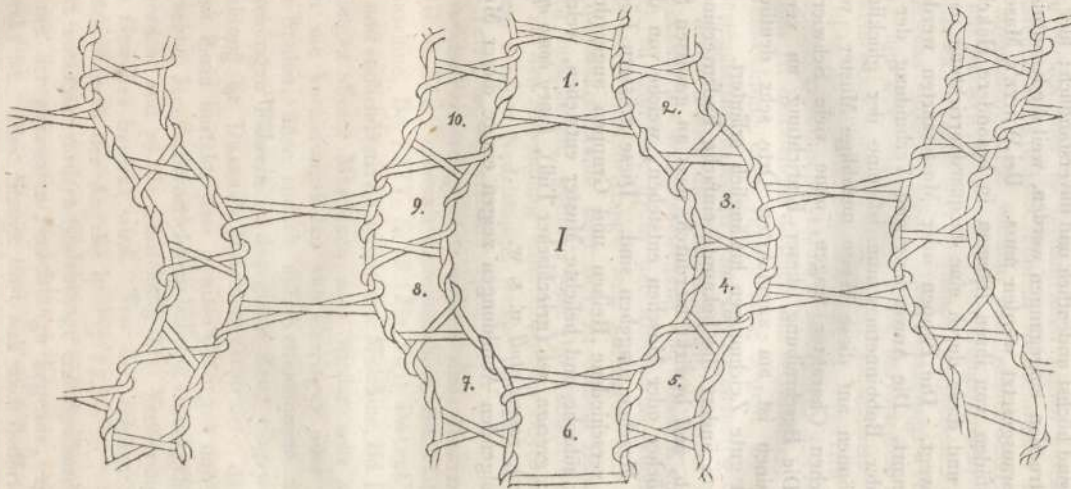
2) Man ändert die bekannte einfache Fadenverbindung des glatten Gewebes ab, und bewirkt hierdurch, dass an gewissen Stellen im Zeuge grössere Löcher oder Maschen entstehen, welche von den kleineren gewöhnlichen Maschen umgeben sind. Diese grössern Löcher oder Augen können in verschiedene Reihen und Gruppen angeordnet werden, wodurch sehr hübsche und beliebte Muster entstehen, welche allerlei Namen führen, als: *grecian net* (griechischer Tüll), *honey comb open work* (Honigzellenmuster), *roseau-tull* u. s. w.

Die folgenden Abbildungen zeigen einige dieser Muster.



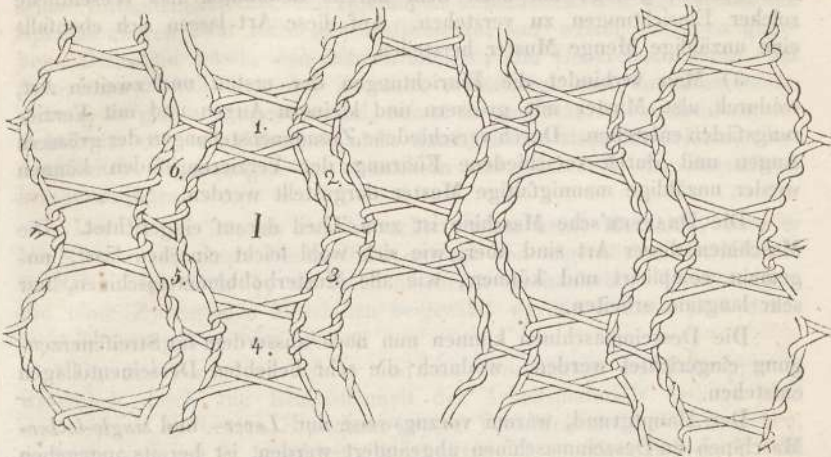
*Grecian net.*

10 kleine Maschen um jede grosse Masche.

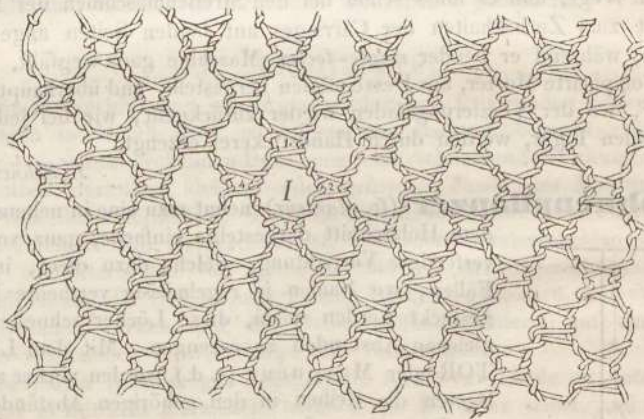


*Honey comb open work.*

6 kleine Maschen um jede grosse Masche.

*Roseau-Tull.*

4 kleine Maschen um jede grosse Masche.



Die Herstellung dieser Muster erfordert an den verschiedenen Bobbinnetmaschinensystemen natürlicher Weise oft mehr oder weniger complicirte Einrichtungen. Ihre Eigenthümlichkeiten ergeben sich schon aus dem Gesagten und bestehen darin, dass die Kette statt in zwei, in mehrere Theile abgetheilt wird, welche nach Massgabe der Muster jeder für sich eigenthümliche und von einander unabhängige seitliche Bewegungen erhalten. Hierdurch erzielt man die abgeänderte Fadenverbindung. Oft erleidet auch die Carriagesbewegung in gewissen Bewegungsperioden einige Modificationen, ähnlich wie bei der Streifenherzeugung. Ueberhaupt kann die Streifenmaschine auch als Dessenbobbinnet angesehen werden, wenn man die Zickzackverbindung als Muster gelten lassen will.



CROFT's Maschinenverbesserung Bd. LXVI. S. 82 gibt die Einrichtung für das sogenannte Honigzellenmuster an den verschiedenen Bobbinnetmaschinensystemen an. Beschreibung und Zeichnung sind ausführlich und deutlich genug, um nach dem bereits Bekannten das Wesentliche solcher Einrichtungen zu verstehen. Auf diese Art lassen sich ebenfalls eine unzählige Menge Muster herstellen.

3) Man verbindet die Einrichtungen der ersten und zweiten Art, wodurch also Muster mit grössern und kleinern Augen und mit Verzierungsfäden entstehen. Durch verschiedene Zusammenstellungen der grössern Augen und durch verschiedene Führung der Verzierungsfäden können wieder unzählige mannigfaltige Muster dargestellt werden.

Die DRAPPER'sche Maschine ist zum Theil darauf eingerichtet. Die Maschinen dieser Art sind aber, wie sich wohl leicht einsehen lässt, ungemein complicirt und können, wie alle Musterbobbinnetmaschinen, nur sehr langsam arbeiten.

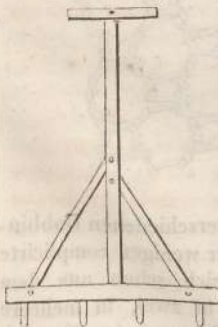
Die Dessenmaschinen können nun noch ausserdem für Streifenzeugung eingerichtet werden, wodurch die sehr beliebten Dessenentoilagen entstehen.

Der Hauptgrund, warum vorzugsweise nur *Lever-* und *single-locker-*Maschinen zu Dessenmaschinen abgeändert werden, ist bereits angegeben worden. Ein anderer Grund liegt aber in der Leichtigkeit, mit welcher gerade an diesen Maschinen die nothwendigen Einrichtungen und Abänderungen gemacht werden können. Bei der *double-locker-*Maschine ist namentlich das äussere Lockerblatt zur beliebigen Führung der Carriages sehr im Wege, und es muss schon bei den Streifenmaschinen der Pickerapparat zum Zurückhalten der Carriages auf beiden Seiten angewendet werden, während er bei der *single-locker-*Maschine ganz wegfällt.

Complicirte Muster, aus Dessenfäden hergestellt, und überhaupt solche Muster, wo der Verzierungsfad wieder zurückgeht, wie bei jeder geschlossenen Figur, werden durch Handstickerei erzeugt.

J. Schneider.

**Bohnenpflanzer** (fr. *planteur*) nennt man eine in nebenstehendem



Holzschnitt dargestellte einfache, ganz von Holz verfertigte Vorrichtung, welche dazu dient, in allen Fällen, wo Samen in regelmässig vertheilte Löcher gesteckt werden sollen, diese Löcher schnell und in gleichen Abständen zu erzeugen. Mit dem LINEATOR oder Marqueur (s. d.) werden vorher auf den Beeten die Reihen in den gehörigen Abständen angegeben, dann erfasst der Arbeiter den Bohnenpflanzer bei dem obern kurzen Querholze oder Griffe und stösst am Anfange einer Linie die am untern Querholze befindlichen Zinken in der Richtung der Linie senkrecht in den Boden, zieht dann das Instrument wieder aus und stösst es von Neuem ein, dabei so viel vorrückend, dass beim zweiten Stosse die erste Zinke wieder in das von der letzten gemachte Loch zu stehen kommt u. s. f., bis die Reihe beendigt ist. So wird jede marquirte Reihe behandelt, nur pflegt man gewöhnlich die Löcher abwechselnd, in der sogenannten Quincunx, zu stellen, wobei natürlich nur beim ersten Stosse das Augenmass in Anspruch genommen wird.

A. Weinlig.

**Bohrer.** Wir begreifen hier unter dieser Benennung alle Werkzeuge, welche mit Anwendung einer drehenden Bewegung dazu gebraucht werden, Löcher in Metall, Glas, Holz u. s. w. hervorzubringen oder schon vorhandene Löcher und Höhlungen auszubilden. In der technischen Sprache führen zwar nicht alle Instrumente, auf welche die eben gegebene Definition passt, den Namen Bohrer; die Uebereinstimmung oder wenigstens Aehnlichkeit des Zweckes rechtfertigt aber ihre Zusammenstellung in gegenwärtigem Artikel, zumal da eine scharfe Ausscheidung der Bohrer im engeren Wortsinne nicht durchgehends statt finden kann, ohne unnatürliche Trennungen zu veranlassen und Lücken in der Darstellung hervorzubringen.

Der Bohrer ist, an sich betrachtet, zwar keine Maschine, aber er bildet sehr oft einen Bestandtheil sowohl von eigentlichen BOHRMASCHINEN (s. d. Art.), als von einfacheren mechanischen Vorrichtungen, die ohne Zwang den Maschinen beigezählt werden können und daher nicht übergangen werden dürfen.

Da die Form der Bohrer und die Construction der Bohraparate wesentlich durch die Beschaffenheit des Arbeitsmaterials bedingt wird und hieraus in beiden Hinsichten grosse Verschiedenheiten hervorgehen, so betrachten wir in besonderen Abschnitten: I. die Metallbohrer, II. die Holzbohrer und III. die Bohrer zum Gebrauch auf Glas. Andere als die eben genannten Materialien erfordern keine eigenen Bohrer; so werden z. B. auf Knochen, Elfenbein und Perlmutter gewisse Arten der Metallbohrer, auf Horn theils solche, theils Holzbohrer, auf Edelsteinen theilweise die zum Glasbohren dienenden Instrumente gebraucht.

## I. Metallbohrer.

Die Hervorbringung oder Ausarbeitung von kreisrunden Löchern und Höhlungen in Metall wird im Allgemeinen dadurch bewirkt, dass der Bohrer bei seiner drehenden Bewegung eine schneidende Wirkung ausübt, und mittels derselben kleinere oder grössere Theile des Materials abnimmt bis der erforderliche Theil desselben auf solche Weise nach und nach zerkleinert und fortgeschafft ist. Hierdurch unterscheiden sich die Bohrer charakteristisch von gewissen anderen Arbeitsgeräthen, welche zwar gleichfalls die Bestimmung haben, Löcher zu machen, jedoch dabei ohne Drehung wirken und das fortzuschaffende Material auf einmal im Ganzen wegnehmen (Durchschläge und Durchschnitt).

An jedem vollständigen Bohrgeräthe sind zwei Theile zu unterscheiden und in Betracht zu ziehen, nämlich der Bohrer selbst, und die zur Bewegung desselben dienende Vorrichtung. Was die Bohrer (in der angenommenen weitern Bedeutung des Ausdrucks) betrifft, welche jederzeit aus gehärtetem, zur gelben Farbe nachgelassenen Stahle bestehen, so unterscheidet der technische Sprachgebrauch sie überhaupt in drei Gattungen: eigentliche Bohrer, Senker und Reibahlen. Im Allgemeinen kann man sagen, dass Bohrer die Bildung eines neuen oder die Erweiterung eines schon vorhandenen Loches bewirken, indem sie mittels Schneiden, welche unter einem rechten oder wenig spitzen Winkel gegen die Drehungsaxe gestellt sind, das Metall auf einer (mit jener Axe einen grossen Winkel einschliessenden) Kreisfläche wegnehmen. Das charakteristische Merkmal der Reibahlen dagegen liegt darin, dass ihre Schneiden lang sind, unter einem sehr spitzen Winkel gegen die Axe



stehen, und demnach auf der hohlen Cylinderfläche des Loches arbeiten, welches sie nie anfangen, sondern stets nur ausbilden können. Die Senker wirken bald mehr nach Art der Bohrer, bald mehr den Reibahlen ähnlich, und halten insofern das Mittel zwischen beiden. Mit Bohrern werden sowohl Löcher in massivem Metalle gemacht, als schon vorhandene Löcher vergrößert; mit Reibahlen werden Löcher und Höhlungen geglättet, in der Rundung berichtigt und durch und durch erweitert; mit Senkern werden theils gebohrte Löcher an ihrem Ausgange weiter gemacht (versenkt, ausgesenkt), theils andere Vertiefungen hervorgebracht oder ausgebildet. Die Bohrer besitzen nie mehr als zwei oder höchstens drei Schneiden; bei den Reibahlen ist die Anzahl der Schneiden meistens grösser; Senker kommen mit zwei oder mehreren und oft sehr vielen Schneiden versehen vor. Nach diesem allen ergibt sich schon, dass eine ganz scharfe Gränzlinie zwischen den drei Arten von Werkzeugen zu ziehen practisch unmöglich ist, und der oft ziemlich schwankende Sprachgebrauch gibt hiervon das redendste Zeugniß. Einerseits kommen Instrumente von völlig gleicher Construction bald unter dem Namen Bohrer, bald mit der Benennung Senker vor, und manche Bohrer (wie jene zum Ausbohren der Gewehrläufe) sind wahrhaft das, was man in andern Fällen Reibahlen nennt; andererseits gehen die Reibahlen und die Senker dergestalt in einander über, dass zwischen gewissen Arten der letztern und gewissen Arten von Reibahlen kein wesentlicher Unterschied statt findet.

Die mechanischen Mittel zur Hervorbringung der beim Bohren nöthigen drehenden Bewegung sind — von der Umdrehung aus freier Hand mittels eines einfachen Heftes bis zu den künstlichsten Bohrmaschinen — höchst mannichfaltig. Der Regel nach wird diese Bewegung dem Bohrer ertheilt; in gewissen Fällen aber wird nicht dieser, sondern das Arbeitsstück gedreht. Besondere Vorrichtungen werden oft angewendet, um den Bohrer mit Bequemlichkeit und Genauigkeit gerade auf der vorgeschriebenen Stelle zur Wirkung zu bringen, so wie um den zum Eindringen des Bohrers nöthigen Druck zu erzeugen, in welcher letzterer Beziehung wieder eine Verschiedenheit dadurch entsteht, dass bald der Bohrer gegen die Arbeit, bald diese gegen jenen angedrückt und allmählig vorgerückt wird.

#### A. Die Bohrwerkzeuge an sich betrachtet.

##### 1) Eigentliche Bohrer (fr. *forets, mèches*; engl. *borers, bits, boring bits*).

Die Gestalt der Bohrer, in Ansehung der Form und Stellung ihrer Schneiden, muss sich zum Theile nach deren Grösse richten, indem manche Gestalt, welche sich für kleine und mittlere Bohrer gut eignet, in grossem Masstabe ausgeführt unbequem oder weniger wirksam sein würde, dagegen einige Formen grosser Bohrer in verkleinertem Masse nicht mehr genau genug auszuführen sein würden. Die Natur des zu bohrenden Metalls ist nicht minder zu berücksichtigen: Bohrer auf Eisen und Stahl müssen jederzeit etwas weniger spitzwinkelige Schneiden haben als Messingbohrer, weil der grössere Widerstand auf jenen härteren Metallen leichter das Ausbrechen dünner Schneiden herbeiführt. Aus eben diesem Grunde vermeidet man bei grossen Bohrern, die unter einem starken Drucke gebraucht werden, alle scharfen Ecken und Spitzen, die bei manchen kleinen Bohrern unschädlich oder sogar nothwendig sind. Ein Vorzug ist es immer, wenn die Schneiden so gestellt sind, dass ihre

Länge die geringste wird, die zur Bildung eines Loches von dem bestimmten Durchmesser erforderlich ist; denn alsdann sind weniger Widerstandspunkte und weniger der Beschädigung ausgesetzte Theile vorhanden. Man nimmt daher auf diesen Umstand Bedacht, so viel andere Rücksichten dies erlauben.

Ein Punkt endlich, der ebenfalls wesentlichen Einfluss auf die Gestalt der Bohrer hat, ist die Art der Umdrehung. Die Bewegung kleiner Bohrer (zu Löchern unter oder wenig über  $\frac{1}{4}$  Zoll Durchmesser) geschieht sehr gewöhnlich mittels solcher mechanischer Mittel, welche keine ununterbrochene Drehung in einerlei Richtung gestatten, wobei vielmehr abwechselnd einige Umläufe vorwärts und dann wieder einige Umläufe rückwärts vollbracht werden. Um in diesem Falle die Zeit der rückwärts gehenden Drehung nicht nutzlos verstreichen zu lassen, richtet man die Bohrer so ein, dass sie in beiden Richtungen schneiden (zweischneidige Bohrer). Dagegen erhalten fast alle Bohrer, deren Umdrehung keine wiederkehrende, sondern eine ununterbrochene ist (von welcher Art alle grossen und einige kleinere sind), eine solche Gestalt, dass sie nur dann angreifen, wenn die Umdrehung in der einen bestimmten Richtung statt findet (einschneidige Bohrer).

Die zweischneidigen Bohrer haben gewöhnlich eine lanzen- oder schaufelähnliche Gestalt wie *Fig. 1* (Taf. 74) in zwei Ansichten. Von dem etwas verjüngten vierkantigen Zapfen *m* an, mit welchem der Bohrer in ein passendes Loch des Bohrgeräthes eingesteckt wird, läuft der Schaft *n* entweder in der Gestalt, welche durch die ausgezogenen Linien bezeichnet ist, oder in jener, welche die Punktirung angibt, aus. Die zwei Schneiden *de* und *ef* sind durch vier Zuschärfungen (Facetten) gebildet, von welchen auf jeder Seite zwei, wie *abcd* und *cbef*, angeschliffen sind. Sie liegen also in der Mitte der Dicke des Bohrers, wie bei 1, 2 in dem nach *ik* genommenen Durchschnitte *x* zu sehen ist, und laufen in eine scharfe Spitze *l* zusammen. Bohrer von dieser Gestalt werden französisch *mèches en langue d'aspic* genannt. Man gebraucht sie eben so gut auf harten Metallen (Eisen, Stahl) als auf weichen (Messing, Kupfer u. s. w.); nur werden zum Bohren in hartem Metall die Facetten unter einem weniger spitzen Winkel gegen einander gelegt, so dass die Schneiden nicht zu dünn ausfallen. Der Winkel *def* misst 80 bis 120 Grade; es muss desto stumpfer sein, je härter das zu bohrende Material ist. Hierdurch sichert man die nothwendige Dauerhaftigkeit der Spitze, welche, als der zuerst eindringende Theil, ganz besonders immer in unversehrtem Zustande erhalten werden muss. Diese Spitze muss auf das Genaueste in der Axe des Bohrers liegen, widrigenfalls das Loch unrund wird oder der Bohrer sich verläuft, d. h. von der beabsichtigten Richtung abweicht.

Zum Bohren in Eisen wendet man zuweilen zweischneidige Bohrer von der Form *Fig. 2* an, mit bogenförmiger, durch zwei Facetten gebildeter Schneide (fr. *mèche en langue de carpe*). Da hier die Mittelpunktsspitze (der schwächste Theil an den Bohrern nach *Fig. 1*) nicht vorhanden ist, so wird die Schneide nicht so leicht schartig; aber eben der Mangel einer Spitze ist es dagegen auch, wodurch eher ein Verlaufen des Bohrers herbeigeführt wird.

Alle nun noch anzuführenden Bohrer sind sogenannte einschneidige, d. h. solche mit einseitig zugeschärften und nur in einer Richtung der Umdrehung angreifenden Schneiden. Die kleinsten Bohrer dieser Art bildet man wie *Fig. 10* (zwei Aufrisse nebst der Endansicht *x*). Die



Spitze  $e$  wird hier, gleichwie in *Fig. 1*, durch das Zusammenstossen von vier Flächen gebildet; allein die Stellung dieser letzteren ist eine andere. Während nämlich die zwei breiten Seitenflächen des Bohrers  $h$  und  $i$  sich mit einer sanften Krümmung, ohne deutlich begränzte Abschrägung, gegen einander neigen, sind von den schmalen Seitenflächen  $k$  und  $l$  aus zwei Facetten 1 und 2 angeschliffen, so dass das Ende des Bohrers die Gestalt einer Pyramide mit rhombischer Basis erhält, wie deutlich bei  $x$  zu sehen ist. Die spitzwinkeligen Kanten dieser Pyramide ( $de$  und  $ef$ , oder in der Endansicht  $d$  und  $f$ ) wirken als Schneiden, wenn die Umdrehung nach der durch die Pfeile angedeuteten Richtung statt findet, und greifen viel besser an als die zweischneidig zugeschärfen Schneiden von *Fig. 1*. Es ist überhaupt ein wesentlicher Vorzug aller einschneidigen Bohrer, dass sie mit geringerer Kraftanwendung und dabei reiner und schneller arbeiten als die zweischneidigen. Um den Grund hiervon einzusehen, nehme man die *Fig. 10<sup>te</sup>* zu Hilfe. Es bedeute in derselben  $A$  den halben Querschnitt eines zweischneidigen und  $B$  den halben Querschnitt eines einschneidigen Bohrers;  $c$  die Drehungsaxe;  $i$  eine der Schneiden;  $il$  einen Theil vom Umfange des Bohrloches, also von dem Kreise, den der Punkt  $i$  der Schneide in der Richtung des Pfeiles durchläuft und dessen Mittelpunkt in  $c$  liegt,  $io$  und  $io_1$  die Tangente zu dem Punkte  $i$  des Kreises. Man ersieht leicht, dass der Winkel  $nio$  in  $B$  fast ein Rechter, dagegen  $n_1io_1$  in  $A$  viel kleiner ist. Die Schneide  $i$  des Bohrers  $A$  wirkt daher, vermöge der Neigung der Zuschärfungsfläche  $n_1i$  gegen die Tangente  $io_1$ , auf das Metall im Loche mehr abschabend und zugleich in gewissem Grade zusammendrückend, wogegen die Schneide  $i$  an  $B$  eine Wirkung der letztern Art nicht ausüben kann und sich also in höherem Grade eigentlich schneidend verhält. Im ersteren Falle wird das Metall am Umkreise des Loches mehr weggequetscht, im letztern Falle wird es wahrhaft weggeschnitten, wozu eine geringere Kraft erforderlich ist, indem auch zugleich eine reinere Fläche im Bohrloche entsteht. Der Fall mit  $A$  ist demjenigen zu vergleichen, wo man eine Messerklinge in der Lage  $n_1i$  auf eine Metallfläche  $io_1$  drückend aufsetzen und von  $i$  gegen  $o_1$  fortführen würde; der Fall mit  $B$  ist dagegen so, als ob man dem Messer die Lage  $ni$  gegen die Arbeitsfläche  $io$  gäbe. Höhlt man die Fläche  $ni$  des Bohrers  $B$  nach der krummen  $vwi$  aus, so ist der Winkel, unter dem die Schneide angreift,  $=wio$ , mithin grösser als ein Rechter; alsdann ist der Vorgang demjenigen ähnlich, der eintreten würde, wenn man ein Messer in der Lage  $wi$  auf die Fläche  $io$  brächte und es von  $i$  gegen  $o$  hin fortbewegte. Die Bohrschneide wirkt unter dieser Voraussetzung noch vortheilhafter, weil sie gegen die Wand des Bohrloches ungefähr so steht, wie das Eisen eines Hobels gegen die Fläche, auf der man hobelt; zugleich wird dadurch die schneidende Kante dünner, dringt also leichter in das Metall ein. Von der Anwendung dieses Kunstgriffes, die Fläche des Bohrers an der Schneide auszuhöheln, um ihre Wirkung zu vermehren, werden bald Beispiele vorkommen.

Die gewöhnlichste Gestalt der einschneidigen Bohrer ist die, welche *Fig. 3* angibt.  $A$  ist der Aufriss der breiten,  $B$  der Aufriss der schmalen Seite,  $C$  die Endansicht. Die Facetten  $ac$  und  $bc$  sind gegen die breiten Flächen des Bohrers in einerlei Richtung geneigt, daher die eine, bei  $bc$ , auf der Rückseite liegt und nur durch Punktirung angegeben ist. Die spitzwinkeligen Kanten  $o, o$  jener Facetten bilden die zwei Hauptschneiden. Nach dem Ende  $c$  hin verdünnt sich zwar der Bohrer durch

Gegeneinanderlaufen seiner breiten Flächen, jedoch nicht so sehr, dass durch das Zusammenstossen der Facetten in *c* eine Spitze entstände. Vielmehr bleibt hier eine kurze, mit den Facetten parallele Kante, welche eine wirkliche dritte Schneide darstellt. Man sieht hiernach, dass die Facetten nicht wie in *Fig. 10* eine dreieckige, sondern eine verschobene rechteckige (rhombische) Gestalt haben. Diese Abänderung ist bei Bohrern von einiger Grösse allgemein gebräuchlich, weil eine in *c* befindliche Spitze dem bedeutenden Drucke, unter welchem das Bohren statt findet, nicht widerstehen könnte, sondern sehr leicht abbrechen würde. Durch die Beseitigung der Spitze opfert man übrigens allerdings den Vortheil, welchen eine solche gewährt, indem sie dem Bohrer einen unveränderlichen Endpunkt seiner Drehungsaxe gibt und den geraden Gang sowie die genaue Runddrehung desselben sichert. Daher sind solche Bohrer mehr oder weniger der Gefahr ausgesetzt, sich zu verlaufen.

*Fig. 4* stellt einen Bohrer vor, der sich von *Fig. 3* nur dadurch unterscheidet, dass jede von dessen zwei breiten Flächen, den Facetten gegenüber, durch eine an der Schneide hinlaufende Rinne oder Hohlkehle *u* ausgehöhlt ist. Der Nutzen dieser Einrichtung ist schon oben erörtert worden; es leuchtet aber von selbst ein, dass die hierdurch viel dünneren Schneiden mehr dem Schartigwerden unterliegen. *C* ist die Endansicht des Bohrers, *D* ein Querschnitt nach *xy*.

Eine vortheilhafte Abänderung dieser Art Bohrer ist durch die *Fig. 5, 6, 7* und *8* vorgestellt. *Fig. 5* zeigt die Ansicht der breiten Seite, *Fig. 6* die Ansicht der schmalen Seite, *Fig. 7* die Endansicht, *Fig. 8* einen Durchschnitt nach *xy* von *Fig. 5* und *6*. Bei den zuvor beschriebenen Bohrern (*Fig. 4*) laufen die beiden Zuschärfungsflächen (Facetten) in eine gerade stumpfwinkelige Kante zusammen, welche in Bezug auf die Dicke des Werkzeuges schräg steht und der erste in das Metall eindringende Theil desselben ist. Welchen Nachtheil dieser Mangel einer Mittelpunktsspitze hinsichtlich des richtigen Bohrens hat, ist schon angeführt worden. Uebrigens aber schneidet die erwähnte Kante sehr unvollkommen, da sie nicht scharf genug ist. Beiden Umständen ist an dem gegenwärtigen Bohrer abgeholfen. Die zwei Facetten *a, a* sind wie gewöhnlich angelegt; die ihnen gegenüberstehenden Hohlkehlen aber, nämlich *bc* und *dc*, laufen gegen das Ende des Bohrers nicht gerade aus, sondern wenden sich gegen einander und sind zuletzt nur durch eine dünne Sförmige Schneide *c* von einander getrennt, welche die schrägen geradlinigen Hauptschneiden *r* und *s* (*Fig. 5*) durch einen sanften Uebergang mit einander verbindet. Die erwähnte Schneide *c* ist auch in der Weise bogenförmig, dass in der Mitte (in der Axe des Bohrers) ein höchster Punkt entsteht, von welchem aus die Schneide nach allen Seiten hin abfällt. Man bemerkt diesen Umstand sowohl in *Fig. 5* als in *Fig. 6*, und der Nutzen hiervon besteht darin, dass der Bohrer, weil er wie durch eine Mittelpunktsspitze geführt wird, sich nicht verläuft, sondern stets in der geraden Richtung bleibt. Zudem erleichtert die grosse Schärfe der genannten runden Schneide bei *c* sehr das Eindringen des Bohrers. Dagegen sind die Facetten *a, a* weniger schräg (mehr der rechtwinkeligen Lage sich nähernd) an die breiten Flächen angesetzt, daher die Schneiden *r* und *s* nicht so sehr spitzwinkelig, als man sie sonst meistens zu machen pflegt; die Schneiden erlangen dadurch mehr Festigkeit. Ferner neigen sich die Kanten *r* und *s* stärker als gewöhnlich gegen einander, d. h. der Winkel *r c s* ist sehr stumpf (110 bis 120 Grad);



dadurch entsteht grössere Festigkeit und auch grössere Wirksamkeit des auf den Bohrer angewendeten Druckes; Letzteres insofern, als für gleichen Durchmesser des Loches die Schneiden kürzer ausfallen, mithin der Druck sich auf eine geringere Anzahl Punkte vertheilt und jeder einzelne Punkt stärker gedrückt wird. Von  $f$  an bis zu der runden Spitze  $c$  neigen sich die breiten Flächen gegen einander, so dass der Bohrer regelmässig an Dicke abnimmt (s. *Fig. 6*). Zu bemerken ist endlich, dass die schmalen Seiten  $tv$  und  $vu$  in paralleler Richtung schräg gefeilt sind, wodurch die Kanten  $t$  und  $u$  schneidig werden, wie am besten die Vergleichung der *Fig. 5* mit *Fig. 8* ergibt. Zur Arbeit in Messing sind diese Bohrer vortrefflich; auf Eisen stumpft sich jedoch die dünne bogenförmige Schneide  $c$  ziemlich bald ab.

*Fig. 11* enthält drei Ansichten eines zur Hervorbringung genau cylindrischer Löcher sehr geeigneten Bohrers, nämlich  $A$  und  $B$  zwei Aufrisse,  $C$  die Endansicht. Der Körper, welcher mit dem vierkantigen Kopfe durch einen kurzen cylindrischen Hals zusammenhängt, ist als ein genauer Cylinder gedreht, hierauf in seiner ganzen Länge mit zwei gleichen einander gegenüberstehenden, von oben nach unten sich erweiternden und vertiefenden Hohlkehlen  $a, a$  versehen, und am Ende mit zwei schrägen Flächen  $c$  und  $d$  zugeschärft. Gestalt und Lage dieser Flächen gehen zwar aus einer aufmerksamen Vergleichung der drei Ansichten hervor; indessen bedarf doch letztere einiger Erläuterung. Beide Flächen haben eine Neigung nach der Mitte zu, wodurch in der Axe des Bohrers eine kurze stumpfwinkelige Kante  $e$  entsteht, ähnlich derjenigen, welche in *Fig. 3* mit  $c$  bezeichnet ist. Ausserdem fällt (in der Endansicht  $C$ , *Fig. 11*, betrachtet) die Fläche  $c$  von  $f$  gegen  $b$  ab; die Fläche  $d$  hingegen senkt sich von  $h$  nach  $y$  \*). Dadurch wird einerseits die bogenförmige Kante  $ef$ , andererseits die derselben diametral gegenüberstehende gleiche Kante  $eh$  schneidig, weil beide spitzwinkelig sind, während der Winkel an  $eb$  und  $eg$  ein stumpfer ist. Die Richtung, nach welcher der Bohrer gedreht werden muss, um anzugreifen, drückt in Ansicht  $C$  der Pfeil aus. Die Wirkung ist ausgezeichnet gut; das Loch wird äusserst rein und richtig, die Späne schieben sich von selbst durch die Hohlkehlen  $a, a$  heraus, und die Schneiden laufen niemals Gefahr, Scharten zu bekommen.

Die bisher beschriebenen Bohrer haben das Gemeinsame, dass ihre Schneiden schief gegen die Drehungsaxe stehen, wonach von selbst folgt, dass sie den Grund eines nicht durch und durch gebohrten Loches trichterartig eingesenkt gestalten. Obwohl nun dieser Umstand in den meisten Fällen ohne Bedeutung ist, so kommt es doch zuweilen vor, dass man den Grund der gebohrten Löcher flach zu erhalten wünscht. Dies kann nur durch Bohrer erreicht werden, deren Schneiden rechtwinkelig gegen die Drehungsaxe stehen. Dergleichen Bohrer besitzen übrigens auch noch andere und zwar wesentlichere Vorzüge. Die Schneiden haben, für einen bestimmten Durchmesser des Loches, die geringste mögliche Länge; der Widerstand trifft daher eine kleinere Anzahl Punkte, und kann durch einen geringeren Druck überwältigt werden, als bei Bohrern mit schräg stehenden Schärfen. Die Kürze der Schneide ist zugleich Ursache, dass dieselben weniger der Gefahr unterliegen, schartig zu werden. Wegen der ebenen Gestalt der Fläche, auf welcher der Bohrer fortarbeitet, können sich hier die Späne nicht so zusammenstopfen

\*) Die Punkte  $y$  in  $C$  und  $g$  in  $B$  sind identisch.

und unter die Schneiden hineindrängen, wie in der trichterartigen Versenkung eines Loches, das durch einen Bohrer mit schrägen Schneiden hervorgebracht wird. Endlich ist die Neigung, von der geraden Richtung abzuweichen, grösstentheils beseitigt, indem der angewendete Druck rechtwinkelig auf die Schneiden fällt, also nicht dahin wirken kann, dem Bohrer ein Bestreben zum Seitwärtsgehen zu ertheilen, wie bei schrägen Schneiden leicht der Fall ist, wenn diese nicht mit mathematischer Genauigkeit symmetrisch gearbeitet werden.

Kleine Bohrer versteht man übrigens darum fast niemals mit rechtwinkelig gegen die Axe liegenden Schneiden, weil diese Form schwieriger auszuarbeiten ist als jene mit schrägen Schneiden.

Die gewöhnlichste Beschaffenheit der Bohrer mit rechtwinkelig zur Axe gestellten Schneiden zeigt *Fig. 9* (fr. *mèche à mouche*). Die hier neben einander gestellten drei Abbildungen (zwei Aufrisse *A, B* und die Endansicht *C*) ergeben, dass der Bohrer von platter Gestalt und im Mittelpunkte seiner Endfläche mit einer vierseitig pyramidalen Spitze *e* (fr. *mouche*) versehen ist. Die zu beiden Seiten dieser Spitze liegenden Theile *aico* und *rbds* der Endfläche sind in entgegengesetzten Richtungen abgedacht, so dass (im Aufrisse betrachtet) *ic* höher liegt als *ao*, und *rs* höher als *db*. Deshalb sieht man in *Fig. A* die Vertikalprojection der Fläche *aico*, während die Fläche *rbds* verborgen ist und nur gesehen werden kann, wenn man den Bohrer von der andern breiten Seite betrachtet. Die Kanten *ao* und *db*, welche in einer gemeinschaftlichen, gegen die Bohreraxe normalen Ebene liegen, sind hienach spitzwinkelig, und wirken als Schneiden, wenn der Bohrer in der vom Pfeile der *Fig. C* angegebenen Richtung umgedreht wird. Zu bemerken ist noch, dass die schmalen Seiten *ai* und *rb* in der Nähe der Schneiden ein wenig schief gegen die breiten Flächen gestellt sind, damit sowohl in *a* und *b* gehörig scharfe Ecken entstehen, als auch der Bohrer mit den Kanten *i* und *r* nicht im Loche anstreift. Zuweilen gibt man den Schneiden in geringem Grade eine schräge Lage, und zwar so, dass sie von *a* und *b* aus nach *o* und *d* hin ein wenig gegen die Centrumspitze *e* sich herabsenken. Bohrer dieser Art (wie z. B. einer in *Fig. 147* und *152*, bei *H*, zu sehen ist) machen alsdann den Uebergang zu denen mit stark schräg laufenden Schneiden, welche im Vorhergehenden betrachtet worden sind.

Der Bohrer *Fig. 12* (fr. *mèche à téton, foret à noyon, foret à goujon*) unterscheidet sich von dem eben erklärten (*Fig. 9*) ganz allein dadurch, dass er statt der Mittelpunktsspitze (*e Fig. 9*) einen cylindrischen Zapfen *s* (fr. *téton, goujon*) enthält. Er dient nicht, um Löcher anzufangen, sondern nur, um ein schon vorhandenes, mit einem kleinern Bohrer gemachtes Loch, welches den Durchmesser des erwähnten Zapfens haben muss, zu erweitern. Man gebraucht ihn jedoch weit öfter als Senker, d. h. um bloss das Ende (den Ausgang) eines Loches mit einer cylindrischen und concentrischen Erweiterung zu versehen (auszusenken); z. B. um die Vertiefung rund um ein Schraubenloch zu erzeugen, worin der Kopf der Schraube Platz findet, wenn er nicht über die Oberfläche des Gegenstandes hervorragen darf.

Die Bohrer, welche bisher vorgekommen sind, werden in Bohrvorrichtungen verschiedener Art, zum Theil auch beim Bohren auf der Drehbank gebraucht. Es folgen nun einige andere, welche ausschliesslich für die Anwendung in der Drehbank bestimmt und demgemäss zum Theil



ganz eigenthümlich construirt sind. Dahin gehören zunächst die halbrunden Bohrer (fr. *forets cylindriques*) in verschiedenen Abänderungen, Fig. 40 bis 43. Man stellt sie im Allgemeinen aus einem richtig gedrehten Cylinder dar, welcher in einem Theile seiner Länge genau auf die halbe Dicke abgefeilt und am Ende dieses halbrunden Theiles auf geeignete Weise zugespitzt wird. Sie sollen gegenwärtig nur in Ansehung dieser Zugschärfung beschrieben werden; Einiges, was die Gestalt im Uebrigen betrifft, kommt weiter unten bei der Erklärung ihres Gebrauches vor. In den Fig. 40, 41, 42 und 43 sind von allen dargestellten Bohrern drei Ansichten gezeichnet und mit Buchstaben näher unterschieden. *A* bezeichnet die Ansichten von vorn, d. h. von der abgeplatteten Seite; *B* die Seitenansichten, welche man erhält, wenn der Cylinder aus der Lage *A* um 90 Grad verdreht wird; *C* die Ansicht von hinten, d. h. von der *A* entgegengesetzten Seite; *D* endlich die Endansichten. — Der Bohrer Fig. 40 wurde zuerst am Ende mit einer kegelförmigen Zuspitzung versehen und nachher halb abgefeilt; er hat daher an diesem zügerichteten Theile die Gestalt eines halben Cylinders, an welchen ein halber Kegel *abce* angesetzt ist. *b* ist die Mittelpunktsspitze; *ab* und *bc* sind die Schneiden, welche sich in der gedachten Spitze vereinigen. Bei Fig. 41 ist die Mantelfläche der halbkegelförmigen Zuspitzung in Gestalt zweier Facetten *n* und *o* abgefeilt, wodurch die Schneiden spitzwinklicher, also schärfer, werden. Hier, wie auch bei dem vorigen Bohrer, ist es gleichgültig, in welcher Richtung die Umdrehung statt findet; aber in jedem Falle wirkt nur eine der Schneiden, nämlich jene, an welcher die ebene Seite *m* des Halbcylinders in der Bewegung vorausgeht. Die vordere Ansicht von Fig. 41 ist mit *A*, Fig. 40, übereinstimmend. Fig. 42 hat eine einzige, gerade, rechtwinkelig gegen die Axe gelegte Schneide *rs*, welche ihre Schärfe durch eine auf der runden Seite schräg angesetzte (in Fig. *A* durch Punktirung bezeichnete) Facette *p* erhält. Die Richtung der Umdrehung ist hier ebenfalls gleichgültig; es greift immer nur die Hälfte der Schneide (von *r* bis zum Mittelpunkte oder von *s* bis zum Mittelpunkte) an. Fig. 43 unterscheidet sich von Fig. 42 nur dadurch, dass die Schneide schief gegen die Axe liegt. Dieser Bohrer muss immer so umgedreht werden, dass die weiter vorragende Hälfte *ot* der Schneide eingreift, und lässt auf dem Boden des Loches eine kegelförmige Erhöhung stehen.

Zu den halbrunden, für die Drehbank bestimmten Bohrern gehört noch der sogenannte Kanonenbohrer, Fig. 54 (Taf. 75), welcher sich auch für sehr grosse Löcher besonders gut eignet und überhaupt durch schnelle und gute Wirkung ausgezeichnet ist. *A* zeigt denselben von der flachen Seite; *C* von der gegenüberstehenden runden Seite; *B* und *D* sind zwei einander entgegengesetzte Seitenansichten; *E* ist die Endansicht. An dem langen, sechskantigen Stiele *g*, der am Ende einen kleinen achteckigen Ansatz *h* enthält, befindet sich die halbcylindrische Verlängerung *f*, welche nach der Gestalt *bacd* abgeschnitten und an den Rändern *ab* und *cd* durch zwei geneigte Flächen *n* und *o* zugespitzt ist. Als Schneide wirkt indessen nur *ab*; dagegen ist die Abschrägung *cd* bloss dazu vorhanden, um die Mittelpunktsspitze *a* zu erzeugen. Die Facette *o* springt daher in ihrer ganzen Länge um den Abstand *ac* gegen die Facette *n* zurück, wie man deutlich aus Fig. *C* und *D* erkennt. Hierin liegt der Hauptunterschied zwischen diesem Bohrer und dem in Fig. 41 abgebildeten, welcher demselben am nächsten kommt. Man vermeidet dadurch die

nutzlose Reibung der nicht schneidenden Kante *cd* an dem Grunde des Loches und verleiht der Mittelpunktsspitze, welche nun mehr Schärfe bei dennoch hinlänglicher Stärke besitzt, eine grössere Fähigkeit, in das Metall einzudringen.

Einige Aehnlichkeit mit den halbrunden Bohrern ohne Mittelpunktsspitze (*Fig. 42* und *43*) hat der von *COLLAS* erfundene, gleichfalls für die Drehbank bestimmte Bohrer, von welchem *Fig. 214* und *215* (*Taf. 78*) zwei Ansichten zeigen, deren Beziehung zu einander aus der relativen Lage der beigesetzten Endansichten klar wird. Die diesem schönen Werkzeuge zu Grunde liegende Idee besteht darin, das Metall im Mittelpunkte des Loches in Gestalt eines dünnen Zapfens stehen zu lassen, so dass dieser Zapfen, vereinigt mit dem, mehr als einen Halbkreis betragenden, äussern Umfange des Bohrers, eine sehr gerade Führung bewirkt und die Abweichung von der gehörigen Richtung (das Verlaufen) vollkommen verhindert. Um diesen Bohrer zu verfertigen, dreht man aus Stahl einen sehr genauen Cylinder *a* von beliebiger Länge und bohrt in denselben, vom Ende her und genau in der Axe, ein kleines, 5 bis 6 Linien tiefes Loch mit rundem Boden. Alsdann feilt man das Ende schräg ab, wie *gh* in *Fig. 215* zeigt, nimmt von dieser schrägen Endfläche bis nach *l*, auf etwa  $\frac{3}{4}$  Zoll Länge, ein Drittel des Cylinders bis an das Loch hinein weg, und macht noch von *l* bis *n* einen Ausschnitt, welcher hier nur die Hälfte des Cylinders stehen lässt. Dieser grosse Ausschnitt erleichtert das Austreten der Späne. Durch den kleineren Ausschnitt *hbil* aber entstehen auf der Endfläche zwei radiale Kanten *io* und *hr*, von welchen die letztere, weiter vortretende, als Schneide dient. Das Loch *b* ist durch den gedachten kleinen Ausschnitt seiner ganzen Länge nach zu  $\frac{1}{3}$  des Umkreises geöffnet; man öffnet es aber nachher gegen *l* hin noch etwas mehr, nämlich bis auf die Hälfte seines Umkreises. — Wenn dieser Bohrer gebraucht wird, so arbeitet er zunächst nur eine ringförmige Vertiefung aus, weil, wegen des Loches *b*, im Mittelpunkte ein dünner Metallzapfen stehen bleibt. Sobald jedoch dieser Zapfen an das innere Ende des Loches stösst, wird er durch dessen Rundung zur Seite gedrängt, biegt und verdreht sich, bricht theilweise ab, und kommt mit den Spänen heraus. Allein der Fuss des Zapfens, welcher, von dem Loche *b* zu  $\frac{2}{3}$  seines Umkreises umschlossen, der Drehung widerstand, bleibt unversehrt und dient immer wieder dem Bohrer zur Führung. Es ist hiernach einzusehen, wie wesentlich es ist, dass in der Nähe von *l* das Loch *b* völlig zur Hälfte seines Umkreises, oder noch etwas mehr, offen sei. Wäre dieses nicht, so müsste der im Bohrloche stehen gebliebene Zapfen eingeschlossen bleiben, könnte sich nicht seitwärts biegen und würde daher der Wirkung des Werkzeuges ein Ende machen, sobald er an dem Boden des Loches *b* anstiesse.

*Fig. 44, 45, 46* und *55* (*Taf. 74*) sind andere, auf der Drehbank gut zu gebrauchende Bohrer, sämmtlich für Löcher von ziemlich bedeutendem Durchmesser.

*Fig. 44* (drei Ansichten) stimmt mit *Fig. 9* (s. oben) überein, und weicht davon nur in dem einzigen wesentlichen Umstande ab, dass das Centrum *o* nicht in eine Spitze, sondern in eine kleine Schneide ausläuft, welche letztere durch den beim Bohren angewendeten starken Druck nicht so leicht abgebrochen wird, als mit einer Spitze der Fall sein würde.

*Fig. 45* gleicht dem in *Fig. 12* abgebildeten, schon oben beschriebenen Bohrer, und kann, wie dieser, nur unter der Voraussetzung ge-



braucht werden, dass ein enges Loch, in welches der Zapfen *s* passt, vorgebohrt ist. Der Durchmesser des Zapfens kann übrigens kleiner sein als die Dicke des Bohrers (wie in der Abbildung angenommen ist), oder eben so gross, oder sogar grösser. Um den Schneiden mehr Schärfe zu ertheilen, kann man längs derselben die breiten Flächen des Bohrers rinnenartig aushöhlen; diese kleine, aber vortheilhafte Abänderung zeigt *Fig. 46* bei *w x* in der einen und bei *x, x* in der andern Ansicht. Alles Uebrige bleibt, völlig unverändert, wie es in *Fig. 45* ist.

*Fig. 55* bis *61* (Taf. 75) erläutern eine Einrichtung, welche geeignet ist, sehr grosse (2 bis 4 zöllige) Löcher mit Hilfe der Drehbank (oder auch aus freier Hand mittels eines sogenannten Wendeseisens) zu bohren, und zugleich gestattet, die Bohrschneiden nach Belieben von dem Instrumente abzunehmen und wieder einzuschärfen, so dass man nicht nur sie bequem auf dem Schleifsteine schärfen, sondern auch mit einem einzigen Bohrer Löcher von verschiedener Grösse ausarbeiten kann, je nachdem man ein schmales oder breites Schneideisen einsetzt. *Fig. 55*, *56* und *57* (letztere die Endansicht) sind Darstellungen des vollständigen Bohrers sammt dem Schneideisen; *Fig. 58* und *59* sind Ansichten des Kopfes ohne den Stiel und nach Beseitigung des Schneideisens; *Fig. 60* und *61* zeigen das Schneideisen allein in zwei Ansichten. Hinsichtlich der Stellung entsprechen *Fig. 58* und *60* der *Fig. 55*, und *Fig. 59* und *61* der *Fig. 56*. Der eiserne Stiel oder die Bohrstange *ab* ist, gleich dem mit ihr aus dem Ganzen geschmiedeten Kopfe *c*, auf zwei Seiten flach und auf den anderen beiden Seiten abgerundet. Der Kopf enthält einen grossen, von einer flachen Seite zu der andern quer durchgehenden Spalt *fg* (*Fig. 59*), und trägt am Ende den Zapfen *d*, der in ein seiner Dicke entsprechendes vorgebohrtes Loch eingesteckt wird, um den Bohrer nach der beabsichtigten Richtung zu führen. Das Schneideisen *h* ist eine gehärtete stählerne Platte, welche in den Spalt eingelegt und mittels des eisernen Keiles *i* befestigt wird, wobei deren Ausschnitt *o* (*Fig. 60*) den Zapfen *d* umfasst und sich genau an denselben anschliesst. Um dies auf das Vollkommenste zu erreichen, ist entweder (wie in den Zeichnungen angenommen wurde) der Zapfen *d* mit zwei Abplattungen *e* (*Fig. 56*, *57* und *59*) versehen, oder es sind, wenn der Zapfen nicht abgeplattet wird, die Seitenwände des Ausschnittes *o* im Schneideisen nach dessen Krümmung ausgehöhlt. *kl* und *mn* sind die Schneiden, welche durch zwei auf verschiedenen Seiten der Platte *h* liegende Zuschärfungen gebildet werden, so dass sie beide angreifen, gerade wie an den Bohrern *Fig. 12* und *45* (Taf. 74).

Führt man diese ganze Vorrichtung in kleinerem Massstabe aus, so kann sie auch in Handbohrgeräthen (namentlich in der Brustleier und Kurbel) gebraucht werden; und wenn zugleich die Schneiden des Schneideisens symmetrisch ausgeschweift werden, so kann das Instrument als Senker (Fräse) Anwendung finden, um kreisrunde Flächen mit ringförmigen Vertiefungen und Erhöhungen auszuarbeiten. In dieser Abänderung und zu dem genannten Zwecke kommt es in den Schlosserwerkstätten vor, wo man mittels solcher Fräsen die Stangen und Stempel zum Pressen von Eisenblechbestandtheilen zu den sogenannten Eingerichten oder Besatzungen verfertigt. *Fig. 62*, *63* und *64* sind drei Ansichten des vollständigen Werkzeuges; *Fig. 65* zeigt dasselbe in drei (den vorigen entsprechenden) Ansichten nach Beseitigung des Schneideisens und des Keils, *Fig. 66* drei Ansichten des Schneideisens allein; *a* ist der vierkantige

Zapfen zum Einstecken in das Bohrgeräth; alle übrigen Buchstaben haben gleiche Bedeutung mit jenen in *Fig. 55* bis *61*, daher jede weitere Erklärung überflüssig ist. Man kann, wie leicht einzusehen, dem Schneideisen auch jede andere beliebige Auszackung oder Schweifung an der Schneide geben, indem die hier vorgestellte nur beispielsweise gewählt ist.

Den Bohrern mit einzusetzenden und auszuwechselnden Schneiden gibt man auch noch andere Einrichtungen, als die vorstehend beschriebene. Zwei sehr vortheilhafte sind in der *Fig. 193* bis *204* (Taf. 120) abgebildet. Man kann sie auf der Drehbank oder in einer Bohrmaschine (fr. *drilling machine*) mit senkrechter, durch Räderwerk umgedrehter Spindel gebrauchen, und zwar eben sowohl um ein vorgebohrtes Loch durch und durch zu erweitern, als um eine cylindrische Aussenkung über einem solchen Loche zu erzeugen.

*Fig. 193* ist die Seitenansicht des ersten dieser beiden Bohrer, *Fig. 194* die Endansicht desselben, mit Weglassung des langen Stiftes *dd*. Der Hauptkörper besteht aus einem genau abgedrehten eisernen Cylinder *ab*, welcher bei *a*, auf dem Mittelpunkte seiner hintern Endfläche, ein konisches Grübchen zum Einsetzen der Reitnagelspitze (sofern man auf der Drehbank bohrt) enthält und vorn zu einem concentrischen cylinderförmigen Zapfen *c* abgesetzt ist. Dieser Zapfen, sowie das ihm benachbarte Ende des Cylinders *ab* wird aus einem vorgeschweissten Stücke Stahl gebildet. Der durch ein Loch des Cylinders gesteckte und nach Belieben herauszunehmende Stift *dd* bietet ein einfaches Mittel dar, den Bohrer beim Gebrauch auf der Drehbank zu halten, damit er sich nicht drehen kann. Will man ihn in einer Bohrmaschine gebrauchen, so dient jener Stift zur Befestigung des Bohrers in der Bohrspindel. Letztere hat nämlich eine cylindrische Höhlung, um das Ende des Körpers *ab* aufzunehmen, und ein quer durchgehendes Loch, welches jenem im Bohrer entspricht, so dass der hindurchgeschobene Stift beide Theile zusammenhält.

*f* ist das Schneidmesser, welches quer durch eine genau passende Oeffnung des Cylinders eingeschoben und darin durch eine Druckschraube *e* festgehalten wird. Die Stellung desselben ist jedoch nicht rechtwinkelig zur Axe des Bohrers *abc*, sondern in dem Masse schräg, dass der Winkel  $1, 7, 9$  etwa  $= 84$  Grad wird. Dadurch kommt die Spitze *l* des Schneidmessers zuerst zum Angriff, und schneidet die Kreislinie vor, innerhalb welcher alsdann das Metall herausgebohrt wird. Zugleich tritt die Schneide *1, 7, 5* des Messers mit ihrem Theile *1, 7* ein wenig über die Endfläche *b* des Cylinders *ab* heraus, damit sie bis zu dem Punkte *7*, d. h. bis an den Umkreis des Zapfens *c* herein, zur Wirkung gelangt. Dieser Umstand wird gewiss vollkommen deutlich, wenn man die *Fig. 193* und *194* mit einander vergleicht. Das Schneidmesser hat im Querschnitte eine rautenförmige Gestalt mit Winkeln von  $65$  Grad (an den Kanten *3, 8* und *1, 7, 5*) und  $115$  Grad (an der Kante *4, 6* und der gegenüberstehenden, von welcher *2* der eine Endpunkt ist). Von seinen zwei scharfen Kanten bildet diejenige, welche mit *1, 7, 5* bezeichnet ist, die Schneide. Die Endfläche *1, 2, 3, 4* ist dergestalt schräg angeschliffen, dass der Winkel  $2, 1, 7 = 80$  Grad und der Winkel  $7, 1, 4 = 73$  Grad wird. Durch diese Anordnung wird verhindert, dass die Kanten *1, 2* und *3, 4* in dem gebohrten Loche anstreifen, weil sie zur Ausbildung desselben nichts beizutragen haben, und es nur verderben könnten.

Der Bohrer ist bestimmt, nicht nur zu Löchern von verschiedener Grösse, sondern auch bei verschiedenen Durchmessern des vorgebohr-



ten Loches gebraucht zu werden. Um in ersterer Beziehung kleine Abstufungen zu erreichen, kann das eingesetzte Messer *f* mehr oder weniger verschoben und wieder mittels der Schraube *e* festgestellt werden so dass der wirksame Theil 1, 7 der Schneide jedesmal die dem besondern Falle angemessene Länge erhält. Grössere Unterschiede erlangt man durch Anwendung eines kürzern oder längern Messers, da ein kurzes in manchen Fällen nicht weit genug herausgeschoben werden kann, ein langes aber nicht brauchbar sein würde, sobald nach dessen Feststellung das unwirksame Ende 5, 6, 8 weiter (oder auch nur eben so weit) aus dem Cylinder *ab* hervorragen müsste, als das schneidende Ende 7, 1, 2, 3, 4. Dem der Beschreibung zu Grunde liegenden Exemplare des Bohrers sind drei Schneideisen von 11, 16 und 21 Linien (rheinländ.) Länge beigegeben, womit Löcher von allen Grössen zwischen 1 und 3 Zoll Durchmesser hervorgebracht werden können. Das grösste dieser Messer ist in *Fig. 195* (Ansicht und Querdurchschnitt) dargestellt, wo die Ziffern die nämliche (schon oben erklärte) Bedeutung haben, wie in *Fig. 193*. — Für verschiedene Grösse des vorgebohrten Loches wird der Bohrer dadurch brauchbar gemacht, dass man nöthigenfalls auf den Zapfen *c* eine stählerne Röhre oder Hülse steckt, wie zwei dergleichen in *Fig. 196* und *197* abgebildet sind. Soll der Zapfen ohne Hülse gebraucht werden, so muss das Loch gerade so gross vorgebohrt sein, dass *c* ohne Schlottern, aber auch ohne Klemmung hineinpasst, und bei Anwendung einer Hülse muss diese mit ihrer Höhlung auf den Zapfen, mit ihrem äussern Umkreise in das vorgebohrte Loch in derselben Weise fleissig passen. Die Hülse macht alsdann, wie sich von selbst ergibt, einen ihrer eigenen Dicke entsprechenden Theil der Scheide 1, 7 (*Fig. 193*), zunächst an dem Zapfen *c*, unwirksam und schiebt sich beim Eindringen des Bohrers mit diesem in dem Loche fort.

Der zweite, in den *Fig. 198* bis *204* vorgestellte Bohrer hat mit dem so eben beschriebenen so viel Aehnlichkeit, dass die Abbildungen keiner langen Erklärung bedürfen. *Fig. 198* ist eine Seitenansicht; *Fig. 199* desgleichen, jedoch gegen *Fig. 198* um ein Viertel des Kreises herumgedreht; *Fig. 200* die Endansicht.

*ab* ist der cylindrische Körper; *c* der Zapfen, auf welchen erforderlichenfalls eine Hülse wie *Fig. 201* oder *202* aufgeschoben wird; *d* der Stift zum Festhalten des Bohrers auf der Drehbank, oder zur Befestigung desselben in der Spindel einer Bohrmaschine; *e* die Druckschraube zur Feststellung des Schneidmessers *f*. Letzteres ist fast rechtwinkelig gegen die Axe des Bohrers eingelegt, so dass die Spitze 1 nur um äusserst wenig den übrigen Theilen der Schneide 1, 6 in der Wirkung vorangeht. Dies hat zur Folge, dass der Boden einer mit dem gegenwärtigen Bohrer gemachten Versenkung fast eine ebene Fläche wird. Das Schneidmesser *f* hat (wie *Fig. 203* zeigt) im Querschnitt eine trapezförmige Gestalt; 1, 5 ist die Schneide, deren Winkel 2, 1, 3 etwa 65 Grad misst; der Winkel bei 3 ist folglich = 115 Grad; die Kanten 2 und 4 sind rechtwinkelig. Der Winkel 6, 1, 2 (*Fig. 198*) ist = 82 Grad; jener bei 6, 1, 3 (*Fig. 200*) kann 80 bis 85 Grad messen.

Hinter dem Schneidmesser ist ein eisernes oder stählernes Winkelstück *hik* (vergl. *Fig. 204*) eingelegt, welches durch die Druckschraube zugleich mit festgehalten wird, indem das innere Ende dieser letztern auf die Fuge zwischen dem Schneidmesser und dem Winkelstücke trifft, wie man aus *Fig. 198* und *199* erkennt. Der Schenkel *hi* des Win-

kels *hik* ist ein wenig kürzer als das Schneideisen, und wird so gestellt, dass die äussere, abgerundete Seite *l* des Schenkels *ik* die Wand des gebohrten Loches berührt, mithin dem Bohrer zu einer völlig sichern geraden Führung dient. Diese Zugabe begründet einen Vorzug des gegenwärtigen Bohrers im Vergleich mit dem zuvor beschriebenen, dem er übrigens in seiner Wirkung gleicht. — Mit drei Schneidmessern, von  $1\frac{1}{4}$ ,  $1\frac{1}{2}$  und  $1\frac{5}{8}$  rheinl. Zoll Länge, nebst den dazu passenden drei Winkeleisen, kann man Löcher von allen Durchmessern zwischen  $1\frac{1}{3}$  und 3 Zoll bohren.

## 2) Senker.

Die Senker, welche man auch Versenker, Senkkolben, Ausreiber, Ausräumer und Fräsen nennt (fr. *fraise*; engl. *countersink*) werden zu sehr verschiedenen Zwecken angewendet. Einer der gewöhnlichsten unter den Fällen, wo man ihrer bedarf, ist zum Einsenken der Schraubenköpfe. Wenn man nämlich verlangt, dass die zur Verbindung von Metallbestandtheilen vorhandenen Schrauben mit ihren Köpfen nicht über die Oberfläche hervorragten, so bringt man concentrisch mit der Oeffnung jedes Schraubenloches eine Vertiefung oder Erweiterung an, welche gerade gross genug ist, um den Schraubenkopf aufzunehmen, und an Gestalt demselben gleicht, daher entweder cylindrisch oder konisch (trichterförmig) ist. Von einem solchen Schraubenkopfe sagt man alsdann, er sei versenkt (fr. *noyé*). In den Uhren werden auf den Platten Versenkungen von halbkugelig oder ringförmiger Gestalt rings um die Zapfenlöcher angebracht, um dem Oele, welches dem Zapfen als Schmiere dient, einen Aufenthalt zu gewähren. Auch sonst kommt sehr häufig der Fall vor, dass man gebohrte oder in gegossenen oder geschmiedeten Stücken schon befindliche Löcher theilweise oder durch und durch konisch erweitern muss. Manchmal ist bloss der Grund von cylindrischen, nicht ganz durchgebohrten Löchern zu ebenen. Halbkugelförmige oder schüsselförmige und mancherlei Vertiefungen (die nicht gerade immer mit einem gebohrten Loche in Verbindung stehen) werden gleichfalls durch Senker hervorgebracht oder wenigstens völlig ausgebildet. Daher findet diese Art von Werkzeugen eine sehr ausgedehnte Anwendung, deren einzelne Fälle gar zu sehr von dem Gutdünken des Arbeiters abhängen, als dass sie hier aufgezählt werden könnten. Die Beschreibung mehrerer Senker wird am besten dahin führen, von der Mannichfaltigkeit derselben, in Ansehung der Construction sowohl als des Gebrauchs, einen Begriff zu geben. Einige derselben weichen allerdings in beiden Beziehungen ziemlich von dem ab, was man sich gewöhnlich unter einem Bohrwerkzeuge denkt; indessen findet der Uebergang zu anderen, nicht mehr der Klasse jener Werkzeuge angehörigen Instrumenten (z. B. zu den sogenannten Schneidrädern oder Fräsen) durch so zahlreiche und feine Abstufungen statt, dass die Festhaltung einer bestimmten Gränze sehr schwer ist.

Die einfachsten Senker stehen an Gestalt den gewöhnlichen einschneidigen Bohrern sehr nahe; andere haben drei, vier oder mehr Schneiden; noch andere endlich sind mit einer grossen Anzahl feiner, scharfkantiger Einkerbungen versehen, wodurch sich ihre Wirkung schon gewissermassen der einer Feile nähert, indem es dann hauptsächlich die beim Gebrauche stattfindende drehende Bewegung ist, welche es erlaubt, sie noch den Bohrern anzureihen. Die Senker dieser letztern Art pflegt



man insbesondere mit dem Namen Fräsen (Fräser, aus dem französischen *fraise*) zu belegen. *Fig. 16* bis *39* (Taf. 74), und dann noch einige fernere Abbildungen, stellen eine Auswahl von Senkern vor. Dabei ist zu bemerken, dass — der Raumersparung wegen — an den *Fig. 16*, *18* bis *33*, *36* und *37* der Stiel abgebrochen und dessen grösster Theil nebst dem (zum Einstecken in das Bohrerath dienenden) vierkantigen Kopfe weggelassen werden musste. Man kann indessen alle diese Figuren leicht ergänzen, wenn man sich dabei nach dem einen vollständig gezeichneten Exemplare *Fig. 17* richtet.

Zur Hervorbringung konischer (trichterartiger) Versenkungen, sei es über Schraubenlöchern oder zu anderem Behufe, dienen *Fig. 32* bis *35*, *Fig. 36* bis *39*, dann *Fig. 15*, *18*, *19*, *20*, *21*, *22*, *31*, *67* und *68* (Taf. 75).

*Fig. 67* hat, was den schneidigen Theil betrifft, völlig die Beschaffenheit eines gewöhnlichen einschneidigen Bohrers (*Fig. 3*) und bedarf demnach keiner weitern Erklärung. Sehr ähnlich ist der in *Fig. 32* abgebildete (vorzugsweise zum Gebrauch auf Eisen bestimmte) Senker, welcher auch gebraucht werden kann, ein konisches Loch ohne vorausgegangenes Bohren eines kleinern cylindrischen Loches, d. h. unmittelbar in massivem Metalle, darzustellen. Er hat nämlich im Wesentlichen die Form des in *Fig. 4* abgebildeten und schon oben beschriebenen Bohrers; nur ist er schlanker zugespitzt und auch in der Dicke, vom Stiele nach der Spitze zu, bedeutend verjüngt. *Fig. 32* ist die Ansicht der breiten, *Fig. 33* jene der schmalen Seite, *Fig. 34* die Endansicht, *Fig. 35* der Durchschnitt nach *yz* von *Fig. 32* und *33*.  $t u u_1$  und  $t v v_1$  sind die Schneiden, welche in *t* durch eine sehr kurze, schräg von Spitze zu Spitze der zwei breiten Flächen laufende Kante mit einander zusammenhängen;  $n, n$  die Facetten, wodurch die Schneiden ihre Schärfe erlangen;  $o, o$  die rinnenartigen Aushöhlungen, mittels welcher diese Schärfe noch erhöht wird.

*Fig. 36* zeigt die breite Seite, *Fig. 37* die schmale Seite, *Fig. 38* die Endansicht und *Fig. 39* den Querschnitt eines Senkers, welcher sehr gut gebraucht werden kann, um konische Löcher in Messing zu machen; zur Arbeit auf Eisen sind seine Schneiden etwas zu dünn und daher nicht hinreichend widerstandsfähig. Die Hauptform gleicht der von *Fig. 32*; aber es sind nicht zwei, sondern vier Schneiden  $o, o, o, o$  vorhanden, welche dadurch entstehen, dass man jede der zwei schmalen, in der Spitze *c* zusammenlaufenden Seiten *ac* und *bc* mit einer dreieckigen Furche aushöhlt. Die Spitze wird dadurch doppelt, wie man aus *Fig. 37* deutlich erkennt.

Allen platten bohrerförmigen, nur an zwei gegenüberstehenden Seiten mit Schneiden ausgerüsteten Senkern, wie die in *Fig. 67*, *32* und *36* abgebildeten, hängt der Fehler an, dass sie, in einem vorgebohrten Loche arbeitend, dasselbe oft unrund erweitern, weil sie darin an zu wenigen Punkten eine Stütze haben. Deshalb zieht man es in der Regel vor, die Senkkolben zu konischen Löchern mit mehreren, gleichmässig über den Umkreis vertheilten Schneiden zu versehen. Dies ist der Fall mit den sogenannten konischen Senkern, einigermaßen auch schon mit dem kleinen dreischneidigen Senker *Fig. 15* (Aufriss *A* und Endansicht *B*), der nicht sowohl dazu gebraucht wird, bedeutende Versenkungen zu bilden, als vielmehr um den Grath am Rande kleiner gebohrter Löcher wegzunehmen. Er besteht aus einem stählernen Cylinder *a*, der mittels

seiner dünnern Fortsetzung *b* in einem messingenen Stiele *cd*, sowie dieser letztere wieder in einem Hefte *ef* von Knochen oder Elfenbein befestigt ist. Das Ende von *a* ist mit drei gleichen Facetten 1, 2 und 3 zugeschärft, wodurch drei in der Mitte zu einer Spitze zusammenlaufende Schneiden gebildet werden.

Die konischen Senker, deren zuvor gedacht wurde (engl. *shamfering tool*), sind kegelförmige, mit ihrer Basis an einem Stiele oder Schafte sitzende Körper von Stahl, deren Mantelfläche auf verschiedene Weise eingekerbt ist. Die *Fig. 18* und *19* stellen zwei solche Werkzeuge im Aufrisse *A* und in der Endansicht *B* vor. An *Fig. 18* ist die Mantelfläche des Kegels durch vier ins Kreuz gestellte seichte Furchen in vier gleiche Felder abgetheilt, jedes Feld aber mit feinen, eingefeilten Kerben dergestalt bedeckt, dass zwischen diesen Kerben nur scharfkantige Rippen, einfachen Feilenhieben oder Theilen von sehr stark steigenden Schraubengängen ähnlich, stehen bleiben. Man pflegt darauf zu halten, dass die schräge Richtung der Kerben in zwei benachbarten Feldern nicht die nämliche sei. Wichtiger aber ist der Umstand, dass die Rippen, einzeln in ihrem Querschnitte betrachtet, die Gestalt eines ungleichschenkeligen Dreieckes haben, ungefähr wie Sägenzähne, also eine steilere und eine sanfter abgedachte Fläche (welche beide zu einer Schneide zusammenstossen) darbieten. Die steilere Seite muss bei allen übereinstimmend nach derjenigen Seite hin gestellt sein, nach welcher die Rippen, während der Umdrehung des Senkers, sich bewegen. In *Fig. 18, B* wird dieser eben erklärte, zu einer guten Wirkung viel beitragende Umstand aus dem gezahnten Ansehen des Umkreises und dem beigetzten Pfeile anschaulich. — Auf dem Senker *Fig. 19* ist nur die Stellung der Kerben eine andere; übrigens ist die Eintheilung in vier Felder wie in *Fig. 18* vorhanden. Abänderungen, die sonst noch bei diesen feingekerbten konischen Senkern vorkommen, sind unwesentlich. Wegen der Menge, Feinheit und verschiedenen Stellung der Schärfen arbeiten Senker wie die eben beschriebenen zwar ein glattes Loch, aber ihre Wirkung geht nicht sehr rasch von statten, besonders wenn erst die Schneiden durch den Gebrauch etwas abgenutzt sind. Ein Nachschärfen derselben ist keinesfalls möglich. Man gebraucht aus diesen Gründen sehr häufig Senker mit weniger, aber viel größeren Rippen oder Schneiden, die rascher arbeiten, sich nicht so bald abstumpfen, niemals wegbrechen und nöthigenfalls mit einem kleinen Oelschleifsteine wieder aufgeschärft werden können. Von dieser Art sind *Fig. 20, 22* und *68*, desgleichen der zu einem bauchig konischen (kesselförmigen) Loche bestimmte Senker *Fig. 21*. Der in *Fig. 20* (Aufriss *A*, Endansicht *B*) dargestellte enthält zehn Schneiden, welche gerade nach der Spitze des Kegels hinablaufen; eben so *Fig. 68*, wo nur die Stellung der Kerben (hinsichtlich ihrer steilen Seite) auf eine entgegengesetzte Drehung berechnet ist. In *Fig. 22* ist der Kegel unvollständig, indem die (zum Aussenken etwas grosser Löcher ohnehin überflüssige) Spitze fehlt, an deren Stelle eine kleine runde Fläche *s* tritt; die Schneiden, zwölf an der Zahl, laufen nicht in der Richtung nach der Kegelspitze zu, sondern würden, verlängert, etwas neben derselben vorbeigehen, wie man am besten aus der Endansicht entnimmt. *Fig. 21* hat zwölf, etwas nach Art von Schneckengängen gewundene Schneiden, deren Ausläufe in der Spitze zusammentreffen. Durch diese und die in *Fig. 22* angegebene Stellung der Rippen sucht man eine reinere, glattere Arbeit des Senkers zu erreichen.



*Fig. 31* (*A* Aufriss, *B* Endansicht, *C* Grundriss oder vielmehr Durchschnitt nach *x* von *Fig. A*) ist ein konischer Senker mit einer einzigen Schneide *a c*, welche auf der übrigens ganz glatten Kegeffläche durch eine von dem Umkreise der Basis nach der Spitze hinablaufende Einkerbung gebildet wird. Er wird selten angetroffen, arbeitet aber gut.

Um über gebohrten Löchern cylindrische Aussenkungen zu bilden (z. B. für cylindrische Schraubenköpfe), gebraucht man nicht minder Werkzeuge von verschiedener Beschaffenheit, als zu konischen Versenkungen. Der Anwendung des in *Fig. 12* abgebildeten Bohrers zu solchem Zwecke ist bereits oben gedacht worden. Von diesem ergibt sich zuerst der Uebergang zu den ähnlichen Senkern *Fig. 13* und *14*. Beide sind nach dem Principe der zweischneidigen Bohrer gebildet, d. h. mit Schneiden versehen, welche durch zwei von beiden Seiten gegen einander laufende Zuschärfungen erzeugt werden; jedoch ist der Schaft *a* bei *Fig. 13* vierkantig, bei *Fig. 14* aber cylindrisch. Der Stift *l*, *Fig. 13*, welcher in das vorgebohrte Loch passen muss, ist mit dem schneidigen Ende *h i* des Senkers aus dem Ganzen gefeilt. Dagegen ist bei *Fig. 14*, dessen Schneide *o o* durch die zwei Facetten *r, r* entsteht, in der Axe ein Loch gebohrt, und in dieses der Stift *l* als ein besonderes Stück fest eingesteckt, woraus (abgesehen von der grössern Leichtigkeit, das Werkzeug genau zu verfertigen) der Vortheil hervorgeht, dass man ihn, um die Schneiden nachzuschleifen, herausnehmen und, wenn er abbricht, gegen einen neuen vertauschen kann. Diese Einrichtung bringt man selten bei grösseren Senkern an, weil hier der Stift oder Zapfen so stark ist, dass er nicht leicht abbricht. Einen sehr kleinen Senker mit eingeschobenem Stifte zeigt *Fig. 85* (Taf. 75), die einer besonderen Erklärung nicht bedarf, wenn man nur bemerkt, dass die daneben stehende kleine Zeichnung *B* eine Ansicht des um 90 Grad herumgedrehten Werkzeuges vorstellt, und dass *n* einen Ausschnitt im Schafte bezeichnet, durch welchen man mit einem Schraubenzieher oder dergleichen hinter den Stift gelangen kann, um denselben herauszudrücken. Senker ohne Centrumzapfen, zu cylindrischen und anderen nicht konischen Vertiefungen, sind die in *Fig. 91* bis *94* (Taf. 75) abgebildeten, über welche später, bei Gelegenheit der zu ihrem Gebrauche erforderlichen Vorrichtung, das Nöthige nachgetragen werden wird.

Ein sehr gut wirkender, dauerhafter und leicht nachzuschärfender, vierschneidiger Senker zu cylindrischen Aushöhlungen ist in *Fig. 27* (Taf. 74) (Aufriss und Endansicht) dargestellt. Das Ende seines Schaftes oder Stieles bildet den cylindrischen Zapfen *a*, welcher in das für ihn passende vorgebohrte Loch eingeschoben wird. Die Schneiden werden aus einem kurzen Cylinder gebildet, welchen man bei der Ausarbeitung des Werkzeuges an dem Schafte stehen lässt. Man feilt nämlich diesen Cylinder an vier Stellen bis auf den Schaft ein, so dass von ihm nur vier flügelartige Theile *b, b, b, b* übrig bleiben, die man nachher von unten aus absträgt, so dass an einem jeden die Kante *i* zu einer Schneide wird. Die nämliche Einrichtung, in grösserem Massstabe und mit einer angemessenen Vermehrung der Schneiden ausgeführt, zeigt *Fig. 52* im Aufrisse, *Fig. 53* in der Endansicht, wo der Zapfen *a* viel kürzer und dicker ist. Dergleichen Instrumente mit zehn, zwölf oder mehr Schneiden und einem Durchmesser bis zu etwa 2 Zoll dienen mit Vortheil als Bohrer, um auf der Drehbank grosse Löcher in Gusseisen zu erzeugen. Nachdem z. B. mit einem gewöhnlichen Bohrer ein Loch von 1 Zoll

Weite vorgebohrt ist, gebraucht man zunächst einen Senker wie *Fig. 53*, woran der Zapfen *a* 1 Zoll dick ist, so dass er in das vorhandene Loch passt. Die Schneiden können  $\frac{1}{8}$  bis gegen  $\frac{1}{4}$  Zoll messen, und somit wird das Loch auf  $1\frac{1}{2}$  bis  $1\frac{1}{4}$  Zoll erweitert. Um es grösser zu machen, wendet man ferner einen zweiten Senker an, der die nämliche Gestalt, aber einen Zapfen von dem nunmehrigen Durchmesser des Loches hat. In der nämlichen Weise kann man noch einen dritten und vierten Senker folgen lassen, wenn es nöthig ist.

Um langen oder tiefen Löchern, die vom Bohren her cylindrisch sind, eine sanft konische Gestalt zu geben, gebraucht man Senker wie *Fig. 17* und *23*, welche einen sichtbaren Uebergang zu den Reibahlen machen. *Fig. 17* (Aufriss und Durchschnitt nach *xy*) ist durch Furchen *a, a, a, a* in vier Felder 1, 2, 3 und 4 getheilt, welche auf die schon bekannte Weise schräg eingekerbt oder gerippt sind, jedoch so, dass die Lage der Kerben gegen die Axe in je zwei benachbarten Feldern eine entgegengesetzte ist; das Feld 3 gleicht hierin dem Felde 1, das Feld 4 dem Felde 2. — *Fig. 23* hat dagegen rundum gleiche, gerade hinablaufende Kerben.

*Fig. 24* und *26* dienen zur Ausarbeitung konischer Vertiefungen mit flachem Boden, sind daher auf der Grundfläche eben so gut als seitwärts, d. h. auf dem Umkreise, gekerbt. Bei *Fig. 24* gehen die Seitenkerben gerade herab, und die Grundfläche ist mit geraden parallelen Einkerbungen versehen. *Fig. 26* hat sieben grobe, schräg liegende Seitenrippen, deren Enden auf der Grundfläche zu einer Art von Stern ausgearbeitet und bis auf den Mittelpunkt hinein zugeschrärf sind.

Wenn rings um einen auf einer Metallfläche stehenden Stift diese Fläche eingesenkt werden soll, so muss der Senker eine ringförmige Gestalt haben, d. h. in der Axe mit einem Loche versehen sein, in welches der Stift eintreten kann. Von dieser Art sind *Fig. 28, 29* und *30*, welche grösstentheils schon durch den Anblick der Zeichnungen verständlich werden. Die mit Kreuzschraffirung versehenen Kreise in den Endansichten drücken hier die Löcher aus. *Fig. 28* dient zur Bildung einer cylindrischen Einsenkung, rund um einen Stift, und es ist demgemäss nur die ringförmige Grundfläche mit strahlenförmigen Kerben (zwölf an der Zahl) ausgestattet, die Mantelfläche dagegen glatt. Mit *Fig. 29*, wo auch diese letztere Fläche gekerbt ist, die Kerben aber alle viel feiner sind, macht man eine konische Einsenkung, mit *Fig. 30* eine schalenartige.

Zur Ausarbeitung kugelförmiger Höhlungen, z. B. in den Formen, worin die Gewehrkugeln gegossen werden, gebraucht man kugelförmige fein gekerbte Senker (Kugelknöpfe), wie einer in *Fig. 16* (Aufriss und Endansicht) abgebildet ist. Man sieht leicht, dass mit einem solchen Werkzeuge auch Vertiefungen gebildet werden können, welche die Gestalt eines Kugelabschnittes von beliebiger Grösse haben. Manche der im Vorausgehenden beschriebenen Senker gestatten eine modificirte Anwendung, wodurch mannichfaltige Erfolge zu erreichen sind. Wird z. B. *Fig. 17, 18* oder *23* auf der Drehbank eingespannt und in Umlauf gesetzt, während man ein Metallstück von der Seite (statt in der Axenrichtung) dagegen andrückt, so bildet sich eine konische rinnenartige Anshöhlung. Wäre *Fig. 23* nicht verjüngt, sondern cylindrisch, so würde man auf diese Weise eine Rinne bekommen, welche ein Halbcylinder oder ein Cylinderabschnitt wäre, je nachdem man den Senker mehr oder weniger tief eindringen liesse. *Fig. 25* (Aufriss und Durchschnitt nach *xy*)



ist bestimmt, in gleicher Art von der Seite gebraucht zu werden, erzeugt aber eine anders gestaltete Aushöhlung. Die ebene Grundfläche  $mn$  dieses Senkers ist querüber gekerbt, wie die von *Fig. 24*, und kann also auch angewendet werden, um den Boden eines cylindrischen Loches flach zu machen.

Drei senkerartige Vorrichtungen, welche zu speciellen Zwecken in den Schlosserwerkstätten angewendet werden, können hier schliesslich noch Platz finden. Die eine davon (*Fig. 62 bis 66*) ist schon oben angeführt worden; die beiden anderen sind die sogenannten Nussfräse und der Fräsebohrer.

Die Nussfräse, von welcher *Fig. 48* den Aufriss, *Fig. 49* die untere Endansicht, *Fig. 50* den senkrechten Durchschnitt darstellt, besteht aus einem unterwärts auf einige Tiefe ausgehöhlten stählernen Cylinder  $a$ , welcher auf seinem ringförmigen Rande  $cc$  gekerbt ist und mittels des vierkantigen Zapfens  $b$  in das Bohrgeräth (die Brustleier) eingesteckt wird. Es gehört dazu ein glatter, in die Höhlung passender Kolben  $e$  (*Fig. 48, 49 und 51*), an welchem ebenfalls ein vierkantiger Stiel oder Zapfen  $d$  sitzt. Man gebraucht diesen Apparat, um auf einem Metallstücke  $pp$  (*Fig. 51*), rings um ein darin befindliches viereckiges Loch, den Grund  $rr$  dergestalt wegzusenken, dass ein kurzer cylindrischer Zapfen oder Aufsatz  $oo$  von gleichem Durchmesser mit  $e$  stehen bleibt. Diese Aufgabe kommt in Thürschlossern bei demjenigen Bestandtheile der sogenannten Falle vor, welcher die Nuss heisst. Das Verfahren ergibt sich von selbst. Man steckt den Kolben  $e$  mit seinem Stiele  $d$  in das Loch des Arbeitsstückes  $p$ , setzt die Fräse  $a$  auf  $e$  und dreht sie unter Anwendung des erforderlichen Druckes um ihre Axe. Die Wirkung hört auf, sobald der Boden der Aushöhlung in  $a$  die obere Wölbung des Kolbens  $e$  berührt. Der Fall ist, wie man sieht, demjenigen verwandt, in welchem Senker wie die schon erklärten *Fig. 28, 29 und 30* gebraucht werden.

Abbildungen des Fräsebohrers enthalten die *Fig. 69, 70 und 71* (Taf. 75). Von den Schlossern wird dieses Instrument gebraucht, um (bei der Vertiefung der Eingerichte oder Besatzungen) auf einer Eisenplatte, rund um ein darin befindliches kreisförmiges Loch, concentrische Furchen einzureissen. *Fig. 69* ist der Hauptaufriss, *Fig. 70* der Seitenaufriss, *Fig. 71* der Grundriss.  $a$  bezeichnet eine vierseitige Hülse, an welcher oben ein cylindrischer Aufsatz  $b$  mit dem vierkantigen Zapfen  $c$  (zum Einstecken in die Brustleier oder Kurbel) sich befindet, während unten ein etwas konischer langer Zapfen  $de$  angebracht ist, welcher in das vorgebohrte Loch eingesetzt wird. Dieser Zapfen, welcher sich mit der ganzen Vorrichtung um seine Axe drehen muss, würde hierdurch, unter dem fortgesetzten Drucke, das Loch ungehörig erweitern und verderben. Man umkleidet ihn daher (wie die Punktirung in *Fig. 69* andeutet) mit einem lose darauf steckenden, gelötheten Rohre von Eisenblech, welches durch die Vernietung des Zapfenendes bei  $e$  herunterzugehen verhindert wird. Solchergestalt kann die Umdrehung des Zapfens statt finden, während das Rohr durch die Reibung in dem Loche unbeweglich erhalten wird und also das Loch weniger abnutzt. In der länglich viereckigen Oeffnung der Hülse  $a$  schiebt sich ein vierkantiges Stäbchen  $fg$ , welches in jeder ihm gegebenen Stellung mittels der Druckschraube  $l$  befestigt wird und an dessen Ende die von oben nach unten gelochte Hülse  $h$  sitzt. In dieser steckt das Schneideisen  $ik$ , welches

auf und nieder geschoben, mittels der Druckschraube *m* festgestellt werden kann und nach Ausweis der *Fig. 69* gekröpft ist, damit man es nöthigenfalls ganz nahe an den Zapfen *de* heranbringen kann. Die Schneide, welche dieses Eisen am untern Ende besitzt, ist sehr schmal und (wie *Fig. 70* angibt) von hinten durch eine sanft bogenförmige Abschrägung, von vorn durch einen stärker gekrümmten kleinen Ausschnitt zugeschärft. Die Wirkung, sowie die Art des Gebrauches, ergibt sich hiernach von selbst.

3) Reibahlen (Räumahlen; fr. *alésoirs, alézoirs, écarissoirs, broches*; engl. *broaches, rimers, opening bits*).

Löcher in Metallarbeiten fallen durch das Bohren selten so aus, dass sie ohne Weiteres völlig brauchbar sind, wenn es sich um genaue und saubere Arbeit handelt. Entweder fehlt ihnen (wegen unvollkommener Beschaffenheit oder mangelhaften Gebrauches der Bohrinstrumente) die genaue Rundung, oder sie sind wenigstens nicht glatt genug. Oft auch haben sie nicht ganz die erforderliche Grösse, wenn nämlich der gehörige Bohrer fehlte; oder es muss ihnen nachträglich eine konische Gestalt gegeben werden, die durch das Bohren nicht hervorgebracht werden kann. In allen diesen Fällen hilft man durch Aufreiben, Ausreiben, Aufräumen (fr. *aléser, écarrir, équarrir*; engl. *broaching*), wozu die Reibahlen dienen.

Eine Reibahle kann im Allgemeinen erklärt werden als ein gerades stählernes (gehärtetes und gelb angelassenes) Werkzeug von einer im Verhältniss zu seiner Dicke bedeutenden Länge, welches eine oder mehrere, gleichmässig der ganzen Länge nach fortlaufende Schneiden besitzt und sich von oben nach unten in einigem Grade verjüngt, also schlank konisch oder pyramidalisch erscheint. Die Dicke der Reibahlen geht von der Stärke einer feinen Nähnadel bis zu 1 oder 2 Zoll; ihre Länge von  $\frac{1}{2}$  bis 9 oder 10 Zoll (immer nur der mit Schneiden versehene Theil), ohne die Angel oder den Stiel gemessen. Die wesentlichsten Verschiedenheiten sind in der Gestalt des Querschnittes gegründet, der an allen Stellen der Länge vollkommen ähnlich sein muss. Hauptbedingungen der Güte sind bei jeder Reibahle: 1) eine nicht zu geringe Anzahl und eine möglichst gleichmässige Vertheilung der Berührungspunkte zwischen dem Umkreise des Werkzeuges und der Wand des Loches, worin dasselbe arbeitet; 2) eine genügende Anzahl und eine dem Zwecke entsprechende Schärfe der Schneiden. Sind der Berührungspunkte mit dem Loche zu wenige, oder stehen dieselben dergestalt, dass ein Theil des Umkreises viel weniger als der andere damit versehen ist, so bekommt die Reibahle eine Neigung zu wanken und sich bald mehr bald weniger nach der Seite zu drängen, sie macht alsdann entweder das Loch unrund, oder versetzt dasselbe ein wenig aus seiner Stelle, indem sie nicht ringsum gleichviel Metall wegarbeitet. Je mehr Schneiden vorhanden sind, desto schneller geht, unter übrigens gleichen Umständen, die Wirkung von statten; einen gleichen Erfolg hat die grössere Schärfe der schneidigen Kanten. Doch ist man in beiden Hinsichten beschränkt, indem einerseits Reibahlen mit vielen Schneiden ziemlich schwierig, ja in kleinem Massstabe gar nicht zu verfertigen sind, andererseits aber zu scharfe (sehr spitzwinkelige) Kanten in hohem Grade dem Schartigwerden unterliegen, so dass wenigstens zur Arbeit auf Eisen und Stahl nicht so scharfe Schneiden zulässig sind, als auf Messing und ähnlichen weicheren Metallen.



Alle Ecken oder ausspringenden Winkel eines und desselben Querschnittes müssen Punkte eines gemeinschaftlichen Kreises sein, weil widrigenfalls die Reibahle leichter die Rundung eines Loches verdirbt, als sie vollkommener macht.

Um die Reibahle zu gebrauchen, führt man sie in das zu bearbeitende Loch ein, und gibt entweder ihr selbst oder dem Arbeitsstücke die drehende Bewegung unter gleichzeitiger Anwendung eines in der Richtung der Axe wirkenden Druckes, wodurch der dickere Theil allmählig eindringt, und mehr oder weniger feine Späne abgeschnitten werden. Hieraus geht von selbst hervor, dass Reibahlen nur bei durchgehenden (beiderseitig offenen) Löchern anzuwenden sind. Um Löcher cylindrisch auszureiben muss entweder das Werkzeug ganz durchgeführt werden (wobei überall der dem dicksten Theile entsprechende Durchmesser entsteht), oder man bringt eine sehr schlanke (wenig verjüngte) Reibahle erst von dem einen, dann von dem andern Ende her ein. Konische Löcher erfordern Reibahlen von angemessenem Grade der Verjüngung, welche nur von einer Seite her eingebracht werden.

Nach der Form des Querschnittes sind folgende Arten der Reibahlen zu unterscheiden:

1) Eckige Reibahlen, deren Querschnitt ein Quadrat oder ein regelmässiges Polygon ist. Die fünfeckigen (*Fig. 72* und *73*) sind die besten und die gewöhnlichsten; namentlich werden sehr dünne Reibahlen immer so gemacht. Viereckige (quadratische), wie *Fig. 74* und *78*, machen nicht leicht ein richtig rundes Loch, theils weil sie mit der geringen Anzahl ihrer Kanten zu wenig Stützpunkte im Loche haben, theils weil überhaupt, der Erfahrung nach, eine Reibahle mit gerader Seitenanzahl nicht so vollkommen rund ausreibt, als eine solche mit ungerader Anzahl von Ecken oder Kanten. Aus diesem letztern Grunde sind auch die sechseckigen Reibahlen (wie *Fig. 79*) nicht sehr zu empfehlen. Sieben- und achteckige aber haben zu stumpfe Winkel und schneiden schlecht. An dicken Reibahlen schleift man zuweilen die Seitenflächen hohl aus, wodurch die Kanten schärfer und wirksamer werden. Mit dieser Abänderung (welche der Durchschnitt einer fünfeckigen Reibahle *Fig. 75* zeigt) können auch sieben- und achteckige recht gut gebraucht werden. Grosse viereckige Reibahlen sind zweckmässig so einzurichten, dass sie auf jeder ihrer Seitenflächen eine breite Längenfurche erhalten, in welche ein zugerundetes Holzstück dergestalt eingelegt wird, dass es, mit den Schneiden zugleich, die Lochwand berührt. So entstehen demnach acht Berührungsstellen, von welchen aber nur vier Schneiden sind, und der richtige Gang, welcher zur Bildung eines genau runden Loches erfordert wird, ist weit mehr gesichert. *Fig. 104* zeigt eine nach dieser Art vorgerichtete Reibahle im Aufrisse, wozu die Endansicht *A* gehört. *a* ist der vierkantige Zapfen oder Kopf, woran das Werkzeug umgedreht wird; *c, c, c, c* sind die Schneiden, *d, d, d, d* die in die Aushöhlungen der Seitenflächen eingelegten Holzstücke. In dem Aufrisse sind letztere weggelassen, und man bemerkt demnach hier nur eine der Aushöhlungen, welche mit *b* bezeichnet ist. Der punktirte Kreis in der Endansicht bedeutet den Umfang des Loches, in welchem die Reibahle arbeitet.

2) Halbrunde Reibahlen, im Querschnitte die Gestalt eines Kreisabschnittes besitzend, welcher bald kleiner als ein Halbkreis (wie *Fig. 80*), bald gerade ein halber Kreis, bald noch grösser ist. Es sind in allen diesen Fällen zwei Kanten vorhanden, von welchen aber, bei der

Drehung in einer bestimmten Richtung, jedesmal nur eine als Schneide wirkt. Je kleiner der Kreisabschnitt ist, desto spitzwinkliger und daher schärfer werden die Kanten, aber desto weniger sicher ist die Führung in dem Loche, desto leichter also entsteht eine unrunde Gestalt des letzteren. Manchmal schleift man, um schärfere Schneiden zu bilden, die flache Seite hohl aus, wie der Durchschnitt *Fig. 77* angibt, wenn man hierin auf die punktirten Linien keine Rücksicht nimmt. Sehr grosse halbrunde Reibahlen macht man zum Theil aus Holz; von dieser Art ist die in *Fig. 82, 83* und *84* abgebildete, von welcher weiter unten ausführlich die Rede sein wird.

3) **Einschneidige Reibahlen**, glatt und rund, mit einer einzigen schneidigen Kante versehen, welche auf zwei verschiedene Arten hervorgebracht werden kann. Entweder wird der ganzen Länge nach eine Kerbe eingefeilt, wie *nop* in dem Durchschnitte *Fig. 76* angibt, wodurch bei *p* die Schneide entsteht, oder man schleift zwei Segmente der glatten Rundung ab, so dass die zwei dadurch entstehenden Flächen unter einem Winkel von etwa 100 Grad zusammenstossen. Die Punktirung in dem Durchschnitte *Fig. 77* zeigt dieses. Es sind hier *ab* und *ac* die erwähnten Zuschärfungsflächen, welche sich durch die sehr stumpfwinkeligen Kanten bei *b* und *c* an die Kreisrundung *bdefc* anschliessen; *a* ist die Schneide. Damit das Werkzeug weniger unnütze Reibung in dem Loche erfährt, ist es zweckmässig, von *b* und *c* bis gegen *e* hin die Rundung etwas flacher zu machen, als der Kreislinie, in welcher die Punkte *a, b, e* und *c* liegen, entspricht; diese Gestalt ist durch die Punktirung bei *d* und *f* angedeutet, woraus man entnimmt, dass alsdann das Werkzeug nur in *a, b, c* und *e* die Lochwand berührt. Die beiden hier beschriebenen Arten von einschneidigen Reibahlen wirken etwas langsam, machen aber mit Sicherheit ein völlig rundes Loch und sind vorzüglich auf Eisen und Stahl gut zu gebrauchen.

4) **Geriffelte (gekerbte) Reibahlen**. Die ganze Oberfläche ist mit dreieckigen Einkerbungen und abwechselnden spitzwinkligen Kanten versehen, welche entweder gerade (wie *Fig. 81*) oder etwas schraubenartig gewunden — mit  $\frac{1}{4}$  bis  $\frac{1}{2}$  Umgang auf die ganze Länge — an der Reibahle hinlaufen. Da jede Kante eine Berührungslinie mit dem Loche und zugleich eine Schneide ist, so arbeiten diese Werkzeuge eben so schnell als richtig, und sind daher (obschon mühsam zu verfertigen und im Kleinen unausführbar) sehr zu empfehlen, am meisten zum Ausreiben etwas grosser konischer Löcher in Messing; denn auf Eisen halten die dünnen Schneiden nicht gut aus, indem sie wegen des grossen Widerstandes leicht schartig werden.

Grosse, in ihrer Beschaffenheit und Wirkung den Reibahlen ganz ähnliche Werkzeuge, welche aber gewöhnlich unter dem Namen Bohrer vorkommen, sind zum Glätten und Berichtigen sowohl cylindrischer als konischer Höhlungen in Gussstücken (namentlich Feuerspritzenstiefeln, Pumpencylindern und grossen Hähnen) gebräuchlich. Man macht an denselben einen grossen Theil des Körpers von Holz und nur die Schneiden von Stahl, sowie den Stiel aus geschmiedetem Eisen. Einen Uebergang von den eigentlichen Reibahlen zu solchen Instrumenten macht schon die oben beschriebene viereckige Reibahle mit hölzernen Zulagen (*Fig. 104*), welche zur Ausarbeitung messingener Hähne von  $1\frac{1}{2}$  bis  $2\frac{1}{2}$  Zoll Durchmesser sehr geeignet ist. Für noch grössere Hähne verdient die in *Fig. 131* bis *133* (Taf. 76) dargestellte Einrichtung eines zweiseidigen



gen konischen Bohrers den Vorzug, da die Arbeit mit vier Schneiden in einem Loche von sehr bedeutendem Durchmesser zu viel Kraft erfordert. Der Hauptbestandtheil dieses Bohrers, welchen *Fig. 131* im Aufrisse, *Fig. 132* ebenfalls im Aufrisse, aber um 90 Grad herumgedreht, *Fig. 133* in der Endansicht zeigt, ist eine in gehöriger Masse verjüngt zulaufende schmiedeeiserne Platte *ab*, deren schmaler Theil *a* als Kopf zur Anbringung der bewegenden Kraft dient. Längs der beiden Kanten sind die zwei gussstählernen, am äussern Rande zugeschärften Lineale *cd*, *cd*, jedes mittels fünf Schrauben *e* dergestalt befestigt, dass sie nicht über die Ebene des Eisens vorspringen. Die Köpfe der Schrauben liegen auf dem Eisen, die Gewinde gehen durch den Stahl, und da eins der Lineale auf der vordern, das andere auf der hintern Seite liegt, so befinden sich auch die zwei Reihen Schraubenköpfe auf den entgegengesetzten Flächen der Eisenplatte (s. *Fig. 131* \*). Letztere wird mit den zwei abgestutzten Kegelsegmenten von Eichenholz, *gh*, *gh*, bekleidet, welche durch einen in sie eingreifenden eisernen Stift *ff* an ihrem Platze zu bleiben genöthigt sind, aber übrigens keine Befestigung erhalten. Diejenige Kante, welche der stählernen Schneide *cd* zunächst liegt, ist an jeder der hölzernen Zulagen durch eine Facette *i* abgeschragt, um den Bohrspänen Raum zu geben. In *Fig. 131* ist die vordere Zulage weggelassen, damit man die Beschaffenheit der Eisenplatte erkennen kann. Die Zulagen *gh*, *gh* nebst der zwischen ihnen befindlichen Eisenplatte bilden im Querschnitte einen Kreis, über welchen die schneidigen Ränder von *cd*, *cd* nur wenig hervorspringen, während durch die Abschragungen *i*, *i* dreieckige Ausschnitte darin entstehen. Daher findet das Werkzeug in der auszubohrenden Höhlung eine sichere gerade Führung; es erfordert aber, da die Schneiden beide, und zwar in beträchtlicher Länge, gleichzeitig angreifen, eine bedeutende Kraft zur Bewegung. Die Wirkung ist vortrefflich. — Die angezeigte Art, die stählernen Schneiden aufzuschrauben, ist, wiewohl schwieriger in der Ausführung, weit empfehlenswerther als das auch oft vorkommende Anschweissen, wobei der Stahl (der dann in der Regel auch nicht Gussstahl sein kann) fast unvermeidlich an seiner Güte Schaden leidet.

Zum Ausbohren langer und weiter cylindrischer Höhlungen, wie die Stiefel der Feuerspritzen und anderer Pumpen u. s. w. darbieten, gebraucht man verschiedene reibahlenartige Cylinderbohrer, welche theils halbrund, theils rund sind. Einen halbrunden (kleinen Formates) zeigt *Fig. 82* im Aufrisse von der Fläche angesehen, *Fig. 83* im Seitenaufrisse,

---

\*) Es verdient die Art bemerkt zu werden, wie man die stählernen Lineale härtet und aufschraubt, da diese Arbeiten nicht ohne gewisse practische Kunstgriffe gelingen. Um die Härtung zu bewirken, legt man das glühend gemachte Lineal zwischen zwei Holzstücke, von welchen dessen breite Flächen ganz bedeckt werden, und löscht es sammt diesen Zulagen in Wasser ab. Dadurch wird eine weniger plötzliche Abkühlung bewirkt und sowohl eine zu grosse Härtung als das Zerreißen verhindert. Weil aber ein geringes Krummziehen so langer und dünner Stahlstücke nie zu vermeiden ist, so muss die entstandene Krümmung durch das Aufschrauben selbst beseitigt werden. Man erhitzt zu dem Ende die Eisenplatte so stark, dass sie (ohne zu glühen) zum Anfassen zu heiss ist, legt die stählernen Lineale (ohne sie vorher anzulassen) darauf, welchen sich auf solche Weise die Wärme mittheilt, schraubt nun sämtliche Schrauben ein, und zieht dieselben der Reihe nach scharf an, bis der Stahl überall genau die Eisenfläche berührt.

*Fig. 84* in der Endansicht. Mit dem eisernen Stiele *bc*, an welchem oben der vierkantige zur Anbringung der Bewegung (mittels eines darauf gesteckten Querheftes oder Wendeisens) dienende Zapfen *a* sitzt, ist unten durch Schweissung die stählerne länglich viereckige Platte *h* verbunden, deren Längenkanten *df* und *eg* so abgeschrägt oder zugeschärft sind, wie *Fig. 84* ausweist. Diese beiden Kanten bilden die Schneiden, von welchen aber, wie bei halbrunden Reibahlen, jederzeit nur die eine angreift. Es ist zu bemerken, dass die Breite der Platte *h* sich durch Convergenz der Schneiden *df* und *eg* von dem Stiele aus nach unten zu ein wenig verjüngt, somit die Linie *ef* etwas kürzer ist als *dg*. Hierdurch wird es möglich, den Bohrer beim Anfangen in die auszuarbeitende Cylinderhöhhlung einzusetzen, was man jedoch auch genügend dadurch erreichen kann, dass man bloss die Ecken *e* und *f* ein wenig bricht, übrigens aber *df* und *eg* parallel zu einander und zur Axe des Stieles stellt. Die Rückseite der Platte *h* ist mit einem Cylindersegmente von hartem Holze, *ik*, bedeckt, welches mittels der zwei Schrauben *lm*, *lm* daran befestigt ist. Letztere haben hinten breite in das Holz versenkte Köpfe *l, l* und vorn ihre Muttern *n, n*. Mit *oo* sind drei oder vier auf einander liegende viereckige dünne Messingbleche bezeichnet, welche an der Stelle, wo sie sich in den Abbildungen befinden (zwischen der Platte *h* und den Schraubenmutter *n, n*), wirkungslos sind, und hier nur aufbewahrt werden, damit sie immer zur Hand bleiben und nicht verloren gehen. Ihre Bestimmung wird nachher erörtert werden. Jede dieser Platten hat, wie kaum zu bemerken nöthig ist, zwei runde Löcher, mit welchen sie auf die Schrauben *m* lose aufgesteckt wird. Wenn man mit dem Bohrer, wie die Abbildungen ihn darstellen, die Cylinderhöhhlung von einem Ende bis zum andern durchgearbeitet hat, so ist hiermit diese Höhlung zu einem Kreise erweitert, dessen Umfang durch die Endpunkte *g* und *d* der Schneiden und durch die ihnen gegenüber liegende Convexität des hölzernen Rückens (*p*, *Fig. 83*), als dritten Punkt, bestimmt wird. Weil aber, um den Cylinder zu vollenden, ein mehrmaliges Ausbohren desselben erfordert wird und zu jeder Bohrung eine Vergrößerung des Bohrers nöthig ist, so macht man in dieser Absicht folgenden Gebrauch von den Messingplättchen *oo*. Man nimmt zuerst (nach Entfernung der Schrauben *lm* und ihrer Muttern *n*) eines dieser Plättchen von der vordern Seite des Bohrers weg, legt es zwischen die Platte *h* und das Holz *ik*, und setzt das Instrument mit dieser kleinen Abänderung wieder zusammen. Hierdurch ist bewirkt, dass die drei Punkte *d*, *g* und *p* in eine etwas grössere Kreislinie fallen, als vorher, und man bohrt nunmehr den Cylinder zum zweiten Male. Sodann gesellt man dem zwischen *h* und *ik* liegenden Bleche ein zweites bei, und bearbeitet mit dem dadurch wieder etwas vergrösserten Bohrer den Cylinder zum dritten Male. Auf gleiche Weise wird nöthigenfalls das dritte und endlich das vierte Plättchen angewendet.

Ein runder hölzerner Cylinderbohrer ist in *Fig. 125* und *126* (Taf. 76) abgebildet. *Fig. 125* zeigt denselben im Aufrisse, *Fig. 126* in der Endansicht. Der Stiel *ab* ist eine vierkantige Eisenstange, deren abgeplattetes Ende in einem länglichen Loche *c* des cylindrischen Holzkörpers *m* steckt. Letzterer, aus Eichenholz bestehend, ist der ganzen Länge nach bei *d* mit einer etwas breiten Furche, bei *e, f* und *g* aber mit schmalen, durch eine Säge hervorgebrachten Einschnitten versehen. Eiserne Reifen *h, h* schützen den Cylinder vor dem Aufplatzen durch den Druck des in ihm



steckenden Stieles. In die Furche  $d$  wird, um das Bohren anzufangen, eine stählerne Schneide  $ik$  dergestalt gelegt, dass sie nur wenig herausragt, und zwar am obern Ende  $i$  etwas mehr als am untern  $k$ . Da der Holzkörper  $m$  so vorgerichtet ist, dass er mit geringem Spielraume in die vorhandene Cylinderhöhle passt, so greift die Schneide  $ik$  beim Hineindrücken und gleichzeitigen Umdrehen des Bohrers das Metall an, und schneidet ringsum Späne ab, welchen die Abschrägung am Rande der Furche  $d$ , vor der Schneide, den erforderlichen Raum gewährt. Um den Cylinder zum zweiten Male zu bohren, legt man auf den Boden der Furche  $d$ , unter die Schneidschiene  $ik$ , ein Streifchen starkes Papier, wodurch veranlasst wird, dass die Schneide mehr hervortritt und beim Durchgange durch den Cylinder abermals angreift. Dieses Verfahren wiederholt man mehrere Male, bis ein noch weiteres Herausrücken der Schneide nicht mehr angeht, ohne deren feste Lage zu gefährden. Ist alsdann der Cylinder noch nicht hinlänglich ausgebohrt, so schiebt man in den Spalt  $c$  einen Streifen gehärtetes Stahlblech (gewöhnlich ein Stück von einem Metallsägeblatte), dessen (zahnlose) Kante ein wenig aus dem Cylinder hervorragend muss und hierdurch den Bohrer von Neuem in den Stand setzt, die Bohrhöhle zu erweitern. In gleicher Weise wird zum folgenden Bohren ein solches Stück Sägeblatt in den Spalt  $f$ , und endlich auch eins in den Spalt  $g$  gelegt. Durch diese successiven Vergrößerungen des Kreises, in welchen die Schneiden (anfangs eine, dann zwei, hernach drei, endlich vier) wirken, ist man im Stande, nach und nach wohl  $\frac{1}{4}$  Zoll Metall aus dem Cylinder herauszubohren, und zwar mit verhältnissmässig geringer Kraftanwendung.

### B. Die Methoden des Bohrens und die Vorrichtungen zur Umdrehung der Bohrer.

Die Grösse der Wirkung eines Bohrers, d. h. die Menge des von demselben, in gegebener Zeit, zerkleinerten und weggeschafften Metalls, hängt ab: 1) von der Querschnittsfläche des herausgebohrten Metallkörpers (also beim Bohren in massives Metall: von dem Durchmesser des Loches; beim Erweitern eines schon vorhandenen Loches: von der Differenz zwischen dem ursprünglichen und dem nachherigen Durchmesser); 2) von der Dicke des Bohrspanns, d. h. von der Grösse des Raumes, um welchen der Bohrer (oder das Arbeitsstück gegen diesen) bei jeder einzelnen Umdrehung fortückt oder eindringt; 3) von der Geschwindigkeit der Umdrehung, d. h. von der Anzahl Umgänge, welche der Bohrer oder das Arbeitsstück in der gegebenen Zeit vollbringt. Bei denjenigen Methoden zu bohren, bei welchen die unter 2) genannte Vorrückung nicht durch einen Mechanismus nach bestimmtem Masse bewirkt, sondern durch einen der umdrehenden Kraft angemessenen Druck erzeugt wird, ist — ein Metall von bestimmter Härte vorausgesetzt — die Vorrückung dem angewendeten Drucke proportional; daher in solchen Fällen die Grösse dieses Druckes, anstatt der Grösse der Vorrückung selbst, in die Betrachtung eingeführt werden kann. Setzt man ferner, für zwei oder mehrere zu vergleichende Fälle, die Querschnittsfläche des herausgebohrten Metallkörpers (oben 1) gleich gross, so braucht sie dabei überhaupt nicht weiter in Berücksichtigung gezogen zu werden. Alsdann wird die relative Grösse der Wirkung proportional dem Producte aus der Umdrehungsgeschwindigkeit in den Druck, und bei gegebener Bewegungskraft kann

eine Vermehrung des Druckes nur unter gleichzeitiger und entsprechender Verringerung der Umlaufgeschwindigkeit, sowie eine Vergrösserung dieser letztern nur unter gleichzeitiger und entsprechender Verminderung des Druckes statt finden. Man kann daher im Allgemeinen, und theoretisch betrachtet, eine gleich grosse Wirkung mit geringer Umlaufgeschwindigkeit und grossem Drucke eben so gut als mit grosser Umlaufgeschwindigkeit und geringem Drucke erreichen; denn während gleicher Zeit werden im ersteren Falle weniger und dickere, im zweiten Falle mehr, aber dünnere Späne abgeschnitten. In der Praxis bestimmt sich für jeden besondern Fall das angemessenste Verhältniss zwischen den genannten zwei Factoren durch die Umstände. Kleine Bohrer, die wegen ihrer schwachen Schneiden und ihres dünnen Stieles keinem starken Druck ohne Beschädigung unterworfen werden können, gebraucht man mit leichtem Drucke und schnellem Umlaufe; grosse dagegen, die hinreichenden Widerstand leisten können, mit langsamem Umgange unter bedeutenderem Drucke, weil überhaupt die Schneiden eines Bohrers sich bei rascher Umdrehung schneller abstumpfen.

Da übrigens die Beschaffenheit der zur Umdrehung der Bohrer angewendeten Vorrichtungen öfters die Grösse der Umdrehungsgeschwindigkeit in gewisse Gränzen einschliesst (z. B. bei Bohrern, die mit der Hand bewegt werden, die Geschwindigkeit nicht über ein gewisses Mass erhöht werden kann), so muss alsdann, so viel die Umstände es erlauben, der Druck angemessen verstärkt werden. Wenn dagegen umgekehrt die Verstärkung des Druckes einer Einschränkung unterliegt (wie allemal bei Bohrern, wo die Hand ohne mechanische Hilfsmittel den Druck ausübt), so hat man zu trachten, dass die Geschwindigkeit der Drehung bis zu dem zweckmässigsten Grade gesteigert werde, damit in diesem wie im vorigen Falle der grösste mögliche Effect hervorgeht.

Die Methoden zur Bewegung der Bohrer sind folgende: 1) mittels des Drehbogens; 2) mittels der Rennspindel; 3) mit der Brustleier; 4) mit der Kurbel; 5) mittels eines am Bohrer selbst angebrachten Heftes aus freier Hand; 6) mit dem Wendeisen; 7) mit verschiedenen anderen, seltener vorkommenden Handbohrgeräthen; 8) auf der Drehbank; 9) auf dem Drehstuhle; 10) mit Bohrmaschinen.

#### 1) Das Bohren mittels des Drehbogens.

Diese Methode ist eine der allergebräuchlichsten, jedoch nur für Löcher von geringem Durchmesser (bis zu  $\frac{1}{4}$  Zoll etwa) anwendbar, für sehr kleine Löcher aber auch durch keine andere zu ersetzen. Die dabei gebrauchten Bohrer sind zweischneidige (wie *Fig. 1*, seltener wie *Fig. 2*), indem die Drehung eine alternirende ist. Die Spindel des Bohrers trägt eine Rolle (Bohrrolle, engl. *ferrule*, *ferril*) von Messing, Holz oder Horn, und wird mittels dieser durch den Drehbogen (Drillbogen, Fiedelbogen, fr. *archet*; engl. *drill bow*) in Umdrehung gesetzt; daher die Benennung Rollenbohrer (fr. *foret à l'archet*; engl. *drill with ferrule*). Die gewöhnlichsten Drehbogen bestehen aus einem Stäbchen von Fischbein oder spanischem Rohre, an dessen beiden Enden die Enden einer Darmsaite befestigt sind. Indem letztere einmal um den Umkreis der Rolle geschlagen und dadurch der Fischbein- oder Rohrstab zu einer Krümmung genöthigt wird, spannt dieser durch seine Elasticität die Saite an, und erzeugt eine entsprechende Reibung derselben an der Rolle, so dass alsdann beim Hin- und Herziehen des Bogens die Rolle und der Bohrer



umgedreht werden. Man ersieht diese Anordnung aus *Fig. 118* (Taf. 76), wo die Rolle *c* im Durchschnitte gezeichnet ist, damit man den Lauf der Saite *m* deutlich erkennen kann. Zur bessern Erläuterung dient die Ansicht *Fig. 119*. Die Saite ist an dem Ende *b* des Bogens, welches der Arbeiter zwischen die Finger nimmt, durch ein Loch gesteckt und fest angebunden, dagegen bei *a* nur mittels eines Knotens in einen kurzen Spalt eingehangen, um augenblicklich losgemacht werden zu können, wenn man sie um eine Bohrrolle legen will. Bei den kleinsten Drehbogen gebraucht man statt der Darmsaite ein Pferdehaar; bei grossen dagegen oft eine hanfene Schnur oder einen schmalen und dicken ledernen Riemen. Der Bogen selbst wird zuweilen aus einer dünnen elastischen Stahlklinge gebildet, und in diesem Falle mit einem hölzernen Hefte zu bequemerem Anfassen, manchmal auch mit einer besonderen Vorrichtung zum Verlängern und Verkürzen der Saite, versehen. *Fig. 129* ist ein grosser stählerner Drehbogen. Um denselben herzustellen, wird eine Rappierklinge *ab* mit ihrer Angel in das hölzerne Heft *c* gesteckt, an dem Ende *b* aber durch Ausglühen weich gemacht und zu einem Haken gebogen, in welchen man den Riemen *e* mittels eines in denselben gemachten Messerschnittes einhängt. Ein bei *d* angelötheter eiserner Ring dient zum Anbinden des andern Riemenendes. Von künstlicherer, jedoch weniger gebräuchlicher Einrichtung ist der in *Fig. 130* (zwei Ansichten) abgebildete englische Drehbogen. Die Stahlklinge *ab* ist hier breiter, aber sehr dünn, und bildet bei *a* eine grössere scheibenartige Fläche, auf welcher ein kleines Sperrrad *c* mit Sperrkegel *d* und Sperrkegelfeder *e* sich befindet. Die Axe *h* des Sperrrades (welche in das letztere eingewietet ist) geht durch ein Loch der Klinge *ab*, besitzt hinter derselben einen Ansatz, damit sie sich nicht herausschieben kann, und endigt in einem Lappen *g*, woran man sie bequem umdrehen kann. Die Darmsaite *x*, welche mittels einer Schleife in dem Haken *b* hängt, wird mit ihrem andern Ende in ein quer durch die Axe *h* gebohrt's Loch eingeschoben und hinter demselben durch einen Knoten verwahrt. Dreht man nun *gh* um, so wickelt sich die Saite *x* auf *h* auf und wird somit entsprechend verkürzt und angespannt, wobei die Klinge *ab* sich krümmt. Hebt man den Sperrkegel *d* durch Drücken mit dem Finger auf dessen hervorragendes Ende aus den Zähnen des Rades *c* aus, so kann die Saite auch wieder, durch Zurückdrehen, nachgelassen werden. Man kann in Folge dieser Einrichtung jedesmal die Länge der Saite auf das bequemste der Grösse der Bohrrolle anpassen.

Eine andere Construction des stählernen Drehbogens, zu demselben Zwecke, erläutern die zwei Ansichten *Fig. 230* und *231* (Taf. 78). Die Stahlschiene *a* ist an dem breitem und dickern Theile *b* mit einer länglichen Oeffnung versehen, in welcher eine messingene Rolle *n* Platz findet. Die stählerne Axe dieser letztern wird von der Seite *d* her eingeschoben, ist rund an den Stellen, mit welchen sie in Löcher von *b* zu liegen kommt, dagegen viereckig an ihrem mittlern Theile, worauf die Rolle steckt, sowie in der Nähe der beiden Enden. Die Enden selbst sind wieder rund und mit Schraubengewinden versehen. Auf das kleine Viereck an der Seite *c* wird ein messingenes Scheibchen gesteckt, vor welches man eine Schraubenmutter vorschraubt. Auf dem grössern Vierecke an der andern Seite ist eine messingene Kurbel *e* angebracht, welche man mittels der Schraubenmutter *d* verwahrt. Der eine Rand *o* der Rolle *n* ist mit schrägen Zähnen versehen und bildet hierdurch ein Sperrrad,

in welches die Feder  $i$  einfällt. Diese ist um ein Schräubchen auf der Schiene  $b$ , zunächst an dem Hefte  $x$ , beweglich, und kann mithin leicht zur Seite geschoben werden, wenn man sie aus dem Sperrrade entfernen will, um die Rolle verkehrt zu drehen. Das Ende der Saite ist durch ein in die Rolle gebohrtes Loch gezogen und mittels eines Knotens darin befestigt. Wird die Rolle nach einer oder der andern Richtung umgedreht, so wickelt sich die Saite auf oder ab.

Die Bohrspindel bedarf, wenn der Bohrer zur Arbeit auf ein Metallstück aufgesetzt wird, noch eines zweiten Stützpunktes oder überhaupt einer Unterstützung, damit sie nicht aus ihrer geraden Richtung weicht und die Anwendung des zum Bohren erforderlichen Druckes möglich wird. Diese Absicht wird auf verschiedene Weise erreicht. Entweder versieht man das dem Bohrer entgegengesetzte Ende der Spindel mit einer stählernen und gehärteten Spitze von kegelförmiger Gestalt, um dieselbe — der Leichtigkeit und Genauigkeit ihrer Umdrehung unbeschadet — irgend wogegen anlehnen zu können; oder man fasst die Spindel in einen in der Hand zu haltenden Griff; oder man bringt sie in einem kleinen Gestelle an, durch welche die Unveränderlichkeit ihrer Richtung ohne weiteres Zuthun gesichert ist. Diese drei Fälle müssen näher betrachtet werden.

a) Die zuerst erwähnte Art ist die üblichste, und sowohl eigentliche Bohrer als Senker werden auf diese Weise gebraucht. So sieht man an den, übrigens schon oben beschriebenen, Senkern *Fig. 14*, 68 und 85 die Spitze bei  $r$  und die Rolle bei  $p$ . Letztere ist in *Fig. 68* von hartem Holze (Buchsbaum, Pockholz oder dergl.) oder von Horn; in *Fig. 14* und 85 von Messing. Was die eigentlichen Bohrer betrifft, so macht bei diesen, namentlich wenn sie klein sind, die mit der Rolle und Spitze versehene Spindel oft ebenfalls ein Ganzes mit dem Bohrer selbst aus, wie z. B. in *Fig. 98* und 99, wo  $r$  die Spitze,  $p$  die messingene Rolle,  $t$  den Bohrer bezeichnet. Hingegen gibt man vielen und besonders den grösseren Rollenbohrern die Einrichtung, dass die Bohrspitze (fr. *mèche*; engl. *bit*) als ein besonderes Stück in die Bohrspindel (fr. *botte à foret*; engl. *drill box, drill stock*) eingesteckt wird. Es gehört dann zu einer solchen Spindel ein Sortiment von Bohrspitzen verschiedener Grösse, die man nach Erforderniss mit einander vertauschen kann. Dass man auch kleine Senker auf diese Weise gebrauchen kann, versteht sich von selbst; so ist z. B. *Fig. 13* von solcher Art. — *Fig. 109* (Taf. 76) zeigt eine grosse Bohrspindel  $rs$ , auf welcher die hölzerne Rolle  $wxx$  oben und unten mittels einer vorgelegten messingenen Scheibe  $u, u_1$  befestigt ist. Die Spindel ist von  $s$  bis an die Scheibe  $u$  dick und rund, von da bis durch die Scheibe  $u_1$  vierkantig; die Scheibe  $u_1$  wird am Ende dieses vierkantigen Theiles durch Vernietung unbeweglich gemacht und hält somit alle Theile zusammen; der oberste Theil  $u, r$  der Spindel ist wieder rund, aber dünner als der unterste. Die auf dem mittleren Raume  $x$  der Rolle eingedrehten Furchen sollen die Adhäsion und Reibung des Drehbogenriemens befördern, sind aber als überflüssig anzusehen, zumal sie sich ohnehin bald mit Schmutz ausfüllen. Die Bohrer  $t$  (von der Beschaffenheit wie *Fig. 1* oder 2) werden mit ihrem verjüngten vierkantigen Kopfe  $m$  in ein passend gestaltetes Loch der Spindel eingeschoben und halten darin ohne Weiteres fest, da sie sich durch den Druck beim Bohren gleichsam einkleinen. — *Fig. 110* ist eine kleinere Bohrspindel, deren oberer Theil durch seine Verjüngung und durch seine achtkantige Gestalt



das Festhalten der mit einiger Gewalt aufgetriebenen hölzernen Rolle *o p* bewirkt. Diese Rolle ist doppelt, damit man beim Arbeiten mit einem kleinen Bohrer auf den Theil *o* und bei Anwendung eines grösseren Bohrers auf den Theil *p* die Saite des Drehbogens legen, und so in jedem Falle das Bohren mit angemessener Kraft und Geschwindigkeit verrichten kann. Denn es ist einleuchtend, dass bei einem Bogenzuge von bestimmter Länge der Bohrer so viel Mal sich umdrehen muss, als der Umfang der Rolle in der Länge des Zuges enthalten ist, dahingegen bei Anwendung einer grösseren Rolle — unter entsprechender Verminderung der Geschwindigkeit — mehr Kraft ausgeübt werden kann, indem die ganze Vorrichtung dem Wellrade zu vergleichen ist, die Rolle nämlich das Rad und der Bohrer die Welle vorstellt. Der Kopf oder Zapfen des Bohrers *t* ist hier rund und ein wenig verjüngt (wie ein schlanker abgestutzter Kegel); er hält demnach durch Reibung leicht in dem gleichgestalteten Loche der Spindel fest; ja dies geschieht sogar in solchem Masse, dass man oft Mühe hätte, den Bohrer wieder los zu machen, wenn nicht der quer durch die Spindel gehende Spalt *n* vorhanden wäre, mittels dessen man mit einem Stifte oder ähnlichen kleinen Instrumente oberhalb des Bohrerkopfes ankommen kann, um denselben herauszudrücken. — Eine noch kleinere Bohrerspindel ist in *Fig. 100* (Taf. 75) und eine der kleinsten Art in *Fig. 101* abgebildet. An beiden ist die Rolle von Messing, und sie unterscheiden sich von einander wesentlich nur durch die Art, wie die Bohrspitzen eingesteckt werden. Bei *Fig. 100* ist das zu diesem Zwecke vorhandene Loch sowie der Zapfen *uv* des Bohrers viereckig; der bis auf die halbe Dicke der Spindel eingefeilte Ausschnitt *xy* dient hier dazu, dass man den etwa sehr fest steckenden Bohrer herausbringen kann. Eine andere Einrichtung ist aus *Fig. 101* ersichtlich, wo *A* den untersten Theil der Bohrerspindel um 90 Grad herumgedreht, und *B* eine Bohrspitze *w* in zwei Ansichten vorstellt. Der Ausschnitt *xy* ist hier ebenfalls, und zwar zu dem schon genannten Behufe vorhanden; aber der Zapfen des Bohrers *w* ist rund und ganz oben halbrund, nämlich bis auf die halbe Dicke platt abgefleilt. Der runde, sanft konisch zulaufende Theil steckt von *y* bis *z* in dem gleichgestalteten Loche der Spindel; das abgefleilte Ende legt sich mit seiner ebenen Fläche auf die innere Seite des Ausschnittes *xy*, wodurch, eben so sicher wie durch einen vierkantigen Zapfen, der Bohrer verhindert wird, stehen zu bleiben, während die Spindel sich umdreht. Es ist bei dieser Anordnung also nicht nöthig, auf eine grosse Reibung des Bohrers in dem Loche zu rechnen, wie bei *Fig. 110*; und im Vergleiche mit *Fig. 100* und 109 entsteht der Vortheil, dass ein rundes gebohrtes Loch weit leichter genau in die Axe der Spindel zu legen ist, als ein viereckiges, mithin die Gefahr wegfällt, durch Nichtübereinstimmung der Drehungsaxe und der mathematischen Axe der Bohrspitze letztere eine schwankende, die Genauigkeit des Bohrloches beeinträchtigende Bewegung machen zu sehen.

Die Rollenbohrer ohne Griff oder Bohrgestell, deren Spindel eine konische Spitze als Anstützungspunkt besitzt, werden auf zweierlei Weise, aber immer in horizontaler Lage, gebraucht. In jedem Falle ist als Vorbereitung zum Bohren nöthig, dass man an der Stelle, wo das Loch entstehen soll, ein kleines konisches Grübchen einschlägt, um die Bohrspitze richtig einsetzen zu können und im Anfange das Abweichen derselben von dem vorgeschriebenen Punkte zu verhindern. Hierzu bedient man sich des Körners (fr. *amorçoir, pointeau*) und die Arbeit wird das

Ankörnen (fr. *amorcer*) genannt. Der Körner (*Fig. 47, Taf. 74*) ist ein stählernes Werkzeug, dessen gehärtete konische Spitze *i* auf das Arbeitsstück gesetzt und durch einen Hammerschlag auf das obere Ende *n* nach Erforderniss eingetrieben wird. Während des Bohrens versieht man — wie dies überhaupt bei der Arbeit mit den meisten Bohrern erforderlich ist — die Bohrspitze mit ein wenig Oel, um die Reibung zu vermindern und dem vorschnellen Stumpfwerden der Bohrschneiden entgegen zu wirken.

Die erste Methode des Bohrens besteht darin, dass man die kegelförmige Spitze der Bohrspindel an einen unbeweglichen Gegenstand stützt, das Arbeitsstück in der einen Hand hält, es gegen die Bohrspitze legt und fortwährend mässig andrückt, während die andere Hand den Drehbogen führt. Der Bohrer erlangt also hierbei keine andere als die drehende Bewegung, und die Arbeit wird gegen denselben vorgerückt. Dieses Verfahren eignet sich für kleine Bohrer, die einen sanften Druck erfordern, und solche Arbeitsgegenstände, welche ohne Unbequemlichkeit in der Hand gehalten werden können. Als festen Punkt zum Anstützen des Bohrers braucht man in der Regel den Schraubstock, der immer zur Hand ist, und an dessen Seite zu diesem Behufe mehrere kleine konische Grübchen angebracht sind, damit man in eines derselben die Spitze der Bohrspindel einsetzen kann. Für feine Arbeit ist es jedoch bequemer, ein Bohrstockchen wie *Fig. 95, 96, 97* (*Taf. 75*) zu gebrauchen, welches auf dem Werkische feststehend angebracht ist, und unter anderen Vortheilen die Bequemlichkeit gewährt, dass man die Hand, welche das Arbeitsstück hält, auf den Tisch legen und also sicherer vor dem Wanken bewahren kann. Das Bohrstockchen ist aus Stahl gemacht und gehärtet. *Fig. 95* zeigt dasselbe von der breiten und *Fig. 96* von jener schmalen Seite, welche dem Arbeiter zugewendet ist. Es besteht aus zwei, durch ein Charnier *c* mit einander verbundenen Theilen *a* und *b*. An *a* befindet sich unten ein Holzschraubengewinde, womit das Instrument in ein Loch des Werkisches aufrechtstehend eingeschraubt wird; *b* bildet eine länglich viereckige Platte, welche auf derjenigen breiten Fläche, wo das Charnier sich befindet, mit einer Anzahl konischer Grübchen zum Einsetzen der Bohrspindel versehen ist. Gegen einen in der Richtung des Pfeils (*Fig. 96*) wirkenden Druck, wie er beim Bohren statt findet, steht das Bohrstockchen steif; hingegen lässt sich nach entgegengesetzter Richtung dessen oberer Theil mittels des Charniers niederlegen (s. *Fig. 97*), wodurch man den Vortheil erreicht, dass zur Zeit des Nichtgebrauches das Instrument weniger im Wege ist, und namentlich nicht so leicht Gelegenheit gibt, die Hände oder die hin und her zu legenden Arbeitsstücke unversehens daran zu stossen.

Bei der zweiten Art zu bohren wird das Arbeitsstück im Schraubstocke eingespannt, der Bohrer gegen dasselbe angelegt, und der Druck auf die kegelförmige Endspitze der Bohrspindel durch ein Bohrbret (*Brustbret, fr. palette, conscience*) hervorgebracht, welches der Arbeiter vor der Brust hat, so dass demnach hier, indem die Arbeit unbeweglich bleibt, der Bohrer die drehende und die fortrückende Bewegung zugleich empfängt. Dieses Verfahren muss bei solchen Arbeiten angewendet werden, welche zu gross sind, um in der Hand gehalten zu werden, und auch überhaupt beim Bohren etwas grosser Löcher, wobei mehr Druck und ein festeres Halten nöthig ist, als der Hand auf die Dauer zugemuthet werden darf. Dagegen würden sehr kleine und demnach schwache Bohrer beim Drücken mit der Brust leicht zu sehr in Anspruch genommen



und folglich abgebrochen oder (an dem obern, gewöhnlich nicht harten Theile) verbogen werden. Das Bohrbret wird entweder an einem Stiele mit der einen Hand gehalten, oder mittels eines um den Leib geschmallten Riemens vor der Brust befestigt. Letztere Art wendet man vorzugsweise dann an, wenn der Arbeiter längere Zeit hindurch mit Bohren beschäftigt bleibt. — Ein Bohrbret zum Halten, ist das in *Fig. 128* (Taf. 76) in zwei Ansichten abgebildete. Es ist von ovaler Gestalt und auf der Rückseite *p* ein wenig concav, damit es bequemer und fester an der Brust liegt. Der Stiel *n* aber hat eine entgegengesetzte Krümmung, damit er etwas vom Leibe absteht, was das Halten desselben erleichtert. Auf der vordern Seite des Bretes ist mittels zweier Schrauben ein flaches Stück gehärteten Stahls *o* befestigt, in welchem sich einige konische Grübchen zum Einsetzen der Bohrspindel befinden. — *Fig. 127* gibt zwei Ansichten eines zum Umschnallen eingerichteten Bohrbretes. Auch dieses ist auf der Rückseite *p* hohl, und wird oft hier mit Leder überzogen oder mit einem dünnen Kissen gepolstert, um den Arbeiter nicht so sehr zu drücken. *abcd* ist die Stahlplatte zu gleichem Behufe wie *o* in *Fig. 128*. *m, m* sind die Anfänge der durch Schrauben an dem Brete befestigten Riemen, deren vereinigte Länge reichlich genügt, den Oberleib des Arbeiters zu umfassen, und von welchen der eine an seinem Ende eine Schnalle trägt.

Da das Halten eines Brustbretes mit der Hand unbequem ist, der Gebrauch eines anzuschallenden Bretes aber Zeitverlust durch das Anlegen und Abnehmen herbeiführt, so ist die Einrichtung zu empfehlen, wonach das Brustbret bleibend mit der Bohrspindel verbunden wird. Hierdurch entsteht zugleich noch ein anderer wesentlicher Vortheil: es ist nämlich die Bohrspindel gezwungen, stets in unveränderlicher rechtwinkliger Stellung gegen das Bret zu beharren, wodurch das Geradebohren mehr gesichert erscheint, während bei der gewöhnlichen Anordnung sehr leicht die Bohrspindel schief gegen das Bret zu stehen kommt, auch wohl im Laufe der Arbeit hin und her schwankt, so dass schon viel Geschicklichkeit und Uebung erfordert wird, um ganz richtig zu bohren.

Einen Rollenbohrer mit anhängendem Bohrbret zeigt *Fig. 191* (Taf. 120). *abc* ist die stählerne Bohrspindel, auf welcher die hölzerne Rolle *f* ihre Befestigung findet. Die Spindel hat nämlich, so weit sie in der Rolle und in dem messingenen Knopfe *s* steckt, eine vierkantige Gestalt, zunächst ausserhalb der andern Grundfläche der Rolle aber einige Schraubengänge, mittels deren ein zweiter messingener Knopf *t* als Mutter aufgeschraubt ist. Bei *a* wird, auf die schon aus *Fig. 101* (Taf. 75) bekannte Weise der Bohrer *de* eingesteckt. Von *b* bis gegen *c* ist die Spindel glatt cylindrisch, wie die punktirten Linien anzeigen; bei *c* enthält sie wieder ein Schraubengewinde, und am äussersten Ende die gehärtete Spitze, womit sie sich an das Brustbret stützt. Zunächst an dem Knopfe *t* ist auf die Spindel *bc* ein kurzes eisernes Rohr *gh* lose aufgesteckt; weiterhin geht dieselbe durch die genau passende messingene Hülse oder Röhre *hi*, welche aus einem Ganzen mit dem Kloben *klmn* gegossen ist und in der Spindel sich ohne Schlottern umdrehen kann. Das Losgehen der Spindel von dem Theile *hiklmn* wird durch die Schraubennutter *r* verhindert. Der Kloben ist mittels seiner Lappen *k* und *n*, welche ein wenig in das ovale Brustbret *qq* versenkt sind, auf der vordern Fläche dieses letztern angeschraubt. *op* ist eine stählerne gehärtete Schraube, welche in dem Mittelpunkte des Brustbretes eingeschraubt

ist, und deren Kopf *o* ein konisches Grübchen als Stützpunkt für die Spitze *c* der Spindel enthält. Die Rückseite von *q q* ist ein wenig ausgehöhlt, damit sie bequemer und fester an der Brust liegt.

*Fig. 192* (Taf. 120) zeigt die vordere Fläche des Brustbretes mit dem angeschraubten Kloben und der Hülse *h i*. Der kleinste, schattirte Kreis, den man hier bemerkt, stellt das schon erwähnte Grübchen des Schraubkopfes *o* (*Fig. 191*) vor; der ihn zunächst umgebende Kreis aber bedeutet die Durchbohrung der Hülse, in welche die Spindel *b c* (*Fig. 191*) eingeschoben wird.

*b*) Den an einem Griffe in der Hand zu haltenden Rollenbohrern gibt man verschiedene Einrichtungen, die jedoch alle im Wesentlichen übereinstimmen. Sie gewähren den in manchen Fällen sehr schätzbaren Vortheil, dass man sie nicht bloss horizontal, sondern auch in senkrechter oder schiefer Stellung gebrauchen kann, also auch bei Arbeiten, die ihrer Grösse wegen nicht im Schraubstock gespannt werden können, und an Stellen der Arbeit, wohin zu gelangen man mit anderen Arten von Bohrwerkzeugen nicht im Stande sein würde. Sie taugen dagegen niemals zum Bohren sehr genauer Löcher, weil die den Bohrer haltende Hand gar zu leicht ein wenig schwankt und hierdurch die Lage der Drehungsaxe kleine vorübergehende Aenderungen erleidet. Ein sehr gut construirtes Exemplar ist in *Fig. 117* abgebildet, wo, der Deutlichkeit halber, die oberen Bestandtheile durchschnittsweise dargestellt sind. *a b* ist die stählerne cylindrische Bohrspindel, auf welcher die messingene Rolle *c* sitzt. Die Fortsetzung derselben ist ein langer, schlank konischer Zapfen *d*, welcher ohne Schlottern in der konischen Höhlung des messingenen Rohres *e f* steckt und sich darin drehen kann, während man den oben auf das Rohr geschraubten hölzernen Knopf oder Griff *g* in der Hand festhält. Um das Herausgehen von *d* aus dem Rohre *e f* unmöglich zu machen, ist folgende Anordnung getroffen. Das oberste Ende von *d* ist ein kurzer vierkantiger Zapfen, auf welchem eine in der Versenkung des Rohres *e f* liegende, runde, mit einem passenden viereckigen Loche versehene, stählerne Scheibe steckt, und eine kleine Schraube *o*, deren breiter Kopf oben auf jener Scheibe liegt, ist in den erwähnten vierkantigen Zapfen eingeschraubt. So kann der Theil *d* wegen seiner konischen Gestalt, und noch mehr wegen des Ansatzes bei *b*, nicht höher hinauf, und wegen des Schraubkopfes *o* nicht weiter herab in dem Rohre *e f* gehen. Die unter dem Schraubkopfe befindliche Scheibe, deren zuvor gedacht wurde, und die man in der Abbildung durchschnitten, aber wegen mangelnden Raumes nicht mit einem Buchstaben bezeichnet sieht, hat einen wesentlichen Nutzen. Wäre sie nicht vorhanden, und läge demnach die Grundfläche des Schraubkopfes *o* unmittelbar auf dem Boden der Versenkung in dem Rohre *e f*, so würde die Reibung zwischen diesem Rohre, welches feststeht, und dem Schraubkopfe, der sich sammt der Bohrspindel dreht, allmählig die Schraube losschrauben. Jetzt hingegen, wo die Reibung nur die untergelegte Scheibe trifft, welche wegen des Vierecks, worauf sie steckt, eines Zurückbleibens in der Drehung nicht fähig ist, fällt die Einwirkung auf die Schraube weg. Das untere Ende *a* der Bohrspindel enthält in der Axe ein cylindrisches Loch *h*, worin man Bohrer von etwas grossem Formate unmittelbar durch die Druckschraube *k* befestigt. Kleine Bohrer, die einen entsprechend dünnern Kopf oder Zapfen haben, werden dagegen in das Loch *l* eines Einsatzes *i* gesteckt und darin mittels einer Druckschraube *m* gehalten, während



dieser Einsatz selbst vermittels seines cylindrischen Zapfens in das Loch *h* eingeschoben und darin durch *k* unbeweglich gemacht wird.

c) Bohrgestelle für Rollenbohrer haben gewöhnlich eine solche Einrichtung, dass die Bohrspindel, ähnlich wie eine Drehbankspindel, horizontal zwischen zwei Docken liegt (fr. *touret, porte-foret*; engl. *drill tool*). Eine kleine Vorrichtung dieser Art zeigen die *Fig. 111, 112* und *113*, eine etwas grössere und zum Theil abweichend gebaute die *Fig. 114, 115* und *116* (Taf. 76).

Die erstere (*Fig. 111* Aufriss von der Seite, *Fig. 112* Grundriss, *Fig. 113* Aufriss vom vordern Ende) ist bestimmt, an dem Ansatz *f* in dem Schraubstocke eingespannt zu werden. Dieser Ansatz ist, wie das ganze Gestell *abc*, von welchem er einen Theil ausmacht, aus Messing gearbeitet. *a* und *c* sind die beiden Docken, welche durch den Fuss *b* mit einander in Verbindung stehen. Durch die Hinterdocke *a* ist die Schraube *g* eingeschraubt, welche am innern Ende ein konisches Grübchen enthält, um die Spitze *n* der Bohrspindel *no* aufzunehmen. Die Druckschraube *h* hat den Zweck, die unwandelbare Stellung von *g* zu sichern, ist jedoch verwerflich, ungeachtet dieses Mittel an in England verfertigten Instrumenten (wie das gegenwärtige ebenfalls ist) sehr oft vorkommt. Da nämlich das Ende der Druckschraube *h*, wenn dieselbe gehörig angezogen wird, mit dem Gewinde auf *g* unsanft in Berührung kommt, so leidet letzteres nach und nach Schaden. Die Schraube *g* darf aber nicht ohne eine Hilfsbefestigung gelassen werden, weil man sich, hinsichtlich ihres festen Standes, nicht auf die Reibung in dem Muttergewinde verlassen kann. Durch die oft wiederholte Friction der Spindel Spitze *n* an der Schraube geschieht es nämlich leicht, dass diese allmählig locker wird und sich ein wenig losschraubt, wodurch ein Schlottern der Spindel entsteht, welches dem genauen Rundlaufen derselben, und also dem richtigen Bohren, hinderlich wird. Die stählerne Bohrspindel *no*, in welche der Bohrer *e* auf die nämliche Art, wie die schon oben erklärte *Fig. 101* zeigt, eingesetzt wird, trägt eine doppelte messingene Rolle *p*, hat hinter der Vorderdocke *c* einen Ansatz *i*, der (gemeinschaftlich mit der Schraube *g*) ihre Verschiebung in der Längenrichtung verhindert, und läuft in einem zweitheiligen Lager, dessen untere Hälfte durch die Docke *c*, und dessen obere Hälfte durch den mittels zweier Schrauben auf der Docke befestigten Deckel *d* gebildet wird. Der Gebrauch dieser Bohrvorrichtung ergibt sich von selbst. Nachdem dieselbe mittels *f* im Schraubstocke aufrecht stehend eingespannt ist, setzt der Arbeiter mit dem in der rechten Hand geführten Drehbogen, dessen Saite um die Rolle *p* geschlungen wird, die Spindel *no* in Umlauf, während er gleichzeitig mit der linken Hand das Arbeitsstück gegen den Bohrer hält und andrückt.

Die Bohrvorrichtung, welche *Fig. 114* im Seitenaufrisse, *Fig. 115* im Aufrisse von vorn, *Fig. 116* im Grundrisse darstellt, wird auf die nämliche eben beschriebene Weise angewendet. Das Exemplar, nach welchem die Zeichnungen gemacht sind, ist in Paris verfertigt, und zeichnet sich durch eine in jeder Beziehung musterhafte Construction aus. Das Gestell *abc* ist hier ebenfalls von Messing, wird aber nicht im Schraubstocke eingespannt, sondern auf dem Werkische mittels vier Schrauben befestigt, zu welchem Behufe die Platte *b* vier Löcher *i, i, i, i* (*Fig. 116*) enthält. Die stählerne Spindel *n<sub>1</sub>o*, auf welcher die messingene Rolle *p* sich befindet, wird am hintern Ende durch die in ein konisches Grübchen ein-

greifende Spitze der Schraube *g* gehalten, welche letztere in der Stellmutter *k* ein weit geeigneteres Sicherungsmittel besitzt, als die oben getadelte Druckschraube *h* der *Fig.* 111 ist. *d* bezeichnet wieder den Deckel des Spindellagers auf der Vorderdocke *c*; er erhält seine Befestigung durch zwei Schrauben und ist, um das Lager beständig in Schmiere zu erhalten, mit einem kleinen Oelgefäße *u* versehen. Dieses besteht aus einem messingenen Trichter, dessen Fuss in ein Loch des Deckels *d* eingeschraubt ist, und dessen obere Oeffnung durch eine runde Platte verschlossen wird. Letztere dreht sich um eine kleine Schraube *2*, und hat ein Häkchen *1* als Griff, damit man sie leicht mit dem Finger bei Seite schieben kann, wenn man Oel eingiessen will. Der Spindelkopf *o* ist in der Axe mit einem cylindrischen, durch die Punktirung bei *l* angedeuteten Loche versehen, in welches man Bohrer oder Senker einstecken kann, die alsdann mittels der Druckschraube *n* befestigt werden. Um Reibahlen oder auch kleine Bohrer anzubringen, bedient man sich der Zange *m*, die mit ihrem cylindrischen Zapfen ebenfalls in das Loch *l* eingesetzt wird. Durch einen langen (in *Fig.* 114 sichtbaren) Spalt ist *m* in zwei Theile getheilt, welche hinlängliche Biegsamkeit und Elasticität haben, um sich durch die Schraube *t* zusammen klemmen zu lassen und beim Nachlassen derselben wieder aus einander zu gehen.

Zu den Bohrgestellen, welche auf Anwendung des Drehbogens berechnet sind, gehört auch das Versenker-Spiel (fr. *jeu de fraises*) der Uhrmacher, *Fig.* 86 bis 94 (Taf. 75). Es ist bestimmt, über kleinen gebohrten Löchern, concentrisch mit denselben, cylindrische und andere Aussenkungen hervorzubringen. Die dazu gehörigen Senker haben nicht wie die sonst gebräuchlichen (z. B. *Fig.* 12, 13, 14 und 85) einen Centrumstift, der in das vorhandene Loch eintritt und den Senker leitet, damit die Aussenkung concentrisch wird; und zwar aus zwei Gründen. Erstens würde es nicht zu erreichen sein, dass man in allen Fällen einen Senker zur Hand hätte, dessen Stift genau in das Loch passt; hat aber der Stift Spielraum, so wird die Aussenkung nothwendig unrund oder wenigstens excentrisch gegen das Loch, was man bei feiner Arbeit gerade am liebsten vermeidet. Zweitens ist es fast nicht zu vermeiden, dass der Centrumstift, selbst wenn er auf das beste passt, durch seine anhaltende Drehung im Loche dasselbe erweitert und unrund macht; dies würde aber namentlich bei den die äusserste Genauigkeit in Gestalt und Grösse erfordernden Zapfenlöchern der Uhrplatten in keiner Weise geduldet werden dürfen. Da sonach die Centrumspitze nicht vorhanden ist, so muss den Senkern durch ein anderes Mittel die nöthige Führung gegeben werden, damit sie sich richtig rund drehen und auch concentrisch mit dem Loche arbeiten. Dieses Mittel besteht in der kleinen Vorrichtung, welche *Fig.* 86 im Seitenaufrisse, *Fig.* 87 im Aufrisse von vorn darstellt. Der Haupttheil ist ein sogenannter Stiefel, d. h. ein genau gebohrter stählerner Cylinder *a b*, der unten einen Ausschnitt *d* und einen rechtwinkelig abgekröpften breiten Fuss *c* besitzt, oben aber in einen mit Schraubengängen versehenen Zapfen *e* endigt. Das Gewinde *e* ist an dem vorliegenden Exemplare ein linkes, was aber nicht als Erforderniss angesehen werden kann. *Fig.* 88 zeigt die Ansicht des Stiefels von unten. *f* in *Fig.* 86 und 88 bedeutet dessen Höhlung. Auf *e* ist ein messingener, in der Bohrung *h* mit Stahl gefütterter und auch oben mit einem Stahlplättchen bedeckter Kopf *g* aufgeschraubt, der durch *Fig.* 89 im Grundrisse vorgestellt wird. Sein breiter unterer Theil und etwa die



halbe Länge des cylindrischen obern Theils ist mittels eines Sägenschnittes *ii* aufgespalten, wodurch der Kopf so viel Elasticität erlangt, dass man ihn mittels der zwei Schrauben *kl* und *mn* etwas zusammendrücken und auf den Zapfen *e* des Stiefels festklemmen kann, wogegen der Spalt sich beim Nachlassen der Schrauben von selbst wieder öffnet. Die zu dieser Vorrichtung gehörigen Senker haben im Allgemeinen alle die Gestalt der *Fig. 91*. Sie bestehen nämlich aus einem stählernen Cylinder, welcher auf das Genaueste in die Bohrung *f* des Stiefels (*Fig. 86* und *88*) passt, sind unten in verschiedener Weise zugeschärft, oben mit einer Spitze *r* und einer messingenen Rolle *p* (zur Anbringung des Drehbogens) versehen. *q* ist eine messingene Hülse, welche längs des Cylinders verschoben und durch die Druckschraube *s* an dem ihr angewiesenen Platze befestigt werden kann. Die Schneiden aller Senker sind zweiseitig zugeschärft, wie *Fig. 91* bei *A* zeigt, greifen also, wie zweiseidige Bohrer, in beiden Richtungen der Umdrehung an. Die Gestalt und Grösse der Schneide ist verschieden, wie jene der zu verfertigten Aussenkungen. *Fig. 91* ist ein grosser geradschneidiger Senker, *Fig. 92* ein kleiner von derselben Art; beide erzeugen eine cylindrische Vertiefung mit flachem Boden. *Fig. 93* hat eine schräge Schneide, und bildet eine ringartige Vertiefung, in deren Mitte ein erhöhter Kranz rund um das gebohrte Loch stehen bleibt. *Fig. 94* macht mit seiner bogenförmigen Schneide eine kesselförmige oder halbkugelige Versenkung. Ausser den Senkern gehört zu dem Apparate noch das Werkzeug *Fig. 90*, ein ebenfalls in die Bohrung des Stiefels passender Stahlcylinder mit einem messingenen Kopfe *t* oben und einer sehr richtig gedrehten konischen Zuspitzung *o* am untern Ende. — Der Gebrauch des Versenkerspiels findet auf folgende Weise statt: Man schiebt zuerst die Spitze *Fig. 90* von oben durch den Stiefel *ab* (*Fig. 86* und *87*) ein, stellt das Instrument mit seinem Fusse *c* auf die Arbeit, rückt es darauf so, dass die Spitze *o* (*Fig. 90*) richtig in dem vorgebohrten Loche sitzt, und befestigt es nun mittels eines Feilklobens oder im Schraubstocke, indem man das Arbeitsstück und den Fuss *c* zusammen einspannt. Die Bohrung des Stiefels ist hierdurch so gestellt, dass die Verlängerung ihrer Axe durch den Mittelpunkt des vorhandenen Loches geht. Alsdann zieht man den Stift *Fig. 90* wieder heraus, setzt dafür den erforderlichen Senker ein, drückt auf die Spitze desselben (*r*, *Fig. 91*) mit einem Stückchen Messingblech, und gebraucht zugleich den Drehbogen auf der Rolle *p*. Es ist einerlei, ob hierbei der Stiefel vertikal, horizontal oder schräg steht. Um, ohne Versuche und ohne besondere Aufmerksamkeit die richtige Tiefe der Versenkung zu erreichen und nicht zu überschreiten, verfährt man vor Anfang des Senkens auf folgende Art. Man befestigt die Hülse *q* auf dem Senker (*Fig. 91*) in geeigneter Höhe, lässt dann die Schneide des Senkers auf der Oberfläche des Arbeitsstückes ruhen, und schraubt nun den Kopf *g* des Stiefels (*Fig. 86* und *87*) an *e* so weit hinauf oder herab, bis zwischen dessen oberer Grundfläche und der untern Grundfläche der Hülse *q* (*Fig. 91*) ein Raum bleibt, so hoch als man die Versenkung tief wünscht. Nachdem man hierauf den Kopf *g* mittels seiner Klemmschrauben *kl* und *mn* unbeweglich gemacht hat, schreitet man zum Senken, und hört nicht eher auf, als bis die Hülse *q* die stahlbelegte obere Fläche von *g* berührt, wodurch die Wirkung des Senkers von selbst ein Ende hat.

## 2) Die Rennspindel.

Das Werkzeug, welches Rennspindel (auch Drillbohrer, fr. *drille, trépan*; engl. *upright drill*) genannt wird, gibt gleich den Rollenbohrern eine alternirende Drehung, und dient wie jene zur Erzeugung von Löchern bis zu etwa  $\frac{1}{4}$  Zoll Durchmesser hinauf, mittels zweischneidiger Bohrspitzen. Der dabei angewendete Bewegungsmechanismus ist höchst eigenthümlich und auf die Benutzung der Schwungkraft einer in rasche Umdrehung versetzten Scheibe basirt; er eignet sich aber nicht zum Bohren genauer Löcher, weil ein Schwanken der Bohrspindel kaum ganz zu vermeiden ist. Uebrigens kann man mit der Rennspindel, obschon sie meist in senkrechter Stellung gebraucht wird, nöthigenfalls auch horizontal oder schräg bohren.

*Fig. 120 (Taf. 76)* zeigt dieses Instrument (ein Exemplar mittlerer Grösse) im Aufrisse. Die runde eiserne Bohrspindel *de*, worin der Bohrer *f* mittels eines runden, halbrunden oder viereckigen Zapfens steckt, enthält bei *c* ein Ohr, durch welches ein schmaler Riemen *hikl* (am besten, der grossen Dauerhaftigkeit wegen, ein zusammengedrehter Streifen roher Aalhaut) gezogen ist. Letzterer geht mit seinen Enden durch zwei Löcher in dem gedrechselten hölzernen Stabe *ab*, und wird durch die Knoten *h* und *l* verhindert, herauszuschlüpfen. Das Holz hat in der Mitte ein Loch, mit welchem es sich willig auf der Spindel auf und nieder schiebt, sowie um dieselbe dreht. Nahe an ihrem untern Ende ist die Spindel mit einer eisernen oder messingenen Schwungscheibe *g* versehen, welcher man oft einen viel grösseren Durchmesser als in der Zeichnung, dann aber auch eine geringere Dicke und sogar einige Oeffnungen gibt, so dass sie eine radähnliche Gestalt erhält. Man setzt den Bohrer auf die Arbeit, dreht das Querholz *ab* einige Male herum, wodurch sich der Riemen um die Spindel aufwickelt (s. die Abbildung), und zieht dann das Holz, während man dessen Drehung durch das Halten verhindert, mit einer Hand oder mit beiden Händen rasch und kräftig nieder. Durch die hierbei statt findende Abwicklung des Riemens ist die Spindel genöthigt, einige Umdrehungen zu machen. Weil man aber in dem Augenblicke, wo der Riemen völlig abgewickelt ist, denselben nicht anspannt, so dreht sich vermöge der Schwungscheibe die Spindel noch fort, und wickelt den Riemen verkehrt auf, wobei das Querholz wieder in die Höhe steigt. Abermals herabgezogen, bewirkt dieses Holz vermittels des Riemens nun einige Umdrehungen des Bohrers nach entgegengesetzter Richtung, worauf der Erfolg von Neuem die Aufwicklung des Riemens ist. So bewirkt von je zwei auf einander folgenden Zügen immer ein jeder die Umdrehung nach einer andern Richtung. Es gehört viel Geschicklichkeit dazu, mit der Rennspindel gute runde Löcher zu bohren; denn da dieselbe, auf die beschriebene Weise gebraucht, am obern Ende keine Stütze hat, so schwankt sie sehr leicht. Man kann diesem Fehler allerdings abhelfen, indem man die (sehr oft fehlende) Spitze *d* gebraucht, um das Werkzeug horizontal gegen einen festen Punkt (z. B. am Schraubstocke) zu stützen, wobei die Arbeit mit der Hand angedrückt wird; oder es unter eine zum Nachdrücken dienende Schraube zu stellen, wie weiterhin von der Kurbel angegeben werden wird. Allein das erstere Verfahren ist unbequem und das letztere nur für grosse Rennspindeln mit ziemlich grossen starken Bohrern geeignet, welche keinen Vorzug vor der Brustleier oder Kurbel haben, ja gegen diese Bohrvorrichtungen da-



durch zurückstehen, dass man hinsichtlich der Kraftanwendung bei der Rennspindel sehr beschränkt ist.

Ein zweites Exemplar der Rennspindel, welches in *Fig. 211* (Taf. 78) abgebildet ist, wird nach dem Vorausgegangenen keiner grossen Erklärung bedürfen, ungeachtet es mehrere Abweichungen von *Fig. 120* darbietet. Statt des Querholzes ist hier ein messingener Arm *ab* angebracht (vergl. den Grundriss *Fig. 212*), welcher mittels seines kurzen Rohres *c* auf der Spindel steckt. Letztere ist von *d* bis *g* von Stahl, bei *g* aber in ihre messingene Verlängerung *gh* eingeschraubt. Dieser untere, messingene Theil der Spindel ist durch ein rundes Loch im Mittelpunkte der ebenfalls messingenen Schwungscheibe *f* (Grundriss und Durchschnitt in *Fig. 213*) durchgeschoben und trägt unterhalb derselben einen grossen scheibenförmigen Ansatz *i*, an dem oben hervorragenden Zapfen aber ein Schraubengewinde, auf welches als Mutter die Scheibe *kk* fest aufgeschraubt wird. Auf diese Weise ist *f* mit der Spindel verbunden. Die Schwungscheibe ist (wie der Durchschnitt ausweist) am Rande dick, übrigens aber dünn, und mit sechs grossen Löchern *l* versehen, damit die Schwungmasse hauptsächlich in der Nähe des Umkreises vereinigt bleibt. Der Riemen *mmm* ist mittels eines in ihm befindlichen Loches auf den Zafen am obern Ende der Spindel bei *d* gelegt und durch den vorgeschraubten messingenen Knopf *e* befestigt; seine schleifenartig gebogenen und vernähten Enden hängen in länglichen Oehren des Armes *ab*.

### 3) Die Brustleier (fr. *vitebrequin*, *virebrequin*; engl. *brace*.)

Dieses Bohrwerkzeug besteht gewöhnlich ganz aus Eisen, und hat im Wesentlichen ungefähr die Gestalt eines C, bei welchem an einem Ende die Bohrspitze, am andern ein drehbarer Knopf so angebracht ist, dass die Axen beider in eine und dieselbe gerade Linie fallen. Dies geht aus *Fig. 134* (Taf. 76) hervor, wo der Kopf im Durchschnitte gezeichnet ist, damit man dessen Verbindung mit dem Werkzeuge besser zu erkennen vermag. Er hat die Gestalt einer flachund vertieften Scheibe *ab*, in deren Mittelpunkt ein kurzes Rohr *h* eingenietet ist. Dieses letztere steckt auf dem cylindrischen Zapfen *c* der Brustleier und wird durch die kleine Schraube *d*, deren Ende in eine cirkelförmige Rille des Zapfens eingreift, darauf erhalten, während diese Anordnung zugleich gestattet, dass das Werkzeug gedreht, der Kopf aber festgehalten werde. Bei *e* ist durch punktirte Linien das etwas verjüngte viereckige Loch angegeben, in welches man den Bohrer mit seinem vierkantigen Kopfe einsteckt. Der Theil *fg* ist rund und etwas bauchig gestaltet, damit er in der Hand, mit welcher er gefasst und im Kreise herum geführt wird, möglichst wenig Beschwerde, selbst bei längerer Arbeit, verursacht. Die Scheibe *ab* wird gegen die Brust gesetzt, und der Bohrer befindet sich demnach in horizontaler Lage. Die Drehung ist mässig schnell (etwa 30 bis 40 Umgänge in einer Minute) und findet ununterbrochen in der nämlichen Richtung statt; der kraitvolle Druck, welcher mit der Brust ausgeübt wird, muss in der Wirkung das ersetzen, was die Langsamkeit der Bewegung mangeln lässt.

Man gebraucht in der Brustleier einschneidige Bohrer (nicht unter  $\frac{1}{4}$  Zoll im Durchmesser), wie *Fig. 3, 4, 5, 9* und *12*, ferner die verschiedensten Arten von Senkern, wie *Fig. 16* bis *23, 27* bis *39* und *48*, und Reibahlen von mittlerer Grösse wie *Fig. 78* bis *81*.

## 4) Die Kurbel.

Für solche Fälle, wo zum Bohren grosser Löcher der mit der Brust angewendete Druck nicht ausreicht, oder wo solche Löcher nothwendig in senkrechter Richtung gebohrt werden müssen, oder endlich, wo man die gerade Richtung und richtige Rundung des Loches durch Vermeidung aller Schwankungen des Bohrwerkzeuges sichern will, setzt man die Kurbel (fr. *fût*) in Anwendung, welche in dem Wesentlichen der Form mit der Brustleier übereinstimmt, aber stärker gebaut ist, und nicht frei in der Hand, sondern unter einer zur Ausübung des Druckes und zugleich zur geraden Haltung des Werkzeuges dienenden Vorrichtung (Bohrmaschine, Bohrgestell, fr. *machine à percer, potence*) gebraucht wird. Zur Umdrehung können hier nöthigenfalls beide Hände angewendet werden. Die Bohrwerkzeuge (Bohrer, Reibahlen, Senker) sind die nämlichen wie in der Brustleier, nur zum Theil noch grösser. Auch der Bohrer *Fig. 11* taugt hier sehr gut. *Fig. 135* ist eine Ansicht der Kurbel. In die bei *a* durch Punktirung angegebene Oeffnung wird der Bohrer eingesteckt; das Ende *b* enthält eine, gleichfalls durch Punktirung ausgedrückte, konische Vertiefung, in welche die gleichgestaltete Spitze einer an der Bohrmaschine befindlichen Schraube eintritt, durch deren allmähliges Nachschrauben der zum Bohren nöthige Druck ausgeübt wird. Es versteht sich von selbst, dass die Spitze dieses Conus in der Verlängerung der Axe des Bohrers liegen muss. Indem solchergestalt ein zweiter unwandelbarer Endpunkt für die Drehungsaxe gegeben ist (der erste liegt in der Centrums Spitze des Bohrers), vermeidet man das bei der Brustleier eintretende Schwanken, welches nie ein sehr genaues Loch zu bohren gestattet.

Den Theil *cc* der Kurbel, welcher mit den Händen angefasst wird, umgibt man mit einer, aus zwei Theilen zusammengeleimten, cylindrischen Hülse (fr. *nille*), welche lose darauf sitzt, also während der Drehung festgehalten werden kann und so zur Schonung der Hand dient. Diese Einrichtung geht aus dem Querschnitte *Fig. 136* (nach *xy* von *Fig. 135*) noch deutlicher hervor. Hier bedeutet der innerste schraffierte Kreisraum *o* das cylindrische Eisen der Kurbel; zunächst ist dasselbe von einem dünnen (bloss rund gebogenen, nicht gelötheten) Rohre aus Messingblech umgeben, und rund um dieses ist die zweitheilige, zusammengeleimte, rohrförmige hölzerne Hülse *c* gelegt. Manchmal begnügt man sich auch damit, bloss ein von Eisenblech gebogenes, lose auf der Kurbel steckendes Rohr anzuwenden; allein dieses liegt nicht so bequem in der Hand, als das Holz bei der hier beschriebenen Einrichtung.

Die Bohrmaschine (welche sehr uneigentlich diesen Namen führt) ist ein eisernes Gerüst, das eine senkrechte Schraube enthält. Das untere Ende dieser letztern ist, wie schon erwähnt, mit einer kegelförmigen Spitze versehen, welche in die trichterartige Vertiefung *b* der Kurbel (*Fig. 135*) passt. Eine Linie, welche man sich von der Spitze hinab nach dem Mittelpunkte des Bohrers gezogen denkt, muss genau senkrecht sein, bildet die Drehungsaxe der Kurbel, und bestimmt die Richtung des entstehenden Loches. Damit man, wie hierzu nöthig ist, die Spitze der Schraube senkrecht über die für den Mittelpunkt des Loches vorgeschriebene Stelle bringen könne, lässt sich die Bohrmaschine in mehrfacher Richtung bewegen. Man gelangt durch Versuche zu der richtigen Stellung, hilft sich auch wohl durch den Kunstgriff, dass man einen an



die Spitze der Schraube gegebenen Oeltropfen hinabfallen lässt, und zu- sieht, ob derselbe richtig den angedeuteten Punkt auf der (im Schraubstocke eingespannten) Arbeit trifft. Ist hernach die Kurbel aufgesetzt, so schraubt man, in dem Masse wie der Bohrer in das Metall eindringt, die Schraube allmählig nieder, um stets den nöthigen Druck zu unterhalten. Manchmal gibt man nicht der Schraube, sondern der Kurbel die Spitze, und alsdann muss erstere mit der trichterartigen Vertiefung versehen sein, in welche die Spitze passt.

Die Bohrmaschinen sind in den Einzelheiten der Construction ziemlich von einander abweichend. Man unterscheidet sie namentlich in feststehende oder Wandbohrmaschinen, welche an der Mauer des Arbeitsortes über der Werkbank und dem Schraubstocke angebracht sind, und in tragbare Bohrmaschinen, welche letzteren entweder im Schraubstocke eingespannt, oder an dem Arbeitsstücke selbst befestigt werden.

*Fig. 141* (Taf. 77) ist der Aufriss und *Fig. 142* der Grundriss einer Wandbohrmaschine. *aa* bezeichnet die gemauerte Wand der Werkstätte. An dieser ist zunächst, in senkrechter Richtung, eine starke und lange Eisenschiene *bc* befestigt, von welcher die Vorsprünge *c* und *d* horizontal ausgehen. Eine Art dreieckigen Rahmens von Eisen, der aus der senkrechten Stange *e*, dem horizontalen Theile *g* und der schrägen Strebe *f* besteht und als ein Ganzes geschmiedet ist, bewegt sich um Zapfen, welche an den Enden von *e* sitzen und in Löchern von *c* und *d* stecken. *g* ist hohl und enthält den Stab *h*, welcher sich darin aus und einschieben, an jeder ihm angewiesenen Stelle aber mittels der Druckschraube *n* befestigen lässt. Am Ende von *h* sitzt der dickere Theil *i*, worin die Schraube *k* sich auf und nieder schrauben lässt, indem man sie mittels eines Schlüssels *m* umdreht. Unten an dieser Schraube befindet sich die Spitze *l*, unter welche die Kurbel auf schon beschriebene Weise gestellt wird. Es handelt sich darum, die Spitze *l* über jede beliebige Stelle des unter der Bohrmaschine im Schraubstocke eingespannten Arbeitsstückes bringen zu können. Um dies zu erreichen, dient die doppelte Bewegung, welche man der Schraube *k* mittheilen kann, nämlich das Aus- und Einschieben von *h* in der Hülse *g*, und die Drehung der ganzen Maschine um die senkrechte Axe *e*. Um, nachdem die letztere Bewegung vollbracht ist, die nöthige Feststellung zu bewirken, gebraucht man den eisernen Halbkreis *opqr*, welcher bei *o* und *r* mit Charnieren an der Mauer hängt, um sich den unvermeidlichen kleinen Unregelmäßigkeiten der Bewegung zu fügen. Er ist mit einem breiten Schlitz versehen (*uu*, *Fig. 142*), durch welchen die Druckschraube *s* (*Fig. 141*) in das Stück *g* eindringt. Zieht man die eben genannte Schraube an, so erhält sie den Arm *g* an dem Halbkreise fest und verhindert also jede nicht beabsichtigte Verdrehung.

*Fig. 143* ist der Aufriss und *Fig. 144* der Grundriss einer tragbaren Bohrmaschine zum Gebrauch im Schraubstocke. Ihren Haupttheil bildet der schmiedeiserne Bügel *abc*, durch welchen bei *b* die Bohrschraube geht, und der mit seinen Enden *d, d* durch das Holzstück *fg* gesteckt, unter demselben mittels vorgelegter eiserner Scheiben *e, e* und quer durchgetriebener Keile befestigt ist. Das Holz *fg* enthält zwei einander gegenüber befindliche Ausschnitte wie *h*, um bequem in das Maul des Schraubstockes gesetzt zu werden. Das Arbeitsstück legt man auf die obere Fläche von *fg*.

Die kleine Bohrmaschine, von welcher *Fig. 145* den Aufriss, *Fig. 146* einen horizontalen Durchschnitt nach *xy* vorstellt, ist eine solche, welche an grossen, nicht wohl transportabeln oder wenigstens nicht im Schraubstocke einzuspännenden Arbeitsstücken angebracht werden kann. Der Bügel *abcd*, welcher in *a* die Bohrschraube trägt, hat bei *b* einige runde Löcher, und endigt in *d* mit einem breiten, auf der Fläche gabelartig ausgeschnittenen Theile. *efg* ist ein bewegliches Stück, welches bei *e* den Bügel *abc* von drei Seiten umfasst (s. *Fig. 146*), und bei *g* eben so breit und gabelartig gestaltet ist, wie *d*. Eine Schraube *hi*, welche an ihrem kreuzweise durchbrochenen Kopfe *h* mittels eines hineingesteckten Schlüssels oder Stiftes umzudrehen ist, geht bei *f* durch ein glattes rundes Loch des Stückes *efg*, und hat ihr Muttergewinde bei *c* in dem Bügel *abcd*. Man bringt zum Gebrauche die Vorrichtung so an das auf der Erde liegende oder stehende Arbeitsstück, dass letzteres zwischen die Backen *d* und *g* gefasst wird, schraubt — nachdem man als Stütze unter *e* einen Stift oder Bolzen in eins der Löcher *b* gesteckt hat — die Schraube *hi* fest an, und setzt endlich unter die Spitze der Bohrschraube die Kurbel ein, deren Bohrer durch den Gabelausschnitt des Backens *g* Zugang zu dem Arbeitsstücke erhält. Man sieht leicht, dass die senkrechte Stellung der Kurbel hier gar nicht unerlässlich ist, vielmehr das Bohrwerkzeug, sowie die ganze Maschine, auch schräg oder horizontal angebracht werden kann, wenn dies durch die Beschaffenheit der Arbeitsstückes nöthig wird. — In Betreff anderer Constructionen der tragbaren Bohrmaschine sehe man den Artikel BOHRMASCHINEN.

Für grosse Gegenstände, an welche wegen ihrer Gestalt eine tragbare Bohrmaschine nicht angebracht werden kann, ist das Bohren unter dem Druckbaume ein angemessenes Verfahren. Letzterer Name bezeichnet eine hölzerne, z. B. 8 Fuss lange und 4 Zoll dicke Stange, welche an einem Ende einen eisernen Ring und von da um den dritten Theil der Länge entfernt eine stählerne dicke, nach abwärts gekehrte Spitze besitzt. Der Ring wird in einen Haken an der Wand der Werkstätte so eingehangen, dass der Druckbaum um diesen Drehungspunkt auf und nieder spielen kann, während man durch irgend eine einfache Veranstaltung Seitenschwankungen desselben verhindert. Unter die Spitze setzt man die Bohrkurbel ein. An dem zweiten Ende des Baumes wird ein Gewicht angehängt, oder es übt hier ein Arbeiter mit den Händen den erforderlichen Druck aus. — Zum Bohren nicht tiefer Löcher ist es bequemer, den Druckbaum an beiden Enden zu befestigen, in der Mitte desselben eine Bohrschraube, wie bei den oben beschriebenen Bohrmaschinen, anzubringen, und diese Schraube — nachdem die Kurbel und das Arbeitsstück darunter gelegt sind — so scharf anzuziehen, dass der Druckbaum sich ein wenig nach oben biegt. In diesem gekrümmten Zustande übt er durch seine Elasticität einige Zeit lang ununterbrochen den zum Bohren nöthigen Druck aus, ohne dass man nachzuschrauben braucht.

##### 5) Bohrwerkzeuge mit Heften.

Eigentliche Bohrer werden niemals mit Heften aus freier Hand gebraucht, weil hierbei weder die Genauigkeit der Umdrehung gesichert sein würde, noch die Arbeit schnell und bequem genug verrichtet werden könnte. Auch Senker mit Heften sind Ausnahmen (zwei Beispiele davon geben *Fig. 15* und *67*). Dagegen werden kleine und ganz kleine Reibahlen



sehr gewöhnlich auf diese Art angewendet. Man gibt den hölzernen Heften derselben entweder eine achtkantige Gestalt, wie *Fig. 72* (Taf. 75) oder macht sie cylindrisch, gleich *Fig. 73*. Die erstere Form eignet sich für etwas dickere Reibahlen, deren Heft in die volle Hand gefasst werden muss, die letztere für dünne, deren Heft man nur zwischen den Fingern dreht. Die birnförmige Gestalt der Reibahlenhefte, wie *Fig. 74*, kommt seltener vor, und hat keine Vorzüge.

#### 6) Das Bohren mit dem Wendeseisen.

Bohrer und Reibahlen von ziemlich bedeutender Grösse, welche nur eine langsame Umdrehung gestatten und mittels der Kurbel nicht kraftvoll genug bewegt werden könnten, dreht man mittels des Wendeseisens (Windeseisens, fr. *tourne-à-gauche*; engl. *wrench*). Dieses ist ein gerader, nach Erforderniss von 1 oder  $1\frac{1}{2}$  Fuss bis zu 3 Fuss langer Eisenstab, welcher in der Mitte flach, etwas breit und mit einem vier-eckigen Loche versehen, an beiden Enden hingegen rund und zum An-fassen bequem gestaltet ist. Das Loch in der Mitte wird auf einen vierkantigen Zapfen oder Kopf am obern Ende des Bohrers (der Reib-ahle) gesteckt, so dass das Wendeseisen mit dem Werkzeuge vereinigt die Gestalt eines T darstellt. Man fasst alsdann das Wendeseisen in beide Hände und dreht es herum. Der nöthige Druck wird entweder durch die Hände selbst gegeben, oder — was jedenfalls weit bequemer und empfehlenswerther ist — durch die Schraube einer Bohrmaschine, unter welcher man das Instrument so aufstellt, wie oben von der Kurbel be-schrieben wurde. Der in *Fig. 55* bis 61 abgebildete Bohrer eignet sich zum Gebrauch mit dem Wendeseisen; desgleichen ist die in *Fig. 104* dar-gestellte Reibahle hierzu bestimmt; beide haben in *a* das konische Grüb-chen zum Einsetzen der Schraubenspitze. Der halbrunde Cylinderbohrer *Fig. 82* bis 84 wird ebenfalls mittels eines Wendeseisens bewegt, welches man auf dessen Kopf *a* aufsteckt, jedoch ohne Bohrmaschine, bloss mit dem durch die Hände während der Umdrehung ausgeübten Drucke. — Bei sehr grossen Bohrern (z. B. *Fig. 125*, 131 und 132), welche ein Wendeseisen von bedeutender Länge erfordern würden, wendet man statt dessen ein ähnliches hölzernes Instrument von gehöriger Stärke an, an welchem zwei im Kreise herumgehende Arbeiter drehen, ja nöthigenfalls sogar ein Kreuz mit 4 oder 6 (wohl 4 Fuss langen) Armen, um eben so viel Personen anstellen zu können.

#### 7) Einige andere Handbohrergeräte.

a) Das zum Gebrauche kleiner (zweischneidiger) Bohrspitzen be-stimmte, gleich den Rollenbohrern und der Rennspindel durch alternirende Drehung wirkende Instrument, welches *Fig. 123* (Taf. 76) im Längen-durchschnitte darstellt, gewährt den doppelten Vortheil, dass es in jeder beliebigen Richtung aufgesetzt, und dass es (weil kein äusserer Bewe-gungsmechanismus im Wege steht) auch an solchen Stellen einer Arbeit gebraucht werden kann, wo zur Anbringung und Bewegung keines andern Bohrgeräthes hinlänglicher Raum zu Gebote steht. Die Wirkung desselben geht dagegen etwas langsam von statten, weil weder der Druck noch die Geschwindigkeit der Umdrehung sehr bedeutend ist. Der lange, schlang konische hölzerne Griff *ab* bildet eine Röhre, welche am dicken Ende durch den aufgeschraubten hölzernen Knopf *c*, am dünnen Ende durch die ebenfalls angeschraubte messingene Kapsel *a* verschlossen ist.

Im Innern der Röhre befindet sich eine eiserne gefeilte Schraube *ee* mit sehr steilem (auf jedem Umgange um  $\frac{1}{4}$  Zoll steigenden) doppelten Gewinde, deren Mutter durch ein Messingplättchen *o* gebildet wird. Gestalt und Anbringung dieser Mutter erhellen aus der Vergleichung von *Fig. 123* mit dem Querschnitte *Fig. 124*. Sie enthält zum Durchgange der Schraube kein förmliches Gewinde, sondern nur eine länglich viereckige Oeffnung mit zwei einander gegenüber stehenden dreieckigen, schräg durch die Dicke hindurchlaufenden Kerben, deren Lage der Neigung der Schraubengänge entspricht. Dass das Schraubengewinde (wie in der Abbildung) ein linkes sei, ist nicht nothwendig. Man schiebt das Plättchen *o* durch zwei Spalte der Rohrwand ein, und verwahrt es an seinem Platze durch die darüber aufgeschraubte messingene Hülse *dd*. Das eine Ende der Schraube ist mittels des kurzen messingenen Cylinders *i* mit der runden eisernen Bohrspindel *f* verbunden, zu deren Durchgang die Kapsel *a* im Mittelpunkte ein passendes Loch enthält. Die Befestigung der Bohrspitze *h* kann auf eine der schon bekannten Arten vorgerichtet sein. Hier ist die Anordnung so getroffen, dass die Spindel *f* bei *n* zur halbcylindrischen Gestalt abgefeilt und mit einem fest aufgeschobenen Messingrohre *g* umgeben ist. Dadurch entsteht im Innern des letztern eine halbcylindrische Höhlung, welche den gleichgestalteten Zapfen des Bohrers *h* aufnimmt. Die Einkerbung *l* am Bohrer dient zum leichten Losmachen und Herausnehmen desselben. Das entgegengesetzte Ende der Schraube *e* ist abgerundet, und stützt sich in eine Vertiefung auf der Grundfläche des lose in das Rohr *ab* eingelegten, messingenen Cylinders *i*; zwischen diesem und dem Knopfe *c* aber befindet sich eine lange, schraubenartig gewundene Feder *k* von etwa  $\frac{1}{20}$  Zoll dickem Eisendrahte. Der Gebrauch des Werkzeuges besteht in einem mit Schnelligkeit wiederholten Drücken auf den Knopf *c*, während die Bohrspitze auf der gehörigen Stelle des Arbeitsstückes steht. Fasst man nämlich den Knopf *c* in die Hand und drückt ihn in der Richtung der Axe des Instrumentes, so tritt die Spindel *f* in das Innere der Röhre *ab* zurück, bis die Kapsel *a* an das Rohr *g* stösst; dabei müssen wegen des Schraubengewindes die vereinigten Theile *e, i, f, g, h* nahe drei Umdrehungen machen und die Feder *k* wird zusammengedrückt. Lässt man hierauf mit dem Drucke nach, so zieht sich, vermöge der Ausdehnung der Feder, die Röhre *abc* wieder zurück, und die heraustretende Spindel *f* macht nebst dem Bohrer drei Umdrehungen nach entgegengesetzter Richtung. Der nächste, ohne Zögern folgende Druck bewirkt wieder die Umdrehung in der ersten Richtung, u. s. f. Wie man sieht, ist das directe Mittel zur Ausübung der Kraft, welche den Bohrer gegen die Arbeit presst, kein anderes als die Feder *k*; und da diese — um schnelle Abnutzung der Schraube und ihrer Mutter zu vermeiden — nicht sehr stark sein darf, so leuchtet hiernach der Grund ein, weshalb der Bohrer sich nicht eben durch schnelle Wirkung auszeichnet.

b) Der Räderbohrer *Fig. 121* und *122* eignet sich vortreflich zur Verfertigung mittelgrosser Löcher (von  $\frac{1}{8}$  bis  $\frac{1}{2}$  Zoll Durchmesser), indem er eben so schnell als gut arbeitet. Da die Umdrehung eine ununterbrochene ist, so müssen die Bohrspitzen einschneidige sein, für kleinere Löcher wie *Fig. 10*, für etwas grössere wie *Fig. 3, 4* oder *9*. Senker aller Art können gleichfalls in dieses Instrument eingesetzt werden. In *Fig. 121* und *122* bezeichnet *ab* einen gedrechselten hölzernen Griff, welcher in die linke Hand genommen und mit derselben gedrückt wird,



*c* die eiserne Zwinde dieses Griffes, *defgh* einen in dem Griff (mittels einer Angel) befestigten eisernen Bügel, welcher in seinem achtkantigen Theile *h* ein Loch enthält, um die runde Bohrspindel *i* durchzulassen. Letztere hat am obern Ende eine stählerne Spitze, womit sie in einem Grübchen auf der abwärts gekehrten Endfläche von *e* läuft; unten trägt sie eine dicke cylindrische Fortsetzung *k* und einen ausgehöhlten flachen Lappen *l*, in welchem die Bohrspitze mittels der Druckschraube *o* befestigt wird. Um die Spindel *i*, unbeschadet der Drehung, an ihrem Platze zu erhalten, ist auf dieselbe, oberhalb *h*, ein eiserner Conus *w* aufgeschoben, welcher mittels eines quer durchgesteckten Stiftes damit verbunden wird. In derselben Weise ist die Befestigung des konischen eisernen Zahnrades *m* auf der Bohrspindel bewerkstelligt, indem ein Stift quer durch den Hals *n* des Rades und durch die Spindel geht. Rechtwinkelig gegen *i* liegt eine kurze eiserne Welle *vz*, welche einerseits mit ihrer am Ende *z* befindlichen Spitze in ein Grübchen von *e* sich stützt, andererseits ein Lager in dem Theile *fg* des Bügels hat, indem sie bei *r* in einer passenden Durchbohrung desselben liegt. Innerhalb *r* verhindert der Hals *q* des zweiten Zahnrades *p*, ausserhalb der auf die Welle geschobene Ring *s* die Verrückung derselben. Vor *s* steckt auf einem Vierecke der Welle die Kurbel *t*, welche mittels der Schraubenmutter *u* verwahrt ist. Jedes der Zahnräder hat 18 Zähne, daher macht bei jedem Umgange der (mit der rechten Hand bewegten) Kurbel auch der Bohrer eine Umdrehung. Die Geschwindigkeit der Bewegung muss sich nach den Umständen (d. h. nach der Grösse des Bohrers und der Härte des zu bohrenden Metalls) richten; eben so die Stärke des Druckes, den man mit der linken Hand auf den Knopf *a* ausübt. Es versteht sich von selbst, dass dieses Bohrinstrument senkrecht, schief und horizontal gebraucht werden kann; im letztern Falle setzt man den Knopf vor die Brust. Will man, um recht genau zu bohren, die Gefahr einer Schwanke des Werkzeuges vermeiden, so kann man letzteres unter eine Bohrmaschine wie *Fig. 141, 143* oder *145* stellen und zu diesem Behufe in dem Mittelpunkte des Knopfes *a* ein Stahlplättchen versenken, in welches die Spitze der Bohrschraube eingesetzt wird.

*c)* Beim Maschinenbaue, sowie in Fabriken, wo grössere Maschinen in Gebrauch sind, ereignet es sich zuweilen, dass ein Loch an einer Stelle gebohrt werden muss, welche wegen des engen Raumes in deren Nähe nicht leicht zugänglich ist, und wo wenigstens die Brustleier und die Bohrkurbel aus dem genannten Grunde nicht angewendet werden können. Einige hierher gehörige Fälle sind von der Art, dass man von der, der Bohrstelle entgegengesetzten Seite ankommen kann, und dann sieht man sich genöthigt, ein Loch ganz durch und durch zu bohren, welches man sonst vielleicht nur auf eine gewisse Tiefe eingebohrt haben würde, weil der Zweck es nicht anders erfordert. Bei anderen Gelegenheiten sind beide Seiten der Bohrstelle gleich wenig zugänglich, oder man ist, um mit der Brustleier oder der Kurbel zu bohren, gezwungen, eine Maschine theilweise, auch wohl gänzlich zu zerlegen, wodurch oft, um einer an sich geringen Ausbesserung willen, viel Zeitverlust und Arbeit entsteht. Ist z. B. in einem gusseisernen Maschinengestelle eine Schraube dicht an der Oberfläche abgebrochen, so dass der im Loche befindliche Theil herausgebohrt werden muss, so kann dies oft nicht ohne vorausgegangenes Abschlagen (Zerlegen) der Maschine geschehen, weil etwa dem Schraubenloche gegenüber, in einem Abstände von wenigen Zollen,

eine Wand oder ein anderer Theil sich befindet, welcher die Einbringung eines Bohrapparates der allgemein gebräuchlichen Art verhindert. Und wäre auch dies nicht, so kann wenigstens die Brustleier oder die Kurbel darum nicht gebraucht werden, weil nicht Raum genug vorhanden ist, um den zum Bohren erforderlichen Druck mit Bequemlichkeit und gehörigem Erfolge auszuüben.

Es gibt Fälle der so eben erörterten Art, wo eine kleine tragbare Bohrmaschine von der in *Fig. 145* abgebildeten oder einer verwandten Construction sehr gute Dienste leistet, dagegen andere, wo auch dieses Hilfsmittel verlässt. Alsdann sind die beiden Vorrichtungen zu empfehlen, von welchen die eine durch *Fig. 105* bis *108*, die andere durch *Fig. 102* und *103* (Taf. 76) vorgestellt wird.

*Fig. 105* ist die Ansicht des ersten Instrumentes, und *Fig. 106* ein Querdurchschnitt desselben nach *xy* von *Fig. 105*. Das abgebildete Exemplar ist von kleinem Formate. Man macht das Werkzeug nach Erforderniss auch länger, wo dann die übrigen Dimensionen ebenfalls nach Verhältniss vergrössert werden. *ab* stellt ein Stück geschmiedetes Eisen vor, welches zu der aus der Zeichnung ersichtlichen bauchigen Gestalt abgedreht und dann in seinem mittleren Theile mit einer länglich viereckigen Oeffnung *c* durchbrochen ist. Das Ende *b* erhält ein viereckiges Loch zum Einstecken der Bohrspitze *d*, welche von jeder der Arten sein kann, die man in der Kurbel gebraucht, und deren Länge sich nach der Grösse des zum Bohren vorhandenen Raumes, so wie nach der Tiefe des Loches, welches man bohren will, richtet. Man muss deshalb, und um Löcher von verschiedenem Durchmesser hervorbringen zu können, ein Sortiment von Bohrspitzen vorrätthig haben, welches am besten so eingerichtet wird, dass es ohne Unterschied für alle vorhandenen (grossen und kleinen) Bohrinstrumente dieser Art angewendet werden kann.

Das Ende *a* von *Fig. 105* wird mit einem runden Loche durchbohrt, dessen Axe genau mit der verlängerten Axe der Bohrspitze *d* zusammenfallen muss. Nachdem man in dieses Loch ein Schraubengewinde geschnitten hat, wird die Schraube *ef* eingeschraubt, welche 12 bis 14 Gänge auf dem Raume eines Zolles enthält.

Der Schraubenkopf *g* ist sechseckig und endigt in eine genau gedrehte, gehärtete stählerne Spitze *i*. Diese und die Mittelpunktsspitze des Bohrers *d* bilden die Endpunkte der Drehungsaxe des ganzen Werkzeuges.

Vor Anfang des Bohrens schraubt man die Spindel *fg* so weit hinein oder heraus, als die Breite des Raumes, in welchem das Bohren vor sich gehen soll (in der Richtung des Loches gemessen), erfordert, wobei aber jedenfalls innerhalb *a* (im Muttergewinde und in der Oeffnung *c*) ein Theil der Schraube verbleiben muss, dessen Länge etwas grösser ist als die beabsichtigte Tiefe des Bohrloches. Es bezeichne in *Fig. 105* *lm* die Fläche, auf welcher das Loch entstehen soll; *hk* eine benachbarte Fläche, die in manchen Fällen durch Vorlegung eines besondern, unbeweglich bleibenden Eisenstückes oder dergl. gebildet werden kann oder muss. Gegen *hk* stützt sich die Spitze *i*. Das Umdrehen des Bohrers (der übrigens eben so gut vertikal oder schief, als horizontal gebraucht werden kann) geschieht mit der Hand, bloss durch Hülfe eines in *Fig. 107* nach zwei Ansichten abgebildeten, eisernen Hebels, dessen flacher Theil *n* in das Loch *c* (*Fig. 105*) eingeschoben wird, wogegen



der Stiel *o* durch seine runde Gestalt bequem in der Hand liegt. Nach jeder halben Umdrehung zieht man den Hebel aus, und steckt ihn auf der entgegengesetzten Seite des Loches *c* wieder ein, um die Drehung fortzusetzen, wenn nicht etwa die Umstände es möglich oder bequemer erscheinen lassen, ohne solches Umwecheln ununterbrochen fortzuarbeiten. Während die eine Hand auf solche Weise das Instrument in Umdrehung setzt, führt die andere Hand den Schraubenschlüssel *Fig. 108*, welcher auf den Kopf *g* (*Fig. 105*) passt, und schraubt damit allmählig die Schraube *ef* aus dem Instrumente heraus, wodurch die gesammte Länge dieses letztern vermehrt und folglich der Bohrer entsprechend zum Eindringen genöthigt wird.

Ein grosser Vorzug des eben beschriebenen Apparates ist dessen Einfachheit und davon herrührende Wohlfeilheit und Dauerhaftigkeit. Dagegen fällt an demselben in die Augen, dass die Handhabung (wegen der unaufhörlich nöthigen Umsetzung des zur Drehung dienenden Hebels) ziemlich unbequem und zeitraubend ist. In einem Falle, wo andere Bohrapparate ganz unanwendbar sind, kann nun zwar hieraus kein gerechter Vorwurf abgeleitet werden; indessen gereicht es doch dem zweiten Instrumente, von welchem *Fig. 102* und *103* zwei Ansichten darstellen, zur Empfehlung, dass gerade die Handhabung desselben durch einen Mechanismus sehr erleichtert und beschleunigt ist.

Das Gestell desselben wird durch zwei parallele Eisenplatten *ab* und *de* gebildet, welche durch die Schrauben *f, f* fest mit einander verbunden sind. An *ab* sitzt als Verlängerung der Stiel *c*. Die oberen Enden dieser Platten bilden scheibenartige Ausbreitungen, welche in der Mitte durchbohrt sind, um als Lager für die cylindrische Bohrspindel *gh* zu dienen. Bei *h* enthält diese Spindel ein viereckiges Loch zum Einstecken des Bohrers; bei *g* schraubt sich darin die Schraube *n* aus und ein, welche (aus einem nachher erhellenden Grunde) etwas fest in ihrem Muttergewinde gehen muss. *o* ist der kreuzweise durchbohrte Schraubenkopf, *p* die harte stählerne Spitze zu schon bekanntem Zwecke. Zwischen den Platten *ab* und *de* trägt die Axe oder Spindel *gh* ein eisernes Sperrrad *i*, dessen Sperrkegel *k* sich um die Schraube *l* dreht und von der auf *ab* angeschraubten Feder *m* gedrückt wird.

Wenn man die Theile *gh, n, o, p* getrennt von den übrigen betrachtet, so entsprechen sie vollkommen der in *Fig. 105* abgebildeten und schon oben erklärten Vorrichtung. Die Art der Anwendung ist auch hier die nämliche wie dort. Der Stiel *c* nebst dem Sperrrade und dessen Nebentheilen ist bestimmt, den Hebel *Fig. 107* zum Vortheile der Bequemlichkeit zu ersetzen. Drückt man nämlich in *Fig. 102* den Stiel nieder (was einer Bewegung nach der Richtung des Pfeils in *Fig. 103* entspricht), so dreht sich das Gestell *abced* um die Axe *gh*, nimmt aber letztere mittelst ihres Sperrrades *i* und des Sperrkegels *d* mit sich, wonach also der Bohrer ebenfalls sich dreht und angreift. Sobald man mit dem Stiele *c* einen Punkt erreicht hat, wo er durch irgend ein in der Umgebung liegendes Hinderniss aufgehalten wird, führt man ihn zurück, wobei der Sperrkegel wirkungslos über die Zähne des Rades *i* hingleitet, also die Bohrspindel *gh* nebst dem Bohrer still steht. Die erneuerte Drehung des Stieles *c* in der ersten Richtung erzeugt wieder eine Bewegung des Bohrers u. s. f. Das allmähliche Eindringen des Bohrers bewirkt man auch hier durch Herausschrauben der Schraube *n*, in deren durchbohrten Kopf *o* man zu diesem Behufe ein rundes Eisen-

stäbchen steckt, welches von der einen Hand regiert wird, während die andere an *c* liegt. Dass beim Zurückdrehen des Stieles der Bohrer stehen bleibt, wird durch dessen Friction im Bohrloche veranlasst, welche grösser ist als die Friction des Sperrkegels am Sperrrade; sollten aber zufällig die Bestandtheile *i* und *g h* einen Theil der verkehrten Drehung mitmachen, so darf dadurch kein Hineinschrauben der Schraube *n* bewirkt werden, was wegen der Reibung der Spitze *p* an ihrem Stützpunkte statt finden könnte, wenn *n* in seinem Muttergewinde sehr leicht und locker ginge. Dieses ist der Grund, weshalb — wie oben erwähnt — die Schraube etwas fest in ihre Mutter passen muss.

#### 8) Anwendung der Drehbank zum Bohren.

Indem wir die Erörterung der Constructionen, wodurch die Drehbank als eigentliche Bohrmaschine (zum Ausbohren hohl gegossener Cylinder u. dergl.) brauchbar wird, den Artikeln BOHRMASCHINEN und DREHBANK überlassen, beschäftigen wir uns gegenwärtig nur mit den Methoden und Hilfsmitteln, welche angewendet werden, um gelegentlich auf jeder einfachen Drehbank kleine oder grosse Löcher in massivem Metalle zu bohren, wobei die Ausübung des zum Bohren nöthigen Druckes mittels Handarbeit statt findet. Die Construction der Drehbank muss als bekannt vorausgesetzt werden (s. den Artikel DREHBANK).

Beim Bohren auf der Drehbank findet immer nur eine Umdrehung nach einer einzigen Richtung statt, und zwar entweder so, dass diese Drehung dem Bohrer, oder so, dass sie dem Arbeitsstücke ertheilt wird. Die erstere Methode ist namentlich in solchen Fällen zweckmässig, wo mehrere Löcher an verschiedenen Punkten der Arbeit gebohrt werden müssen. Der Bohrer wird alsdann an der Spindel mittels eines Futters eingespannt, und man drückt die Arbeit gegen ihn an, indem man den Reitnagel hinter dieselbe setzt und mittels seiner Schraube allmählig vorrückt. Des zweiten, viel öfter vorkommenden Verfahrens bedient man sich immer, wenn ein einziges Loch, und zwar im Mittelpunkte (in der Axe) eines gedrehten Arbeitsstückes erzeugt werden soll. Der Bohrer wird in diesem Falle gegen die Arbeit mit seiner Spitze oder seinen Schneiden angesetzt; am andern Ende desselben, welches zu diesem Behufe eine kleine konische Vertiefung besitzt, wird die Spitze des Reitnagels eingesetzt, welchen man allmählig nachschraubt, um den erforderlichen Druck auf den Bohrer auszuüben. Letzterer wird hierbei, um sich nicht drehen zu können, mit der Hand gehalten oder mit einem Feilkloben angefasst, den man auf die Auflage stützt. Im Allgemeinen empfiehlt sich das Bohren auf der Drehbank durch die grosse dabei erreichbare Genauigkeit, durch die mögliche bedeutende Schnelligkeit für kleine Bohrer, endlich durch die Leichtigkeit, mit welcher eine beträchtliche Kraft zum Bohren grosser Löcher angewendet werden kann. Alle Arten von Bohrspitzen, die auf ununterbrochene (nur nach einer Seite gerichtete) Drehung berechnet sind und in der Brustleier und Kurbel u. s. w. gebraucht werden, taugen auch zum Bohren auf der Drehbank, namentlich *Fig. 3, 4, 5, 9, 10, 11, 12*. Es gibt aber auch mehrere, welche ausschliesslich für die Drehbank bestimmt sind; so *Fig. 40 bis 46, Fig. 54, 214 und 215*. An allen diesen (mit Ausnahme des zuletzt genannten, der nicht in seiner ganzen Länge gezeichnet erscheint) ist bei *i* die Vertiefung zum Einsetzen der Reitnagelspitze angegeben. Den im Schafte cylindrisch gestalteten Bohrern *Fig. 40 bis 43* gibt man eine doppelte



Abplattung  $z z$ , an welcher man den Feilkloben zu oben erwähntem Zwecke bequem anbringen kann. Auch *Fig. 55 bis 61* ist sehr geeignet für die Drehbank, und enthält bei *a* die schon erwähnte konische Vertiefung. Mit den Bohrern, welche (wie *Fig. 3, 4, 5, 9, 10, 40, 41, 44, 54*) eine Centrumspitze oder eine derselben nahe kommende kleine Querschneide haben, sowie mit jenen, welche (wie *Fig. 12, 45, 46, 55*) mit einem Centrumzapfen in ein vorgebohrtes kleineres Loch eingesetzt werden, kann die Arbeit ohne Vorbereitung angefangen werden. Alle übrigen erfordern, dass vorher eine seichte Vertiefung mit dem Drehstahl eingedreht werde, um den Bohrer richtig einsetzen zu können, der ohne diese Hülfe keine sichere Führung hat und daher von der geraden Richtung abweicht.

Senker aller Art, namentlich die in *Fig. 16 bis 39* abgebildeten, können sehr gut auf der Drehbank gebraucht werden; *Fig. 52 und 53* ist sogar ausschliesslich hierzu bestimmt. Desgleichen dienen die zwei Senker oder Bohrer, welche in den *Fig. 193 — 204* (Taf. 120) abgebildet sind, vorzugsweise auf der Drehbank. Dagegen wendet man Reibahlen selten auf der Drehbank an, die grössten ausgenommen, welche man alsdann so gebraucht, dass man sie zwischen der Spitze der Spindel und jener des Reitnagels (wodurch sie an beiden Enden gestützt werden) umlaufen lässt und das Arbeitsstück darauf mit der Hand regiert. *Fig. 104* ist von dieser Art und bedarf zu dem genannten Zwecke der beiden konischen Grübchen *a* und *l* an den Endpunkten ihrer Axe, um die beiden Spitzen einsetzen zu können. Manchmal versieht man umgekehrt die Reibahle mit zwei Spitzen, und lässt sie in Grübchen der an der Drehbankspindel und am Reitnagel angebrachten Pinnen laufen. Für diesen Zweck würde man z. B. der Reibahle *Fig. 81* ausser der Spitze *w* noch eine zweite bei *u* punktirt angezeigte geben.

#### 9) Der Drehstuhl als Bohraparat.

Man bedient sich des Drehstuhls ziemlich selten zum Bohren, da er in dieser Beziehung im Allgemeinen keine Vortheile gegen die Anwendung der ebenfalls mit dem Drehbogen bewegten Rollenbohrer gewährt. Beide Hauptarten des Drehstuhls, nämlich der Stiftdrehstuhl und der Dockendrehstuhl, sind als Bohraparate geeignet. Um auf dem Stiftdrehstuhle zu bohren, befestigt man auf der Arbeit eine Drehrolle, stützt sie mit einem Ende gegen die Spitze des einen Stiftes und setzt sie mittels des Drehbogens in Umlauf, während man am andern Ende den auf die Auflage gelegten Bohrer vorhält und andrückt. Die Bohrspitzen sind die gewöhnlichen zweischneidigen wie in den Rollenbohrern. Den Dockendrehstuhl gebraucht man weniger zum eigentlichen Bohren, als zum Ausreiben kleiner gebohrter Löcher mittels der Reibahlen, welche letzteren in einem Zangenfutter an der Drehstuhlspindel eingespannt werden; die Arbeit wird alsdann mit der Hand gegen die umlaufende Reibahle (oder Bohrspitze) angehalten. Zu diesem Behufe construirt man wohl auch eigene Ausreibdrehstähle, die jedoch sehr entbehrlich sind, da man mit den Reibahlen aus freier Hand wenigstens eben so gut und bequem zum Ziele kommt. (Man sehe übrigens den Artikel DREHSTUHL.)

#### 10) Bohrmaschinen.

Mechanische Vorrichtungen, welchen dieser Name mit Recht zukommt, d. h. solche, wobei der Bohrer ohne alles oder wenigstens ohne

directes Zuthun der Menschenkraft (durch Dampf- oder Wasserkraft) bewegt wird, gibt es — wenn man sie hinsichtlich ihrer Bestimmung betrachtet — von drei Hauptgattungen. Die erste Gattung der Bohrmaschinen (fr. *machines à percer*; engl. *drilling engines*) dient dazu, Löcher von geringer Länge und meist nicht sehr bedeutendem (selten über 2 Zoll betragendem) Durchmesser in massivem Metalle zu erzeugen, wobei bald ganz durch, bald nur bis auf eine gewisse Tiefe hinein gebohrt wird. Die Maschinen der zweiten Gattung (fr. *machines à aléser*; engl. *boring machines*) haben den Zweck, lange rohrartige (an beiden Enden offene) Höhlungen, welche schon durch den Guss oder durch das Schmieden in einem Metallstücke erzeugt sind, durch die Ausarbeitung glatt, richtig rund und durchaus gleich weit zu machen. Dies ist der Fall beim Bohren der Cylinder für Dampfmaschinen, Cylindergebläse, hydraulische Pressen, Feuerspritzen, Pumpen u. s. w. sowie der Gewehrläufe. Die Arbeit ist hier dem Ausreiben mit Reibahlen nahe verwandt. Beide Gattungen, welche dadurch unterschieden werden mögen, dass die ersten ausschliesslich Bohrmaschinen, die andern Cylinderbohrmaschinen genannt werden sollen, werden in den nachfolgenden beiden Artikeln über BOHRMASCHINEN näher betrachtet werden. Durch die Maschinen der dritten Gattung (fr. *machines à forer*; engl. *boring machines*) werden lange rohrartige Höhlungen in massivem Metalle hervorgebracht und nachher durch grössere Bohrer successive erweitert. Das wichtigste Beispiel hiervon, welches noch die Eigenthümlichkeit darbietet, dass die Bohrung nur an einem Ende offen ist, finden wir an den Kanonen. Diese Maschinen werden vorzugsweise in dem Artikel über BOHRWERKE für Geschütze und Gewehre beschrieben werden.

## II. Holzbohrer.

Die ausgezeichnete faserige Textur des Holzes und seine grosse Weichheit, im Vergleich mit den am öftersten verarbeiteten Metallen, sind zwei Eigenschaften, durch welche den Werkzeugen der Holzarbeiten überhaupt gewisse charakteristische Eigenthümlichkeiten aufgeprägt werden und die nothwendigen Unterschiede zwischen diesen Werkzeugen und den analogen der Metallarbeiten hervorgehen. Dies zeigt sich auch bei den Bohrern. Im Allgemeinen lehrt eine einfache Betrachtung, übereinstimmend mit der Erfahrung, dass die für Metallarbeit gebräuchlichen Arten der Bohrer in Holz theils wenig wirken, theils ganz stecken bleiben oder das Holz zersprengen würden. Die Gestalt sowohl als die Stellung der Schneiden ist hiervon Ursache. Daher geht es höchstens bei sehr harten, dichten und feinfaserigen Holzarten an, kleine Löcher mit Metallbohrern, welche durch den Drehbogen in Bewegung gesetzt werden, hervorzubringen. Die eigentlich für die Arbeit in Holz bestimmten Bohrer müssen weit schärfere oder dünnere (mehr spitzwinkelige) Schneiden besitzen als die Metallbohrer, damit sie im Stande sind, gleich einem Messer rein und leicht zu schneiden, ohne zu kratzen oder die (verhältnissmässig leicht ausweichenden) Holztheile bloss bei Seite zu drängen und abzureiben. Von grosser Wichtigkeit ist aber ausserdem eine solche Stellung der Schneiden gegen die anzugreifenden Holzflächen und deren Fasern, dass die Wirkung möglichst leicht und vollkommen von statten geht. In dieser Beziehung kann man die Holzbohrer unter drei Abtheilungen bringen. Einige sind nur mit Längschneiden versehen, d. h. mit solchen, welche



wenig gegen die Axe des Bohrers geneigt in gerader Linie oder in steiler Schraubenlinie stehen, und das Holz am Umkreise des Loches allmählig in dem Masse wegnehmen, wie das Werkzeug tiefer eindringt. Andere haben bloss Querschneiden, d. i. solche, die am Ende des Werkzeuges rechtwinkelig oder überhaupt stark geneigt gegen dessen Axe angebracht sind und aus dem Grunde (vom Boden) des Loches das Holz wegnehmen. Noch andere endlich bieten Quer- und Längenschneiden zugleich dar, von welchen die ersteren das Loch anfangen, letztere aber — je nach ihrer Stellung — entweder es bloss durch Wegnahme der noch daran hängenden Fasern glätten, oder es noch erweitern.

Wesentlich ist jedenfalls, dass der Bohrer in dem Loche genug freien Raum zur Ansammlung der Späne lässt, damit diese, nicht eingeklemmt, zerrieben werden, und dadurch die Bewegung erschwert, die Arbeit verzögert wird. Gute Bohrer müssen, zufolge der schon erwähnten messerartigen Wirkung ihrer Schneiden, glatte, in grossen Theilen zusammenhängende, nicht fein zerbröckelte oder gar mehrlartige Späne ablösen. Dazu bedürfen sie weniger einer grossen Härte, als einer guten Schärfung und einer richtigen Stellung der Schneiden in Bezug auf die Umdrehungsaxe. Der beste Härtegrad, welchen man den Holzbohrern zu geben hat, ist Federhärte, wobei sie leicht mittels der Feile oder des Streichstahles nachgeschärft werden können. Manche werden gar nicht gehärtet, weil zur Noth selbst die natürliche Härte des weichen Stahls ausreicht; Bohrer aus Eisen (wie man unter den kleinen Sorten zuweilen findet) ermangeln jedoch der nöthigen Dauerhaftigkeit und sind verwerflich. Ein Kennzeichen guter Wirkung ist, nebst der schon beschriebenen Beschaffenheit der Späne, auch der Umstand, dass der Bohrer, selbst bei rascher Arbeit, sich wenig erhitzt.

Zu grosser Geschwindigkeit der Umdrehung sind die beim Bohren des Holzes gebräuchlichen Vorrichtungen (den Fall abgerechnet, wo man sich des Drehbogens oder der Drehbank bedient) nicht geeignet; dagegen gestattet die Weichheit des Materials sehr wohl die Ausübung eines ziemlich starken Druckes und mithin das Herausschneiden dicker Späne, wodurch man an Schnelligkeit der Wirkung das gewinnt, was vermöge der langsamen Umdrehung nicht erreicht wird. Jenen Druck fortwährend durch die Kraft der Hände auszuüben, würde oft die Arbeit sehr beschwerlich machen; man versieht deshalb viele Arten von Bohrern an ihrem Ende mit einem kleinen Schraubengewinde, welches sich bei der Umdrehung von selbst in das Holz einschraubt und den Bohrer nachzieht, ohne dass man einen Druck mit der Hand anzuwenden nöthig hat; oder man gibt wenigstens der am Ende des Bohrers sitzenden Querschneide (wenn eine solche vorhanden ist) eine dergestalt schräge Stellung gegen die Umdrehungsaxe, dass sie wie ein Theil eines Schraubenganges in das Holz eingreift und vermöge der hierdurch erzeugten ziehenden Wirkung den Druck der Hand unterstützt.

Die zum Bohren nöthige drehende Bewegung wird entweder mit der Hand oder auf der Drehbank hervorgebracht. Im erstern Falle ist es immer der Bohrer, welcher gedreht wird; im letztern Falle bald dieser, bald das Arbeitsstück. Das Bohren mit der Hand geschieht theils durch unmittelbares Anfassen des Bohrers, theils mit Hülfe eines kurbelartigen Bohrinstrumentes, in welches die Bohrer eingesetzt werden (Winde, Bohrwinde), theils durch Anwendung des Drehbogens. Der Betrachtung dieser

verschiedenen Methoden wird Einiges über seltener vorkommende und ganz abweichende Bohrinstrumente angehängt werden.

### 1) Bohren aus freier Hand.

Sowohl kleine als grosse Löcher (bis zu 3 oder 4 Zoll Durchmesser) werden auf diese Weise hervorgebracht. Man versieht den Bohrer an dem, seinem schneidenden Theile entgegengesetzten Ende mit einem hölzernen Querhefte (fr. *poignée*; engl. *handle*), dessen Länge nach der Grösse des Werkzeuges von  $1\frac{1}{2}$  Zoll bis zu 2 Fuss und noch mehr steigt. Bei den grössten Bohrern pflegt man dieses Heft durch einen Ring (fr. *oeil*; engl. *eye*) zu schieben, der sich am Ende des Bohrers befindet. Diese Anordnung, durch welche das Heft am besten vor dem Aufspalten oder Zerbrechen geschützt ist, weil es durch keine in ihm ausgearbeitete Oeffnung geschwächt wird, ersieht man aus *Fig. 180* (Taf. 77), wo *a* das Ende der Bohrstange, *b* den daran befindlichen Ring und *c c* das (an der einen Seite nicht vollständig gezeichnete) Heft bedeutet. Bei mittleren und kleinen Bohrern dagegen ist es gebräuchlich, das abgeplattete und spitz zulaufende Ende des Werkzeuges (dessen Angel) durch ein Loch des Heftes zu stecken, dann die Spitze ausserhalb des Heftes (über einem untergelegten Messingplättchen) umzunieten. Man sehe *Fig. 174* und *175*, welche zwei Ansichten eines so vorgerichteten kleinen Bohrers darstellen; ferner *Fig. 176* und *179* (zwei Ansichten, mit dem in der einen nur theilweise gezeichneten Hefte); *Fig. 188* (Taf. 78) und *189* (welche letzteren wieder den nämlichen Bohrer in zwei Ansichten geben). Es ist in diesen Fällen ein wesentlicher Umstand, dass die grössere Querdimension (die Breite) der Angel rechtwinkelig gegen die Axe des Heftes steht, also den Lauf der Holzfasern in demselben kreuzt, während die kleinere Querdimension (die Dicke) mit den Fasern gleichlaufend gestellt ist. Man erkennt dies durch Vergleichung von *Fig. 174* mit *Fig. 175*, oder von *Fig. 179, A* mit *Fig. 179, B*, oder von *Fig. 188* mit *189*. Der Zweck hiervon ist, das Spalten des Heftes zu verhindern, welches bei entgegengesetzter Anordnung leicht durch die zum Umdrehen des Bohrers angewendete Kraft herbeigeführt werden könnte.

Die kleinen Bohrer, welche man hauptsächlich braucht, um Löcher zum Einschlagen der Nägel oder zum Einschrauben der Holzschrauben vorzubohren (Nagelbohrer, fr. *vrille*; engl. *gimlet*, *gimblet*), sind in Bezug auf den schneidenden Theil von verschiedener Form.

a) Die Schneckenbohrer, welche in grosser Menge in Steiermark verfertigt und im südlichen Deutschland (unter der Benennung steierischer Schneckenbohrer) allgemein angewendet werden, dagegen in Norddeutschland wenig bekannt sind, verdienen unbedingt den Vorzug vor allen andern. *Fig. 174* (Taf. 77) ist die Ansicht eines vollständigen Bohrers dieser Art; *Fig. 175* eine andere Ansicht desselben, gegen die erstere um 90 Grad herumgedreht. In *Fig. 163* sind die nämlichen zwei Ansichten nach grösserem Massstabe ausgeführt, mit Weglassung des grössten Theiles der Stange, dagegen mit Hinzufügung eines Querdurchschnittes *A*. Die Stange oder der Schaft *a* ist von der platten Angel *b* bis an die Schnecke *c* rund oder vierkantig; die Schnecke selbst hat die Gestalt einer halbrunden Rinne, welche dergestalt gewunden ist, dass jede der zwei Langkanten (von welchen die mit *ooo* bezeichnete scharfschneidig zugefeilt ist) die Lage eines Schraubenganges von eigenthümlicher Be-



schaffenheit erhält. Von der Stange ausgehend ist nämlich der erste und grösste Theil des Schraubenganges sehr in die Länge gezogen; dann aber vergrössert sich der Neigungswinkel gegen die Axe ziemlich schnell, indem zugleich der Durchmesser der Windung abnimmt, und zuletzt vereinigen sich beide Kanten in eine, in der Axe liegende, Spitze *p*. Im Innern der Windung bleibt, wie der Durchschnitt *A* zeigt, ein bedeutender hohler Raum. Setzt man den Bohrer mit der Spitze auf und dreht ihn mit einigem Drucke nur einmal bis zweimal um, so dringt der äusserste Anfang des Schraubenganges hinreichend in das Holz ein, um den Bohrer nach sich zu ziehen und bei fortgesetzter Drehung das Drücken mit der Hand meist ganz überflüssig zu machen. Vermöge des von der Spitze an zunehmenden Durchmessers der Windung erweitert sich das Loch allmählig; die Schneide *ooo* greift ganz nach Art eines Messers an und nimmt stark zusammenhängende Späne ab, welche sich in dem hohlen Raume des Bohrers ansammeln. Hat man tief zu bohren, so muss der Bohrer öfters herausgezogen werden, damit man die Späne aus demselben entfernen kann. — Diese Schneckenbohrer erfordern wenig Kraft zur Bewegung, arbeiten dabei schnell, machen ein schönes Loch, und sind gleich gut in Läng Holz wie in Querholz zu gebrauchen. In Läng Holz kommt die Schneide *ooo* schief gegen den Fasernlauf zu stehen, was wesentlich zur Reinheit des Loches beiträgt.

b) In den Eisenwaarenfabriken im Bergischen werden die eben beschriebenen Bohrer nachgeahmt, jedoch sehr unvollkommen (s. die drei Ansichten und den Querdurchschnitt in *Fig. 164*). Der schneidende Theil wird nämlich nicht rinnenartig hohl ausgeschmiedet und alsdann gewunden, sondern man macht ihn massiv, rund, und feilt nur, bis höchstens auf die halbe Dicke, eine breite, einmal mit starker Steigung herumgehende, schraubenförmige Furche *i* ein, an welche sich ein die Spitze des Bohrers bildendes, konisches und scharfschneidiges Holzschraubengewinde *n* anschliesst. Dieses letztere (welches zweifach ist — weil jeder Rand der Furche für sich einen fortlaufenden hohen Gang bildet — und im Ganzen vier Gewindgänge enthält) zieht den Bohrer in das Holz; die Schneide *ooo* ist aber nicht dünn und scharf genug, sowie die Aushöhlung *i* zu wenig Raum für die Späne darbietet. Daher schneiden diese Bohrer nicht so leicht und rein wie die vorigen, füllen sich auch eher, und müssen deshalb öfter herausgezogen und gereinigt werden.

c) Die englischen oder sächsischen Nagelbohrer (zuweilen ebenfalls, wiewohl mit Unrecht, Schneckenbohrer genannt), welche man im nördlichen Deutschland allgemein antrifft, sind von den beiden eben angeführten Arten ganz verschieden (*Fig. 165 A* Ansicht von vorn, *B* Seitenansicht, *C* Querdurchschnitt). Sie haben an dem schneidenden Theile die Gestalt einer geraden halbcylindrischen Rinne mit scharfen Rändern, und laufen in ein zweifaches konisches, im Ganzen drei bis vier Gänge enthaltendes Holzschraubengewinde aus, dessen Windungen durch die Fortsetzung der Kanten *oo* und *pp* gebildet werden. Damit der Bohrer sich mit gehöriger Leichtigkeit in dem Holze bewegt, ist er zunächst an der Schraube am breitesten und verjüngt sich ein wenig nach dem Stiele oder der Stange hin, wodurch er einigen Spielraum in dem von ihm gemachten Loche erhält. Da die Breite des Bohrers an seinem Ende nur um so wenig grösser ist als der Durchmesser des ihm zunächst liegenden grössten Schraubenbogens so ist es hauptsächlich die Schraube, welche durch ihr Eindringen das Loch bilden muss, worauf die gerade Schneide *oo* fast

nur noch die Spuren der Schraubengänge zu vertilgen hat; daher sind die abfallenden und in der rinnenartigen Höhlung sich zusammenpressenden Späne beinahe mehligartig fein, was auch in ziemlichem Grade, und aus ähnlichem Grunde, von den unter *b* angeführten Bohrern (*Fig. 164*) gilt. Da ferner von der Spitze aus der Durchmesser des Bohrers sehr rasch zunimmt, so wird das Loch zu plötzlich erweitert, und so ein bedeutender Druck auf dessen Umkreis erzeugt, welcher schmale Holzstücke leicht spaltet oder zersprengt. Man ist deshalb oft genöthigt, um ein etwas grosses Loch zu bohren, zuerst einen kleinen und dann einen stärkern Bohrer anzuwenden, wogegen bei dem Gebrauche der Schneckenbohrer (*Fig. 163*) ein ziemlich grosses Loch ohne solches Vorbohren erhalten werden kann. Bei *Fig. 165* ist noch zu bemerken, dass die Schneide *oo* so gut wie parallel zu den Holzfasern steht, wenn man in Längensholz bohrt. Die Folge davon ist eine ähnliche, wie beim Hobeln mit einem gewöhnlichen Schlichthobel auf Querholz; d. h. die Holzfläche im Bohrloche fällt rauh aus. Dieser Unterschied zwischen *Fig. 165* und *163* (welche letztere Art Bohrer wesentlich so wirkt, wie ein Hobel mit schiefer Eisen auf Querholz) ist bemerkenswerth.

*d*) Eine andere Art Nagelbohrer aus den Fabriken im Bergischen (*Fig. 166* Ansicht und Querdurchschnitt) ist in Gestalt einer stark steigenden Schraube mit vierfachem Gewinde ausgefeilt, wovon jedes Gewinde sehr wenig mehr als einen Umgang macht. Die vertieften Gänge sind rund, breit und ziemlich seicht, die dazwischen liegenden hohen aber (welche in der Zeichnung bloss durch die einfachen Schraubenlinien ausgedrückt werden) dünn und scharfkantig. Das Ganze hat das Ansehen, als ob ein vierkantiges Stäbchen mit etwas ausgehöhlten Flächen (gleich dem Durchschnitte *A*) an einem Ende festgehalten und am andern Ende um seine Axe gedreht wäre. An der Spitze ist wieder die konische Zugschraube mit zweifachem Gewinde, zu dessen Bildung sich zwei und zwei Kanten des obern, vierfachen Gewindes in eine vereinigen. Ein Raum für die Späne ist, ausser den viertiefsten Gängen des vierfachen Gewindes, nicht vorhanden; und da überdies letzteres mit seinen scharfen Kanten nicht eigentlich schneidet, sondern bloss Theile abkratzt, so arbeitet der Bohrer mit Mühe, erhitzt sich stark, zerreibt das Holz und liefert nur mehlig Späne, welche sich aber von selbst in dem Gewinde in die Höhe schieben und oben aus dem Loche hervortreten, so dass man tief bohren kann, ohne den Bohrer einmal herauszuziehen.

Unter den bisher beschriebenen Bohrern sind nur die steierischen Schneckenbohrer (*Fig. 163*) auch zur Hervorbringung grosser Löcher geeignet, und es werden mit solchen grossen Schneckenbohrern (fr. *tarière en hélice*) z. B. Wasserleitungsröhren bis zu 4 Zoll Durchmesser eben so leicht als schön gebohrt (s. weiter unten). Für diesen Zweck, sowie für den Bedarf der Zimmerleute u. s. w. wendet man aber auch verschiedene andere Arten grosser Bohrer (fr. *tarières*; engl. *augers, augars*) an, welche nach dem Wesentlichen ihrer Gestalt in zwei Klassen zerfallen, nämlich Hohlbohrer und Schraubenbohrer oder gewundene Bohrer.

*a*) Hohlbohrer. Der wirksame Theil derselben hat die Gestalt einer, im Querdurchschnitte halbkreisförmigen, Rinne, deren gerade Kanten schneidig zugefeilt oder zugeschliffen sind. Die Hohlbohrer sind übrigens entweder durchaus nahe gleich breit, um cylindrische Löcher zu machen, oder nach dem dem Hefte entgegengesetzten Ende hin verjüngt (conische Hohlbohrer, engl. *taper auger*), in welchem Falle das Loch



entsprechend conisch wird. Beide Arten werden meistens am Ende mit einer Querschneide, nämlich einem etwas schräg stehenden schaufelartigen, scharf geschliffenen Zahne versehen, welcher im Holze vorausgeht und im Grunde des Loches breite Späne heraushebt, während die geraden Längenschneiden an den Seiten des Bohrers den Umkreis des Loches glätten, nämlich die eine beim Hineindreihen, die andere beim Zurückdrehen. Bei conischen Halbbohrern muss die beim Hineindreihen angreifende Seitenschneide auch das von dem Zahne klein angefangene Loch erweitern. Die schräge Stellung des Zahnes dient zugleich, um den Bohrer in das Holz zu ziehen, und kommt also dem Drucke der Hände zu Hülfe, da er in dieser Beziehung wie ein Stück eines grossen Schraubenganges wirkt und immer unter dem zuletzt abgeschnittenen, noch nicht losgebrochenen Theile des Spanes eingeschlossen bleibt. Aber da es dem Werkzeuge an einer Mittelpunktsspitze fehlt, welche den Endpunkt der Drehungsaxe feststellen und dem Bohrer zur geraden Führung dienen könnte, so ist Aufmerksamkeit nöthig, damit beim Anfahren eines Loches dieses genau auf die richtige Stelle kommt und später der Bohrer nicht von der beabsichtigten Richtung abweicht. In ersterer Beziehung ist es gut, vor Anfang des Bohrens mit einem Eisen eine kleine Vertiefung in der Holzoberfläche auszustechen, damit der Bohrer richtig aufgesetzt werden kann.

Fig. 184 zeigt einen Hohlbohrer zu cylindrischen Löchern (fr. *tarière à cheviller*), und zwar *A* in der Ansicht von der vordern, ausgehöhlten Fläche, *B* in der Seiten-, *C* in der Endansicht, und *D* im Querschnitte. Fig. 159 stellt in den drei Ansichten *A*, *B*, *C* und nach grösserem Massstabe das untere Ende allein vor. *s* ist der Zahn, dessen schräge Zuschärfungsfläche auf der oberen Seite (nach dem Innern des Werkzeuges hin) angebracht ist; der viel weniger vortretende Lappen *u*, welcher nicht die Bestimmung hat zu schneiden, ist nur darum, und zwar von unten oder aussen her, zugeschärft, damit er den Span ohne Anstand in das Innere des rinnenförmigen Körpers treten lässt. Der Bohrer ist in der Nähe des Zahnes ein wenig breiter als weiter oben nach dem Stiele zu, damit der obere Theil, der nur in das schon fertige Loch eintritt, darin ohne Reibung sich bewegt. Obschon der Zahn *s* allein das Loch macht, so ist es doch, um dasselbe zu glätten, nothwendig, dass die Kante *opq* in der Gegend *q* (vom Zahne aus eine geringe Strecke aufwärts) scharf gemacht ist. Die übrige Länge dieser, sowie irgend einen Theil der andern Kante zu schärfen ist nicht nothwendig, da diese doch jedenfalls nur eine sehr unbedeutende Wirkung ausüben können, die zweite Kraft sogar nur beim Zurückdrehen, wenn der Bohrer wieder aus dem Loche herausgeschafft wird.

Fig. 160 stellt in zwei Aufrissen und in der Endansicht den untersten Theil eines andern solchen Bohrers vor, der sich nur durch die abgeänderte, aus den Zeichnungen ohne Weiteres hervorgehende, Gestalt des Zahnes *s* unterscheidet.

Fig. 178 ist ein conischer Hohlbohrer, welcher, von seiner verjüngten Gestalt abgesehen, in allen Punkten dem durch Fig. 184 und 159 dargestellten gleicht.

Bei allen diesen Bohrern muss eigentlich nur der Zahn und der demselben nahe liegende, schneidige Theil der Kante *opq* (Fig. 184) von Stahl sein; alles Uebrige kann aus Eisen bestehen. Doch pflegt man (wenn nicht der ganze hohle Theil *os* aus Stahl gemacht wird) die

völlige Länge beider Kanten zu verstählen, weil manche Arbeiter glauben, dass der Stahl besser im Holze gleite und sich weniger mit feinen Spänen verunreinigt als das Eisen.

Conische Hohlbohrer lässt man zuweilen ganz spitzig zulaufen, was den Vortheil gewährt, dass sie mit ihrer Spitze ganz genau auf den vorgeschriebenen Mittelpunkt des Loches eingesetzt werden können; in diesem Falle ist es (weil alsdann der Zahn fehlt) die eine Längenschneide ganz allein, welche angreift und Späne abnimmt, und das Eindringen des Bohrers muss ausschliesslich durch den mit den Händen ausgeübten Druck bewirkt werden. Oefters wird bei solchen stark verjüngten Bohrern an die Stelle der Spitze eine kleine kegelförmige Zugschraube gesetzt, wo dann der Bohrer ohne Nachdrücken fortgeht, und, die conische Gestalt ausser Acht gelassen, dem Wesen nach die vollkommenste Aehnlichkeit mit dem in *Fig. 165* abgebildeten und oben erklärten Bohrer vorhanden ist. Ein solcher conischer Hohlbohrer mit einer Schraube ist der Zapfenbohrer der Böttcher (engl. *tap borer*). *Fig. 179* stellt denselben vor, und zwar bei *A* in der Ansicht von der ausgehöhlten vordern Fläche, bei *B* in der Seitenansicht und bei *C* im Querschnitte. Die Kante *oo* ist diejenige, welche schneidet. Die Schraube *p* hat auch hier ein doppeltes Gewinde, weil deren Gänge Fortsetzungen der beiden Kanten *oo* und *i* sind.

Man gebraucht conische Hohlbohrer auch zum Erweitern von Löchern, die mit einem andern Bohrer gebohrt sind, und sie sind alsdann den halbrunden Reibahlen der Metallarbeiter zu vergleichen. In diesem Falle ist natürlich weder ein Zahn, noch eine Spitze, noch eine Schraube am Ende des Werkzeuges erforderlich, sondern dieses Ende, welches durchaus keine Wirkung auszuüben hat, ist gerade abgeschnitten und stumpf. Die grössten Bohrer dieser Art kommen bei den Wagnern, zur Bearbeitung der Axenlöcher in den Rädern, vor (*Fig. 188* und *189* zwei Ansichten, *Fig. 190* Querschnitt); auch der Spundbohrer (engl. *bung borer*) in den Werkstätten der Böttcher gehört hierher; ferner der Ausreiber (fr. *louche*), ein sehr schlank conischer, 1 bis 2 Fuss langer Hohlbohrer, mit welchem Flöten und überhaupt hölzerne Blasinstrumente, nachdem sie auf der Drehbank gebohrt sind, aus freier Hand nachgearbeitet werden. Für diesen letztern Zweck oder bei ähnlichen Gelegenheiten ist auch der doppelt gekrümmte (im Querschnitte Sförmige) Hohlbohrer *Fig. 198* anzuwenden, dessen Vorzug darin besteht, dass er schneller als ein gewöhnlicher Hohlbohrer wirkt, weil beide Kanten in der zum Schneiden erforderlichen Richtung stehen.

RUSSEL (s. DINGLER's polytechn. Journal, Bd. XXXVIII. S. 322) hat einen Bohrer angegeben, der ebenfalls hier zu erwähnen ist, weil er zu der Klasse der Hohlbohrer gehört. Er kann (gleich *Fig. 188* und *189*) nur zum Erweitern, und zwar ziemlich grosser Löcher, gebraucht werden, arbeitet sehr gut, ist aber von einer verhältnissmässig schwierigen und kostspieligen Construction. Er besteht aus einer conischen eisernen Röhre, welche der ganzen Länge nach einen schmalen Spalt enthält und am weitem Ende mit dem gewöhnlichen Querhefte versehen ist. Vor dem Spalte ist von aussen her eine schmale stählerne Schiene mittels zwei oder drei versenkter Schrauben so aufgeschraubt, dass ihre Ebene eine Tangente zum Umkreise des Rohres bildet. Der freistehende Rand dieser Platte ist scharf geschliffen und schneidet beim Umdrehen des Bohrers in einem Loche nach Art eines Hobeisens; die Späne gelangen durch



den Spalt in das Innere des Rohres und fallen unten heraus. Bohrt man etwa das Spundloch eines Fasses aus, so kaun man, um das Hineinfallen der Späne in letzteres zu verhindern, den Bohrer unten mit einem Korke verstopfen, der die Späne im Rohre zurückhält.

b) Schraubenbohrer, gewundene Bohrer (engl. *screw augers*). Diese, wie es scheint, aus America stammenden, in England sehr gewöhnlichen, in Deutschland dagegen wenig verbreiteten Bohrer bestehen aus einer schraubenartig gewundenen eisernen Stange, welche an dem einen, verstärkten, Ende in Schneiden ausläuft und mit einer kleinen conischen Zugschraube zu dem schon bekannten Zwecke versehen ist, am andern Ende hingegen einen dünneren, geraden Stiel bildet, woran sich das gewöhnliche hölzerne Querheft befindet. Nach der Art, wie die Windungen der Stange beschaffen sind, kann man einfache und doppelte Schraubenbohrer unterscheiden. Erstere werden gebildet, entweder indem man auf einer cylindrischen Stange in der Schraubenlinie eine breite Furche bis auf die Axe hinein ausmeißelt und ausfeilt, oder indem man eine dünne prismatische Stange in der Schraubenrichtung um einen runden Dorn herumwickelt. In beiden Fällen entsteht ein einfaches Gewinde, von welchem gewöhnlich vier bis sechs Umgänge vorhanden sind, und dessen äusserstes Ende, zunächst der Zugschraube, auf angemessene Weise schneidig zugeschräfft wird. Die doppelten Schraubenbohrer entstehen dadurch, dass eine flache vierkantige Schiene glühend um ihre eigene Axe gedreht wird, während sie an einem Ende im Schraubstocke befestigt ist. Die zwei schmalen Seiten derselben kommen hierbei in die Schraubenlinie zu liegen und bilden die hohen Gänge eines stark steigenden doppelten Gewindes, und da der Ausgang eines jeden Gewindes mit Schneiden versehen wird, so entsteht durch diese Verdoppelung der Schneiden natürlich eine vortheilhaftere Wirkung des Instrumentes. Beide Gattungen der Schraubenbohrer zeichnen sich dadurch aus, dass sie mit geringer Kraftanwendung schnell, schön und richtig bohren (am besten jedoch in Querholz), so dass die Späne von selbst durch den geräumigen vertieften Schraubengang in die Höhe steigen und aus dem Loche heraustreten, ohne dass es nöthig ist, während der Arbeit den Bohrer zurückzuziehen und zu reinigen. Man gebraucht sie für Löcher von  $\frac{1}{4}$  bis 2 Zoll im Durchmesser.

Verschiedene Einrichtungen der Schraubenbohrer werden durch die Fig. 154 — 158, 176, 177, 180 — 183 und 205 — 207 (Taf. 120) vorgestellt.

Fig. 180 ist ein solcher mit einfachem Gewinde. Der eiserne Stiel oder Schaft *ad* (von welchem, der Raumersparniss wegen, der mittlere Theil weggelassen ist) endigt oben mit dem Ringe *b*, worin das hölzerne Heft *cc* steckt, unten mit den breiten Schraubenwindungen, welche dem Ganzen einige Aehnlichkeit mit einem grossen Korkzieher geben. Der Querschnitt des gewundenen Theiles hat die Gestalt, welche die beigesetzte kleine Figur *A* anzeigt, wobei zu bemerken ist, dass die gerade Seite in dem äussern, cylindrischen Umfange der Windungen, die gegenüberstehende schmale Rundung aber in der Axe des Bohrers liegt. Fig. 181 ist die Ansicht, welche man erhält, wenn Fig. 180 um 90 Grad herumgedreht wird, Fig. 182 diejenige, welche sich ergibt, wenn Fig. 180 um 90 Grad nach der andern Richtung gedreht wird. Mithin sind Fig. 181 und 182 gerade einander entgegengesetzt. Endlich zeigt, nach grösserem Massstabe, Fig. 156 den vierten, der Fig. 180 entgegengesetzten Aufriss, und

*Fig. 157* die Endansicht. Alle diese Abbildungen muss man bei dem nun Folgenden vergleichen. Die unterste Windung ist durch eine wenig geneigte (fast rechtwinkelig gegen die Axe stehende) Fläche *nors* abgeschnitten, deren höchster Punkt in *n* sich befindet, so dass an der tiefsten Stelle *s* diese Endfläche mit der stark geneigten obern Fläche des letzten Schraubenganges unter einem spitzen Winkel zusammenstösst. Hierdurch entsteht eine von *s* nach *t* hineinlaufende scharfe Kante (*Fig. 156*), welche in *t* den Umkreis der kegelförmigen Zugschraube *p* tangirt, und durch ihre Fortsetzung das eine von den zwei Gewinden bildet, welche diese Schraube enthält. Den Anfang des zweiten Gewindes zeigt *Fig. 156* bei *i*. Wie sich beide Gewinde in der Spitze der Zugschraube vereinigen, ist aus der doppelten Spirale *p* in *Fig. 157* ersichtlich.

Wird der Bohrer auf das Holz gesetzt, niedergedrückt und umgedreht, bis nur erst ein Paar Gänge der Schraube *p* eingedrungen sind, so bedarf er bei seiner ferneren Bewegung keines Druckes mehr, weil ihn die Schraube selbst nachzieht, wenn er gedreht wird. Die Schneide *st* durchläuft hierbei eine Schraubénlinie, deren Steigung gleich ist jener der Gewinde an *p* (ungefähr  $1\frac{1}{2}$  bis 2 Linien), und hebt, nach Art einer Schaufel wirkend, einen Span heraus, dessen Dicke eben so viel beträgt. Dieser Span, durch die Ablenkung in die steilen Windungen des Bohrers mehr oder weniger geknickt und zerbröckelt, schiebt sich innerhalb jener Windungen empor und tritt, sobald er die Mündung des Loches erreicht, aus demselben aus. Es leuchtet jedoch ein, dass von der äussersten Ecke *s* der Schneide unvermeidlich auch einige der ausserhalb ihres kreisförmigen Weges liegenden Holztheile mitgerissen werden würden, wenn nicht Veranstaltung getroffen wäre, dies zu verhindern. In dieser letztern Absicht ist der unten zugerundete und scharfschneidige Zahn *o* angebracht, dessen Schaft bis *z* (*Fig. 156, 180* und *182*) hinaufreicht, in eine schwalbenschwanzförmige Nuth eingeschoben und darin etwas verhämmert ist (so dass man ihn, wenn er etwa abbricht, heraus schlagen und durch einen neuen ersetzen kann). Die abgerundete Spitze dieses Zahnes steht so viel tiefer als die Schneide *st*, dass letztere erst dann das Holz wegzuschaukeln anfängt, wenn durch die von *o* eingeschnittene Kreislinie bereits der Umfang des Loches genau vorgezeichnet und aller Zusammenhang der innerhalb der Kreises befindlichen Holztheile mit den ausserhalb befindlichen aufgehoben ist. Das Loch erlangt demzufolge eine vollkommene Rundung und Glätte.

Der Bohrer, von welchem die *Fig. 158* drei Ansichten gibt (*C* die entgegengesetzte von *B*, *A* gegen *B* um 90 Grad verdreht), gleicht dem eben beschriebenen völlig, bis auf zwei Umstände. Erstens nämlich ist an dem Ausgange der letzten Windung nicht nur durch die Endfläche *nors* die schon oben beschriebene Querschneide *st* gebildet, sondern auch eine kurze (zur Axe parallele), mit *st* in *s* fast rechtwinkelig zusammenstossende Längenschneide *sv*, welche am Umkreise des Loches thätig ist und denselben glättet; und zweitens fehlt der Vorschneidezahn (*oz*, *Fig. 156*), welcher eben durch die erwähnte Längenschneide überflüssig wird, indem die winkelige Schneide *vst* mit ihrer Ecke *s* hinlänglich rein arbeitet, ohne Holztheile ausserhalb des vorgeschriebenen Kreisumfanges mitzureissen.

*Fig. 183* enthält Abbildungen einer dritten Art einfacher Schraub Bohrer, nach der Erfindung von CHURCH. Die Ansicht *B* wird erhalten, wenn man *A* um 90 Grad herumdreht; *C* ist die Endansicht (mit Weg-



lassung der in der Axe des Bohrers stehenden Spindel; *D* ein Querdurchschnitt der gewundenen Stange; *E* die Spindel allein, im Aufrisse. Während bei *Fig. 180* die Windungen so beschaffen sind, dass die innere abgerundete Kante der Stange *A* gerade in die Axe des Werkzeugs fällt, bleibt bei *Fig. 183* die Kante *x* der Stange *D* um  $\frac{1}{8}$  Zoll noch von der Axe entfernt, wodurch in der Mitte des Bohrers der nöthige Raum sich findet, um die cylindrische,  $\frac{1}{4}$  Zoll dicke Spindel *ii* einzuschieben, an welcher unten das conische (einfache) Holzschraubengewinde *p* sich befindet, und welche mittels eines andern Gewindes *l* an ihrem obern Ende in den Schaft des Bohrers eingeschraubt wird. Man ist demnach im Stande, sollte die Zugschraube *p* einmal abbrechen, dieselbe ohne grosse Mühe durch eine neue zu ersetzen, indem man nur eine andere, allenfalls in Vorrath gehaltene Spindel einschraubt. *o* ist ein Viereck an der Spindel, welches zur Umdrehung derselben mittels eines kleinen Schraubenschlüssels dient. Der kleine Kreis im Mittelpunkte der Endansicht *C* drückt den offenen Raum aus, der die Spindel aufnimmt. *vst* ist, wie in *Fig. 158*, die aus einer Längenschneide *vs* und einer (bis an die Schraube *p* hineinreichenden) Querschneide *st* zusammengesetzte Schärfe, welche aber das Eigenthümliche darbietet, dass die zwei Schneiden bei *s* nicht in einer Ecke zusammentreffen, sondern bogenförmig in einander übergehen, wodurch dem Aussplittern des Holzes am Umkreise des Loches trefflich vorgebeugt wird. Dennoch ist überdies ein Vorschneidezahn *z* angebracht, der aber aus dem massiven Körper des Bohrers selbst ausgefeilt, und nicht wie *o* in *Fig. 156* eingesetzt ist. Zu diesem Behufe befindet sich zwischen *s* und *z* (Ansicht *B* in *Fig. 183*) eine bogenförmige Einziehung, und eine ähnliche, nur weniger starke, läuft von der andern Seite des Zahnes *z* nach *u* hinauf, um sich an die Unterkante der Schraubenwindung *k* anzuschliessen. Der Zahn *z* ist, ungeachtet seiner Schärfe an der Spitze, stark genug, um nicht leicht abzubrechen; indessen möchte es doch (schon wegen der allmäligen Verkürzung durch das Nachschärfen) zweckmässiger sein, einen als besonderes Stück angefertigten und eingesetzten Zahn auch hier in Anwendung zu bringen, wie es bei *Fig. 156* und *157* der Fall ist.

Die Beschaffenheit der Schraubenbohrer mit zweifachem Gewinde ersieht man aus *Fig. 154, 155, 176* und *177*. *Fig. 176* ist die Abbildung des vollständigen Werkzeuges sammt seinem Hefte (nur mit Auslassung eines mittlern Theiles aus dem Schaft *ab*); *Fig. 177* eine Ansicht, welche man erhält, wenn *Fig. 176* um 90 Grad herumgedreht wird; *Fig. 154* zeigt nach grösserem Massstabe den untersten Theil des Bohrers in gleicher Stellung wie *Fig. 177*; endlich *Fig. 155* die Endansicht von *Fig. 154*. Durch die Zusammendrehung der ursprünglich flachen Schiene *bc* sind aus den Kanten derselben die Schraubenwindungen *f* und *l* entstanden, von welchen eine jede  $1\frac{1}{2}$  (oft auch mehr) Umgänge macht. Die untern Ausgänge dieser Windungen sind zu zwei einander diametral gegenüberstehenden rechtwinkeligen Schneiden *vst*, *vst* ausgebildet, deren Beschaffenheit völlig so ist, wie die der Schneide *vst* in *Fig. 158*, *A* und *C*. Jede der Querschneiden *st*, *st* erzeugt durch ihre Fortsetzung eins der Gewinde an der doppelten Zugschraube *p*, wie man besonders durch Vergleichung der *Fig. 154* mit *155* erkennt. Beim Gebrauche des Bohrers greifen beide Schneiden an, da die eine wie die andere in der Richtung der Bewegung steht. Um zu bewirken, dass der Bohrer mit seinem obern Theile emigen Spielraum im Loche findet und dadurch

ohne grosse Reibung geht, pflegt man die Ecken *s* der Querschneiden *st* und die Längenschneiden *vs* ein wenig über den Cylinderumfang, in welchem die Windungen *f* und *l* liegen, hervortreten zu lassen, wie die Lage von *ss* in *Fig. 155* zu erkennen gibt.

Schliesslich folge hier die Beschreibung eines gewundenen Bohrers, der zwar nur mit einfachem Schraubengewinde, aber doch mit zweifachen Schneiden versehen ist und auch übrigens in mehreren Punkten von den oben beschriebenen Arten der einfach gewundenen Bohrer abweicht. *Fig. 205*, *206* und *207* (Taf. 120) sind drei Ansichten desselben, deren Beziehung zu einander man am leichtesten aus der verschiedenen Stellung des Theiles *l* erkennt. Es ist nämlich *Fig. 207* die entgegengesetzte Seite von *Fig. 205*, und *Fig. 206* ist gegen beide um 90 Grad gewendet. Die Grundlage des Bohrers bildet eine cylindrische eiserne Spindel *adb*, welche unten in die conische Schraube *c* ausläuft. Diese Schraube und ein kurzes Stück der Spindel in ihrer Nähe besteht aus vorgeschweisstem Stahle. Die ganze Länge der Spindel bis an das hier nicht mit angegebene Oehr, durch welches das hölzerne Heft gesteckt wird, beträgt 2 Fuss. Ungefähr die Hälfte hiervon wird durch das einfache flache Schraubengewinde *effkgh* eingenommen, welches aus einem herumgewickelten vierkantigen Stahlstäbchen gebildet ist. Der unterste halbe Umgang *kgh* dieses Gewindes (welcher angeschweisst sein muss, während die übrigen Windungen nur mittels Schlagloth angelöthet sind) zeichnet sich dadurch aus, dass er weniger steil liegt und etwas breiter ist (s. *Fig. 205*). Seinem äussersten Ende *h* gegenüber sitzt auf der Spindel ein angeschweisstes Stückchen Stahl *i*, welches geformt ist wie der Anfang eines zweiten Schraubengewindes, und den Vorschneidezahn *l* trägt. Letzterer ist eben so gestaltet und eben so befestigt wie der Zahn *o* in *Fig. 156*, *180* und *182* (Taf. 77). Der unterste Auslauf *h* des Gewindanges *kgh* und jener des Stückes *i* sind zu rechtwinkeligen Schneiden ausgefeilt, welche die Beschaffenheit der Schneiden *vst* in *Fig. 154* haben und gleich jenen durch ihre Fortsetzung die Gewinde der zweifachen Zugschraube *c* erzeugen. Da diese Schraube, der Dauerhaftigkeit wegen, ziemlich dick gemacht ist, so dringt sie nur dann mit gehöriger Leichtigkeit in das Holz ein, wenn man ein kleines Loch mit einem Nagelbohrer vorgebohrt hat. Im Uebrigen bedarf, nach dem Vorausgegangenen, der Gebrauch und die Wirkung des Bohrers keiner Erläuterung mehr.

## 2) Bohren mit der Winde.

Die Winde, Bohrwinde, der Drehbohrer (fr. *vilebrequin*; engl. *brace*) ist wesentlich das nämliche Werkzeug, welches die Metallarbeiter unter dem Namen der Brustleier zum Bohren gebrauchen, wird aber öfter von Holz als von Eisen gemacht, und eben so gut in vertikaler Stellung (wobei man mit einer Hand oben auf den Knopf drückt) als horizontal vor der Brust gebraucht.

*Fig. 139* (Taf. 76) stellt die bei den Tischlern in Deutschland gebräuchlichste Form der hölzernen Bohrwinde dar. Der Knopf *a* ist hier durchschnitten, um die innere Einrichtung desselben erkennen zu lassen. Er muss nämlich mit dem Körper *bcd*, welcher an dem runden Theile *c* mit der Hand gefasst wird, dergestalt verbunden sein, dass er während der Umdrehung der Winde festgehalten werden kann. Zu diesem Behufe ist der Knopf cylindrisch ausgebohrt, ins Innere desselben zuerst eine runde hölzerne, mit einem Kopfe *n* versehene Spindel *f* lose eingeschoben,



alsdann das hölzerne Rohr *ll* eingeleimt, und endlich der herausragende Theil der Spindel (wie die Punktirung angibt) in ein passendes Loch von *b* ebenfalls mit Leim befestigt. Man sieht hiernach, dass *f* in *ll* drehbar ist, ohne dass der Knopf *a* sich von der Winde trennen kann. In dem dicken vierkantigen Theile *d* befindet sich ein quadratisches Loch zum Einstecken des Bohrers, welcher hierzu mit einer eigenthümlichen, in *Fig. 140* nach anderer Ansicht gezeichneten Vorrichtung versehen ist. Jeder zu der Winde gehörige Bohrer hat nämlich einen hölzernen Kopf *gh*, dessen oberer Theil *h* gabelartig ausgeschnitten ist und an seinen Enden hakenähnliche Vorsprünge *i* besitzt. *o* bezeichnet den Anfang des Bohrers, der mit seiner zugespitzten Angel fest in *g* steckt. Die Schenkel der Gabel *h* sind dünn genug, um eine gewisse Federkraft zu besitzen. Wenn man daher den Apparat von unten her durch das Loch in *d* hindurchschiebt, drängen sich anfangs die Haken *i, i* zusammen; sie springen aber wieder aus einander, so wie sie oben herauskommen, und halten dann, vereinigt mit dem Absatze zwischen *g* und *h*, den Bohrer in der Winde fest. Um den Bohrer abzunehmen, hat man nur die Enden *i, i* der Gabel mit den Fingern gegen einander zu pressen und mit der andern Hand an *g* zu ziehen.

*Fig. 187* (Taf. 78) ist eine englische hölzerne Winde, an welcher eigenthümliche Einrichtungen vorkommen. In das obere Ende *b* ist ein eiserner Stift fest eingetrieben, auf welchem der Knopf *a* steckt, der darauf in eben der Art drehbar befestigt wird, wie in der nachher zu erklärenden *Fig. 138* der Knopf *a* auf seiner Axe *i*. An dem untern Ende von *Fig. 187* ist eine messingene Kapsel angebracht, in welche der Bohrer eingesteckt wird. Die dazu dienende Einrichtung geht aus den nach grösserem Massstabe gezeichneten *Fig. 191* bis *194* hervor. Von diesen ist *Fig. 191* die vordere Ansicht des Endes der Winde, übereinstimmend mit *Fig. 187*; *Fig. 192* die Ansicht des untern Endes; *Fig. 193* die Seitenansicht (gegen *Fig. 191* um 90 Grad verdreht); *Fig. 194* der Durchschnitt durch die Mitte der messingenen Kapsel, nach einer zu der Ansicht *Fig. 193* parallelen Ebene. Die schon erwähnte, mit zwei langen Lappen *c* und *f* versehene, in einem Stücke aus Messing gegossene Kapsel *cdef* ist über das entsprechende ausgestemmte Ende des Holzes *hi* aufgeschoben und daran mittels der ganz durchgehenden Schraube *l* befestigt. In ihre untere viereckige Oeffnung ist ein kurzes eisernes Rohr *z*, mit nach innen etwas verjüngter viereckiger Höhlung, eingelöthet, in welches die Köpfe oder Zapfen sämmtlicher zur Winde gehöriger Bohrer (z. B. *Fig. 204* — *207*) passen. Das hakenförmige Ende *r* einer stählernen Feder *rs*, welche bei *s* mittels einer kleinen Schraube inwendig an dem Lappen *f* befestigt ist, tritt durch einen Ausschnitt des Rohres in die Höhlung, fällt in die Kerbe *r* (*Fig. 204*) des Bohrers, und hält diesen unbeweglich. Oberhalb des Hakens hat die Feder ein flaches Läppchen, welches von einem Gabeleinschnitte am Ende des Stiftes *u* umfasst wird und mit diesem vermöge eines durchgesteckten Stiftes wie mittels eines Charniers zusammenhängt. Das äussere Ende von *u* ist der cylindrische Kopf *m*. Drückt man auf diesen, so weicht, indem die Feder *rs* nachgibt, der Haken *r* aus dem Rohre *z* zurück und lässt den Bohrer frei, der alsdann herausgezogen werden kann. Beim Einstecken der Bohrer ist dagegen ein Druck auf *m* nicht nöthig, weil die Feder durch die Schrägung des Bohrerzapfens von selbst zur Seite gedrängt wird, bis sie in die für sie bestimmte Kerbe einfallen kann.

Zwei eiserne Winden sind in *Fig. 137* und *138* (Taf. 76) vorgestellt. Die tiefe Stellung der Ausbiegung  $xy$  an denselben ist sehr zweckmässig, weil dadurch die Hand dem bei  $z$  angebrachten Bohrer möglichst nahe kommt und nicht so leicht eine schwankende Bewegung beim Umdrehen statt findet. In *Fig. 137* ist der aus zwei Stücken  $a$  und  $b$  zusammengeschaubte Knopf, unter welchem noch ein dickes messingenes Rohr  $c$  liegt, auf dem cylindrischen eisernen Stifte oder Zapfen  $l$  der Winde dadurch drehbar befestigt, dass letztere oben ein Schraubengewinde enthält, auf welches eine kleine, in einer Vertiefung des Theiles  $b$  versenkt liegende Mutter aufgeschraubt wird. Unter dieser Mutter aber liegt ein viereckig gelochtes Messingplättchen, welches auf einem Vierecke des Zapfens  $l$  sitzt, damit kein Stillstehen oder Zurückbleiben der Mutter, also kein Losschrauben derselben statt finden kann, wenn man die Winde dreht, während der Knopf in der Hand oder vor der Brust unbeweglich bleibt. Der Kopf der zu dieser Winde gehörigen Bohrer ist flach vierkantig, etwas verjüngt mit einer Kerbe  $v$  (s. die kleine Figur *B*) versehen, und ragt mit diesem eingekerbten Ende oben hervor, wenn er in das passende Loch bei  $z$  eingesteckt wird. Die Vorrichtung zur Befestigung des Bohrers ist in *A* im Grundrisse abgebildet, und wird durch die nach grösserem Massstabe gezeichneten *Fig. 209* (Aufriss) und *210* (Grundriss) auf Taf. 78 am deutlichsten.  $z$  bezeichnet hier wieder das Loch, welches den Kopf oder Zapfen des Bohrers (wie *Fig. 208*) aufnimmt.  $no$  ist eine Art Klinke, welche sich um einen, oben mit dem angeschmiedeten Knöpfchen  $m$ , unten mit einem ähnlichen aufgenieteten Knöpfchen  $q$  versehenen Stift dreht und an dem Lappen  $p$  gedreht wird, um den Bohrer zu befestigen oder loszumachen. Sie hat bei  $o$  eine Abschrägung, mit welcher sie in die Kerbe  $v$  (*Fig. 208*) eingreift, wodurch sie den Bohrer ein wenig in die Höhe zieht und in dem Loche  $z$  fest einpresst.

Die Winde *Fig. 138* ist, des bequemern Drehens wegen, an dem Theile, wo sie angefasst wird, mit einer aus zwei Theilen zusammengesetzten hölzernen Hülse  $t$  umschlossen. Das hier durchgehende Eisen ist von cylindrischer Gestalt und die Hülse steckt lose darauf, kann also während des Drehens in der Hand festgehalten werden, so dass die Haut keine Reibung ausstehen hat. Bei  $z$  wird der Bohrer in ein viereckiges Loch eingeschoben, und durch die Druckschraube  $w$  befestigt. Der hölzerne Knopf  $a$  steckt passend auf der etwas conischen runden eisernen Axe  $i$ , und ist unten mit einem messingenen oder eisernen Ringe  $kk$  umgeben, welcher das Aufspringen dieses dünnen Theils verhindert. Zur Verminderung der Reibung dient die zwischen dem Fusse des Knopfes und der Winde liegende, mit einem runden Loche auf  $i$  steckende, messingene Scheibe  $uu$ . Die Axe  $i$  enthält oben zuerst eine kurze viereckige Stelle, auf welche in der Versenkung des Knopfes  $a$  ein eisernes Plättchen mit seinem ebenfalls viereckigen Loche aufgeschoben ist; dann aber ein Schraubengewinde, worauf eine Mutter sich befindet. Letztere darf die Wand der Aussenkung in dem Knopfe nicht scharf berühren, weil sie sonst durch die Reibung an ihrem Umkreise verhindert wird, der Drehung der Winde vollständig zu folgen, und sich in diesem Falle allmählig los-schraubt. Um die Versenkung in dem Knopfe zu schliessen, ist in die Oeffnung derselben ein hölzernes Scheibchen  $m$  eingeleimt oder eingeschraubt. Letzteres verdient den Vorzug, weil man dadurch in den Stand gesetzt wird, nöthigenfalls leicht zu der Schraubenmutter zu gelangen und den Knopf von der Winde abzunehmen.



Die Bohrer (fr. *mèches*; engl. *bits*), welche man in die Winden einsetzt, sind von sehr verschiedener Art, aber nie für Löcher von sehr bedeutender Grösse bestimmt, weil das Werkzeug keine besonders grosse Kraftanwendung gestattet. Die in *Fig. 163, 164* und *165* abgebildeten und schon beschriebenen Bohrer gehören hierher; ferner mehrere Arten von Hohlbohrern und die sogenannten Centrumbohrer.

a) Unter den Hohlbohrern sind zuerst die wie *Fig. 204* (Taf. 78) gestalteten zu erwähnen (fr. *mèche en gouttière*; engl. *shell bit*), welche am Ende in eine bogenförmige Schneide auslaufen, so dass sie sehr nahe wie die bei den Tischlern gebräuchlichen Hohleisen beschaffen sind. Sie nehmen, wenn sie aufgesetzt, niedergedrückt und umgedreht werden, keine Späne weg, sondern schneiden bloss eine Kreislinie ein, innerhalb welcher das Holz theils von selbst losbricht, theils nachher mit Stecheisen herausgestossen werden muss, falls man nicht ganz durchbohrt. Daher eignen sie sich nicht wohl zu tiefen Löchern; sie sind aber recht tauglich, um in dickem Holze auf geringe Tiefe, oder in dünnen Holzblättern durch und durch zu bohren; im letztern Falle, wo sie eine Scheibe heraus-schneiden, haben sie vor vielen andern Bohrern den Vorzug, dass sie ein glattrandiges Loch machen, ohne jemals das Holz zu zersprengen.

Hohlbohrer mit einem Zahne (fr. *mèche-cuiller*; engl. *nose bit*), wie *Fig. 206* (*A* Aufriss von vorn, *B* Ansicht der linken, *C* Ansicht der rechten Seite, *D* Querschnitt, *E* Endansicht) oder auch wie die schon oben erklärte, wenig davon verschiedene, *Fig. 184*, schneiden sehr gut, haben aber gleich den vorigen den Mangel, dass sie nicht leicht ganz genau auf einen bestimmten Mittelpunkt eingesetzt werden können.

Dieser Unvollkommenheit sind die zugespitzten Hohlbohrer (engl. *chair bit*), *Fig. 205*, nicht unterworfen, welche durch ihre Gestalt den später zu beschreibenden Löffelbohrern der Drechsler (*Fig. 167*) nahe stehen.

Zu konischen Löchern gebraucht man scharf zugespitzte konische Hohlbohrer (engl. *taper bit*), wovon *Fig. 207* zwei Ansichten und zwei Querschnitte gibt.

Alle Hohlbohrer, mit Ausnahme des in *Fig. 204* vorgestellten, arbeiten in Längensholz ein weit schöneres Loch als in Querholz.

b) Centrumbohrer kommen von verschiedener Beschaffenheit vor. Die vollkommensten sind die englischen Centrumbohrer (fr. *mèche anglaise*, *mèche trois-pointes*; engl. *centre bit*), *Fig. 161* und *162* (Taf. 77) und *Fig. 208* (Taf. 78), welche man zu Löchern von  $\frac{1}{4}$  bis 1 Zoll und zuweilen noch mehr im Durchmesser anwendet.

*Fig. 161* (wo der Raumersparniss halber der Schaft oder Stiel abgebrochen ist) enthält drei Aufrisse, nämlich den der einen breiten Fläche und jene der beiden schmalen Seiten; *Fig. 162* ist die dazu gehörige Endansicht, worin die Kreislinie den Querschnitt des vom Bohrer erzeugten Loches bedeutet. Der untere Theil des Werkzeuges ist von glatter Gestalt und in der Mitte mit einer scharfen dreikantigen Spitze *a* versehen, welche auf den für das Loch vorgeschriebenen Mittelpunkt eingesetzt wird und demnach genau in der Umdrehungsaxe liegen muss. Die eine Hälfte des Bohrers ist durch den weiten Ausschnitt *k* zu einem schmalen Zahne gebildet, dessen Ende eine scharfe, schräg laufende Schneide *bc* bildet; die andere Seite ist unter einem stumpfen Winkel zu einer an dem Rande *ef* schneidigen dreieckigen Schaufel *defg* aufgebogen. Die Ecke *f* steht ungefähr in gleicher Höhe mit dem obern

Endpunkte  $c$  der Schneide  $bc$ , und jedenfalls höher als der untere Endpunkt  $b$  jener Schneide. Ferner ist es Bedingung, dass die Entfernung von  $f$  bis zur Axe der Centrumspitze  $a$  genau gleich sei dem Abstände zwischen  $bc$  und der genannten Axe. Wenn daher die Seitenfläche  $df$  (Fig. 162) rechtwinkelig gegen  $cd$  gestellt ist, so folgt von selbst, dass  $ad$  kleiner als  $ac$  ausfällt, d. h. der Bohrer, von der Drehungsaxe an gemessen, aus zwei ungleich breiten Hälften besteht, wie man dies auch in der mittlern Ansicht von Fig. 161 bemerkt. Die Seitenfläche  $dfg$  berührt demnach den Umkreis des Loches nicht. Die Wirkung des Bohrers, wenn er nach der Richtung des in Fig. 162 gezeichneten Pfeiles umgedreht wird, besteht darin, dass die Spitze  $a$  vorausgehend in dem Mittelpunkte eindringt und das ganze Werkzeug leitet, die Schneide  $bc$  eine Kreislinie einschneidet, deren Mittelpunkt in  $a$  liegt, und die Schaufel  $defg$  innerhalb dieses Kreises das Holz heraushebt, wobei sie zugleich — indem sie nach einer geneigten Ebene eindringt und fortwährend unter dem entstehenden, noch nicht abgebrochenen Theile des Spans eingeschlossen ist — den Bohrer einigermaßen nachzieht und dadurch den mit der Hand ausgeübten Druck unterstützt. Durch einen doppelten Umstand wird das Aussplittern des Holzes am Umkreise des Loches verhindert, nämlich erstens dadurch, dass das Messer  $bc$  die Fasern durchschneidet und also die Holztheile innerhalb des Lochumfangs von jenen ausserhalb völlig isolirt; zweitens dadurch, dass die Schneide  $ef$  zuerst mit ihrem äussersten (am tiefsten stehenden) Endpunkte  $f$  zur Wirkung kommt, mithin das Holz von aussen nach innen wegräumt, wodurch jedes Bestreben zum Wegreissen solcher Theile, die ausserhalb des Kreises liegen, verschwindet. Daher sind die mit dem englischen Centrubohrer gemachten Löcher ausserordentlich rein und glatt, sowie von vollkommener Rundung. Werden sie nicht ganz durchgebohrt, so erhalten sie am Boden eine geringe kegelförmige Erhöhung (wegen der geneigten Lage der Schneide  $ef$ ), und im Mittelpunkte ein kleines, von der Spitze  $a$  herrührendes Loch; übrigens ist aber der Boden eben so glatt und regelmässig wie der Umkreis, was in manchen Fällen sehr gern gesehen wird.

Fig. 208 ist ein anderer englischer Centrubohrer, welcher sich nur dadurch unterscheidet, dass 1) die Mittelpunktsspitze  $a$  vierkantig ist, und 2) beide Hälften gleich breit sind, wodurch die Nothwendigkeit entsteht, die Seitenfläche  $dfg$  der Schaufel nach der Krümmung des Lochumfangs bogenförmig zu bilden, damit  $ef$  gleich  $ad$  wird (s. die Endansicht).

Die sogenannten deutschen Centrubohrer, Fig. 172 vordere Ansicht, Fig. 173 Seitenansicht, stehen an Vollkommenheit der Wirkung den englischen sehr bedeutend nach. Die Centrumspitze  $a$  ist rund und dringt daher nicht ohne Anwendung eines grössern Druckes ein, weil sie nicht wie eine drei- oder vierkantige Spitze nach Art einer Ahle wirken kann. Der die Kreislinie vorschneidende Zahn fehlt, weshalb der Umkreis des Loches weniger glatt wird. Dagegen sind allerdings zwei Querschneiden  $xy$ ,  $xy$  vorhanden; allein da diese (durch eine schräge Zuspärführung  $l$  und eine ihr entgegengesetzte Aushöhlung  $twx$  erzeugten) Schneiden nicht so günstig stehen, um recht eigentlich das Holz wegzuschaukeln, so erfordern sie mehr Kraftaufwand und arbeiten nicht ganz so rein als die Schaufel des englischen Centrubohrers. Die Construction des deutschen Centrubohrers ist analog jener der Metallbohrer, welche in Fig. 9, 44 und 46 abgebildet und bereits beschrieben sind.



Die Centrubohrer überhaupt (englische wie deutsche) sind nur zur Arbeit in Querholz gut geeignet. In Längenholz (nach dem Laufe der Fasern) bohren sie schlecht und erfordern dabei einen starken Druck; denn nicht nur müssen hierbei die Fasern quer durchschnitten werden (wogegen in Querholz es sich, so zu sagen, mehr um ein Auseinanderpalten derselben handelt), sondern die Schaufel findet auch unter dem stark zerbröckelnden Späne keinen genügend festen Anhaltspunkt, um den Bohrer nachzuziehen.

Es sind nunmehr einige Abänderungen der Centrubohrer zu beschreiben, welche grösstentheils eine Bestimmung für besondere Fälle haben. Dahin gehört zunächst der Bohrer *Fig. 195*, welcher statt der Centrumspitze einen cylindrischen Stift oder Zapfen besitzt. Man gebraucht ihn, um ein vorgebohrtes kleines Loch von dem Durchmesser jenes Zapfens in einem Theile seiner Länge zu erweitern, also eine damit concentrische cylindrische Aussenkung zu bilden. Auch kann der Fall vorkommen, dass man ein solches kleines Loch durch und durch vergrössern will, wiewohl in diesem Falle besser gleich von Anfang *a* und in einem einzigen Male die Arbeit mit einem gewöhnlichen Centrubohrer von der erforderlichen Grösse verrichtet wird.

*Fig. 216* stellt einen Centrubohrer vor, mit dem man Löcher von verschiedener Grösse bohren kann, indem die Schneiden desselben als ein besonderer Theil eingesetzt sind und daher gegen grössere oder kleinere von gleicher Art vertauscht werden können. Das Werkzeug hat grosse Aehnlichkeit mit den in *Fig. 55 — 61* und *Fig. 62 — 66* vorgestellten, früher beschriebenen Werkzeugen zum Gebrauche auf Metall. Die Angel *a* wird in einen hölzernen, zur Winde passenden Kopf, wie *g h i* in *Fig. 139* und *140*, eingetrieben. Der eiserne Körper *b c* enthält in seinem untern Theile *c* einen Spalt *d* (s. die Seitenansicht *Fig. 217*), und endigt mit dem conischen Holzschraubengewinde *f*, welches wie bei anderen schon beschriebenen Bohrern bestimmt ist, den Bohrer in das Holz zu ziehen, wodurch es das Nachdrücken mit der Hand überflüssig macht. In den Spalt *d* wird die stählerne Schneidplatte *g h* (s. auch *Fig. 218*) eingelegt, die man mittels des Keiles *i k* befestigt. In *Fig. 217* ist diese Platte sammt dem Keile nicht mit gezeichnet. Sie enthält einen Ausschnitt *m n o*, welcher ihr die richtige Lage anweist, indem er mit seinen Seitenwänden auf jeder Seite in eine als Verlängerung des Spaltes *d* anzusehende Furche *e* (*Fig. 217*) passt; ferner einen Vorschneidezahn *l* und eine Schaufel *o p*, genau gleich den analogen Theilen des gewöhnlichen englischen Centrubohrers. — Bei ganz grossen Bohrern der hier in Rede stehenden Art (die, statt in der Winde, aus freier Hand mittels eines Querheftes gebraucht werden, und sich trefflich zum Bohren 2 bis 4 zölliger Löcher eignen) macht man die Schraube *f* cylindrisch, 3 bis 4 Zoll lang,  $\frac{1}{4}$  bis  $\frac{1}{2}$  Zoll dick, und versieht sie mit einem Gewinde von etwa  $\frac{1}{2}$  Linie Ganghöhe. Es wird alsdann ein Loch vorgebohrt, dessen Durchmesser so gross ist als jener der Schraube ohne das Gewinde; letzteres schneidet sich also von selbst ein, und zieht dadurch den Bohrer kräftig nach sich, der, ohne erhebliche Anstrengung des Arbeiters, constant einen Span von  $\frac{1}{2}$  Linie Dicke ablöst. (Das Querheft eines solchen, aus freier Hand zu gebrauchenden Bohrers, womit Löcher bis zu 4 Zoll im Durchmesser verfertigt werden, ist genügend lang, wenn es von Ende zu Ende 15 bis 18 Zoll misst.)

Der Bohrer *Fig. 199*, dessen unterer Theil völlig wie ein gewöhnlicher englischer Centrubohrer gestaltet ist, und der darüber als Fortsetzung einen dicken, abgestutzt kegelförmigen Körper  $z$  enthält, ist bestimmt, an gefüllten, auf dem Lager liegenden Fässern im Boden ein Loch zum Einsetzen des Zapfens oder Hahnes zu bohren. Sobald hierbei der Bohrer den Boden durchdrungen hat, fällt durch den angewendeten Druck augenblicklich der Conus  $z$  in das Loch und verstopft dasselbe, damit nichts von der Flüssigkeit ausläuft, bevor man den Hahn bereit hat, um ihn nach dem schnellen Herausziehen des Bohrers behende einzutreiben.

Zu demselben Zwecke wird auch *Fig. 196* angewendet, welcher einige Aehnlichkeit mit dem deutschen Centrubohrer (*Fig. 172* und *173*) hat, aber ein conisches Loch macht. Die zwei Querschnitten  $a c$ ,  $a c$  fallen von der Centrumspitze aus etwas ab, damit die Ecken  $a$ ,  $a$  spitzwinkelig werden, einen Kreis vorreissen, und somit einigermaßen den Dienst des Vorschneidezahnes am englischen Centrubohrer versehen. Ausser ihnen sind, wegen der conischen Gestalt, welche das Loch erhalten soll, auch noch zwei schräge Längenschnitten  $a b$ ,  $a b$  vorhanden. Alle vier Schnitten entstehen durch einfache Zuschärfung der Bohrerkannten, und es liegen, damit sie sämmtlich angreifen, die Zuschärfungen der beiden Paare von Schnitten auf den entgegengesetzten Flächen des Bohrers, wie die Vergleichung der Ansicht mit dem Querdurchschnitte ergibt. Um beim Gebrauche dieses Bohrers nichts von dem Inhalte des Fasses zu verlieren, bohrt man nicht ganz durch, sondern lässt eine dünne Schicht Holz am Boden des Loches stehen, welche nachher beim Eintreiben des Hahnes von diesem durchgestossen wird.

### 3) Bohren mit dem Drehbogen.

Nur wenige Fälle kommen vor, wo man kleine Holzbohrer — nämlich Centrubohrer oder zugespitzte Hohlbohrer gleich *Fig. 205*, oder Löffelbohrer wie *Fig. 167*, deren Beschreibung unten folgt — in eine mit einer Drehrolle versehene Bohrspindel steckt, welche durch den Drehbogen in schnelle alternirende Umdrehung versetzt wird. Am öftersten geschieht es hiebei, dass man ein Bohrinstrument wie *Fig. 117* oder von ähnlicher Construction gebraucht. Die bei den Rollenbohrern stattfindende Art der Bewegung eignet sich überhaupt wenig für das Bohren in Holz, wo geringe Geschwindigkeit der Umdrehung mit verhältnissmässig stärkerem Drucke weit angemessener ist. Dass Bohrer mit einer Zugschraube (wie z. B. *Fig. 163* — *166*) zur Arbeit mit dem Drehbogen ganz unanwendbar sind, ergibt sich aus der Natur der Sache. Die Centrubohrer haben, da sie nur in einer Richtung angreifen, hier das Unvortheilhafte, dass die Hälfte der Arbeitszeit unbenutzt bleibt; nur die Hohlbohrer und Löffelbohrer, welche wegen ihrer doppelten Schnitten beim Zurückdrehen eben so wirksam sind, wie beim Vorwärtsdrehen, entsprechen hinsichtlich der Zeitbenutzung dem Zwecke.

### 4) Bohren auf der Drehbank.

Bei gedrechselten Arbeiten ist diese Art des Bohrens allgemein gebräuchlich, sofern ein einziges Loch, und zwar im Mittelpunkte (in der Axe) des Gegenstandes, zu machen ist. Der Bohrer wird dabei in der Richtung dieser Axe mit der Hand angehalten und vorgeschoben, während die an der Drehbankspindel eingespannte Arbeit in Umdrehung begriffen ist. Oefters aber wendet man das umgekehrte Verfahren an, d. h. es wird



der Bohrer an der Spindel eingespannt und durch dieselbe in Umlauf gesetzt, das Arbeitsstück dagegen mit der Hand gehalten und angedrückt.

Zwei Arten von Bohrern sind es vorzüglich, welche zum Bohren des Holzes auf der Drehbank gebraucht werden, nämlich in Querholz die Centrubohrer (*Fig. 161* oder *208*), von welchen oben ausführlich die Rede gewesen ist, und in Längenholz (d. h. nach dem Laufe der Fasern, was der am öftersten vorkommende Fall ist) die Löffelbohrer (fr. *mèche-cuiller*), *Fig. 167* zwei Ansichten und ein Querdurchschnitt. Letztere sind eine Art Hohlbohrer, deren rinnenartig ausgehöhlter Körper am Ende mittels einer löffelähnlichen, scharfrandigen Wölbung *c* so geschlossen ist, dass die beiden geraden Längenschneiden *o, o*, welche von *a* gegen *b* ein wenig divergiren, durch eine halb elliptische oder spitzbogenähnliche Schneide mit einander zusammenhängen. Man hat solche Bohrer von 1 Linie bis zu 1 Zoll im Durchmesser; den grossen muss aber mit einem kleinern Bohrer vorgebohrt werden. Die Löffelbohrer machen in Längenholz ein recht reines Loch, erfordern aber, um rasch einzudringen, einen starken Druck, weil kein Theil an ihnen ist, der sie ins Holz hineinzieht. Die gewöhnlichen Löffelbohrer, welche nur 10 bis 12 Zoll lang sind, versieht man mit einem fest auf ihre Angel aufgetriebenen hölzernen Hefte, welches so eingerichtet ist, dass man es nach Belieben als Handgriff oder als Mittel zum Einspannen des Bohrers an der Drehbankspindel gebrauchen kann (s. *Fig. 185*). Das Heft besteht nämlich aus einem grössern massiven Theile *d*, an welchem das Schraubengewinde *e* sich befindet, und aus einer hohlen Kappe *f*, welche auf *e* aufgeschraubt werden kann. Sind in solcher Weise beide Theile vereinigt, so bilden sie ein länglich birnförmiges Heft von gewöhnlicher Art, an welchem man den Bohrer hält, wenn er in freier Hand gebraucht werden soll. Nimmt man jedoch die Kappe *f* ab, so lässt sich der Bohrer mittels *e* in ein inwendiges Schraubengewinde am vordern Ende der Drehbankspindel einschrauben und läuft alsdann mit derselben um.

Zum Bohren langer Tabakspfeifenröhre u. dergl. hat man oft Löffelbohrer von 18, 24 und mehr Zoll Länge nöthig. Da dieselben zugleich auch sehr dünn sind, so würden sie leicht verbogen werden oder abbrechen, jedenfalls aber schwanken und dadurch unrichtig bohren, wenn sie von Anfang an in ihrer ganzen Länge ohne Unterstützung wären. Man gebraucht deshalb in solchen Fällen zum Halten des Bohrers ein hölzernes Heft *ikl* (*Fig. 186*), welches in seiner Axe von Ende zu Ende ausgebohrt ist, den Bohrer *gh* ganz durch sich hindurchgehen lässt und folglich längs desselben verschoben werden kann. Von *k* bis *l* ist das Heft conisch und mit einem Schraubengewinde versehen; von *l* bis *m, m* geht ein mit der Säge gemachter Kreuzschnitt, welcher etwas mehr als die Hälfte der Länge in vier Theile spaltet. Diese vier Theile kommen auf die Flächen des Bohrers zu liegen, da dieser aus einem vierkantigen Stahlstäbchen besteht; folglich fallen die Kanten in die Sägenschnitte. Ein dicker Ring von Horn, *n*, ist als Mutter auf dem Gewinde *kl* angebracht, und presst, wenn er gegen den dickern Theil *k* hin fortgeschraubt wird, den zerschnittenen, dadurch elastischen Theil des Heftes zusammen, klemmt also den Bohrer kräftig ein. Schraubt man *n* los (gegen *l* hin), so lässt sich der Bohrer im Hefte verschieben. Der Zweck dieser Anordnung ist, den Bohrer zuerst wenig aus dem Ende *l* des Heftes hervorragen zu lassen, ihn aber später mehr herauszuschieben, wenn er schon tief in das Holz eingedrungen ist, also im Loche selbst

gestützt und vor dem Verbiegen oder Schwanken bewahrt wird. Der Bequemlichkeit halber ist der Bohrer  $gh$  doppelt, d. h. an jedem Ende zu einem schneidigen Löffel nach Art der *Fig. 167* geformt. Das eine Ende richtet man für etwas kleinere, das andere für etwas grössere Löcher ein.

Einen von allen übrigen Holzbohrern wesentlich verschiedenen, zum Gebrauch auf der Drehbank sehr vortheilhaften Bohrer stellen die *Fig. 168 — 171* dar. *Fig. 168* ist die vordere Ansicht, *Fig. 169* ein Querdurchschnitt nach  $xy$ , *Fig. 170* eine Seitenansicht, *Fig. 171* die Ansicht von hinten. Der Schaft oder Stiel, welcher in *Fig. 168, 170* und *171* abgebrochen erscheint, ist rund, von beliebiger Länge, und trägt am Ende ein hölzernes Heft. Der in den Zeichnungen vorgestellte Theil ist vorn durch eine lange Abdachung  $rt$ , hinten durch eine kürzere, concave Fläche  $zvw$  abgeplattet, und verbreitert sich, so dass die Dimension  $oo$  etwas grösser ist als der Durchmesser des runden Schaftes. Der äusserste Theil bildet eine dreieckige Schaufel  $toa$ , deren scharfe Spitze  $a$  genau in der Axe des Bohrers liegt und deren Ränder  $ao, ao$  durch hinten angelegte Facetten  $s, s$  schneidig gemacht sind. Die Kanten  $o, o$ , desgleichen die Ecken  $u, v, w$ , sind stark abgerundet. Dieser Bohrer schneidet besser als die Löffelbohrer und ist nicht, wie diese, dem Verlaufen (Abweichen von der geraden Richtung) unterworfen, Letzteres aus dem Grunde, weil die genau in der Axe liegende Spitze  $a$  ihm den Weg weist. Von den zwei Schneiden  $ao, ao$  kommt, bei einer bestimmten Richtung der Umdrehung des Arbeitsstückes, nur die eine zur Wirkung. Die Späne schieben sich über die (nach oben gehaltene) schräge Fläche  $tr$  aus dem Loche weg, und der Bohrer braucht deshalb nur ziemlich selten herausgeholt und abgeschüttelt zu werden. Löcher von  $\frac{1}{8}$  Zoll bis zu 1 Zoll Durchmesser, und nöthigenfalls noch grössere, fallen, mit diesem Bohrer nach dem Laufe der Fasern in hartes oder weiches Holz gebohrt, höchst glatt und regelmässig aus; dabei geht die Arbeit sehr rasch von statten, und man hat, um einen grossen Bohrer anzuwenden, nicht nöthig, mit einem kleinern vorzubohren.

*Fig. 197* zeigt Aufriss und Querdurchschnitt eines Bohrers, welcher gut gebraucht werden kann, um hölzerne Röhren auf der Drehbank auszubohren.  $aa$  ist eine cylindrische eiserne Spindel, welche in ein mit dem Löffelbohrer vorgebohrtes Loch passt. Sie enthält einen Spalt, in welchen eine Stahlplatte  $e$  eingelegt wird, die mittels zweier Druckschrauben  $d, d$  ihre Befestigung erlangt. Diese Platte (welche man aus einem Sortimente in der erforderlichen Breite auswählt, um der Bohrung gerade den beabsichtigten Durchmesser zu geben) hat zwei Schneiden  $bc$  und  $b_1c_1$ , welche beide angreifen, da sie von entgegengesetzten Seiten zugeschärft sind. Jede Schneide besteht aus einem schrägen Theile  $cc_1$ , welcher vorarbeitet, und aus einem zur Axe parallelen Theile  $bb_1$ , welcher in dem gebildeten Loche nachfolgt und dasselbe nöthigenfalls glättet. Man kann auch die Schneiden  $b, b_1$  nach oben ein wenig divergiren lassen, in welcher Voraussetzung sie das Loch nachträglich in entsprechendem Masse erweitern.

##### 5) Einige Bohrinstrumente von besonderer Art.

a) Runde Löcher in dünne Holztafeln werden öfters auf die Weise her- vorgebracht, dass man eine Scheibe von der entsprechenden Grösse als Ganzes herausschneidet, statt die innerhalb des Umkreises befindliche Holzmasse



in Späne zu verwandeln. Dieses Verfahren, welches nicht eigentlich als ein Bohren angesehen werden kann, aber damit auf das Nächste verwandt ist, findet in solchen Fällen Anwendung, wo entweder das Loch einen sehr bedeutenden Durchmesser hat, oder von den ausgeschnittenen Scheiben selbst Gebrauch gemacht werden muss. Die Mittel zu dem genannten Zwecke sind verschiedenartig, wie sich aus Folgendem ergibt.

Man kann sich einer Art Stangencirkel bedienen, wie der *Fig. 202* im Aufrisse und *Fig. 203* im Grundrisse (von unten aus) dargestellte. Der hölzerne Kopf *ab*, von schon bekannter Einrichtung, hat die Bestimmung, in einer Bohrwinde befestigt zu werden. Er ist bei *c* mit einem eisernen Ringe umgeben. Die vierkantige Angel des cylindrischen eisernen Schaftes *f* steckt in dem Holze, wird vermittels eines bei *d* durchgetriebenen Stiftes noch fester damit verbunden, und durch ihren Ansatz *e* vor zu tiefem Eindringen bewahrt. Die vierkantige eiserne Stange *gh* macht mit *f* und dem etwas conischen Centrumstifte *i* ein Ganzes aus. Letzterer wird in ein vorgebohrtes kleines Loch eingesetzt und dient zur Feststellung der Umdrehungsaxe. Auf *gh* sind zwei Hülsen *k* und *l* verschiebbar, und in diesen sind, parallel zu *fi*, die Meissel *m* und *n* angebracht. Durch Anziehen der Druckschrauben *o* und *p* werden die Meissel in den Hülsen und zugleich die Hülsen auf der Stange unbeweglich gemacht, nachdem man diesen Theilen die gehörigen Plätze angewiesen hat. In dieser Beziehung ist zu bemerken, dass *m* und *n* jederzeit gleichweit von dem Centrumstifte *i* entfernt sein müssen, und dass sie ihren Ort nach der beabsichtigten Grösse des Loches verändern müssen; ferner dass das unterste Ende von *m* etwas tiefer stehen muss als das unterste Ende von *n*. Die Gestalt der Meissel geht aus der Vergleichung mit den beigeetzten Seitenansichten hervor. Bei der Umdrehung reissen die zwei scharfen schmalen Schneiden von *m* zwei concentrische, nahe bei einander liegende Kreislinien ein, und die schaufelartige Schneide an *n* hebt das Holz zwischen jenen beiden Kreislinien in Gestalt von Spänen heraus, was so lange fortgesetzt wird, bis man ganz durch das Holz hindurch gekommen ist.

Der Handdaubenbohrer der Böttcher (*Fig. 200* und *201* in zwei Ansichten), womit z. B. die runden Grifflöcher in den Handdauben der Eimer, Wasserbüten u. dergl. ausgeschnitten werden, ist eine ähnliche, jedoch weniger vollkommene Vorrichtung. Er wird mittels des Querheftes *q* aus freier Hand umgedreht. An einem eisernen Schaft *r* ist ein dickerer, mit einer länglich viereckigen Queröffnung versehener Theil *s* und ganz unten der Centrumstift *x* angebracht, für welchen letztern in dem Holze ein kleines Loch vorgebohrt werden muss. In *s* ist die Stange *t* verschiebbar, welche an dem ihr angewiesenen Platze mittels des Keiles *v w* befestigt wird. *y* ist ein zugespitztes, an beiden Seitenrändern scharfschneidiges Messer, welches mit *tu* ein Ganzes ausmacht. Der Vorgang beim Gebrauche dieses Instrumentes erklärt sich von selbst; er unterscheidet sich von dem, welcher bei der Anwendung des vorhin beschriebenen Werkzeuges (*Fig. 202*) statt findet, darin, dass das Messer *y* ganz allein das Holz durchschneidet, und zwar ohne Späne abzulösen, weshalb die Wirkung weniger leicht vor sich geht.

Auf der Drehbank können grosse runde Scheiben aus Bretchen geschnitten, also entsprechende kreisförmige Löcher in letzteren hervorgebracht werden, indem man ein dünnes Sägeblatt ringförmig biegt und in eine schmale kreisrunde Nuth eines Futters einsetzt, welches an der

Drehbankspindel befestigt ist und mit derselben umläuft. Hält man eine Holztafel vor den Zahnkreis der Säge, so schneidet dieser schnell durch, wobei sich von selbst versteht, dass der Mittelpunkt jenes Kreises in der Umdrehungsaxe liegen muss. Ein völlig ähnliches Werkzeug in kleinerem Massstabe ist der Kronenbohrer (engl. *crown saw*), eine cylindrische, an einem Ende sägenartig gezahnte Röhre von Stahlblech, die ebenfalls in einem Futter an der Drehbankspindel befestigt wird. Sie braucht nicht gelöthet zu sein, muss aber auf das Genaueste die cylindrische Gestalt haben und kann z. B. bei 3 bis 4 Zoll Länge einen Durchmesser von  $\frac{1}{4}$  bis 1 Zoll oder mehr besitzen. Dass an der Fuge die Kanten sich berühren, ist nicht nothwendig. Man wendet dieses Werkzeug auch an, um aus Horn- oder Perlmutterplatten runde Scheiben zu Kleiderknöpfen zu schneiden.

Die hölzernen Knopfformen (woraus man durch Ueberziehen mit Zeug Kleiderknöpfe herstellt) werden aus Platten mittels einer Art Centrumbohrer ausgeschnitten, der bis auf einen einzigen Unterschied dem englischen Centrumbohrer *Fig. 208* gleicht. Von diesem weicht er nämlich dadurch ab, dass eine kleine Schneide wie die bei *b* auch auf der andern Seite, statt der Schaufel *efg* angebracht ist. Die Wirkung ergibt sich hiernach leicht. Die Centrumspitze *a* bohrt ein kleines Loch in das Holz, und die zwei Schneiden machen um dieses Loch als Mittelpunkt den kreisförmigen Schnitt durch die ganze Dicke des Bretchens. Jedermal hält man dem Bohrer zwei auf einander liegende Bretchen entgegen: aus dem einen werden die Scheiben geschnitten; das andere dient zur Unterstützung des erstern, damit der Bohrer rein durchschneidet, und nicht die Stücke vorzeitig losbrechen. Zugleich dringt die Centrumspitze, vermöge ihrer grössern Länge, voraus in das zweite Bretchen ein und zeichnet die Punkte an, wo sie nachher wieder einzusetzen ist, wenn dieses Bretchen selbst zu Knopfformen verarbeitet wird. Der Bohrer wird entweder an der Spindel einer Drehbank eingespannt, oder an seinem Stiele selbst mit einer Rolle versehen, in zwei Docken gelagert und mittels eines starken Drehbogens (wohl auch durch Tritt und Wippe, wie die Arbeit bei älteren Holzdrehbänken) in Umlauf gesetzt.

*b*) Eckige, ovale oder nach willkürlichen krummen Umrissen geschweifte Löcher können durch Bohren hervorgebracht werden, wiewohl diese Methode in wenigen Fällen einen so erheblichen Vortheil gewähren wird, dass man sich veranlasst sieht, es bei dickem Holze dem Ausstemmen mit Stechbeiteln, Hohleisen u. dergl., oder bei dünnen Blättern dem Ausschneiden mit der Laubsäge vorzuziehen.

Eine in America erfundene, von ALTMÜTTER verbesserte Vorrichtung, mit welcher selbst ziemlich tiefe viereckige Löcher gemacht werden können, findet man beschrieben und abgebildet in PRECHTL'S technologischer Encyclopädie (Bd. II. S. 585). Das Wesentlichste derselben besteht in einem Centrumbohrer, welcher innerhalb eines hohlen, vierseitig-prismatischen, stählernen Prisma angebracht ist. Der untere Rand dieses letztern ist auf allen vier Seiten schneidig gearbeitet. Die ganze Vorrichtung wird durch Umdrehung einer oben darauf wirkenden eisernen Schraube in das Holz getrieben, wobei der Bohrer sich auch dreht und ein rundes Loch erzeugt, das Prisma aber nur gerade niedersteigt und (wie eine Vereinigung von vier in Quadratform zusammengestellten Meisseln) die Ecken des Loches ausarbeitet, indem es die



zwischen dem Umfange des Kreises und jenem des Quadrats liegenden Holztheile wegsticht.

Einfacher und daher von allgemeinerer Anwendbarkeit, jedoch nicht für sehr tiefe Löcher geeignet, ist das Werkzeug, von welchem man eine Abbildung in *Fig. 226* findet. *ak* ist ein gewöhnlicher englischer Centrumbohrer, der mittels seines viereckigen Zapfens *a* in der gewöhnlichen Bohrwinde angebracht wird und ein rundes Loch bohrt. Die stählernen Theile *bcd* und *efg* sind, einander gegenüber, an den Stiel des Bohrers angelegt und durch fest aufgetriebene eiserne Ringe *h* und *i* damit verbunden. *bc* und *ef* sind 4 Linien breite, 1 Linie dicke, elastische Schienen, welche in der Abbildung ihre schmale Seite zeigen; von *c* bis *d* und von *f* bis *g* dagegen erscheint die breite Fläche sichtbar und die aus der Zeichnung nicht zu erkennende Dicke beträgt hier etwas über 1 Linie. Das unterste Ende von *fg* bildet zwei schneidige Zähne, jenes von *cd* hingegen eine schräg stehende schneidige Schaufel, gleich der des englischen Centrumbohrers. Um das Instrument zu gebrauchen, bedarf man einer Patrone oder eines Modells, bestehend aus einer etwa  $\frac{1}{10}$  Zoll dicken Eisenplatte, worin ein Loch von der Gestalt desjenigen, welches man im Holze hervorbringen will, ausgearbeitet ist. *Fig. 224* zeigt als Beispiele fünf verschiedene Formen solcher Löcher. Der in jedem derselben punkirt angegebene Kreis bezeichnet das Loch, welches der Centrumbohrer *k* (*Fig. 226*) erzeugt. Die ausserhalb dieses Kreises liegenden Theile der Figur müssen von den Theilen *g* und *d* des Werkzeuges ausgearbeitet werden. Man legt die Patrone auf das Holz und befestigt sie darauf durch ein Paar Schrauben, durch Anlegung einer kleinen Schraubzwinde oder durch gemeinschaftliches Einspannen im Schraubstocke. Dann steckt man den Bohrer *k*, *Fig. 226*, nebst den Theilen *cd* und *fg* in das Loch der Patrone, und fängt an die Winde wie gewöhnlich unter angemessenem Drucke zu gebrauchen, jedoch mit ziemlich langsamer Umdrehung. Dabei streifen die äusseren Kanten von *cd* und *fg* an dem Umkreise des in der Patrone befindlichen Loches herum, weil sie sich vermöge der durch *bc* und *ef* ausgeübten Federkraft beständig vom Mittelpunkte des Bohrers *k* zu entfernen trachten, und sich demselben nur insofern nähern, als die Gestalt der Patrone dieses erzwingt. Der doppelte Zahn bei *g* reisst also den Umkreis des eckigen oder geschweiften Loches vor, und die Schaufel *d* hebt das Holz von diesem Umkreise bis an jenen des gleichzeitig entstehenden runden Loches in Gestalt von Spänen heraus. Die Arbeit wird sehr gut, so lange das Loch nicht bis zu bedeutender Tiefe fortgesetzt wird. In der Tiefe dagegen fällt die Figur leicht etwas weniger regelmässig aus, weil alsdann die Theile *cd* und *fg* in zu grosser Entfernung von ihren schneidenden Enden durch die Patrone regiert werden. Jedenfalls müssen bis zuletzt die oberen Enden der breiten Theile *c* und *f* noch in oder über dem Loche der Patrone sich befinden; daher kann man mit dem hier abgebildeten Exemplare höchstens 1 Zoll tief bohren.

In dünnen Blättchen von feinem Holze, oder von Horn, Schildplatt, Elfenbein, kann man eckige und geschweifte Löcher (z. B. zum Einlegen metallener Schilder auf Federmesserschalen, furnirten Kästchen u. dergl.) dadurch erzeugen, dass man den in *Fig. 227* dargestellten Bohraparat anwendet. Hier ist *lm* eine stählerne Spindel, auf welcher eine hölzerne Rolle *n* sich befindet, damit sie gleich einem Rollenbohrer mittels des Drehbogens in Umdrehung versetzt werden kann. Auf einer etwas abge-

platteten Stelle *ou* ist mittels zweier kleinen Schrauben die Stahlfeder *p q* (Ansicht von der breiten Seite *Fig. 228*) befestigt, welche unten in einen dünnen runden, zu einer schrägen Seite angeschärften Stift ausgeht. Die runde, kegelförmige Spitze *l* der Spindel wird beim Bohren gegen ein vor der Brust des Arbeiters befindliches Bohrbret (wie *Fig. 127* oder *128*), die andere, mit vier Facetten zugeschärfte Spitze *m* auf die Arbeit angesetzt. Auf letztere legt man das als Patrone dienende, etwa  $\frac{1}{16}$  Zoll dicke Eisenplättchen, und beide zusammen spannt man sodann im Schraubstocke ein. Indem nun, vermöge der Umdrehung der Spindel (deren Spitze *m* nach dem Augenmasse in den Mittelpunkt des Loches gestellt wird, wo sie sich allmählig einbohrt), die Schneide *q* dem Umkreise der Patrone folgt, kratzt sie eine damit übereinstimmende Furche aus, und zuletzt löst sich der von dieser Furche eingeschlossene Theil des Materials als ein Plättchen ab. *Fig. 225* stellt vier Formen von Löchern für die Patronen dar; der Ort, wo die Spitze *m* (*Fig. 227*) eingesetzt wird, ist in jeder derselben durch einen Punkt bezeichnet.

Ueber die Bohrer zur Herstellung hölzerner Röhren siehe den folgenden Artikel.

### III. Bohrer zum Gebrauch auf Glas.

Die Bohrwerkzeuge, mit welchen man Löcher in Glas hervorbringt, sind entweder Diamantspitzen, die mit Oel, oder stählerne Bohrer, die mit Terpentinöl, oder endlich kupferne, die mit Schmirgelpulver und Oel angewendet werden. Diamantbohrer können nur zu sehr kleinen Löchern gebraucht werden, die beiden andern Arten zu Löchern jeder Grösse. Stählerne Bohrer behaupten, im Ganzen genommen, den Vorzug vor allen anderen, da ihre Wirkung schneller als das Durchschmirgeln der Löcher mittels Kupfer von statten geht. Dass der (glasharte oder gelbharte) Stahl auf Glas mit Leichtigkeit angreift, wenn dabei rectificirtes Terpentinöl zu Hülfe genommen wird, ist eine neuere Entdeckung von grosser Wichtigkeit; eine genügende Erklärung dieses Phänomens scheint aber zur Zeit noch zu mangeln.

Um Diamantbohrer herzustellen, benutzt man die Splitter, welche beim Spalten der rohen Diamantkrystalle abfallen. Man spaltet (*Fig. 222*) einen eisernen Stift *ab* an dem abgeplatteten und etwas ausgebreiteten Ende *b* auf, so dass er zwei kleine Lappen bildet, legt den Diamantsplitter *c* in den Spalt, und drückt oder hämmert die Lappen vorsichtig zusammen, bis sie ihn fest eingeklemmt halten. Man kann solche Bohrer in die Rennspindel (*Fig. 120* oder *211*) einsetzen, oder sie als Rollenbohrer mit Hülfe des Drehbogens gebrauchen. Zu letzterem Behufe verlängert man die eiserne Spindel *ab* (*Fig. 222*) bis *d*, gibt ihr an diesem Ende eine conische Spitze, und steckt eine hölzerne Rolle *e* fest darauf, oder man wendet eine mit messingener Rolle *g* versehene Bohrspindel *hi* (*Fig. 229*) an, in welche von einem Sortimente Bohrer der beliebige eingesetzt wird. *Fig. 229* stellt einen bequemen Apparat zum Glasbohren mittels des Drehbogens vor. Es ist ein Bret *kl*, auf welchem zwei senkrechte hölzerne Stäbe *opq* und *rst* stehen. Der erstere ist von *q* bis *p*, der letztere von *t* bis *s* eingeschnitten, so dass jeder eine lange Gabel bildet, zwischen deren Schenkeln ein hölzerner Hebel *uv* liegt. In *qp* befinden sich mehrere quer durchgebohrte Löcher *y*, von welchen man eines auswählt, um in dasselbe einen eisernen oder messingenen (zugleich durch



ein Loch des Hebels *uv* gehenden) Stift einzuschieben, dessen Kopf bei *z* zu sehen ist. Dieser Stift bildet den Drehungspunkt des Hebels, welcher demnach jederzeit in diejenige Höhe versetzt werden kann, wo er, über die Bohrspindel gelegt, nahe in horizontaler Richtung sich befindet. *v* ist eine auf der untern Fläche des Hebels eingelassene Stahl- oder Messingplatte, welche mehrere conische Grübchen enthält, damit man in eins dieser letztern die Endspitze der Bohrspindel (*h*, *Fig. 229*, oder *d*, *Fig. 222*) einsetzen kann. Nachdem man die zu durchbohrende Glasplatte *mn* (*Fig. 229*) auf das Bret *kl* gelegt und an der Bohrstelle mit einem Schreibdiamante ein wenig mattgeritzt hat (um das Abgleiten des Bohrers beim Anfangen zu verhindern), stellt man den Bohrer senkrecht darauf, gibt etwas Oel daran, und dreht ihn mit der rechten Hand mittels eines Drehbogens um, während die Finger der linken Hand, auf dem Ende *v* des Hebels *uv* liegend, den nöthigen Druck ausüben. Ist die Glasplatte zu gross, um auf dem Brete zwischen *oq* und *rs* Platz zu finden, so legt man sie auf den Arbeitstisch und drückt auf den Bohrer mit einem Stücke Blech, welches ein Grübchen hat und ohne Weiteres in der linken Hand gehalten wird.

Die kupfernen Bohrer, mit welchen man unter Anwendung des geschlammten Schmirgels Löcher in Glas macht, sind von verschiedener Art für kleine und für grosse Löcher. Den kleinen gibt man die Gestalt eines stumpf zugespitzten Stiftes, und gebraucht sie entweder in dem so eben beschriebenen Bohraparate, oder steckt sie in die Spindel der kleinen Drehbank, welche bei den Glasschleifern gebräuchlich ist. Im letztern Falle wird das Arbeitsstück mit der Hand an den schnell und ununterbrochen in der nämlichen Richtung umlaufenden Bohrer angehalten. Hier wie dort muss von Zeit zu Zeit frischer Schmirgel mit etwas Baumöl an den Bohrer gegeben werden. — Um grosse Löcher durch Schmirgel zu erzeugen, bedient man sich statt des kupfernen Stiftes eines aus Kupferblech gebogenen cylindrischen, mit Schlagloth gelötheten Rohres, welches einen Kreis einschleift und also nach und nach ein rundes Scheibchen aus der Glasplatte herausschneidet. Werden solche rohrförmige Bohrer auf der Drehbank gebraucht, so ist ihnen durch die Verbindung mit der Spindel die richtige Umdrehung vorgeschrieben. Um sie aber in dem Bohraparate *Fig. 229* zu gebrauchen, ist ein Hilfsmittel nöthig, um den Bohrer, besonders beim Anfangen, in seiner geraden Stellung zu erhalten. *Fig. 220* zeigt den Bohrer mit seiner hölzernen Rolle *e* und der eisernen oder stählernen Endspitze *d*, welche unter dem Hebel *uv* in das Plättchen *w* eingesetzt wird; *f* ist das kupferne Rohr. Zu jedem solchen Bohrer gehört ein hölzerner Ring (*Fig. 221*, Grundriss und Durchschnitt), welcher mit seiner flachen Seite mittels Wachs, Siegellack oder Leim auf die Glasplatte aufgekittet wird. Man stellt das Ende des Rohres *f* (*Fig. 220*) in das Loch *r* (*Fig. 221*), welches dafür passend ist, und die trichterartige Versenkung *s* des Ringes gewährt dem Schmirgel und dem Oele einen Aufenthaltsort, aus welchem beide nach und nach zwischen den Bohrer und das Glas gelangen. Man sucht dies oft dadurch zu erleichtern, dass man den untern Rand des kupfernen Rohres einkerbt; jedenfalls ist aber diese Methode des Bohrens eine sehr zeitraubende.

Das schnellste und bequemste, für Löcher von jeder vorkommenden Grösse sich eignende Verfahren zum Bohren in Glas ist das mittels stählerner Bohrer, welche mit rectificirtem Terpentinöl benetzt werden. Man

schleift eine alte dreieckige Feile, von der man die Spitze abgebrochen und den Hieb abgeschliffen hat, mit drei Paar den Flächen entsprechenden Facetten spitzig zu (wie *Fig. 219* in der Flächenansicht und Endansicht zeigt), gibt auf das Glas (welches in der Hand gehalten oder auf ein ledernes Kissen gelegt wird) einige Tropfen Terpentinöl, setzt die Spitze des eben beschriebenen Werkzeuges an, und dreht dasselbe an dem Hefte mit der Hand rechts und links herum, wobei öfters der abgeriebene Glasstaub weggewischt und frisches Terpentinöl zugegeben wird. Um das Aussplittern des Glases an der Seite, wo der Bohrer nach seinem Durchgange herausdringt, zu verhindern, beklebt man diese Fläche des Glases vorher mit Papier, oder bohrt (was noch besser ist) von entgegengesetzten Seiten ein, bis die Vertiefungen in der Mitte zusammentreffen. In Tafelglas von  $\frac{1}{10}$  Zoll Dicke wird ein Loch von 1 Linie Durchmesser leicht in 5 bis 6 Minuten, eins von 3 Linien in höchstens 10 Minuten vollendet. — Mittels der Rennspindel oder eines Rollenbohrers mit dem Drehbogen lässt sich sehr bequem in Glas bohren, wenn man dabei die zum Eisen- und Messingbohren gebräuchlichen stählernen Bohrspitzen und Terpentinöl anwendet. Auch hier wirken indessen dreikantige (mit drei Flächen zugespitzte) Bohrer sehr vortheilhaft, denen man die Gestalt gibt, welche *x* in *Fig. 229* und deutlicher *Fig. 223* zeigt. Ein gebohrtes Loch kann mittels einer guten fünfkantigen Reibahle (*Fig. 72* und *73*), ohne Nachtheil für die letztere, beliebig erweitert werden, wenn man Terpentinöl wie beim Bohren zu Hülfe nimmt. Um runde Löcher oval, dreieckig, viereckig, überhaupt zu beliebiger Gestalt auszubilden, gebraucht man mit vorzüglichem Erfolge die Feile, welche aber ebenfalls fleissig mit Terpentinöl benetzt werden muss und unter dieser Voraussetzung überraschend schnell wirkt, ohne sich sehr erheblich abzunutzen. Die mit einer Schlichtfeile bearbeiteten Flächen sind so schön, als wären sie mit Schmirgel geschliffen. *K. Karmarsch.*

**Bohrer** für hölzerne Röhren. Das Bohren hölzerner Röhren, deren man sich zu Brunnenleitungen, Pumpenwerken und zu verschiedenem anderem Gebrauche bedient, geschieht in der Regel mit dem Schrauben- oder Schneckenbohrer, welcher für diesen Fall der Anwendung schlechthin Röhrenbohrer genannt wird, wovon man zweierlei Arten hat, deren jeder indess das Princip der Schraube und das des Messers zum Grunde liegt. Während bei der ersten Art die messerartige Schneide des Bohrerlöffels vorn in eine um die in der Axe des Bohrers liegende kulpige kegelförmige Spitze gewundene, zwar scharfkantige, jedoch nicht schneidende Schrauben- oder Spiralwindung ausläuft, welche den Zweck hat, sich in das zu bohrende Holz einzuschrauben und die hinter ihr folgende Schneide zu führen, ist bei der zweiten Art Röhrenbohrer der schneidende Theil des Bohrerlöffels vorn spiralförmig, und zwar allmählig bis in ein Spitze auslaufend hohl und dergestalt gewunden, dass die Schneide in dem Umfange eines der Zuspitzung des Bohrers entsprechenden Afterkegels selbst liegt und nicht, wie bei einer gewöhnlichen Schraube, mit scharfkantigem Gewinde winkelrecht auf dem Umfange des Kernes sitzt. Ein Bohrer dieser Art dringt daher nicht nur in gleichem Masse wie die Spitze der ersten Art Bohrer (ohne in der Richtung der Axe des Bohrers einen unmittelbaren Druck gegen das Holz zu erfordern) in das Holz ein, sondern schneidet auch zugleich, von der Spitze an bis zum Ende der Schneide am Löffel, dasselbe in einen spiralförmig gewundenen Span aus.



Wegen des leichtern Eindringens in das Holz kann dieser, wenn sonst der Ausführung kein Hinderniss entgegensteht, bis zu jedem Durchmesser angefertigt werden, wogegen die Bohrer ersterer Art in der Regel nur bis zu 3 Zoll Durchmesser, bei welchem sie noch fast eben solche Dienste wie die letztern gewähren, angewendet werden können, da sie, von grösserem Caliber gebraucht, unter übrigens gleichen Umständen, mehr Kraft als die letztern erfordern, und wegen der plötzlichen Erweiterung ihrer Schneide, die übrigens mit der des gemeinen Löffelbohrers viel Aehnlichkeit besitzt, eine dicke Spitze mit Schraubenwindungen behufs des Eindringens in das Holz erfordern, welche die Röhre sehr leicht aufsprengen kann.

In *Fig. 1* (Taf. 79) ist ein Bohrer der ersten Art von 2 Zoll Durchmesser in zwei gegen einander um einen rechten Winkel genommenen Seitenansichten, und in *Fig. 2* derselbe von der Spitze aus gesehen, in  $\frac{1}{6}$  der natürlichen Grösse, ohne die Stange, dargestellt. *aaa* ist die Schneide des im Querschnitte halbmondförmig gestalteten Löffels *aaabb*, dessen Rückenseite *bb* zugerundet ist, und dessen Höhlung zur Aufnahme der Bohrspäne dient. *c* ist die Spitze des Bohrers mit dem auf ihrer Umfläche sitzenden und den Ausgang der Schneide *aaa* bildenden Schraubengewinde.

Bohrer der zweiten Art oder steierische Schneckenbohrer zeigen die *Fig. 3, 4, 5, 6, 7, 8* und *9* in je zwei um einen rechten Winkel gegen einander genommenen Ansichten, welche in  $\frac{1}{6}$  der natürlichen Grösse gezeichnet sind. Sie zeigen die Grösse und Form von sieben Bohrern, von welchen der kleinste, *Fig. 3*, 2 Zoll weit bohrt und jeder folgende im Durchmesser um einen Zoll zunimmt, so dass der in *Fig. 9* dargestellte Bohrer eine Löffelbreite von 8 Zoll besitzt.

Der Löffel eines jeden solchen Bohrers, wie z. B. *acbb*, *Fig. 3*, hat im Querschnitte, wie jener der ersten Art, die Gestalt eines Löffelbohrers, dessen äussere Begränzung etwas mehr als die Hälfte desjenigen Kreisumfangs beträgt, welcher dem Durchmesser der Bohrlochweite entspricht. Die Schneide desselben beginnt bei *c* und verläuft sich über *ddd* an dem gewöhnlich  $2\frac{1}{2}$  bis  $2\frac{3}{4}$  Mal eines Perimeters spiralförmig gewundenen Blatte *e* allmählig bis in die Spitze *f*. Die andere Seite des Löffels, nämlich *bbgg*, geht fast bis an die Spitze *f* des Bohrers hin und ist allenthalben gut zugerundet.

In *Fig. 10* und *11* ist der wesentlichste Theil des zweizolligen Röhrenbohrers dieser Art, da derselbe am häufigsten in Gebrauch genommen wird, in der halben natürlichen Grösse, in zwei Seitenansichten, schraffirt dargestellt. *Fig. 12* zeigt denselben, von der Spitze aus gesehen, in derselben Grösse. Endlich ist in *Fig. 10*, um die sich nach der Spitze hin stetig verjüngende Gestalt der Oberfläche dieses Bohrers wegen des Abschmiedens desselben, was, wie sich von selbst versteht, zu Anfange platt geschehen muss, genau kennen zu lernen, die Oberfläche *acdfgb* des Bohrers bis zur Spitze hin auf eine ebene Fläche abgewickelt, dergestalt, dass die beiden der Mittellinie *hi* des Bohrerumfangs zur Seite liegenden Theile *b<sub>1</sub> b<sub>1</sub> g<sub>1</sub> h<sub>1</sub>* und *a<sub>1</sub> c<sub>1</sub> d<sub>1</sub> f<sub>1</sub> g<sub>1</sub> h* der abgewickelten Fläche *a<sub>1</sub> c<sub>1</sub> d<sub>1</sub> f<sub>1</sub> g<sub>1</sub> b<sub>1</sub>* die äussere Oberfläche des Bohrers allenthalben vollkommen decken, sowie man sie an der Oberfläche des Bohrers herumschlägt.

Die Schneide fängt bei *c* oder *c<sub>1</sub>* an, geht über *ddd* bis zur Spitze *f<sub>1</sub>* und besteht in einem  $\frac{3}{4}$  bis  $\frac{5}{8}$  Zoll breiten Streifen Stahles, welcher auf den übrigens aus zähem Eisen bestehenden Bohrer verschweisst,

gehärtet, und nur bis zur strohgelben Farbe wieder nachgelassen ist, damit die Schneide weder ausbricht, noch sich umlegt.

Ist der Bohrer ungefähr in der Form  $a, c, d, f, g, b$ , *Fig. 10* flach geschmiedet, wobei überall an Breite und Dicke etwas wenigens zugesetzt und die grösste Dicke in der Mitte der Breite des Blattes gegeben wird, so wird derselbe im rothglühenden Zustande über ein spitziges Sperrhorn in die Form des Bohrers mit dem Hammer geschlagen, dann ausgefeilt und die Schneide gehärtet.

Nur selten ist es der Fall, dass ein solcher Bohrer trotz der Anwendung aller Sorgfalt sogleich nach dem ersten Ausfeilen und Härten seiner Schneide dem Zwecke völlig entspricht; meistens müssen an ihm noch kleine Nachhülfen mit der Feile geschehen, die man aus dem Spane erkennt, welchen man zur Probe bohrt. Er ist dann erst für zweckentsprechend und vollendet anzusehen, wenn der von ihm geschnittene Span überall rein und glatt ausgeschnitten ist, und wenn diesem angesehen werden kann, dass die Spitze des Bohrers im Holze sich fortgewunden hat, ohne dass das Kernholz dabei zertrümmert worden ist. Es muss deshalb der Span in allen seinen Axenschnitten eine und dieselbe Gestalt und denselben Querschnitt besitzen.

In *Fig. 13* ist ein solcher Span für den 3 zolligen Bohrer in der Seitenansicht, und in *Fig. 14* derselbe im Längendurchschnitte durch seine Axe dargestellt.

Um das Bohren mit einem solchen Bohrer möglichst zu erleichtern, ist es nothwendig, den Löffel desselben hinter dem Ausgang der Schneide, nämlich von  $c$  an nach der Stange  $k$  (*Fig. 3*) zu, etwas zu verjüngen, und ihn an seiner Oberfläche sehr glatt zu feilen, damit er nicht zwängt, folglich nur die kleinste Reibung hervorbringt.

Endlich verdient noch bemerkt zu werden, dass bei Bohrern von grösserem Durchmesser die Schneide schneller als bei kleinern Bohrern convergiren kann (wie die *Fig. 3 — 9* zeigen), indem dadurch, wegen des leichtern Vordringens des unbiegsamern Spanes in den Löffel, das Bohren ebenfalls erleichtert wird, obschon man bei solchen Bohrern die Vorsicht gebraucht, sie weniger greifend, d. h. einen weniger dicken Span ausschneiden lassend, einzurichten.

Zu Herstellung weiter Bohrungen wendet man statt der steierischen Röhrenbohrer auch häufig eine besondere Art Nachbohrer an, womit man eine schon vorhandene engere Bohrung (gewöhnlich eine von 2 Zoll Weite) allmählig bis zu dem erforderlichen Durchmesser erweitert. Diese Art Bohrer ist auf *Taf. 79* in *Fig. 15* in  $\frac{1}{6}$  der natürlichen Grösse abgebildet. Wegen ihrer grossen Aehnlichkeit mit dem Rüssel eines Schweines wird sie Schweinerüssel genannt. Es besteht ein solcher Bohrer aus dem Löffel  $aa$  mit der nur wenig um die Bohreraxe gewundenen Schneide  $bbb$ , die in keine Spitze ausläuft. Der Vordertheil des Bohrers entspricht der Weite der zu vergrössernden Bohrung, und ist an der Oberfläche mit einer stumpfschneidigen, auf die einen halben Umfang einnehmende Breite des Bohrers schraubengangähnlich gewundenen Wulst  $cc$  ausgestattet, die den Zweck hat, sich in die Wand der engern Bohrung einzudrücken, und den nach hinten zu sich erweiternden scharfschneidigen Bohrer, wenn dieser um seine Axe gedreht wird, nachzuziehen, der dann einen der Dicke des Bohrers entsprechenden Span ausschneidet.

Dergleichen Nachbohrer hat man von verschiedenem Durchmesser, die nach einander angewendet werden, sobald man Röhren von ansehn-



licher Weite gebraucht. Sie nehmen dann im Durchmesser entweder zollweise oder so zu, dass die Querschnitte der mit ihnen erzeugten Bohrungen sich verhalten wie  $1:2:3:4:5:\dots:n$ . Sind endlich Röhren von noch grösserer Weite erforderlich, als der stärkste Nachbohrer, welcher zu Gebote steht, unmittelbar zu bohren vermag, so hilft man sich wohl auch dadurch, dass man an der der Schneide gegenüber liegenden Seite des Bohrerlöffels ein oder mehrere dünne Bleche (sogenannte Anlegebacken)  $aa$  von der Gestalt *Fig. 16* mit den Nasen oder Krampen  $b, b$  in zwei Oeffnungen  $c, c$  des Schweinerüssels *Fig. 15* oder des vorn keine Wulst enthaltenden Nachbohrers *Fig. 17* anlegt, welche die Schneide des Bohrers gegen die Röhrenwand pressen und das Ausschneiden eines Spanes bewirken.

Diese Methode, Röhren zu erweitern, ist indess sehr mangelhaft, da der Bohrer wegen des grossen Seitendruckes viel Reibung erzeugt und einen unmittelbaren Druck in der Richtung der Axe der Röhren erfordert, weil die zum Nachziehen vorhandene Wulst am Bohrer ganz ausser Thätigkeit kommt, endlich auch sehr leicht zum Zersprengen der Röhren Anlass gibt.

In jeder Röhrenbohreranstalt hat man gewöhnlich mehrere Bohrer von verschiedener, den Erfordernissen angemessener Dicke, die nach einem bestimmten Verhältnisse vom kleinsten bis zum grössten Durchmesser zunehmen. Eine solche Anzahl von Bohrern nennt man einen Bohersatz.

Dies Verhältniss ist von doppelter Art: entweder nehmen die Bohrer an Dicke so zu, dass sie Bohrungen bewirken, deren Querschnitte sich verhalten wie  $1:2:3:4:5:\dots:n$ , und nennt sie ein-, zwei-, drei-...  $n$ bohrig; oder man fertigt sie 2, 3, 4, 5, 6...  $n$  Zoll dick an, in welchem Falle sie dann 2, 3, 4, 5, 6...  $n$ zollige Bohrer heissen. Bohrer, welche nach jenem Verhältnisse zunehmen, findet man immer bei Brunnenröhrenanstalten, um Röhrentouren anlegen zu können, die aus einem Brunnen oder Wassertheiler u. s. w. die einfache, doppelte, dreifache...  $n$ fache Wassermenge nach den gewünschten Punkten hinabführen sollen, obschon dieses Verhältniss nur ein annäherndes ist, da, wie bekannt, die durch Röhren abfliessenden Wassermengen von den Widerständen in denselben abhängig sind, welche im geraden Verhältnisse der Länge, im umgekehrten des Durchmessers der Röhrentour, und in einem aus dem einfachen und quadratischen zusammengesetzten Verhältnisse der Geschwindigkeit des Wassers zunehmen. (S. Art. BEWEGUNG DES WASSERS.) Wo es sich daher um Ableitung einer bestimmten Quantität Wassers handelt, muss die Röhrenweite berechnet, oder, was in den meisten Fällen besser und am sichersten ist, eine weitere Röhre, als eben erforderlich, angewendet werden, die man mit einem Regulirapparat, vielleicht mit einem Hahne, einem kegelförmigen Schwimmer u. s. w. versieht.

Die 1, 2, 3, 4...  $n$ zolligen Röhrenbohrer sind vorzugsweise beim Bergbaue im Gebrauche, wo man sich zur Wasserhaltung der Saugpumpen bedient.

Da der einbohrige Röhrenbohrer 2 Zoll Durchmesser besitzt, so ist:

die 1 bohrige Röhre	2,00000 Zoll weit,	und hat	3,14159	□ Zoll Querschnitt,
„ 2	„	„	2,82843	„ „ „ „ 6,28318 „ „
„ 3	„	„	3,4641	„ „ „ „ 9,42477 „ „
„ 4	„	„	4,00000	„ „ „ „ 12,56676 „ „

die 5 bohrige Röhre	4,47214 Zoll weit, und hat	15,70795 □ Zoll Querschnitt,
„ 6 „ „	4,89898 „ „ „	18,84954 „ „
„ 7 „ „	5,29150 „ „ „	21,99113 „ „
„ 8 „ „	5,65685 „ „ „	25,13272 „ „
„ 9 „ „	6,00000 „ „ „	28,27431 „ „
.	.	.
.	.	.
.	.	.
„ n „ „	$2 \cdot \sqrt{n}$ „ „ „	$3,14159 \cdot n$ „ „

wogegen der  $n$  Zoll weiten Röhre ein Querschnittsinhalt von  $0,785 \cdot n^2$  Quadrat Zoll angehört.

Zollige steirische Röhrenbohrer von vorzüglicher Güte und von der Form Fig. 3—9 werden in der für den königl. sächs. Bergbau auf Halsbrücke bei Freiberg eingerichteten königl. Maschinenbauwerkstatt angefertigt. Die Gewichte von dergleichen Bohrern mit beiläufig 12 bis 20 Zoll Bohrerstange, welche unter dem Namen Röhrenbohrerschneide aufgeführt werden, sowie die Preise solcher, welche ganz fehlerfrei und vollkommen rein und glatt ausgefeilt sind, enthält folgende Tabelle:

	wiegt		kostet	
	Leipz. Pfunde	Thlr.	Ngr.	
eine $1\frac{1}{2}$ zollige Röhrenbohrerschneide	6	3	12	
„ 2 „ „	8	4	12	
„ 3 „ „	12	6	12	
„ 4 „ „	26	13	—	
„ 5 „ „	40	19	14	
„ 6 „ „	45	21	9	
„ 7 „ „	82	31	13	
„ 8 „ „	94	34	14	

Nur selten werden die Röhren über 12 Fuss lang gemacht; man versieht deshalb gewöhnlich die Röhrenbohrer mit einer schmiedeisernen Stange von nur 8 bis 9 Fuss Länge, die man anschweisst, und bohrt das Röhrenholz von beiden Seiten herein, um einestheils beim Bohren selbst wegen des aller 6 bis 8 Umdrehungen des Bohrers nöthigen Ausspänsens an Zeit zu ersparen, und andererseits die Bohrung mehr in der Axe oder auf dem Kerne des Röhrenholzes zu erlangen.

Das Ende der Bohrerstange versieht man in der Regel mit einem Ohr (das starker Bohrer wohl auch mit zweien) und befestigt in demselben ein Querholz oder einen Knöbel, womit man den Bohrer in drehende Bewegung versetzt.

Das Bohren selbst geschieht meist auf einem einfachen Gerüste, welches man den Bohrstuhl nennt. Derselbe ist in den Fig 18, 19 und 20 in der Längensicht, Vorderansicht und im Grundrisse mit einem Röhrenholze ausgestattet abgebildet, und besteht in vier in die Erde gemauerten Säulen  $a, a, b, b$ , wovon je zwei  $a, a$  und  $b, b$  mit einem wagenrecht liegenden Querholze (Kappe)  $c$  und  $d$  versehen sind, die unter sich mittels der beiden Riegel  $e, e$  in unverrückbarer Lage erhalten werden.

Auf die in der Mitte der Länge beider Querhölzer  $c$  und  $d$  aufgenagelten, auf ihrer Oberseite rinnenförmig ausgearbeiteten Lagerhölzer oder



Frösche *f, f* wird das zu bohrende Röhrenholz *g g* gelegt und an denselben vorn, auf derjenigen Seite, von welcher herein das Ausbohren erfolgt, mittels der Kette *h h* und des Reitels *i i*, hinten dagegen nur mittels zweier Klammern *k, k* befestigt.

Zur Führung des Bohrers *l l* in der Richtung der Axe des Röhrenholzes *g g* dient die auf den Leitstangen *m m* und *n n* nach dem Röhrenholze hin leicht verschiebbare harthölzerne Unterlage *o p q*, welche bei *p* mehrere der Bohrerstangendicke entsprechende kerbartige Vertiefungen besitzt. In eine derselben wird die Bohrerstange gelegt. Während nun diese das Zurseitweichen der Bohrerstange auf der Unterlage verhindert, wird dem Abgleiten der Unterlage *o p q* nach der linken Seite, nämlich nach *q* hin, wohin immer ein Seitendruck statt findet, da bekanntlich das Bohren von der linken zur rechten Hand, also rechts, geschieht, durch den Standbolzen *q*, welcher sich an die Leitstange *n n* anlegt und in eines der an dieser Stelle in der Unterlage befindlichen Löcher gesteckt wird, begegnet.

Um vor dem Beginnen des Bohrens, nach vollzogener Befestigung des Röhrenholzes auf dem Bohrstuhle, den Bohrer möglichst genau in die Axe des Röhrenholzes richten zu können, ist sowohl die Leitstange *n n* bei *r* mittels des als Auflage für sie dienenden Bolzens *s*, welcher in eine der Oeffnungen der Säule *r* gesteckt wird, vertikal als auch jene verschiebbare Unterlage *o p q* durch die bei *q* in ihr gebohrte Löcher und ihren Standbolzen *q* waagrecht stellbar gemacht. Es liegen deshalb die beiden Leitstangen *m m* und *n n* auf den beiden Querhölzern *c* und *d* nur lose auf, sind durch die auf *c* und *d* aufgenagelten Knacken *t, t, t, t* gegen Seitenverbiegungen geschützt, und drehen sich um einen an ihrem andern Ende befindlichen Bolzen einer Säule, wie z. B. *m m* um *u* auf der in den *Fig. 18* und *20* ersichtlichen rechten Seite des Bohrstuhles, welcher übrigens die (in der Zeichnung weggelassene) linke Seite desselben ganz gleich ist.

Hinsichtlich des Bohrens selbst ist zu bemerken, dass ein Bohrer der einen oder andern Art (den Schweinerüssel ausgenommen) bei jeder vollen Umdrehung um seine Axe selten mehr als  $\frac{1}{4}$  Zoll (ein starker Bohrer sogar nur  $\frac{3}{8}$  Zoll) tief in das Holz eindringt, und dass schon bei fünf bis acht dergleichen Umdrehungen, wobei also beiläufig  $2\frac{1}{2}$  bis 4 Zoll Länge an frischem Holz vom Bohrer ausgeschnitten werden, der Bohrspan ausgeführt werden muss, weil letzterer wegen der ihm beiwohnenden Federkraft sich nach vorn zu aufbläht und den weit längern Löffel des Bohrers ausfüllt. Ein länger fortgesetztes Bohren würde daher, indem der Bohrspan, am Ende des Löffels anstehend, in sich wieder zusammengeschoben werden müsste, nicht nur eine bedeutende Reibung im Bohrloche erzeugen, sondern auch in Folge dieser den Bohrer auf eine der Schneide nachtheilige Weise erhitzen.

Ein solcher aus fünf bis acht Umgängen bestehender Span wird mit dem Bohrer ausgeführt, nachdem man ihn zuvor durch Rückwärtsdrehen des Bohrers um etwa einen vollen Umgang im Bohrloche abgebrochen hat. Er fällt meist selbst, durch sein eigenes Gewicht getrieben, aus dem Bohrerlöffel, sobald dessen Mündung lothrecht nach unten gekehrt ist.

Bei den Nachbohrern oder Schweinerüsseln muss, da bei diesen die Bohrspäne gewöhnlich etwas dicker als bei jenen Bohrern sind, und sich mehr über als in einander wickeln, schon bei drei bis vier vollen Bohrerumdrehungen ausgespänt werden.

Die Kraft, welche erforderlich ist, um eine Röhre von irgend einer Weite mit einem Bohrer der einen oder der andern Art zu bohren, ist bis jetzt noch nicht genau ermittelt worden; eine solche Bestimmung dürfte auch fast unmöglich sein, da diese von der Form des Bohrers, insbesondere von dem mehr oder weniger tiefen Eindringen desselben in das Holz, von der Güte seiner Schneide, von der Art und der Beschaffenheit des zu bohrenden Holzes, sowie endlich von der Constitution, Anstelligkeit und dem guten Willen des Arbeiters abhängt. Im Allgemeinen kann daher in dieser Beziehung nur angeführt werden, dass bei Anwendung des gewöhnlichen Bohrstuhles und der steierischen Röhrenbohrer von der beschriebenen Form zum Bohren

2 bis 3 Zoll weiter fichten- oder tannenhölzerner Röhren 1 Arbeiter,

3 " 5 " " " " " " " 2 "

5 " 8 " " " " " " " " 3 "

erforderlich sind, wenn der Grösse der Bohrer angemessene Knöbel an der Bohrerstange angewendet werden und die Kraft der Arbeiter so viel als möglich benutzt wird.

Dass die Schweinerüssel noch etwas mehr Kraft als diese eben angeführten Bohrer erfordern, versteht sich von selbst.

Gewöhnlich bezahlt man für das Bohren einer 6 Ellen langen weichen hölzernen Röhre von

2 Zoll Weite	1,5 Ngr.,
3 " "	3 "
4 " "	5 "
5 " "	7,5 "
6 " "	10 "
7 " "	12,5 "
8 " "	15 "

wenn durchgehends die steierischen Röhrenbohrer angewendet werden. Hölzerne Röhren von mehr als 8 Zoll Weite gehören zu den Seltenheiten.

Endlich verdient noch erwähnt zu werden, dass man zum Bohren der hölzernen Röhren von 5 bis 8 und mehr Zoll Weite sich wohl auch besonderer Vorrichtungen statt des gewöhnlichen Bohrstuhles bedienen kann. Eine solche Vorrichtung, für Menschenkraft eingerichtet, muss, wenn sie den grösstmöglichen Vortheil gewähren soll, im Allgemeinen so construirt sein, dass der Bohrer, nur um seine Axe drehbar, mittels eines Spillrades von einer der anzuwendenden Menschenkraft am günstigsten angepassten Grösse bewegt, und dass das Röhrenholz vom Bohrer selbst, nach Massgabe des Eindringens des letztern in das Holz, mit Leichtigkeit herangezogen werden kann, welches letztere erreicht wird, wenn man das Röhrenholz auf einem in der Richtung der Bohreraxe leicht beweglichen, auf Walzen ruhenden Schlitten befestigt. Des Ausspärens wegen würde der Schlitten mit einer Zahnstange wie der einer Sägemühle zu versehen sein, in welche ein, mit einer Kurbel drehbarer Drehling einzugreifen hat, mittels dessen das Vor- und Rückwärtsbewegen des Schlittens leicht und schnell bewerkstelligt werden kann.

*F. W. Schwamkrug.*

Eine solche Röhrenbohrmaschine ward bei dem sächsischen Bergbau auf der Grube Unterhaus Sachsen nach dem Jahrbuche für den Berg- und Hüttenmann 1842 S. 30 hergestellt, und bei Anwendung der-



selben eine Ersparniss von Arbeitslohn gegen das gewöhnliche Handbohren beim Bohren 8 Zoll weiter Röhren hervorgebracht, welche ungefähr die Hälfte des früher angewendeten Arbeitslohnes betrug. Die Maschine kostete 132 Thlr. und es konnten an ihr drei Mann eine Röhre von Tannenholz von 8 Ellen Länge in  $2\frac{2}{3}$  Stunden auf einmal mit 8 Zoll Weite rein und vollkommen ausbohren; eine solche Röhre zu bohren ist daher mit 8 Ngr. 8 Pf. verdungen.

Die Bahn, auf welcher sich der Schlitten der Röhrenbohrmaschine bewegt, besteht aus zwei Geleisbäumen, die auf Querschwellen aufgekämmt und aufgeschraubt sind, welche auf eingerammten Pfählen ruhen. Die lichte Geleisweite beträgt 32 Zoll. Die Geleisbäume tragen harthölzerne Schienen. Vorn an der Schlittenbahn ist ein Stuhl zur Auflagerung des hinteren Endes der Bohrstange und des Vorgeleges angebracht; er besteht aus zwei Angewägen, zwischen denen das Vorgelege Platz findet. Der Schlitten besteht aus zwei 10 Ellen langen Langschwellen, welche durch zwei Querriegel und zwei eiserne Anker verbunden sind; er läuft auf sechs niedrigen gusseisernen Walzen, welche grösstentheils in die Langschwellen versenkt sind. Unter jedem Querriegel ist ein Leitsteg mit Spurscheiben angebracht, wodurch der Schlitten an Seitenbewegungen verhindert und zu einer Parallelbewegung genöthigt wird. Ausserdem trägt jeder Riegel ein rund ausgeschnittenes hölzernes Lager zur Aufnahme des zu bohrenden Röhrlolzes; auf dem vordern wird der Klotz so mit Kette und Knebel befestigt, wie es auf Taf. 79 abgebildet ist. In das hintere Ende wird genau in der Mitte ein eiserner mit Schraubengewinde versehener Reitnagel eingetrieben, bevor der Klotz eingeknebelt wird, damit die Axe des Klotzes stets in die Verlängerung der Axe des Bohrers falle. Ausserdem trägt das vordere Ende des Schlittens noch einen Bock, auf welchem sich ein Zapfenlager zur Aufnahme des vordern Theiles der Bohrstange befindet. Dieser Bock muss von dem vordern Querriegel des Schlittens um etwas mehr als die Länge des Bohrers abstehen.

Der Bohrer ist nach dem vorher ausführlich beschriebenen Systeme construiert; er hat eine 5 Ellen 19", lange  $2\frac{3}{8}$ " starke Stange und einen 28" langen, 8" weiten Löffel. Damit er sich während des Bohrens nicht zurückschiebt, stemmt er sich mit einer Nuth gegen einen am hintern Lager eingeschlagenen Keil. Das hintere Ende der Bohrstange trägt ein Stirnrad von 32 Zoll Durchmesser; in dasselbe greift auf jeder Seite ein Getriebe von 5 Zoll Durchmesser ein; die Axen der Getriebe sind auf den vorher erwähnten Angewellen aufgelagert und mit Kurbeln von  $13\frac{1}{2}$ " Halbmesser versehen.

Auf einem Geleisbaum ist ein Getriebe mit Kurbel angebracht, das in einen Kammbaum an der Langschwelle des Schlittens eingreift.

Vor dem Gebrauche muss die Axe des Bohrers mit der Spitze des Reitnagels in gleiche Horizontal- und Vertikalebene gebracht werden, was durch Lothen und Anwendung der Schnur leicht geschehen kann. Ist der richtig centrirte Klotz so befestigt, dass die Spitze des Bohrers den Mittelpunkt der vordern, die Spitze des Reitnagels den der hintern Stirn trifft, so werden durch zwei Arbeiter die Kurbeln, welche den Bohrer mittels des Vorgelages bewegen, getrieben, während ein dritter den Klotz durch Handhabung der dritten Kurbel stark an den Bohrer andrückt. Hat der Bohrer erst gegriffen, so kann der dritte Arbeiter die beiden ersten unterstützen. Nach je vier Umdrehungen des Bohrers wird durch Zurückdrehen des Bohrers der Span abgerissen und beim Zurückdrehen des

Wagens, wo der Löffel den Klotz verlässt, ausgeführt. Ist das Bohren bis zur Mitte des Klotzes vollendet, so wird derselbe gewendet und von der andern Seite ebenfalls bis zur Mitte gebohrt. *Hülse.*

**Bohrmaschinen** (fr. *machines à forer, m. à percer, m. à aléser*; engl. *drilling engines, boring machines*). Unter diesem Artikel sollen hier vorzugsweise die Maschinen betrachtet werden, die zum Bohren von Löchern in oder durch Metalle angewendet werden, oder solche, deren der Schlosser und Maschinenbauer bedarf. Die Eintheilung der Bohrmaschinen in diesem Sinne genommen ist bereits auf S. 377 angegeben; es wird daher zunächst von den Bohrmaschinen im Allgemeinen und für Löcher und dann von den Cylinderbohrmaschinen die Rede sein.

Bohrmaschinen (fr. *machines à percer*; engl. *drilling engines*). Um mit einem der Bohrer zum Bohren in Metall, deren Einrichtung und Beschaffenheit der Artikel BOHRER enthält, ein Loch in einen Metallkörper bohren zu können, muss derselbe mit einem angemessenen Drucke gegen den zu bohrenden Körper gepresst und gleichzeitig um seine Axe gedreht werden. Die Grösse dieses Druckes auf den Bohrer, sowie dessen Umdrehungsgeschwindigkeit, lässt sich im Allgemeinen nicht feststellen; je weicher das zu bohrende Metall ist, um so geringer, und je kleiner der Durchmesser des zu bohrenden Loches ist, um so kleiner muss der Druck gegen den Bohrer sein, wenn das Loch genau rund und seine Richtung geradlinig werden soll. Ist der Druck auf den Bohrer zu gross, dann wird das Loch unrund und der Bohrer verläuft sich, d. h. das Loch wird nicht geradlinig. Hierbei ereignet es sich auch häufig, dass der Bohrer blau anläuft oder den zum Bohren erforderlichen Grad von Härte verliert. Für tiefe Löcher, die zu bohren sind, muss der Bohrer entsprechend lang, und stets oberhalb der Schneide, um die Wände des bereits gebohrten Loches nicht zu berühren, schwächer als die Schneide gemacht werden. Diese Schwäche der Bohrer an ihrer Mitte macht, dass sie sich bei starkem gegen sie geäusserten Druck biegen, oder, wenn sie oberhalb der Schneide nicht gehörig nachgelassen sind, gar entzweibrechcn.

Grosse Löcher, nämlich von 1 Zoll Durchmesser und darüber, fallen bei beträchtlicher Länge selbst dann nicht gerade aus, wenn der Bohrer auch nicht stark gedrückt wird, was durch eine unrechte Stellung des Bohrers, oder, wenn diese nicht vorhanden ist, durch ungleiche Härte des zu bohrenden Metalles an den Stellen bedingt wird, die der Bohrer durchgehen soll. Um weite Löcher gerade zu erhalten, bohrt man mit einem schwachen Bohrer, der ein Loch von  $\frac{1}{4}$  Zoll Weite und darunter macht, vor, und wendet nur zur Herstellung des wahren Loches einen sogenannten Centrumborher an, dessen vorstehender Kern oder Mittelzapfen genau in das vorgebohrte Loch passt und während des Bohrens von diesem geführt wird.

Zähe Metalle, wie Schmiedeeisen, erhitzen die Bohrer während des Bohrprocesses mehr als spröde, wie Gusseisen. Um diese Erwärmung des Bohrers durch zähe Metalle nicht bis zu einem Wärmegrade ansteigen zu lassen, welcher die Härte derselben verringern könnte, kühlt man denselben während des Bohrens fleissig ab, was durch Benetzung mit einer Flüssigkeit geschieht, die eines hohen Wärmegrades bedarf, um zu verdampfen. Bei Schmiedeeisen und nicht gehärtetem Stahl nimmt man hierzu gewöhnlich ein fettes Oel, nämlich Baumöl oder Rüböl. Wo viele Löcher zu bohren sind, ist der durch das Oel entstehende Aufwand gar nicht gering. Statt des Oeles kann man sich gewöhnlicher Hausseife in



Wasser aufgelöst mit dem besten Erfolge bedienen. Bei dem Bohren von Gusseisen und Messing darf der Bohrer nicht geschmiert werden, wenn der Bohrprocess möglichst fördern soll.

Vor dem Beginne des Bohrens mit einem Metallbohrer ist es erforderlich, die Stelle, die das Centrum des zu bohrenden Loches werden soll, durch einen sogenannten Kerner, d. i. einen conisch zugespitzten und an seiner Spitze gehärteten Stempel, durch ein versenktes Loch zu bezeichnen. Diese Vertiefung gibt dem Bohrer die anfängliche Richtung, und sie muss um so grösser und tiefer geschlagen werden, je grösser das zu bohrende Loch werden soll.

Die wesentlichsten Anforderungen, denen eine Vorrichtung zum Bohren oder eine Bohrmaschine genügen muss, sind:

- a) die gerade Führung des Bohrers bei seiner niedersteigenden Bewegung während des Bohrprocesses, und
- b) die Herstellung eines mehr gleichförmigen Druckes des Bohrers gegen den zu bohrenden Körper.

Soll eine Bohrmaschine zum Bohren sehr ungleich weiter und tiefer Löcher in verschieden hohe Körper brauchbar sein, dann muss sie überdies

- c) eine verschieden lange Bewegung des Bohrers, sowie eine Verschiebung der Unterlage, Bohrtisch genannt, für die zu bohrenden Stücke gestatten. Oft wird es sogar wünschenswerth,
- d) den Bohrer nach horizontaler Richtung verstellen, und
- e) demselben eine von der lothrechten Richtung abweichende Stellung geben zu können.

Die Bohrvorrichtungen zum Löcherbohren lassen sich noch in solche spalten, bei welchen der Bohrer durch den bohrenden Arbeiter selbst in drehende Bewegung versetzt wird, die wir Handbohrmaschinen, und in solche, bei welchen die Drehung des Bohrers durch irgend eine Elementarkraft bewirkt wird, die wir der Kürze halber nur Bohrmaschinen nennen wollen. In der Regel sind die Handbohrmaschinen einfacher als die Bohrmaschinen, doch arbeiten die letztern meist auch rascher und billiger als die erstern.

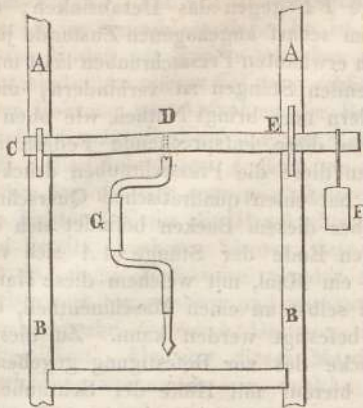
Sehr mannichfaltig gestaltete Vorrichtungen, die zu den Handbohrmaschinen gerechnet werden müssen, sind in Anwendung, doch nicht minder gross ist auch die Anzahl verschiedenartig construirter Bohrmaschinen, die bereits in Gebrauch gekommen sind, und es würde weder möglich noch nützlich sein, alle diese Vorrichtungen hier zu beschreiben, weshalb wir im Nachfolgenden nur die üblichsten der Bohrmaschinen, die dem Zwecke am besten entsprechen, aufzählen und beschreiben werden.

**Handbohrmaschinen.** Zu den am häufigsten angewendeten einfachen Handbohrvorrichtungen gehört:

- 1) Die Bohrrolle oder der Rollenbohrer, s. Nr. 1. S. 355.
- 2) Die Rennspindel, s. Nr. 2. S. 365.
- 3) Die Brustleier, s. Nr. 3. S. 366.
- 4) Die Drehbank, s. Nr. 8. S. 375.

Das Bohren von Löchern auf Handbohrmaschinen, deren Durchmesser mehr als  $\frac{1}{4}$  Zoll beträgt, geschieht gewöhnlich

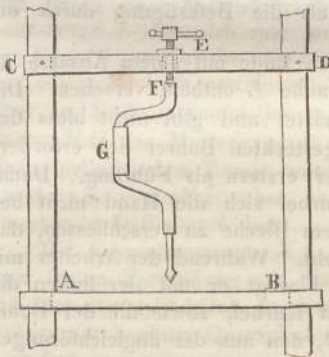
5) mit Kurbeln, in die der Bohrer eingesetzt wird. Der zum Bohren selbst erforderliche Druck auf die Kurbel erfolgt hierbei durch mit Gewichten belastete Hebel oder mit Schrauben, je nach dem Zwecke der Vorrichtung, ob nämlich ihr Gebrauch ein nur kurzer sein soll oder nicht, und je nach den Mitteln dessen, der sich einer Bohrvorrichtung zu bedienen hat.



Eine höchst einfache Handbohrmaschine zeigt beistehende Figur. Sie besteht aus zwei hölzernen Säulen *A* und *B*, von welchen die eine mit einer eisernen Zimmermannsklammer *C* zur Stützung, die andere mit einer ebensolchen *E* zur Führung eines Querbalkens *CE* versehen ist. Eben dieser Querbalken *CE* hat bei *D* eine Spitze zur Führung der Bohrkurbel *G* und wird am Ende hinter *E* mit einem entsprechenden Gewichte *F*, zur Hervorbringung eines Druckes auf den Bohrer, versehen. Hat man Löcher durch Platten zu bohren, dann wird die Klammer *E* so eingeschlagen, dass

der Druckbaum *CE* sich mehr gegen diese stützt, wenn die Platte durchbohrt ist. Durch diese Vorsichtsmassregel verhindert man das Zerbrechen des Bohrers bei dem Durchgange desselben durch die Platte.

Nicht viel zusammengesetzter als die eben beschriebene Handbohrmaschine ist die, welche die beistehende Figur darstellt. Die Basis derselben wird durch ein Pfostenstück *AB*, das zugleich die Stelle des Bohrtesches vertritt, hergestellt. Von hier aus gehen zwei Säulen *AC* und *BD*, die durch ein Querholz *CD* verbunden sind, und in welches die Mutter *E* einer Schraube *F*, nach horizontaler Richtung verschiebbar, eingelassen ist. Mit dieser Schraube *F* nun wird die Bohrkurbel geführt und zugleich der Bohrer gegen den zu bohrenden Gegenstand gedrückt. Soll die Bohrkurbel nicht häufig ausspringen, dann ist es nothwendig, das Querstück *CD* nicht zu stark zu nehmen, um sich bei dem



Drücken der Schraube gegen die Bohrkurbel etwas durchbiegen zu können. Während des Bohrens dreht der Arbeiter mit der rechten Hand die Kurbel *G* um, und mit der linken zieht er die Schraube *F* mittels des angebrachten Schlüssels an.

Die Handbohrmaschine, welche die Fig. 6 auf Taf. 80 im Aufrisse und Fig. 7 im Grundrisse darstellt, ist für den Schlosser und Maschinenbauer ein höchst brauchbares Werkzeug und lässt sich an jede Werkbank befestigen. Die Hauptstücke sind die vertikal stehende Stange *AA* und die horizontal liegende *FF*. Die Verbindung dieser Stücke ist durch zwei zusammengewessene Cylinder *G* und *E* bewirkt, von welchen die Bohrung des Cylinders *E* die Stange *FF*, die Bohrung des andern *G* aber die Stange *AA* fasst. Der Zweck dieser Hülsen ist kein anderer, als die Stange *FF* nach horizontaler und vertikaler Richtung hin verstellbar zu machen. Nächst dem gestattet eben diese Einrichtung jede beliebige Drehung der Stange *FF* um *AA* herum, sowie die Drehung um ihre eigene Axe. Zur Sicherung jeder Lage der Bohrstange *FF* ist jeder der Cylinder *G* und *E* mit einer Pressschraube versehen; die Pressschraube *F* lehnt sich gegen die Stange *AA* und sichert hierdurch die



Cylinder und somit auch die Stange *FF* gegen das Herabsinken; die Pressschraube *H* endlich verhindert im scharf angezogenen Zustande jede Wendung der Stange *FF*. Die eben erwähnten Pressschrauben lässt man, um eine Beschädigung der zugehörigen Stangen zu verhindern, nicht direct gegen dieselben drücken, sondern man bringt Nuthen wie oben in den Cylindern *E* und *G* an, legt in diese entsprechende Federn aus Eisen oder Stahl ein, und lässt gegen diese die Pressschrauben drücken.

Der Untertheil der Stange *AA* hat einen quadratischen Querschnitt und läuft in den Backen *C* aus. Ueber diesem Backen befindet sich ein zweiter *B*, der auf dem vierkantigen Ende der Stange *AA* sich verschieben lässt. Beide Backen bilden ein Maul, mit welchem diese Handbohrmaschine an jede Werkbank, ja selbst an einen Maschinentheil, der noch mit Löchern zu versehen ist, befestigt werden kann. Zu diesem Ende öffnet man das Maul der Dicke des zur Befestigung gegebenen Körpers entsprechend und zieht sie hierauf mit Hilfe der Schraube *D* scharf zusammen. Die Schraube *D* hat unterhalb des Backens *C* einen Ansatz, oberhalb aber eine Stossplatte mit einem durchgeschlagenen Keile *H*, der Backen *B* endlich das der Schraube entsprechende Muttergewinde. Soll die Bohrmaschine *Fig. 6* stets auf demselben Platze stehen bleiben, dann kann man die Backen *B* und *C* an der lothrecht stehenden Stange *AA* weglassen, wenn man die Enden befestigt, was der Maschine eine grössere Stabilität gibt, als die Befestigung durch die Backen *B* und *C*.

Die Bohrstange *FF* ist an dem einen Ende mit einem Ansatz *K*, der das Muttergewinde für die Druckschraube *L* enthält, versehen. Die Spitze der Druckschraube selbst ist gehärtet und gibt nicht bloss der Kurbel *MON* und somit dem bei *P* eingesteckten Bohrer den erforderlichen Druck, sondern dient zugleich der erstern als Führung. Damit der Arbeiter bei dem Umdrehen der Kurbel sich die Hand nicht beschädige, ist der Angriffspunkt *O* mit einem Bleche zu verschliessen, das sich willig um die Warze der erstern dreht. Während der Arbeiter mit der rechten Hand die Kurbel umdreht, bewegt er mit der linken die Druckschraube, wobei die Biegsamkeit der Kurbel, sowie die der Bohrstange *F* und der lothrecht stehenden *AA*, den aus der ungleichförmigen Drehung der Druckschraube im Vergleich mit dem Fortschreiten des Bohrloches, bei völliger Unbeweglichkeit der angeführten Theile, entstehenden Druck mehr gleichförmig zu machen gestattet.

Die Drehbarkeit der Bohrstange *FF* um ihre Axe gestattet, der Druckschraube jede Lage geben zu können, woraus die Möglichkeit entspringt, mit der Handbohrmaschine *Fig. 6* auch Löcher zu bohren, deren Axen nicht vertikal stehen.

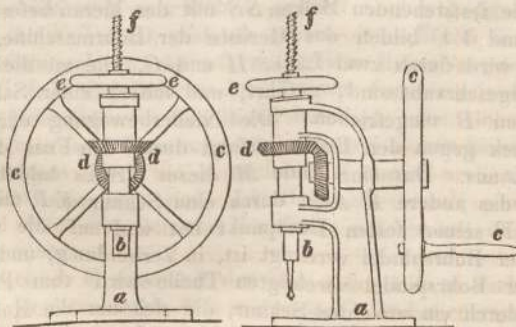
Die Handbohrmaschine in *Fig. 4* und *5* besitzt alle Eigenschaften der zuletzt beschriebenen, mit welcher sie auch die unteren gleich bezeichneten Theile ganz gleich hergestellt enthält, und hat dabei ein einfacheres Ansehen, ist aber in ihrer Herstellung kostbarer. Die eigentliche Bohrwelle *NM* mit der Druckschraube *OP* bewegt sich in einem cylindrisch gebohrten Rohre *LK*, das sich mittels der Hülse *K* auf *AA* auf- und niederschieben und durch die Pressschraube *R* fixiren lässt. Eben so lässt sich die Bohrwelle *NM* in ihrer Hülse verschieben und wenden, aber auch mit der Pressschraube *Q* feststellen.

Eine Handbohrmaschine von sehr guter Construction, die aber nicht transportabel ist und wo möglich an eine Wand befestigt werden muss,

stellt Fig. 14 (Taf. 81) in der Seiten-, Fig. 15 in der Vorderansicht und Fig. 16 im Grundrisse dar. Es ist *CC* ein lothrecht stehender Cylinder, dessen Enden mit Zapfen versehen sind, die durch die Lager *B, B* gefasst sind. An diesen Cylinder schliesst sich ein zweiter *EE* an, der mit einer Bohrung zur Aufnahme der Bohrstange *I* versehen ist. Die bogenförmige Strebe *D* dient nur zur Vermehrung der relativen Festigkeit von *EE*. Die Bohrstange *I* läuft an ihrem Ende in einen Cylinder aus, dessen Axe die der erstern winkelrecht schneidet, und dient zur Aufnahme der Mutter *LK* für die Druckschraube *O*. Aus dieser Beschreibung wird man bereits abnehmen können, dass das Ende *O* der Druckschraube sich fast in einem Halbkreise wenden und der Radius des beschriebenen Kreises sich vergrössern und verkleinern lässt, und dass sich endlich die Druckschraube *O* durch Drehung der Bohrstange um ihre Axe schief stellen lässt. Um mit dieser Maschine bohren zu können, muss eine Vorrichtung vorhanden sein, welche die Wendung des Cylinders *CC* um seine Axe, sowie eine zweite, welche die Drehung der Bohrstange *I* um ihre Axe verhindert. Die Feststellung des Bohrmaschinengewindes wird durch einen feststehenden halbkreisförmigen Ring *FF*, dessen Ebene winkelrecht zur Axe *BB* ist, mittels einer mit *E* verbundenen Pressschraube *G* bewirkt. Das Muttergewinde dieser Pressschraube befindet sich in dem Backen *R*, der, wie die Fig. 18 im Durchschnitte zeigt, mit *EE* durch zwei Mutterschrauben verbunden ist. Die Feststellung der Bohrstange *I* lässt sich sehr zuverlässig durch eine Vorrichtung, wie sie die Fig. 17 im Durchschnitte zeigt, herstellen. Die Bohrwelle *I* wird von einem Kloben umschlossen, der in einen cylindrischen Hals *a* mit einer am Ende angeschnittenen Schraube ausläuft, wozu die Nabe des Rades *HH* das Muttergewinde enthält. Für diesen Kloben ist *EE* mit einem cylindrischen Bunde umschlossen, der auf der einen Seite einen Ansatz *cc*, gegenüber aber eine für das Einschieben des erstern entsprechende Oeffnung *b* hat.

Die Schraubenmutter *KL* für die Druckschraube *O* trägt, behufs ihrer festen Verbindung mit der Bohrstange *I*, bei *K* einen Bund, geht von hier aus cylindrisch durch den Kopf der Bohrstange und wird mit diesem durch einen Quersplint *M* nach horizontaler und vertikaler Richtung fest verbunden.

Die beistehend im Holzschnitt dargestellte kleine Handbohrmaschine (*portable hand drill*) ist bei *NASMYTH, GASKELL* u. Comp. in Manchester



in Gebrauch. Durch das Gestell *a* geht die horizontale Welle mit dem Kurbelrade *c*, welche durch ein Winkelradgetriebe mit der vertikalen Bohr-



welle verbunden ist; die letztere kann in der Nabe des an ihr befindlichen Winkelrades  $d$  auf- und niedergleiten und wird durch die Schraube  $f$ , auf welche eine mit dem Handrad  $e$  verbundene Schraubenmutter wirkt, niedergedrückt. Beim Gebrauche wird mit der einen Hand die Kurbel  $c$ , mit der andern das Rad  $e$  bewegt.

Bevor wir zu den Bohrmaschinen übergehen, die durch eine Elementarkraft bewegt werden, wollen wir noch der Einrichtung der Bohrkurbel, behufs der Einsteckung des Bohrers, gedenken. An dem Ende, wo die Bohrer in die Bohrkurbel der Handbohrmaschinen oder in die Bohrspindel der Bohrmaschinen eingesteckt werden, bilden sie gewöhnlich eine vierseitige abgestutzte Pyramide. Dieser Gestalt entsprechend ist auch das Ende  $P$  der Bohrkurbel in *Fig. 6* (Taf. 80) in der Richtung der Axe  $PQ$  der Kurbel oder Bohrspindel gelocht. Der Druck nun, welcher die Bohrspindel oder die Bohrkurbel auf den Bohrer überträgt, presst den Bohrer oftmals sehr fest, so dass es nicht möglich ist, denselben aus der Kurbel oder Spindel herauszuziehen. Um dies bequem ermöglichen zu können, ohne den Bohrer zu beschädigen, versieht man das Ende der Kurbel oder der Spindel mit einem Loche  $a$ , und richtet den Bohrer so ein, dass sein Ende bis dahin reicht. Sitzt der Bohrer fest, dann schlägt man nur einen schwachen Keil durch  $a$  hindurch, und derselbe lüftet sich.

**Bohrmaschinen.** Die Stelle der Bohrkurbel bei Handbohrmaschinen wird bei Bohrmaschinen, deren Bewegung mittels irgend einer Elementarkraft erfolgt, durch eine nicht gebogene Welle, die Bohrspindel genannt, vertreten, und der Druck durch dieselbe auf den Bohrer gewöhnlich nicht durch eine einfache Druckschraube hervorgebracht.

Die *Fig. 1* (Taf. 80) stellt eine einfache Bohrmaschine dar, welche in Ermangelung eines Durchbruches oder einer Lochmaschine zum Bohren der Nietlöcher bei Erbauung der zwei eisernen Dampfboote für die Dresdener Dampfschiffahrts-Gesellschaft diente. Diese Bohrmaschine arbeitete neben zwei andern von guter Construction und Bauart, zeichnete sich aber vor den letztern durch eine grosse Leistungsfähigkeit aus, und verursachte während eines einjährigen ununterbrochenen Gebrauches gar keine Reparaturen, die sich dagegen bei den andern sehr häufig einstellten. Ein Arbeiter bohrte mit dieser Maschine täglich 1000 bis 1500 Stück Löcher durch zwei auf einander geheftete Blechtafeln, jede in der Stärke von  $\frac{3}{15}$  Zoll durchschnittlich. Der Durchmesser der Löcher war der doppelten Blechstärke gleich, und die Kraft eines zweiten Arbeiters diente zu ihrer Bewegung. Die feststehenden Balken  $SS$  mit den hieran befestigten Pfosten  $XX$ ,  $WW$  und  $VV$  bilden das Gerüste der Bohrmaschine. Die Bohrspindel  $AA$  wird durch zwei Lager  $H$  und  $G$ , die an die Pfosten  $XX$  und  $WW$  angeschraubt sind, geführt, und mittels einer Schnur und der Schnurscheiben  $B$  umgetrieben. Die Niederbewegung der Bohrspindel und der Druck gegen den Bohrer erfolgt durch den Fuss des Bohrenden vom Tritt  $L$  aus. Das eine Ende  $M$  dieses Trittes bildet einen festen Drehpunkt, das andere  $K$  steht durch eine Schnur  $KI$  mit dem Hebel  $YI$ , der in  $Y$  seinen festen Drehpunkt hat und auf die nachbemerkte Weise mit der Bohrspindel vereinigt ist, in Verbindung, und das Gewicht aller mit der Bohrspindel vereinigten Theile wird vom Punkte  $P$  des Hebels  $YI$  durch ein an einer Schnur, die sich um die Rolle  $O$  schlägt, hängendes Gewicht dergestalt ausgeglichen, dass die Bohrspindel eine Tendenz zum Aufsteigen bekommt. Die Verbindung des Hebels mit der Bohrspindel zeigt *Fig. 2* im Querschnitte. Am obern Ende trägt die

Bohrwelle *A* einen durch zwei Quersplinte befestigten Bund, und wird eben daselbst durch zwei unter einem rechten Winkel *a* umgebogenen Schienen *E, E* umschlossen. Eben diese Schienen sind am obern Ende durch ein eingeschobenes Querstück mittels Schrauben vereinigt und von hier aus geht der cylindrische Stift *F*, der sich in der Pfoste *VV* *Fig. 1* führt. Zwischen eben diesen Schienen *E, E* hängt an einem Bolzen *ff* eine Zunge *e* beweglich, die an ihrem untern Ende wiederum drehbar mit dem Hebel *D* vereinigt ist. Damit die erwähnte Zunge *e* sich auf dem Bolzen *ff* nicht verschieben kann, sind die von ihr bis zu den Schienen *E, E* gelassenen Räume durch zwei Ringe *g, g* erfüllt. Aus der vorbeschriebenen Einrichtung folgt, dass, wenn der Hebel *D* emporgezogen wird, sich gleichzeitig auch die Spindel *A* mit hebt. Damit aber auch bei dem Niedergange eben dieses Hebels die Spindel sich niederwärts bewege und ein starker Druck durch eben diesen Hebel ohne grosse Reibung auf die Bohrspindel verpflanzt werden könne, wurde in das obere Ende der letztern eine kleine kegelförmig ausgehöhlte und gehärtete Stahlplatte *c* gelegt, durch die Schienen *E, E* ein Quersteg *dd* geführt, in demselben eine aus Stahl gefertigte, am untern Ende kegelförmig zugespitzte und daselbst gehärtete Schraube angebracht, dieselbe aber ober- und unterhalb des Steges *dd* mit Muttern versehen, um ihre Lage fixiren und erforderlich verändern zu können.

Die Pfoste *CC* bildet den Bohrtisch. Um denselben höher und tiefer stellen zu können, sind die Säulen *S, S* mit versetzten Löchern versehen. Mit Keilen durch die nächsten Löcher *T, T* unter dem Tische wird derselbe gestützt und mit eben solchen durch die darüber befindlichen *U, U* fest angezogen. Während des Bohrens hält der Arbeiter den zu bohrenden Gegenstand mit einer Hand oder mit beiden, und indem er mit einem Fusse auf den Hebel *L* tritt, drückt er die Bohrspindel mit dem Bohrer erforderlich stark gegen den zu bohrenden Gegenstand, wobei er genau fühlt, ob der eben geäußerte Druck der rechte ist, oder ob er denselben verstärken kann oder ob er ihn verringern muss.

Um einen verhältnissmässig starken Druck gegen die Bohrspindel auszuüben, was nicht immer mit dem Fusse, ohne die Arbeit des Bohrens zu beeinträchtigen, geschehen kann, ist mit dem Hebel *D* eine Zahnstange *Q* und mit dieser ein Getriebe *R*, das durch die Hand mittels einer Kurbel umgetrieben wird, zu verbinden. Diese Vorrichtung kann neben dem Fusstritte *L* mit dem Hebel *D* in Verbindung stehen, wodurch die Maschine auch zum Bohren grosser Löcher geeignet wird.

Die *Fig. 8* auf Taf. 81 gibt die Seiten- und *Fig. 9* die Vorderansicht einer Bohrmaschine, die oft mit gutem Erfolg angewendet wird. Das Gerüste *LLL* der Bohrmaschine ist von Gusseisen und durch drei oder mehrere Schrauben an eine Wand befestigt. Die Bohrspindel *AA* empfängt ihre rotirende Bewegung von den drei Bandscheiben *K*, deren Axe mit der erstern durch die Winkelräder *I* und *F* verbunden ist; die niedersteigende Bewegung wird der Bohrwelle durch eine verzahnte Stange *cc* und durch ein Getriebe *E* ertheilt, welches mit dem Hebel *TS* in Verbindung steht.

Das Winkelrad *F* muss mit der Bohrwelle *AA* so verbunden sein, dass sich die letztere durch das erstere auf- und niederschieben lässt, ohne das Mitnehmen der letztern durch das erstere zu verhindern. Bewirkt wird dies durch eine Längennuth durch die Bohrung des Winkelrades für die Bohrwelle und durch einen in die letztere eingezogenen



Splint  $d$ , welcher jene Nuth völlig erfüllt. Die Nabe des Winkelrades  $F$  erhält zwischen  $F$  und  $R$  einen Halsring, mit welchem er in dem Lager  $G$  läuft. Dieser Halsring muss etwas lang sein, und das Lager  $G$  immer dichtschiessend gehalten werden, um die Schwankung des Kegelrades an seiner Eingriffsstelle mit  $I$  möglichst gering zu machen. Die obere Ansicht des Lagers  $G$  mit seinem Futter aus Messing stellt die *Fig. 12* dar. Die zweite Führung der Bohrspindel geschieht durch das Lager  $H$ , dessen Oberansicht *Fig. 13* zeigt. Behufs der Verbindung der Zahnstange  $cc$  mit der Bohrspindel läuft die letztere in zwei Lagern  $B, B$  der erstern, welche mit eingelegten Lagerfuttern aus Messing die Bohrspindel umschliessen, die, um eine Fixirung nach lothrechter Richtung zu erzielen, mit zwei Bündeln  $a$  und  $b$  versehen ist. Die Wendung der Zahnstange  $cc$  nach horizontaler Richtung wird durch zwei Backen  $f, f$ , *Fig. 10*, die den Zähnen  $cc$  Führung geben, verhindert. Das Getriebe  $E$  *Fig. 10* für die Zahnstange  $c$  sitzt mit dem Sperrade  $D$  fest auf dem Bolzen  $ee$ , der Hebel  $TS$  aber dreht sich um denselben, so dass, wenn dieser Hebel bei  $S$  niedergedrückt wird, der Sperrkegel  $C$  die Zahnstange und die Bohrspindel ebenfalls niederwärts schiebt. Die Bewegung des Druckhebels  $TS$  kann entweder durch einen mit der Schnur  $P$  verbundenen Fusstritt oder mit der Hand, in welchem Falle die Schnur sich in einem Ring endigt, hergestellt werden. Endlich versieht man den Druckhebel noch mit einem Gewichte  $Q$ , welches ihn am Ende  $S$  emporzuheben genügt, wenn kein niederwärts gehender Druck darauf geäussert wird. Damit endlich die Bohrspindel weder eine Tendenz zum Steigen noch zum Fallen habe, wird mit der Axe  $ee$  ein Schnurlauf fest verbunden und durch ein Gewicht an einer Schnur, die um die in *Fig. 10* dargestellte Rolle geschlungen ist, die Bohrspindel balancirt.

Den Querschnitt der Riemenscheiben  $K$  stellt *Fig. 11* dar. Der Deckel  $gg$  wird durch Schrauben  $hh$  mit den Bandläufen verbunden, um diese bequem giessen zu können. Die feste Verbindung der Riemenscheiben mit der Welle erfolgt endlich durch einen Quersplint  $i$ .

Die Reibung, welche zwischen dem Lager  $B$  und dem Lagerbunde  $b$  statt findet, ist nicht unbedeutend und vergrössert nicht bloss die bewegende Kraft für den Umtrieb der Maschine, sondern trägt auch wesentlich zur Abnutzung des mit  $b$  in Berührung kommenden Lagerfutters bei.

Die Bohrmaschine *Fig. 19 — 23* auf Taf. 82 ist in England gebräuchlich. Das Hauptgestelle dieser Bohrmaschine wird durch die Säule  $TT$  mit den Armen  $U$  und  $V$  gebildet. Eben diese Säule  $TT$  ist durch Schrauben mit der als Bohrtisch dienenden Platte  $RR$  verbunden. Die rotirende Bewegung geht von der Welle  $W$  mit den Riemenscheiben  $P$  und  $P_1$ , von welchen  $P_1$  eine Festscheibe,  $P$  aber eine Losscheibe ist, durch die Winkelräder  $N$  und  $M$ , durch die den Rädern  $M$  und  $E$  gemeinschaftliche Welle auf  $E$ , und von hier mittels des Transporteurrades  $D$  auf das Rad  $C$  und endlich von diesem auf die Bohrspindel  $AA$  über. Damit die Bohrwelle  $AA$  sich während ihrer Axendrehung durch das Rad  $C$ , ohne dasselbe mit zu heben, auf- und niederwärts bewegen kann, ist die Nabenbohrung des letztern, gleich dem Durchmesser der Bohrspindel, mit einem Splinte, die Bohrwelle aber mit einer entsprechenden Längennuth  $g$  zu versehen. Die Bohrwelle, sowie sie mit der Längennuth versehen ist, kann in keinem feststehenden Lager laufen, weshalb sie mit einer Hülse  $bb$  *Fig. 21*, die ebenfalls einen der Nuth entsprechenden Splint hat, umschlossen ist, die mit ihrer Unterscheibe auf  $dd$  *Fig. 19*

auffliegt und, um nicht emporgehoben werden zu können, durch das röhrenförmige Lagerfutter *aa* umschlossen wird. Das Rad *D* ist, wie bereits bemerkt wurde, ein Transporteurrad, d. h. es bewirkt die Verbindung der Räder *C* und *E* ohne Aenderung der Geschwindigkeit, und wurde hier durch die zwischen *C* und *E* liegende Axe *KK* nothwendig gemacht.

Um auf die Bohrspindel *AA* und gegen den Bohrer den erforderlichen Druck zum Bohren äussern zu können, ist das Ende einer Schraube *I*, deren Muttergewinde sich in *SS* befindet, rund auf die Bohrwelle, wie der Durchschnitt *Fig. 21* bei *c* zeigt, aufgesteckt. Mit eben dieser Schraube ist das Rad *H* fest verbunden, es greift in das Rad *GG* und dieses in das Getriebe *F* ein. Das Rad *GG* ist ein Transporteur-Rad für das Getriebe *F* und für das Rad *H* und läuft um die feststehende Axe *KK*. Dreht man das Getriebe *F* *Fig. 19* mittels der Kurbel *L* um, dann steigt oder fällt das Rad *H* und bedingt ein Steigen oder Fallen der Bohrspindel *AA*, wenn dieselbe durch das Gewicht *Q* am Hebel *BB*, dessen Gestalt *Fig. 23* von oben dargestellt zeigt, eine Tendenz zum Aufsteigen hat. Um die Reibung und die damit verbundene Abnutzung zu verringern, wird es zweckmässig sein, statt der bei *c* im Durchschnitte *Fig. 21* angegebenen Verbindung zwischen der Bohrspindel *AA* und der Schraube *I*, die Schraube mit einer gehärteten Stahlspitze zu versehen und in die Bohrspindel ein entsprechendes Stahlplättchen einzulegen.

Die Säule *TT*, durch welche die Welle der Räder *M* und *E* hindurchgeht, ist, wie der Durchschnitt *Fig. 22* zeigt, hohl und an ihren Enden mit Lagern zur Führung der eben gedachten Welle versehen. Die Einrichtung des untern Führungslagers und dessen Verbindung mit der Säule *TT* ist aus der *Fig. 22* ersichtlich, dasselbe ist nämlich röhrenförmig gestaltet und wird mittels der übergreifenden Lappen und der versenkten Schrauben *e, e* befestigt. Das Lager am obern Ende der Säule *TT* hat nicht bloss die Welle zu führen, sondern auch das Gewicht derselben, sowie das der Räder *M* und *E* zu tragen. Dieses Lager hat ebenfalls, wie *h* in *Fig. 19* zeigt, die Gestalt einer Röhre, auf deren Oberfläche die Nabe des Rades *E* aufliegt. Die Abnutzung, die hierbei zwischen der Nabe und dem Lager entsteht, bewirkt einen immer tiefer werdenden Eingriff der Winkelräder *H* und *M*. Um diese Senkung des Rades *M* wieder beseitigen zu können, ist die Einrichtung so getroffen, dass sich die Welle mittels der Schraubenmutter *i* durch die Nabe des Rades *E* emporheben lässt.

Die Zeichnung zu der Bohrmaschine, welche die Taf. 83 darstellt, ist ebenfalls englischen Ursprungs. *Fig. 31* stellt die Seitenansicht, *Fig. 33* die Vorderansicht, *Fig. 32* einen Durchschnitt durch die Bohrspindel und *Fig. 34* einen Querschnitt dieser Bohrmaschine dar. Das Gestelle *UU*, dessen Querschnittsform *Fig. 34* zeigt, ist von Gusseisen und mit einer so grossen Basis versehen, dass es ohne alle Befestigung auf einer horizontalen Bodenfläche feststeht.

Die Bohrspindel *DD* ist, wie der Durchschnitt in *Fig. 32* nachweist, mit einer Röhre *C* umschlossen, die durch die am Gestelle befestigten Lager *B, B*, deren Oberansicht die *Fig. 38* darstellt, geführt wird. Auf eben dieser Röhre *C* sitzt das Winkelrad *g*, das mit einem an der Welle der Bandläufe *N* befindlichen Winkelrade *h* in Eingriff steht. Sind zwei correspondirende Bandläufe von *N* und *O* durch einen gehörig gespannten Riemen verbunden und wird der von der Losscheibe *P* über eine sich umdrehende Trommel geführte Riemen auf die Festscheibe *P<sub>1</sub>* geschoben,



dann wird die Röhre *C* eine rotirende Bewegung annehmen. Um diese Bewegung auf die Bohrspindel *DD* überzutragen, ohne ihre Verschiebbarkeit in der Richtung ihrer Axe zu verhindern, ist sie selbst mit einer angemessenen Längennuth, insoweit sie nämlich mit der Röhre *C* in Berührung kommt, zu versehen, und an den Enden der Röhre sind correspondirende Federn fest einzusetzen.

Behufs der Auf- und Niederführung der Bohrspindel *DD* ist das obere Ende derselben durch *A* gefasst und dieser Theil selbst am Gestelle der Bohrmaschine so angebracht, dass er mittels des Hebels *LK*, der durch die Stange *KI* mit dem Fusstritte *H* in Verbindung steht, auf- und niedergeschoben werden kann. Die Bohrspindel nämlich endet mit einem verstärhten und gehärteten Bund, versehen mit einer conischen Einsenkung zur Aufnahme der ebenfalls gehärteten Spitze der Druckschraube *Q*, und wird durch die eingeschaubte Mutter *k*, die, um sie auf die Spindel aufbringen zu können, in zwei Hälften geschnitten werden muss, getragen. Die Gestalt des Hebels *LK*, von oben gesehen, gibt die *Fig. 37* und die des Hebels *HI*, ebenfalls von oben gesehen, die *Fig. 35*. Das Stück *A* ferner, dessen Gestalt von oben gesehen die *Fig. 36* zeigt, läuft mit den conischen Backen *a, a* zwischen zwei Leisten *b, b* und ist im Innern zur Aufnahme des Endpunktes vom Hebel *RK* mit einer entsprechenden Höhlung *L* (*Fig. 32*) angefertigt. Mit dem Gewichte *M* endlich wird der Bohrspindel ein geringes Bestreben zum Aufsteigen ertheilt. Zuzolge der eben beschriebenen Einrichtung ist die Bohrspindel bei dem Leergange von der Schraube *k* (*Fig. 32*), dagegen von der Druckschraube *Q* gestützt, wenn dieselbe mittels des Fusstrittes *H* den Bohrer gegen den zu bohrenden Gegenstand drückt.

Um die Bohrmaschine auf Taf. 83, weil die Hubböhe der Spindel nur gering ist, auch für ungleich dicke, dem Bohrproccesse zu unterwerfende Körper geschickt zu machen, muss das Bohrtischgestelle *F* in der Richtung der Axe der Bohrspindel verstellbar eingerichtet werden. Zu diesem Ende ist dasselbe mit zwei Leisten, das Gestelle der Bohrmaschine aber mit zwei entsprechenden Nuthen *dd*, ferner aber auch noch mit einer Höhlung *c* (*Fig. 34*) versehen. Die Leisten mit den Nuthen *dd* führen das Bohrtischgestelle, die Rinne *c* führt die Köpfe der Mutterschrauben *m, m*, die das Bohrtischgestelle mit der Bohrmaschine verbinden und durch die Oeffnung *f* *Fig. 31* eingeschoben werden. Die Auf- und Niederbewegung des Bohrtischgestelles endlich, sowie dessen Stützung nach lothrechter Richtung erfolgt durch die Schraube *G*.

Den Bohrtisch selbst bildet die hölzerne Pfoste *E*.

Die Bohrmaschine auf Taf. 84 findet man sehr häufig in Maschinenfabriken; ihre Gestalt ist eine sehr gefällige und sie gestattet einen vielseitigen Gebrauch. Ihre Anwendung empfiehlt sich besonders da, wo durch die Mitte der Arbeitssäle gusseiserne Säulen *B, B* als Träger der Decke angebracht sind, weil diese sogleich als Gerüste der Maschine gebraucht werden können.

An der Säule *BB*, die, wie so eben bemerkt wurde, der ganzen Bohrmaschine als Gestelle dient, ist der Bohrtisch *N* verschiebbar angebracht. Die *Fig. 39, 40* und *44* zeigen dessen Gestalt, und zwar *Fig. 39* in der Vorder-, *Fig. 40* in der Seitenansicht und *Fig. 44* im Grundrisse. Die Unterlage des Bohrtisches ist zwischen *S* und *S* durchbrochen, damit der Bohrer, sollte er aus Unachtsamkeit des Arbeiters durch den Tisch hindurch gehen, nicht auf Gusseisen stösst. Eben diese Stützung des

Bohrtisches wird, wie die *Fig. 40* und *44* nachweisen, durch vier Mutter-schrauben mit der Säule *BB* verbunden, und es ist rätlich, überdies noch zwei Pressschrauben *o* zur Vermehrung des Haltes anzubringen. Die Bohrspindel selbst erhält ihre Befestigung durch die Arme *EE*, und *FF*, welche die *Fig. 40*, *42* und *43* in der Seitenansicht und im Grundrisse darstellen. Eben diese Arme dienen auch zur Fassung einer Welle, die die Riemenscheiben *C*, sowie die Festscheibe *D*, und die Losscheibe *D* tragen. Die zwei letztern Scheiben verbinden die Bohrmaschine mit dem gangbaren Zeuge, durch welches diese umgetrieben wird.

Die Riemenscheibentrommel *C* *Fig. 39* und *40*, deren Querschnitt *Fig. 45* gibt, läuft mit den Zapfen *q, q* in den Lagern *E* und *F*. Die Mitte dieser Bandscheiben ist der Stärke der Bohrspindel entsprechend gebohrt, um dieselbe hindurchstecken zu können, der Deckel *rr* ferner trägt eine vorspringende Nase mit einem Schlütze *n*, durch welchen sich ein Splint, der in der Bohrwelle *AA*, eine entsprechende Nuth *ww* (*Fig. 52*) findet, einschieben und mittels eines Querkeiles befestigen lässt. Der Zweck dieser Einrichtung ist kein anderer, als der, die rotirende Bewegung der Riemenscheiben *C* der Bohrspindel *AA*, mittheilen zu können, ohne deren Verschiebung in der Richtung ihrer Axe zu verhindern.

Die Vorrichtung, durch welche der Bohrspindel ein Bestreben zum Aufsteigen gegeben wird, ist folgende: Das Ende der Bohrspindel trägt einen Bund *a* (*Fig. 39*), der mittels zweier Keile durch *s* (*Fig. 52*) befestigt wird. Eben dieser Bund legt sich auf die Platte *c*, welche die *Fig. 50* besonders darstellt, die durch zwei Schrauben mit *DD* verbunden ist und von welcher aus eine Schnur *O* geht, die sich an einem geeigneten Orte über eine Rolle schlingt und das erforderliche Gegengewicht trägt, dem man häufig einen Platz in der hohlen Säule *BB* anweist. Die Platte *DD* wird durch zwei in den Arm *F* eingeschraubte Säulchen, die am obern Ende durch eine Platte *Q* verbunden sind, geführt. Die Form der Platte *DD* zeigt *Fig. 49* mit den Löchern *m, m* für die Säulchen *K, K*, sowie mit den Löchern *l, l* für die durchgezogenen Schrauben. Die Gestalt der Platte *Q* endlich ist aus dem Grundrisse *Fig. 41* zu ersehen. Mit der Platte *DD* ist ferner auch der Mechanismus zum Niederdrücken der Bohrspindel verbunden. Es gehen nämlich von hier aus zwei Bandkettchen *G, G*, welche die *Fig. 51* im vergrößerten Massstabe zeigt, und schlingen sich um zwei auf der Welle *H* befestigte Scheiben, deren Umfang dem Hub der Bohrspindel gleich ist. An der Welle *H* sitzt ferner ein Sperrrad *I*, sowie ein Hebel *LL*, und der letztere trägt einen Sperrkegel *d*. Der Hebel *LL*, steht, wie namentlich *Fig. 40* zeigt, mit dem Hebel *M<sub>3</sub>M<sub>2</sub>M<sub>1</sub>* in Verbindung, der am Ende den Fusstritt *M<sub>3</sub>* hat. Drückt man den Fusstritt *M<sub>3</sub>* nieder, dann schiebt der Sperrkegel *d* das Sperrrad *I* dergestalt vorwärts, dass sich die Kettchen *GG* auf ihre Rollen aufwickeln und die Platte *DD* niederdrücken. Damit dieser Druck auf die Spindel *AA*, übertragen werden kann, ist in die Platte *DD* ein gehärteter stählerner Stift *b* eingeschraubt und in die Oeffnung *t* der Spindel (*Fig. 52*) ein ebenfalls gehärtetes Stahlplättchen eingelegt. Die der Bohrspindel gegebene Tendenz zum Aufsteigen macht, wenn der Sperrkegel *d* wiederholt zum Vorwärtsschieben des Sperrrades *I* und zum Niederdrücken der Bohrspindel brauchbar sein soll, die Anbringung eines zweiten Sperrkegels *e* nöthig, der in der Zeit das Sperrrad hält, während welcher der Hebel *L<sub>1</sub>L* niedergeht. Damit eben dieser Sperrkegel sich



stets an das Sperrrad anlehnt, ist seine Nabe mit einer Spiralfeder  $R$ , in *Fig. 41* sichtbar, verbunden. Soll man endlich nicht nöthig haben, nach jedem gebohrten Loche die Sperrkegel  $e$  und  $d$  mit der Hand oder, wie es häufig geschieht, mittels angebrachter Schnuren zu lüften, so muss der Sperrkegel  $e$  mit seiner Nase  $g$  und überdies noch mit einem Schwanz  $f$  von solcher Beschaffenheit versehen sein, dass, wenn der Fusstritt  $M_3$  sich selbst überlassen ist, der Hebel  $L L_1$  also seine tiefste Lage einnimmt, derselbe, indem er sich auf den Schwanz  $f$  auflegt, den Sperrkegel  $e$  aus den Zähnen des Sperrrades  $I$  aushebt, ferner dass sich gleichzeitig der Sperrkegel  $d$  auf die Nase  $g$  legt und von dieser ebenfalls ausgehoben wird. *Fig. 48* stellt die Sperrkegel im höchsten, im mittlern und im tiefsten oder ausgerückten Zustande dar. Die richtige Anfertigung der Sperrkegel ist mit einiger Schwierigkeit verknüpft, es hängt aber von deren richtiger Beschaffenheit der bequeme Gebrauch der Bohrmaschine ab. Um die Länge der Stange  $M_1 L_1$  dem Sperrzeuge entsprechend etwas verlängern oder verkürzen zu können, bedient man sich einer Anordnung, welche bei  $M$  in *Fig. 40* sichtbar ist.

Die Lager der Sperrwelle  $HH$  zeigt *Fig. 47*, und die Rollen auf eben dieser, um welche sich die Kettchen  $GG$  wickeln, die *Fig. 46*.

Ein anhaltender Gebrauch der auf Taf. 84 dargestellten Bohrmaschine verrückt bisweilen die Arme  $EE_1$  und  $FF_1$  in der Richtung der Säule  $BB$  um etwas; zur Beseitigung dieser Verschiebung sind die von den Armen umschlossenen Stellen in der Gestalt eines Halsringes, wenn auch nur auf die Tiefe von  $\frac{1}{16}$  Zoll, einzudrehen. Bei dieser Maschine kann ferner die Abnutzung der Lagerfutter durch die Hülse  $qq$  *Fig. 45* nicht allein durch das Anziehen der Lagerdeckel aufgehoben werden, weil hierdurch die Bohrspindel eine schiefe Stellung erhalten würde, sondern man muss auch das dem Lagerdeckel gegenüberstehende Lagerfutter verschieben, was durch die Pressschrauben  $h$  und  $i$  *Fig. 42* und *43* bewirkt wird.

Die Bohrmaschine auf Taf. 85 ist ebenfalls häufig in Maschinenfabriken anzutreffen. Rücksichtlich der Stabilität der Bohrspindel und des Bohrtisches muss der Bohrmaschine auf Taf. 85 der Vorzug vor der vorhergehenden auf Taf. 84 zugestanden werden. *Fig. 53* (Taf. 85) zeigt die Vorderansicht, *Fig. 54* die Seitenansicht und *Fig. 55* den Grundriss der nun zu beschreibenden Bohrmaschine; alle übrigen Figuren ausser 67, 68 und 69 geben Details im doppelten Massstabe der Hauptzeichnungen. Die zwei Säulen  $BB$  (*Fig. 53*) mit der Platte  $DE$  bilden das Gestelle der Bohrmaschine. Zwischen  $DD$  und  $E$  (*Fig. 55*) hat die Platte im Querschnitt die *Fig. 69*. Bei  $DD$  laufen die Kantenrippen in einen Ansatz mit einer Vertiefung aus, wie ihn der Querschnitt *Fig. 67* zeigt. Der Durchmesser der Einsenkung ist dem der Säulen  $B, B$ , behufs der Einsenkung derselben, gleich. Die Verbindung der Säulen  $B, B$  mit der Platte  $DD$  erfolgt mit Schrauben, deren Muttergewinde in die Säulen  $BB$  eingeschnitten ist. Die Hauptbefestigung der Platte  $DE$  gegen horizontale Verschiebung wird derselben durch eine Verbindung unterhalb  $E$  (*Fig. 54*) mit einer Mauer ertheilt. Die untern Enden der Säulen  $B, B$  laufen in runde Zapfen aus, mit welchen sie in das auf den Fussboden aufgeschraubte Fussgestelle  $CC$  (*Fig. 53*) eingesetzt werden. Der Bohrtisch  $GG$ , aus einer hölzernen Pfoste bestehend, wird durch zwei Arme  $H$  gestützt, die von den Säulen  $BB$  gerührt und durch Pressschrauben  $b, b$  befestigt werden. Diese Einrichtung gestattet eine beliebige Hebung

und Senkung des Bohrtisches, je nach der Beschaffenheit des zu bohrenden Gegenstandes mit Hinsicht auf die Hubhöhe der Bohrspindel. Der Arm *FF* wird ebenfalls durch die Säulen *B, B* geführt, durch Pressschrauben *c, c* (*Fig. 54*) aber mit jenen verbunden, und trägt das untere Lager der Bohrspindel. Das obere oder zweite Lager der Bohrspindel wird durch das Winkelrad *K*, dessen Querschnitt *Fig. 56* zeigt, gebildet. Um die Verschiebbarkeit nach vertikaler verbunden mit einer Unverschiebbarkeit nach horizontaler Richtung in der Nabe des Winkelrades herzustellen, ist die Bohrwelle von *d* bis *d* (*Fig. 66*) mit einer Längennuth, jene aber mit einem entsprechenden Splinte versehen. Das Lager für das Winkelrad *K* endlich befindet sich an der Platte *DD* (*Fig. 53*) und seine Anordnung gibt *Fig. 59*. Die Bewegung der Bohrspindel geht von der Rientrommel *L* aus, deren Welle durch ein an der Platte *E* angebrachtes Lager *N*, dessen Beschaffenheit *Fig. 61* zeigt, und durch ein zwischen den Säulen *B, B* an *DE* angeschraubtes Lager von der in *Fig. 62* angegebenen Beschaffenheit gestützt ist. An beiden Lagern sind die den Lagerdeckeln gegenüber gelegenen Lagerfutter, um die Lage der Welle genau richten zu können, mit geeigneter Vorrichtung, nämlich *Fig. 62* mit einer Pressschraube und *Fig. 61* mit einem Keile *p* versehen. Das der Bohrspindel zugekehrte Ende der Welle *NO* trägt endlich noch ein in *K* eingreifendes und fest auf jene gekeiltes Winkelrad *I* mit einem durch die *Fig. 57* angegebenen Querschnitte. Um auch die Bohrspindel nach Erfordernis richten zu können, ist das dem Lagerdeckel gegenüberliegende Lagerfutter des obern Lagers mit einer Pressschraube *m* (*Fig. 59*), und das gleichliegende des untern Lagers mit einem Keile *k* (*Fig. 54*) versehen.

Die Vorrichtung endlich, durch welche der Bohrspindel ein Bestreben zum Aufsteigen ertheilt wird, sowie das Sperrzeug oder der Mechanismus zum Niederdrücken der Bohrspindel sind von derselben Beschaffenheit wie bei der Bohrmaschine Taf. 84; nur der Fusstritt *MM* *Fig. 53* nimmt hier eine grössere Breite ein. *Fig. 58* zeigt die Führungsplatte *gg* *Fig. 53*, *Fig. 64* die Tragplatte *a* *Fig. 53*, *Fig. 65* eine der Ketten-scheiben, *Fig. 63* die Ketten und *Fig. 60* die Lager der Kettenwelle im doppelten Massstabe der *Fig. 53*, *54* und *55*.

Taf. 86 und Taf. 77 *Fig. 147* stellen eine Bohrmaschine dar, die sich von den bisher betrachteten wesentlich dadurch unterscheidet: 1) dass der Bohrer oder die Bohrspindel während des Bohrprocesses sich nur um ihre Axe dreht, der Bohrtisch aber sich gegen dieselbe bewegt, und 2) dass der zum Bohren erforderliche Druck des Bohrers gegen den zu bohrenden Körper durch eine Wassersäule hervorgebracht wird. Bohrmaschinen von der unter 1) genannten Beschaffenheit sind schon häufig ausgeführt wurden, und meistens wird bei solchen der Bohrtisch mittels des Fusses durch einen Fusstritt gehoben und gegen die Bohrspindel gedrückt. Hierbei nun hat man, wenn auch der Bohrtisch balancirt ist, während des Bohrens das Gewicht des zu bohrenden Körpers mit zu heben, was den Uebelstand mit sich führt, dass man den Gang des Bohrers nicht fühlt und deshalb den Druck gegen den letztern leicht zu gross oder auch zu klein geben kann, wodurch im ersten Falle die Löcher leicht schief oder die Bohrer gebrochen werden, im letztern dagegen die Arbeit nicht fördert. Die Anwendung einer Wassersäule zur Herstellung des Druckes zwischen Bohrtisch und Bohrspindel ist dagegen noch wenig bekannt und zuerst von dem Maschinenbauer Borsig in Berlin angewendet worden.



Die hydrostatische Bohrmaschine hat im Allgemeinen folgende Einrichtung. Von einem im obersten Theile des Gebäudes befindlichen Behälter, in welchem sich das Regenwasser sammelt, und der überdies durch eine, von der Dampfmaschine getriebene Pumpe stets gefüllt erhalten wird, geht ein 30 bis 40 Fuss hohes Rohr herab, welches das Wasser in einen, unter dem Bohrer stehenden Cylinder führt, so dass es den in letzterem befindlichen Kolben aufwärts drückt. Der Kolben trägt eine Platte oder Scheibe, worauf die Arbeitsstücke gelegt werden. Der innere Durchmesser des Cylinders kann 4 bis 12 Zoll betragen, jenachdem man eines kleinern oder grössern Druckes bedarf. Durch einen Hahn kann man den Zufluss des Druckwassers absperrn, durch einen andern sodann den Cylinder entleeren, wobei der Kolben von selbst wieder sinkt. Zum Bohren von Löchern bis zu 2 Zoll Durchmesser eignet sich diese Methode ausgezeichnet gut, vorausgesetzt, dass die Arbeitsstücke von nicht zu grossem Gewichte sind, also nicht ein zu grosser Theil der Druckkraft durch deren Hebung verloren geht. Die höchste Gleichförmigkeit des Druckes und grosse Bequemlichkeit für den Arbeiter können auf keine andere Weise so vollkommen erreicht werden. Dagegen gibt es allerdings Fälle, wo die hier vermisste Möglichkeit, den Druck nach Wunsch augenblicklich zu verändern, ohne ihn ganz aufzuheben, schätzenswerth ist.

Fig. 147 (Taf. 77) ist der skizzirte Aufriss einer solchen Bohrmaschine. Hier bezeichnet *AA* die Ebene des Fussbodens der Werkstätte; *BB* eine grosse gusseiserne Platte, worauf der Wassercylinder steht. *C* und *D* sind zwei gusseiserne Balken, welche einen Theil des Obergestelles bilden und zur Anbringung der Bohrwelle dienen. Diese ist mit *EF* bezeichnet und läuft mit dem obern Ende an der Spitze einer starken Schraube *S* (deren Mutter an *C* sich befindet) unten in einem (an *D* befestigten) Lager *G*, auf welchem sie mittels des Ansatzes *T* ruht. *H* ist der Bohrer, über dessen Befestigung der senkrechte Durchschnitt Fig. 152 und der Horizontal-Durchschnitt Fig. 153 (nach *xy* von Fig. 152) näheren Aufschluss geben. Das untere Ende *F* der Bohrwelle ist cylindrisch ausgebohrt, und in dasselbe passt sehr genau ein Kopf *K*, der mittels des quer durchgesteckten Keiles *b* festgehalten wird. In *K* ist eine schlank conische Höhlung zum Einsetzen des Bohrers angebracht. Der Schaft des letztern hat eine vierkantige Gestalt mit etwas abgestumpften Kanten, er wird mit Leinwand umwickelt und in das conische Loch hineingedrückt, wo er sich durch das Bohren selbst sogleich festklemmt. Diese auf den ersten Anblick unvollkommen scheinende Methode hat practischen Werth, weil sie es möglich macht, dass der Bohrer sich von selbst richtig in die Umdrehungsaxe stellt, was zur Correction der, bei einer so grossen Vorrichtung fast unvermeidlichen, kleinen Ungenauigkeiten wesentlich ist.

Das gusseiserne Zahnrad *L*, in welches ein grösseres, von der Dampfmaschine ungetriebenes Rad eingreift, steckt lose auf der Bohrwelle und wird von deren Ansatz *M* getragen. Die Kuppelungsscheibe *N* ist mit *L* aus dem Ganzen gegossen. Dagegen ist die zweite Kuppelungsscheibe *O* (s. Fig. 150 im Grundrisse der untern Fläche) längs der Bohrwelle *EF* verschiebbar; sie nimmt aber dieselbe in ihrer Umdrehung mit, weil von dem Loche *E*<sub>1</sub> der Scheibe (Fig. 150) eine Kerbe *a*<sub>1</sub> ausgeht, welche die von der Welle vorspringende Zunge *aa* (Fig. 147) umfasst. Jede der Kuppelungsscheiben ist auf der Fläche mit drei Vorsprüngen 1, 2 und 3 und drei gleichen, zwischen jenen liegenden Vertiefungen versehen. Man sieht hiernach, dass, so lange die Scheiben *N* und *O* die in Fig. 147 angege-

bene Stellung behaupten, das Rad  $L$  mit  $N$  sich allein dreht, ohne  $O$  und  $EF$  mit herumzunehmen; wenn aber  $O$  längs der Bohrwelle herabgeschoben wird, bis die beiden Scheiben mit ihren Erhöhungen und Vertiefungen in einander eingreifen, so sind die Theile  $O$  und  $EF$  nebst dem Bohrer genöthigt, der Umdrehung des Rades zu folgen, und die Maschine kommt in Gang. Das Ein- und Ausrücken der Kuppelung geschieht durch Bewegung des Hebels  $PQR$  mit der Hand. Dieser Hebel hat in  $Q$  seinen Drehpunkt, bei  $P$  (Fig. 151) eine Gabel, mit welcher er den Hals der obren Kuppelungsscheibe  $O$  umfasst, und bei  $R$  einen Haken, woran ein Gewicht hängt. Um einzurücken, nimmt man dieses Gewicht ab und drückt das Ende  $R$  des Hebels in die Höhe; beim Ausrücken, wenn die Maschine abgestellt, d. h. in Ruhe gebracht werden soll, zieht man  $R$  nieder und hängt das Gewicht wieder an, damit die Scheibe  $O$  in der aufgehobenen Stellung verbleibe.

$U$  ist der gusseiserne Wassercylinder, den Fig. 148 im senkrechten Durchschnitte und Fig. 149 im Grundrisse darstellt. Er wird mittels der Flansche an seinem Boden auf der Platte  $BB$  angeschraubt und ist bei  $gg$  mit den Löchern zur Zu- und Ableitung des Wassers, bei  $ll$  mit irgend einer passenden Art von Liderung zur Dichtung des Kolbens versehen.  $X$  bezeichnet das Hauptwasserrohr, welches unten auf der Platte  $B$  angeschraubt ist und durch Zweigröhren wie  $h$  mehrere Bohrmaschinen speiset.  $m$  ist der Hahn zur Absperrung des Zuflusses,  $i$  das Rohr zum Ablassen des Wassers,  $k$  dessen Hahn. Der Kolben  $V$  hat die Gestalt eines hohlen Cylinders, in dessen Oeffnung die horizontale gusseiserne Scheibe  $W$  mittels ihres Halses  $dd$  eingesetzt und durch vier Schrauben wie  $ccc$  befestigt wird. Diese Scheibe ist im Mittelpunkte (entsprechend der verlängerten Axe des Bohrers) mit einem Loche  $e$  und ausserdem mit vielen kleineren Löchern  $f$  versehen. Man legt auf dieselbe zunächst ein Bret und auf dieses das Arbeitsstück. Dieses wie jenes werden dadurch festgehalten und an der Umdrehung oder Verückung verhindert, dass man in zwei oder drei der Löcher  $f$  einen eisernen Stift oder Bolzen steckt und nöthigenfalls zwischen die Bolzen und den Rand des Arbeitsstückes hölzerne Keile eintreibt. Damit auch der Kolben  $V$  sich nicht in dem Cylinder  $U$  drehen kann, enthält ersterer eine nach seiner Länge laufende Nuth und der Cylinder inwendig eine dazu passende Zunge oder Feder, welche beide Theile jedoch aus keiner der Zeichnungen ersichtlich sind.

Fig. 71 (Taf. 86) ist der Aufriss, Fig. 72 der Grundriss einer ganzen Bohrmaschine mit Wasserdruck zu fünf Spindeln. Es sind  $I, K, L, M$  und  $N$  die Bohrspindeln, von welchen jede durch zwei Lager  $a$  und  $b$  geführt wird; die zugehörigen Bohrtische sind  $O, P, Q, R$  und  $S$ ;  $l$  sind die Presscylinder und  $k$  die Presskolben. Der Wassereintritt in den Cylinder  $l$ , sowie dessen Ausfluss aus demselben wird durch einen Hahn  $n$  mit doppelter Bohrung, dessen Bewegung durch die Kurbel  $m$  zu bewirken ist, regulirt. Setzt man die lothrechte Höhe der drückenden Wassersäule von ihrem Spiegel bis zur mittlern Höhe der untern Fläche des Presskolbens in Fuss =  $h$ , das Gewicht eines Cubikfusses Wasser in Pfunden =  $p$ , das Gewicht des Bohrtisches mit dem Kolben  $k$  =  $Q$ , die Reibung des letztern in Pfunden =  $q$  und den Radius des Cylinders in Zollen =  $r$ , so ist der grösste mittlere Druck des Bohrtisches gegen den Bohrer in Pfunden



$$(1) P = \frac{r^2 \pi h p}{144} - Q - q.$$

Die Reibung  $q$  ist abhängig von der Höhe der drückenden Wassersäule, vom Durchmesser des Presskolbens, von der Höhe des Lederstreifens, welcher sich an den Presscylinder anlegt, und von dem Reibungscoefficienten zwischen nassem Leder und glattem Gusseisen. Diesen Reibungscoefficienten zu  $q$ , die Wassersäule, welche den Kolben drückt, von der Liderung bis zum obern Spiegel in Füssen zu  $h_1$  und die Höhe des Lederstreifens in Zollen zu  $a$  angenommen ist

$$q = \frac{2 r \pi a h_1 p \varphi}{144}.$$

Durch die Einführung dieses Werthes in die Formel (1) wird

$$(2) P = \frac{r \pi p}{144} (r h - 2 a h_1 \varphi) - Q.$$

Im Mittel hat  $\varphi$  den Werth von 0,38. Handelt es sich nur um die Bestimmung eines mittlern Werthes für  $P$ , dann kann, ohne einen grossen Fehler zu begehen, für  $h_1$  auch  $h$  gesetzt werden. Hiernach verwandelt sich die Gleichung (2) in

$$P = \frac{r \pi h p}{144} (r - 0,76 a) - Q.$$

Während des Bohrens kann der Druck des Bohrtisches gegen den Bohrer viel geringer, als  $P$  angibt, und zwar durch geringes Oeffnen des Hahnes  $n$  hergestellt werden.

Das Gerüste der Bohrspindeln besteht aus zwei Rahmen  $VV$  und  $UU$  von der im Grundrisse angegebenen Gestalt. Der untere Rahmen wird durch vier Säulen  $X, X$  gestützt, ferner dieser durch wieder vier Säulen  $W, W$ , die mit dem obern  $UU$  verbunden sind, und endlich ist jeder der zwei Rahmen noch durch Schrauben an eine Wand befestigt. Eben diese Rahmen tragen mittels angeschraubter Lager  $a$  und  $b$  die Bohrspindeln. Die mit den Bohrspindeln  $I, K, L, M$  und  $N$  verbundenen Räder  $D, E, F, G$  und  $H$  greifen sämmtlich in ein Rad  $CC$  ein, dessen lothrecht stehende Axe mittels der Winkelräder  $BB$  und  $AA$  durch eine horizontal liegende Welle in Umtrieb gesetzt wird.

Die Durchmesser der Räder  $DD, EE, FF, GG$  und  $HH$  sind nach der Weite der Löcher bemessen, welche mit den zugehörigen Spindeln gebohrt werden sollen; denn je grösser der Durchmesser des zu bohrenden Loches ist, um so langsamer muss der Bohrer umlaufen, um nicht zu sehr erhitzt zu werden. Alle Räder  $D, E, F, G$  und  $H$  sind auf die zugehörigen Bohrspindeln rund aufgesteckt und mit den letztern durch Kuppelmuffe dergestalt verbunden, dass durch Erhebung derselben das Rad nur rund auf der Spindel sitzt, durch Niederdrücken aber der Muff das Rad mit der Spindel kuppelt. Die Bewegung des Muffes erfolgt durch den Hebel  $fgh$  mittels des Handgriffes  $i$ . Greift der Muff  $f$  nicht in die Nabe eines der Räder  $D, E, F, G$  und  $H$  ein, so dreht sich zwar dasselbe mit  $CC$  um, es nimmt aber die Bohrspindel nicht mit oder dieselbe bleibt ruhig stehen.

Der während des Bohrens vom Bohrtische gegen die Bohrspindel geäusserte Druck wird von der letztern gegen ihre Lager fortgepflanzt und erzeugt daselbst nicht nur eine beträchtliche Reibung, sondern überdies

auch eine grosse Abnutzung der Lagerfutter. Beide Uebelstände werden dadurch nahe aufgehoben, dass man jede Bohrspindel *I* mit einer Druckschraube *c* versieht, die in einem am Rahmen *U* befestigten Lappen *d d* ihr Muttergewinde habe, wie dies in *Fig. 70* nur bei *I* und *N*, in *Fig. 71* aber nur bei *I* angegeben ist.

Die Druckröhre endlich, die den Cylindern unter den Bohrtischen das Wasser zuführt oder diese mit dem Wasserbehälter in Verbindung setzt, ist im Aufrisse mit *TTT* bezeichnet.

Im Eingange dieses Artikels haben wir bereits gesagt, dass im Allgemeinen die Grösse des Druckes, mit welchem der Bohrer einer Bohrmaschine gegen den zu bohrenden Körper gedrückt werden müsse, sowie die Geschwindigkeit desselben, sich nicht allgemein bestimmen lasse. Um jedoch rücksichtlich des Bohrdruckes einiges Anhalten zu haben, führen wir folgende Bohrversuche an.

**Erster Bohrversuch.** Der zu bohrende Körper bestand aus einem Stücke ausgeschweisstes Schmiedeeisen, der Bohrer aber bestand aus englischem Gussstahl und war gut gehärtet. Das Bohrloch hatte einen Durchmesser von  $\frac{1}{2}\frac{3}{4}$  Zoll engl., eine Höhe von  $\frac{1}{4}$  Zoll engl., der Druck auf den Bohrer betrug 176 Zollpfunde à  $\frac{1}{2}$  Kilogramm, und 328 Umdrehungen des Bohrers waren erforderlich, um die angegebene Höhe zu durchbohren. (Während des Bohrens wurde der Bohrer mit Oel geschmiert und es hatte sich derselbe nach einer Bohrzeit von 3 Minuten nur mässig erhitzt.) Aus diesen Angaben folgte, dass der Quadratzoll engl. durch den Bohrer mit 763,7 Zollpfunden gedrückt wurde und dass der Bohrspan eine Dicke von 0,0013973 Zoll engl. hatte.

**Zweiter Bohrversuch.** Der durchbohrte Körper bestand aus einem Stück englischen Walzeisen, das auf dem Bruche blätteriges Gefüge hatte, und, mit der Feile behandelt, sich ziemlich hart zeigte. Der Durchmesser des gebohrten Loches betrug  $\frac{1}{2}\frac{1}{4}$  Zoll engl., dessen Höhe  $\frac{5}{8}$  Zoll engl., es wurde nach 4 Minuten bei 500 Umdrehungen des Bohrers und bei einer Belastung des letztern mit 176 Zollpfunden vollendet. Obwohl der Bohrer wiederholt mit Oel benetzt wurde und keinen Augenblick trocken ging, so zeigte sich derselbe, sowie das durchbohrte Stück Eisen, nach Vollendung des Bohrloches doch so heiss, dass man ihn nicht in der Hand halten konnte. Aus den gemachten Angaben folgte, dass ein Quadratzoll der gebohrten Fläche mit 1066,7 Zollpfunden belastet und der Bohrspan 0,00125 Zoll dick war.

**Dritter Bohrversuch.** Gebohrt wurde ein Stück Gusseisen von mittlerer Güte. Das Bohrloch hatte einen Durchmesser von  $\frac{1}{2}\frac{1}{4}$  Zoll engl., eine Höhe von  $\frac{1}{2}$  Zoll engl., und wurde bei einer Belastung des Bohrers von 176 Pfunden und nach 427 Umdrehungen desselben in  $3\frac{1}{2}$  Minuten vollendet. Der Bohrer ging ganz trocken und zeigte sich am Ende der Bohrung nur mässig warm. Nach diesen Angaben war der Quadratzoll der Bohrfläche mit 1066,7 Zollpfunden belastet und die Dicke des Bohrspanes betrug 0,00117 Zoll.

Das einzige Resultat, das aus den vorstehenden Versuchen zu nehmen ist, dürfte sich nur auf den Druck des Bohrers beziehen und denselben für 1 Quadratzoll engl. Mass auf durchschnittlich 800 Zollpfunde für Guss- und Schmiedeeisen bestimmen. Dieser mittlere Druck muss aber unter Umständen bis auf 2000 Pfunde für den Quadratzoll der Bohrfläche erhöht werden, wenn der zu bohrende Körper aus hartem Gusseisen oder aus nicht gehärtetem Stahl besteht.



Cylinderbohrmaschinen sind nur in grössern Maschinenfabriken, die sich mit der Erbauung von Dampfmaschinen, Cylindergebläsen u. dergl. beschäftigen, und auf Eisengiessereien zu finden. Der kleine Maschinenbauer, der nur selten in den Fall kommt, Cylinder zu bohren, lässt diese Arbeit entweder in der Giesserei, die ihm den Cylinder liefert, besorgen, oder er bohrt denselben auf einer geeigneten Drehbank oder mittels einer minder kostspieligen Vorrichtung, als eine gewöhnliche Cylinderbohrmaschine ist. Bevor wir zur Beschreibung der eigentlichen Cylinderbohrmaschinen übergehen, wollen wir das Bohren der Cylinder auf Drehbänken kurz andeuten.

In Fig. 78 und 79 (Taf. 88) mögen *AA* die Wangen einer Drehbank sein, ferner stelle *DD* den zwischen jenen laufenden Schieber vor, der zur Stützung und Führung des Supports dient und mit der Leitschraube *BB* durch die Mutter *C* verbunden ist, endlich *F* den Spindelstock, *H* den Reitstock, *G* die Spindel und *I* die Spitze des Reitstockes. Der zu bohrende Cylinder *EE* wird mit dem Schieber *DD* dergestalt fest verbunden, dass seine Axe mit der des Reitstockes und der Spindel in gleicher Richtung liegt, hierauf eine sogenannte Bohrwellen *MM* zwischen die Spitzen *G* und *I* gespannt, mittels eines Herumbringers *L* und eines Mitnehmers *K* mit der Spindel *G* verbunden, und nun ein sogenannter Bohrzahn *N* durch die Bohrwellen hindurchgeschlagen. Dreht sich die Bohrwellen mittels der Spindel *G* der Drehbank um ihre Axe, und schiebt man den Cylinder mittels der Schraube *BB* und der Mutter *C* mit dem Schieber *DD* langsam von *G* nach *I* oder von *I* nach *G* hin, dann wird der Zahn *N* die Bohrung des Cylinders vollbringen. Die Form der Schneide des Bohrzahnes wird sehr verschiedenartig hergestellt, doch liegt sie immer zwischen der eines Drehhakens und der eines Drehstichels. Je schwächer der Bohrspan genommen wird und je stärker die Bohrwellen *MM* ist, desto ebener und glatter fällt die Bohrung aus; bei einem starken Spane kommt die Bohrwellen in vibrirende Bewegung und erzeugt hierdurch am Cylinder Erhöhungen und Vertiefungen oder Buckel. Selbst ein zu rascher Gang der Bohrspindel, der zunächst durch Erhitzung den Zahn weich macht und seine rasche Abnutzung herbeiführt, bringt die Bohrwellen in schwingende Bewegung. Die zu bohrenden Cylinder sind gewöhnlich von Messing oder Gusseisen, und bei beiden Metallen darf die Geschwindigkeit des Bohrzahnes in seiner Richtung nicht über 5 Fuss in der Secunde betragen, wenn die Bohrung, bei geeigneter Stärke der Bohrwellen, gut werden und der erstere nicht zu sehr erhitzt werden soll. Zum Bohren gusseiserner Cylinder von 14 Zoll Durchmesser und 18 Zoll Länge auf der Drehbank verwendete ich eine Bohrwellen von 4 Zoll Durchmesser und 30 Zoll Länge. Bei dem Ausbohren der Gussrinde zitterte diese Bohrwellen noch ziemlich merkbar, bei der letzten Bohrung war aber hiervon nichts zu spüren und die Cylinder wurden sehr glatt.

Um einen Cylinder gut gebohrt zu erhalten, muss man den Zahn zwei- bis dreimal durch den erstern hindurchgehen lassen und dabei die Vorsicht beobachten, dass der Spahn bei der letzten Bohrung nur sehr dünn ausfällt. Bei hartem, mit Löchern und Gallen versehenen Guss muss der Zahn gewöhnlich nach jedem Durchgange durch den Cylinder geschliffen werden. Soll die Bohrung des Cylinders nicht conisch ausfallen, so muss der Bohrzahn unverrückbar mit der Bohrwellen verbunden und bei der letzten Bohrung dessen Abnutzung unmerklich sein.

Die Umdrehung der Leitspindel *BB* kann von der der Drehbankspindel *G* abhängig gemacht werden, doch fällt die Bohrung ebenfalls gut aus, wenn dieselbe mit der Hand durch eine mit ihr verbundene Kurbel bewirkt wird.

Eine einfache Vorrichtung zum Bohren der Cylinder, welche mit dem besten Erfolge dienen kann, stellt *Fig. 24* (Taf. 82) im Grundrisse und *Fig. 25* im Durchschnitte dar. Zwei Querstücke *CC* von Guss-eisen mit Lagern in ihrer Mitte für eine Bohrwelle *DD* werden an die Flanschen des zu bohrenden Cylinders *BB* dergestalt angeschraubt, dass die Bohrwelle mit der Axe des letztern genau zusammenfällt. Mit dem Cylinder verbunden legt man nun die Querstücke *CC* auf zwei Langhölzer *AA*, *AA*, schiebt die Bohrwelle *DD* ein, verbindet sie mit einer Leitschraube *G*, deren in *Fig. 27* dargestellte Mutter auf der Querschwelle *EE* befestigt ist, und bringt an das andere Ende das Spillrad *FF*. Eine Scheibe *HH*, der Bohrkopf genannt, welche *Fig. 30* in der Vorderansicht zeigt und an welcher die Bohrmeisel oder Bohr-zähne *b, b* befestigt werden, ist fest mit der Bohrspindel verbunden. Befindet sich der Bohrkopf an der dem Spillrade zugekehrten Seite des Cylinders stehen ferner die Zähne *b, b* so, dass sie in die Wandung des Cylinders eingreifen können, und ist die Leitschraube *G* eine rechts-gängige, so wird durch Drehung des Spillrades *FF* von der Linken nach der Rechten die Bohrung vor sich gehen. Die Steigung der Leitschraube *G* darf nicht gross sein, damit der Widerstand gegen die Zähne nicht zu gross wird; denn die Steigung der Leitschraube bestimmt die Breite des Bohrspanes. Nimmt man den Bohrspan weniger breit an als die Steigung der Leitschraube beträgt, so werden die Spiralgänge der Bohrzähne sichtbar. Erfahrungsmässig darf die Leitschraube *G* im Mittel höchstens eine Steigung von  $\frac{1}{4}$  Zoll haben.

Bei der eben beschriebenen Cylinderbohrmaschine ist es zur Verminderung der Vibration der Bohrwelle gut, gleichzeitig mit zwei Bohrzähnen *b, b* zu arbeiten. Behufs der Stellung und Befestigung derselben befinden sich im Bohrkopfe *Fig. 30* zwei denselben entsprechende Nuthen, ferner zwei Deckplatten, durch welche jene fest gegen den Bohrkopf angedrückt werden können, und endlich noch zwei in Schrauben *d* auslaufende Zugkeile *c* (*Fig. 25*), gegen welche sich eben dieselben stützen. Sind die Zähne zu verstellen, so lüftet man die Schrauben der Deckplatten, bewirkt die Verstellung durch die Zugkeile *c* mittels der Muttern *d* und zieht hierauf wieder die Deckplatten fest. Um diese Bohrmaschine für verschieden weite Cylinder brauchbar zu machen, muss das zwischen dem Querstücke *CC* (*Fig. 24*) befindliche Stück *a* auf *CC* verschiebbar sein. Zu diesem Ende versieht man, wie die *Fig. 28* und *29* zeigen, die Querstücke mit Rinnen *f, f*, die Stücke *a* aber mit entsprechenden Nasen und verbindet beide durch Schrauben. Je kleiner der zu bohrende Cylinder ist, um so näher müssen die Backen *a, a* nach *D* hingerrückt werden. Der Bohrprocess hängt bei der in Rede stehenden Vorrichtung offenbar auch von der ruhigen Lage der Bohrwelle ab. Damit nun diese nicht durch die Abnutzung der Lagerfutter gestört werden kann, sind die letztern, wie die *Fig. 25*, *28* und *29* zeigen, mit Pressschrauben *g* und *e* zu verstellen. Zur Erhöhung des sichern Standes der letztern ist jede derselben noch mit einer Gegenmutter *h* (*Fig. 25*) versehen.



In Dampfmaschinenfabriken und Eisengiessereien findet man nicht selten Cylinderbohrmaschinen von einer Construction, wie die Taf. 87 und 88 eine solche im Durchschnitte, im Aufrisse und im Grundrisse darstellen. Die Basis dieser Bohrmaschine ist eine gusseiserne Platte  $Q Q_1 Q_2$  Fig. 72 (Taf. 87) und Fig. 76 und 77 (Taf. 88), die in  $Q$ ,  $Q_1$  und  $Q_2$  auf einem gemauerten Fundamente aufliegt und zwischen diesen Stützpunkten mit Schlitzten  $p, p_1$  (Fig. 77) versehen ist. Ausser den genannten Auflagepunkten in  $Q$ ,  $Q_1$  und  $Q_2$  ist der Raum  $TT$  unter der Basis  $Q Q_1 Q_2$  (Fig. 72) dergestalt hohl, dass ein Arbeiter in gebückter oder liegender Stellung daselbst die Muttern  $n$  der Schrauben  $m$  anziehen kann. Eben diese Platte  $Q Q_1 Q_2$  trägt die Lagerböcke  $I$  und  $K$  für die Lager der Bohrwelle  $AC$  (Fig. 72), ferner hat sie vier Winkelböcke  $R$  und  $R_1$  Fig. 73 — 75 (Taf. 87) zu tragen, die zur Stützung und Centrirung des zu bohrenden Cylinders  $HH$  dienen.

Das eine Ende  $A$  der Bohrwelle Fig. 72 ist mit einem angedrehten Halse versehen, liegt hier mit in einem Lager des Bockes  $I$  und trägt ferner ausserhalb des Bockes das fest mit ihr verbundene Rad  $M$ , welches mit  $N$  in Eingriff steht. Das Rad  $N$  erhält mittels Riemenscheiben seine Bewegung, die der Grösse der zu bohrenden Cylinder entsprechend zu ändern sein muss, und setzt die Bohrwelle durch  $M$  in Umdrehung. Von  $B$  aus ist die Bohrwelle bis an ihr Ende bei  $C$  mit zwei Längennuthen, wie aus Fig. 74 zu erkennen ist, versehen, die zur Verbindung des Bohrkopfes  $G$  mit der Welle und zu dessen Verschiebung von  $B$  nach  $C$  hin und so umgekehrt dienen. Der Bohrkopf ist der cylindrischen Bohrwelle entsprechend ausgebohrt, und seine Befestigung gegen Umfangsdrehung wird durch die Mitnehmer  $a, a$ , die im Bohrkopfe liegen und mit demselben durch Schrauben verbunden sind, hergestellt. In den Längennuthen der Bohrwelle liegen ferner hinter dem Bohrkopfe  $GG$  über das Ende derselben hinaus zwei mit dem Bohrkopfe durch Schrauben verbundene Zahnstangen  $F, F_1$ , die über die Bohrwelle  $\frac{1}{2}$  Zoll vorstehen. Eben diese Zahnstangen laufen mit der Bohrwelle durch die Nabe des Rades  $VV$ , drehen dasselbe in einem Lager von  $K$  liegend um und greifen endlich in ein Stück einer flachgängigen, mit der Welle  $EE_1$  fest verbundenen und der Verzahnung der Stangen entsprechenden Schraube  $DD$  ein. Ferner greift das Rad  $VV$  in  $UU$ , das an der Welle  $W$  des letztern sitzende Rad  $P$  in das Rad  $O$  ein, wodurch der Schraube  $DD$  eine Umdrehung nach derselben Richtung hin, nach welcher sich die Bohrwelle bewegt, gegeben wird. Gesetzt nun, die Bohrwelle drehe sich einmal um, während die Welle  $EE_1$  mit der Schraube nach derselben Richtung hin nur  $\frac{1}{2}$  Mal um ihre Axe läuft, so müssen in derselben Zeit die Zahnstangen um die halbe Steigung eines Schraubenganges der Schraube  $DD$  von  $FF_1$  nach  $O$  hin, und um eben so viel muss der Bohrkopf nach der nämlichen Richtung hin fortgezogen werden.

Den Rädern  $VV$  und  $U$  gibt man gewöhnlich gleichviel Zähne, von den Rädern  $O$  und  $P$  aber hat  $O$  stets mehr als  $P$ , wenn der Bohrkopf von  $A$  nach  $C$  hin geschoben werden soll. Angenommen nun, es sei die Steigung eines Schraubenganges der Schraube  $DD = h$ , die Anzahl der Zähne des Rades  $P$  gleich  $p$ , die des Rades  $O$  gleich  $o$  und  $o$  grösser als  $p$ . Denkt man sich die Welle  $EE_1$  ohne Axendrehung, so wird bei einer Umdrehung der Bohrwelle der Bohrkopf um  $h$  von  $A$  nach  $B$  hingezogen. Nimmt man nun die Bohrwelle als ruhig stehend und nur  $W$  als in Bewegung begriffen an, so macht während einer Umdrehung der

Welle  $W$  die Welle  $EE_1$  nur  $\frac{p}{o}$  einer Umdrehung und schiebt hierdurch die Zahnstangen  $FF_1$  und folglich auch den Bohrkopf  $GG$  um  $\frac{hp}{o}$  von  $C$  nach  $A$  hin. Bei gleichzeitiger und gleicher Axendrehung der Bohrwelle und der Welle  $W$  wird folglich der Zug des Bohrkopfes von  $A$  nach  $C$  hin während einer Umdrehung der Bohrwelle

$$1) z = h - h \frac{p}{o} = h \left( \frac{o-p}{o} \right),$$

d. h. den sovielsten Theil der Steigung der Schraube  $DD$  betragen, als die Differenz der Zähne der Räder  $O$  und  $P$ , getheilt durch die Zahl der Zähne des Rades  $O$ , angibt. Nimmt man  $p$  zu 29 und  $o$  zu 30 an, so wird die Fortbewegung des Bohrkopfes bei einer Umdrehung der Bohrwelle zu  $z = \frac{1}{30} h$ .

Für dieselbe Bohrmaschine hat man gewöhnlich Räderpaare  $O$  und  $P$  in verschiedenen Verhältnissen der Zähne, um durch deren Aufsteckung verschiedene Schiebungen des Bohrkopfes während einer Umdrehung desselben bewirken zu können.

Die Gleichung 1) zeigt auch, dass wenn man  $p$  grösser als  $o$  nimmt, der Bohrkopf von  $C$  nach  $A$  hin geschoben wird. Man wechselt daher, wenn der Bohrkopf von  $A$  nach  $C$  hin durchgebohrt hat, die Räder  $O$  und  $P$  oder steckt  $O$  auf die Welle  $W$  und  $P$  auf die Welle  $EE_1$ , um auch von  $C$  nach  $A$  hin bohren zu können. Bei dieser Richtung des Bohrens wird die rückwirkende Festigkeit der Zahnstangen  $FF_1$  und die der Welle  $EE_1$  in Anspruch genommen, und sie verbiegen sich, wenn sie nicht sehr stark sind. Um diesen Uebelstand nicht eintreten zu lassen, aber auch die Zeit nicht zu verlieren, die der Bohrkopf durch Verwechslung der Räder  $O$  und  $P$  im Leergange zur Bewegung von  $C$  nach  $A$  hin braucht, zieht man das Rad  $P$  ab und dreht die Welle  $EE_1$  mittels einer im Rade  $O$  befindlichen Kurbel um. Jede Umdrehung derselben schiebt den Bohrkopf um die Steigung  $h$  der Schraube von  $C$  nach  $A$  hin.

Der Zug oder Druck, der den Bohrkopf während des Bohrens von  $A$  nach  $C$  hin fortschiebt, muss von dem Bocklager  $L$  getragen werden, weshalb es gegen horizontale Biegung nach  $K$  hin zu schützen ist.

Die Seitenansicht der Bohrmaschine auf Taf. 87 von der Seite  $MN$  aus gesehen zeigt Fig. 73, einen lothrechten Durchschnitt zwischen  $B$  und dem Bohrkopfe  $G$  (Fig. 72) die Fig. 74, und eine Seitenansicht von  $PO$  (Fig. 72) aus die Fig. 75.

Den Bohrkopf  $GG$  mit seinen Bohrzähnen oder Bohrmeiseln sieht man in Fig. 72 im Durchschnitte und in Fig. 74 in der vollen Ansicht. Man nimmt denselben nicht gern viel kleiner als der innere Durchmesser des zu bohrenden Cylinders ist, damit die Meisel nur wenig frei stehen und nicht leicht abbrechen können. Zur Aufnahme der Meisel ist der Bohrkopf in der Richtung der Bohrwelle etwa bis zur Hälfte oder bis zu einem Drittel seiner Dicke mit Nuthen versehen. Der Halt der in diese Rinnen gelegten Meisel nach der Richtung der Bohrwelle wird durch eine mittels zweier Schrauben fest angezogene Deckplatte  $cc$ , die der Meisel selbst berührt, hergestellt, und das Zurückweichen eben dieser in der Richtung des Radius vom Bohrkopfe durch untergelegte Keile  $b$



Fig. 72, die am schwachen Ende mit Zugschrauben versehen sind, verhindert. In der Zeichnung Fig. 74 sind vier Meisel  $d$  als gleichzeitig in Thätigkeit angegeben, doch bohrt man in der Regel nur mit einem. Ein zweiter dieser Meisel wird in Gebrauch genommen, wenn der erste stumpf geworden oder abgebrochen ist. Die mit dem Metall in Berührung kommende Breite der Meisel nach der Richtung der Bohrwelle beträgt durchschnittlich 1 Zoll, bisweilen aber auch weniger und nur  $\frac{1}{4}$  Zoll, was von der Form der Schneide selbst abhängt. Die Form der Lagerböcke  $R$  und  $R_1$ , durch die der zu bohrende Cylinder  $HH$  getragen und festgehalten wird, zeigt Fig. 74. Jeder dieser Winkelböcke  $R$  besteht aus einem Stücke  $hki$ , mit welchem er auf der Grundplatte  $Q_1 Q_2$  aufliegt, aus einem seitlich angegossenen Arme  $hg$  und aus einer Stütze  $i$ , die nur den letztern mit dem erstern des grössern Haltes halber verbindet. Das Stück  $hki$  jedes Bockes ist, wie auch Fig. 77 (Taf. 88) zeigt, mit zwei Schlitzsen versehen, durch welche die Schrauben  $m, m$  (Fig. 72 und 74) hindurchgehen, welche die Böcke mit der Grundplatte  $Q_1 Q_2$  verbinden. Um deren Halt nach horizontaler Richtung zu vermehren, versieht man sie ferner mit Nasen  $l, l$  (Fig. 72 und 73), und verbindet sie mit durchgehenden Schrauben. Durch eine verschiedene Lage der Böcke  $R$  und  $R_1$  zu einander können verschieden weite Cylinder mit der Bohrwelle centrirt werden. Je grösser der zu bohrende Cylinder ist, um so weiter müssen die Schenkel  $R_1$  und  $R$  der Böcke von einander, je kleiner derselbe aber ist, um so näher müssen eben dieselben an einander gerückt werden. Damit sich endlich der zwischen den Böcken liegende und centrirt Cylinder während des Bohrens nicht verrücken kann, wird er von jedem Bockpaare aus mit einer starken Kette zwei- bis dreimal umwickelt, deren Enden man mittels Mutterschrauben  $g$  und  $f$  (Fig. 74 und 75) an den Böcken  $R_1$  und  $R$  möglichst stark anspannt.

Die Bohrmaschine auf Taf. 89 unterscheidet sich von der eben beschriebenen nur durch die Beschaffenheit der Bohrwelle und durch die Fortschiebung des Bohrkopfes. Der Bohrkopf  $BB$  sitzt nämlich fest auf der Bohrwelle  $A_1 A_2$ , und während sich die letztere in den Lagern  $L$  und  $M$  umdreht, kann sie sich zugleich von  $L$  nach  $M$  hin verschieben. Die Bewegung der Bohrwelle  $A_1 A_2$  geht von dem Getriebe  $E$ , auf dessen Welle sich Bandläufe von verschiedenen Durchmessern befinden, auf das Rad  $FF$  über. Die Nabe des letztern läuft in dem Lager  $L$  und die Bohrung derselben nimmt die Bohrwelle in sich auf. Ferner ist die Bohrwelle von  $A$  bis  $A_1$  mit einer Längennuth, die Nabe aber mit einem entsprechenden Splint versehen. Die Verschiebung der Bohrwelle während ihrer Umdrehung wird durch die Schraube  $CC$  in Verbindung mit den Rädern  $I, K$  und  $H, G$  bewirkt. Am Ende  $A_2$  der Bohrwelle sind das Rad  $H$  und die Schraube  $CC$  durch einen Keil mit der erstern verbunden. Die Schraube  $CC$  findet in der Nabe des Rades  $I$  ihr Muttergewinde, und die Nabe eben dieses Rades läuft in dem Lager  $N$ . Mit dem Rade  $I$  steht das Rad  $K$  auf der Welle  $DD$  in Eingriff. Dieselbe Welle  $DD$  trägt ferner das Rad  $G$ , das mit  $H$  correspondirt. Die dem Rade  $K$  zugekehrte Seite des Rades  $G$  ist mit einer vorstehenden Scheibe  $m m$  versehen, mittels welcher dasselbe durch  $H$  nach  $K$  hin fortgeschoben werden kann. Damit aber das Rad  $G$  sich in der beschriebenen Weise zu verschieben im Stande sei und gleichzeitig die Welle  $DD$  umzudrehen vermöge, ist die Welle  $DD$  zwischen ihren Lagern mit zwei Nuthen, das Rad selbst aber mit correspondirenden Splinten versehen. Die Räder  $G$

und  $H$  zeigen die *Fig.* 87, 88 und 89 in  $1\frac{1}{2}$  facher Grösse in der Seitenansicht, in der Vorderansicht und im Durchschnitte, die Räder  $I$  und  $K$  aber die *Fig.* 91, 92 und 93 ebenfalls in  $1\frac{1}{2}$  facher Grösse in der Seitenansicht, in der Vorderansicht und im Durchschnitte. In gleicher Grösse gibt *Fig.* 94 das Ende der Schraube bei  $A_2$  und *Fig.* 95 das Wellenende  $D$  zur Aufsteckung des Rades  $K$  an.

Aus der so eben beschriebenen Verbindung der Schraube  $CC$  mit den Rädern  $I, K$  und  $H, G$  wird man abnehmen, dass die Bewegung der Bohrwelle hierdurch eben so erfolgen muss als bei *Fig.* 72 (Taf. 87) die des Bohrkopfes, oder dass auch hier, während einer Umdrehung der Bohrwelle, dieselbe um

$$s = h \left( \frac{o - p}{o} \right)$$

fortrückt, wenn die Anzahl der Zähne des Rades  $K = p$ , die des Rades  $I = o$ , die Steigung eines Schraubenganges der Schraube gleich  $h$  gesetzt und die Zahl der Zähne der Räder  $H$  und  $G$  als gleich angenommen wird.

Die rückgängige Bewegung der Bohrwelle und des mit ihr verbundenen Bohrkopfes, ohne die Meisel greifen zu lassen, kann ebenfalls, ähnlich wie bei der vorherbeschriebenen Bohrmaschine, durch Drehung der Schraube  $CC$  mittels einer Kurbel bewirkt werden; gewöhnlich gibt man aber der Welle des Rades  $E$  zu diesem Ende eine Umdrehung, die der während des Bohrens entgegengesetzt ist, wobei die Räder  $U$  und  $G$  ausser Eingriff kommen und nun jede Umdrehung der Bohrwelle eine Verschiebung derselben von  $M$  nach  $L$  hin bewirkt, die der Steigung der Schraube  $CC$  gleich ist.

Die Beschaffenheit des Bohrkopfes und die Befestigung der Meisel zeigen die *Fig.* 83 — 86. Der Bohrkopf ist in der Richtung seines Radius mit Nuthen  $a c$  (*Fig.* 86) zum Einsetzen der Meisel versehen; deren Stützung in der Richtung des Radius erfolgt durch Keile  $a$ , die am schwachen Ende mit Mutterschrauben versehen sind, und die Anpressung eben derselben an den Bohrkopf, rechtwinkelig gegen die Richtung des Radius, geschieht durch Keile  $c$ . Die Löcher  $b_1$  (*Fig.* 83) endlich, durch welche das schwache Ende des Keiles  $a$  hindurchgeht, müssen in der Richtung des Radius länglich sein.

*Fig.* 81 zeigt den Bock des Lagers  $L$  (*Fig.* 80) mit den Rädern  $F$  und  $E$  von  $A$  aus gesehen, *Fig.* 82 einen Durchschnitt von *Fig.* 80 hinter  $L$  nach  $A$  hin genommen, und *Fig.* 90 endlich die Ansicht der Räder  $I$  und  $K$  mit dem zugehörigen Lagerbock.

Eine wie die beschriebene ausgeführte Bohrmaschine zeigte sich in ihrer Leistung in jeder Beziehung zufriedenstellend. Wie bei allen Cylinderbohrmaschinen, so ist auch bei dieser stets auf eine starke Bohrwelle zu sehen, damit sie während des Bohrens so wenig als möglich schwinde. Bei der Bohrmaschine auf Taf. 89 muss man ferner auch die Welle  $DD$  in ihrem Durchmesser so wählen, dass sie sich nicht merklich nach horizontaler Richtung verbiegen kann, damit die Räder  $H$  und  $G$  nicht ausser Eingriff kommen können.

Unangenehm bei der Cylinderbohrmaschine auf Taf. 89 ist die Länge der Bohrwelle; dieselbe muss mindestens doppelt so lang sein als die Entfernung zwischen  $L$  und  $M$ , welche die grösste Länge der zu bohrenden Cylinder angibt, wodurch der Raum, den die ganze Bohrmaschine in der Richtung ihrer Länge einnimmt, mindestens das Vierfache der



Entfernung der Lager  $M$  und  $L$  beträgt, wogegen die Bohrmaschine auf Taf. 87 nur die Hälfte dieser Länge oder das Doppelte der Entfernung der Lagerböcke  $I$  und  $K$  (Fig. 72) nöthig hat.

Noch weniger Raum in der Länge als die Bohrmaschine auf Taf. 87 bedarf die auf Taf. 90 in Fig. 96 dargestellte. Die Bohrwelle liegt mit ihren Enden in Lagern, deren Entfernung etwas mehr als die grösste Länge des zu bohrenden Cylinders beträgt, und sie ist zwischen  $A$  und  $A_1$ , wie der Querschnitt Fig. 97 zeigt, ausgehöhlt. Dieser Ausschnitt dient zur Führung des Bohrkopfes  $BB$  mittels des angeschraubten Lappens  $D$ , nächst dem aber auch zur Aufnahme der Führungsschraube  $CC$  für den Bohrkopf. Die Axe dieser Leitschraube fällt mit der der Bohrwelle zusammen, und ihr Muttergewinde befindet sich im Lappen  $D$ . Von  $A_1$  aus bis zum Ende der Bohrwelle ist dieselbe mit einem Loche von solcher Weite durchbohrt, dass die Leitschraube sich darin bewegen kann, ohne die Wandung des Bohrloches zu berühren, und die Stirnfläche der Bohrwelle selbst dient zur Befestigung des Lagers für die Führungsschraube. Endlich trägt die Bohrwelle noch ein verzahntes Rad  $E$ , das in  $F$  eingreift, das letztere ist mit  $G$  verbunden und dieses steht mit dem Rade  $H$  an der Schraubenspindel  $CC$  in Eingriff. Diese vier Räder werden offenbar den Bohrkopf dergestalt von  $A$  nach  $A_1$  verschieben, dass dessen Fortrückung für eine Axendrehung der Bohrwelle wieder

$$s = h \left( \frac{o - p}{o} \right)$$

beträgt, wenn das Rad  $H$   $o$  Zähne, das Rad  $G$   $p$  Zähne hat, die Steigung eines Umganges der Leitschraube  $h$  beträgt, und wenn die Räder  $E$  und  $F$  gleich viel Zähne haben.

Die Räder  $F$  und  $G$  sitzen auf einer Spindel, die am Lagerbocke befestigt ist; ihre Verbindung wird am leichtesten durch einen Einstrich in die Nabe des Rades  $F$  und durch eine entsprechende Nase an der Nabe des Rades  $G$  hergestellt.

Eine Cylinderbohrmaschine, ganz ähnlich der eben beschriebenen, befindet sich auf der Saynerhütte bei Coblenz.

An die Beschreibung der Bohrmaschine Fig. 96 auf Taf. 90 wollen wir noch die einer Befestigung der zu bohrenden Cylinder anreihen. Diese besteht, wie Fig. 96 und 98 zeigen, aus zwei Ringen  $K, K$ , von denen jeder in zwei Hälften getheilt werden kann und deren Mittelpunkte mit der Axe der Bohrwelle zusammenfallen. Die untere Hälfte jedes Ringes läuft in eine breite Sohle aus, und dient zur Befestigung derselben auf der Grundplatte der Bohrmaschine.

Jeder Ring ist ferner mit vier Pressschrauben  $L, L$  versehen, die zur Centrirung und Befestigung des zu bohrenden Cylinders  $II$  dienen. Das Muttergewinde derselben enthalten die Ringe selbst, und um ihre Lage fixiren zu können, sind sie noch mit Gegenmuttern  $m, m$  versehen. Soll der Cylinder  $II$  durch die acht Pressschrauben der zwei Ringe  $KK$  festgehalten werden, so dürfen die Ringe selbst nicht viel weiter als der äussere Durchmesser des erstern sein, woraus dann folgt, dass für eine Bohrmaschine mehrere Paare von derartigen Ringen, aber von verschiedener innerer Weite, vorhanden sein müssen.

Fig. 98 gibt die Vorderansicht der Bohrmaschine ohne Cylinder.

Die eben beschriebene Construction einer Cylinderbohrmaschine hat die Unannehmlichkeit, dass die Bohrwelle innerhalb ihrer Lager bis über

ihre Axe hinunter ausgehöhlt werden muss, was ihre Festigkeit oder ihren Torsionswiderstand sehr schwächt. Eine ähnliche Construction einer Cylinderbohrmaschine, bei welcher dies in einem viel geringern Grade nur nöthig wird, zeigt die *Fig. 99* auf *Taf. 90*. Die Bohrwelle  $AA_1$  liegt ebenfalls mit ihren Enden in Lagern und ist zwischen denselben nur mit einer Längennuth von der in *Fig. 101* angegebenen Grösse versehen. Durch diese Längennuth nun wird der Bohrkopf  $LL$  mittels der Splintes  $K$  dergestalt mit der Welle verbunden, dass er deren Umdrehungen mitmachen muss, ferner dient eben dieselbe zur Einlegung der Leitschraube  $BB_1$  und der eben erwähnte Splint, der ihr Muttergewinde enthält, zu ihrer Verbindung mit dem Bohrkopfe. Von  $A_1$  aus durch das Lager  $C$  hindurch geht die Leitschraube in einer Bohrung, und ihr Lager ist auf der Stirnfläche der Bohrwelle angeschraubt. Ihr Ende daselbst trägt endlich ein verzahntes Rad  $D$ , das mit  $E$  in Verbindung steht, welches letztere mit dem Rade  $F$  durch seine Nabe verbunden ist, und beide sitzen auf einem Bolzen, der sich in der auf dem Ende der Bohrwelle fest aufgesteckten Scheibe  $L$  befindet. Der Axe der Bohrwelle genau gegenüber oder in deren Richtung ist endlich noch ein Rad  $G$ , aber unbeweglich, von solcher Grösse aufgesteckt, dass es mit  $F$  correspondirt und während der Drehung der Bohrwelle vom letztern kreisförmig umlaufen wird. Das Rad  $F$  ist entweder auf die Nabe des Rades  $E$  aufgesteckt, oder die eine der beiden Naben hat eine vorstehende Nase und die andere eine entsprechende Nuth. Die Lage der beiden Räder  $D$  und  $E$  zu einander und zur Bohrwelle zeigt *Fig. 101*; *Fig. 102* stellt den Lagerbock bei *A Fig. 99* dar.

Nimmt man an, dass das feststehende Rad  $G$   $n$ mal so viel Zähne hat als das Rad  $F$ , so muss sich das letztere während eines Umlaufes um das erstere oder während einer Axendrehung der Bohrwelle  $n$ male um seine Axe drehen. Hiernach sind, wenn man die Anzahl der Zähne des Rades  $G$  mit  $m$ , die des Rades  $F$  mit  $n$ , die des Rades  $E$  mit  $p$  und die des Rades  $D$  an der Schraube mit  $q$  bezeichnet, nach einer Umdrehung der Bohrwelle die gleichzeitigen Umdrehungen des Rades  $F$  oder  $E = \frac{m}{n}$ , und die des

Rades  $D$  oder die der Schraube  $BB_1 = \frac{p}{q} \cdot \frac{m}{n}$ . Wird ferner die Steigung eines Umganges der Schraube  $BB_1$  durch  $h$  ausgedrückt, so ist die Verschiebung des Bohrkopfes während einer Umdrehung der Bohrwelle

$$s = \frac{h p m}{q n}.$$

Für den Fall, dass das Rad  $G$   $m = 18$ , das Rad  $F$   $n = 24$ , das Rad  $E$   $p = 10$ , das Rad  $D$   $q = 25$  Zähne hat und die Steigung der Leitschraube  $h = \frac{1}{2}$  Zoll beträgt, wird nach der vorstehenden Formel die Verschiebung des Bohrkopfes für eine Umdrehung der Bohrwelle sich zu  $s = \frac{3}{20}$  Zoll ergeben.

In allen Fällen kann die Verschiebung des Bohrkopfes durch verschiedene Räder  $G$  und  $F$ , die man aufsteckt, den Bedürfnissen entsprechend hergestellt werden.

Eine Cylinderbohrmaschine, an welcher die Verschiebung des Bohrkopfes, dem Principe nach, auf die eben beschriebene Weise construiert war, sah ich in der COCKERILL'schen Maschinenfabrik zu Seraing bei Lüttich.



Höchst einfach und originell ist die eben daselbst übliche Weise der Befestigung der zu bohrenden Cylinder mit der Bohrmaschine. Es werden nämlich an den Cylinder zwei Lappen *II* *Fig. 99* (Taf. 90) von solcher Höhe mit angegossen, dass, wenn derselbe hiermit auf die Grundplatte oder auf das Bett der Maschine gesetzt wird, die Axe des Cylinders mit der der Bohrwelle zusammenfällt. Zwei Schrauben endlich reichen hin, den Cylinder mittels der Lappen *II* mit der Basis der Bohrmaschine unverrückbar zu befestigen.

Die grösste bis jetzt in England zur Ausführung gekommene Cylinderbohrmaschine stellt die Taf. 91 dar. Sie unterscheidet sich von den gewöhnlichen Cylinderbohrmaschinen dadurch, dass ihre Bohrwelle keine horizontale, sondern eine lothrechte Lage hat und dass folglich mit derselben die Cylinder nicht in liegender, sondern in stehender Lage gebohrt werden.

Es ist *A* *Fig. 103* das untere, in einen stehenden Zapfen auslaufende und durch ein stehendes Lager gestützte Ende der Bohrwelle. Den Durchschnitt derselben stellt *Fig. 104* dar. Die Bohrwelle selbst ist hohl gegossen, sie ruht mit ihrer untern Zapfenfläche auf der stählernen und gehärteten Platte *K*; seitlich wird die Zapfenfläche durch die Messingbüchse *II* gestützt. Die Bohrwelle *A* endet bei  $A_1 A_1$ . Den Durchschnitt des obern Theiles der Bohrwelle gibt die *Fig. 105*. Zwischen *A* und  $A_1 A_1$  wird dieselbe durch ein Lager in der Platte *CC* (*Fig. 103* und *105*) geführt. Die Platte selbst hat ein rundes Loch, in das eine conische Röhre *bb* (*Fig. 105*) geschoben und mit *CC* durch Schrauben verbunden wird. Diese Röhre bildet das eigentliche Lager und nimmt das aus Messing gegossene Lagerfutter, welches die Bohrwelle umschliesst, in sich auf. Durch eine Platte *aa*, mit *CC* durch Schrauben verbunden, kann das letztere in seiner Lage erhalten werden. Um die Abnutzung des Lagerfutters *cc* ausgleichen zu können, sind in *aa* bei *dd* mehrere Pressschrauben, die sich an *cc* anlehnen, angebracht. Die Platte *CC* ist durch stehende Rippen verstärkt, ruht auf dem Mauerwerke *TT* auf und dient zur Stützung des zu bohrenden Cylinders. Zu diesem Ende befinden sich auf *CC* vier Stühle *V, V*, die, je nach dem Durchmesser des Cylinders, in grösserer oder geringerer Entfernung von der Bohrwelle mit *CC* durch Schrauben zu verbinden sind, auf die der Cylinder *WW* aufgesetzt und durch Schrauben befestigt wird. In die Welle  $AA_1$  ist oberhalb  $A_1 A_1$  die eigentliche Bohrwelle *BB* eingesetzt. Die *Fig. 105* zeigt diese Verbindung im Durchschnitte. Die feste Verbindung zwischen  $A_1 A_1$  und *B* wird durch einen Querkeil *e* hergestellt. Von  $A_1 A_1$  aus hat die eigentliche Bohrwelle *BB* bis zu ihrem Ende *II* (*Fig. 107*) eine Höhe von 18 Fuss 9 Zoll. Das obere Ende läuft in einen cylindrischen Bund *hh* (*Fig. 107*) aus, der sich gegen ein Messingfutter *ii* anlehnt. Dieses Lagerfutter lehnt sich gegen vier keilförmig gestaltete Unterlagen *m, m*, die sich gegen die Wand eines cylindrischen Loches im Querstege *GG* stützen. Mit eben diesen Stücken *m, m* ist die Bohrwelle *BB* zu centriren, sowie die Abnutzung der Lagerfutter auszugleichen. Eben diese Keile *m, m* stehen mit dem cylindrischen Aufsätze *HH* nach lothrechter Richtung hin in Verbindung und dieser steht, ohne Anwendung von Schrauben, auf dem Querstege *GG* lose auf. Ueber die eigentliche Bohrwelle weg schiebt sich der Bohrkopf *E* (*Fig. 103*). Sein unteres Ende ist mit einer Scheibe *p* und mit einer Kehle *n* versehen und beide dienen zur Befestigung des den Bohrmeissel tragenden Armes *F*, dessen Ansicht von oben *Fig. 106*

zeigt. Damit sich dieser Bohrkopf mit der Bohrwellen gleichzeitig um seine Axe drehen könne, ohne das Aufsteigen desselben zu hindern, ist derselbe an der innern Seite mit einem Splinte, die Bohrwellen aber mit einer Nuth versehen, die parallel zur Axe der letztern geht. Von den Punkten *ff* aus ist der Bohrkopf *E* durch zwei Stangen *gg* mit einem Querjoch *R* verbunden, welche Vorrichtung zunächst dazu dient, das Gewicht desselben mittels einer belasteten und in *S* befestigten Kette zu balanciren. Von diesem Querjoch aus wird aber auch die aufsteigende Bewegung des Bohrkopfes während des Bohrprocesses bewirkt. Zu diesem Ende ist das Querjoch *R* mit einer Zahnstange *QQ* von 24 Fuss 3 Zoll Länge versehen, die in das Innere der Bohrwellen reicht. Sie steht mit dem Getriebe *P* in Verbindung, ferner greift das an der Welle des letztern befindliche Rad *O* in das Getriebe *N*, das an der Axe von diesem aufgesteckte Rad wieder in ein Getriebe und das mit dem letztern auf derselben Welle angebrachte Rad *K* endlich in die Schraubengänge des Aufsatzes *HH* *Fig. 107* ein. Der Lagerbock *LL* (*Fig. 103* und *108*) für die Wellen der Räder *K*, *N*, *O* u. s. w. ist auf dem Ende *II* des Bohrkopfes (*Fig. 107*) befestigt. Drehen sich der Bohrkopf und die Bohrwellen um ihre Axe, so dreht sich das Rad *K* wegen seines steten Eingriffes in die Schraubengänge des Aufsatzes *HH* um und schiebt die Zahnstange *QQ*, folglich auch den Bohrkopf *E* auf- oder niederwärts. Die Zahnstange *QQ* ist 5 Zoll breit und hat bei einer Theilung von 2,35 Zollen 114 Zähne. Das mit der letztern correspondirende Getriebe *P* hat im Theilkreise  $9\frac{3}{4}$  Zoll Durchmesser, die Räder *O*, *N* und *M* ferner haben aufeinanderfolgend im Theilkreise die Durchmesser 2 Fuss  $2\frac{1}{2}$  Zoll,  $6\frac{5}{8}$  Zoll und 1 Fuss  $5\frac{1}{2}$  Zoll. Das mit diesem Rade correspondirende Getriebe hat im Theilkreise  $5\frac{1}{8}$  Zoll, das Rad *K* einen mittlern Durchmesser von 15 Zoll bei 36 Zähnen und die Schraube in *HH* endlich eine Theilung von  $1\frac{1}{4}$  Zoll. Die Steigung der letztern ist von der Art, dass hierdurch und mit der beschriebenen Uebersetzung der Bohrkopf bei 50 Umdrehungen der Bohrwellen um 1 Zoll empor steigt. Die excentrische Lage der Welle des Rades *K* (*Fig. 103* und *108*) gibt der Grundriss *Fig. 109* an. Auch die Wellen der übrigen Räder liegen zu dem Aufsatz *HH* excentrisch, und zwar dergestalt, dass hierdurch die Zahnstange *QQ* nahe genau zwischen die Stangen *gg*, *gg* (*Fig. 103*), mithin auch nahe in die Mitte der hohlen Bohrwellen *BB* zu hängen kommt.

Das Mauerwerk *TT* bildet die Auflage und Hauptstützung der beschriebenen Bohrmaschine mittels der darauf ruhenden Platte *CC*. Von der Ebene der letztern aus erheben sich ferner noch zwei Schäfte *U*, *U*, ebenfalls von Mauerwerk, welche den Quersteg *G<sub>1</sub>GG<sub>1</sub>* tragen. Dieser letztere besteht, wie die *Fig. 111* in einem kleinern Massstabe zeigt, aus den Theilen *G<sub>1</sub>* und *G<sub>1</sub>*, die mit den Schäften *U* und *U* durch Schrauben verbunden sind und dem Mittelstücke *GG*, das auf den zwei letztern aufliegt und mit diesen durch Schrauben verbunden ist, als Stütze dienen.

Das am untern Ende der Bohrwellen auf dieselbe aufgesteckte Rad hat im Theilkreise einen Durchmesser von 7 Fuss und 80 hölzerne Zähne. In dieses Rad greift ein Wurmrads *B<sub>1</sub>B<sub>1</sub>* (*Fig. 110*) ein, dessen Wurm durch eine eingängige Schraube gebildet wird. Das an der Axe des Wurmrades sitzende Kegelrad *Z* ferner hat 76 Zähne, das zugehörige Getriebe *Y* 19 Zähne, und von den Bandläufen hat der grösste einen Durchmesser von 22 Zoll, der kleinste aber einen Durchmesser von 8 Zoll.



Bei allen Cylinderbohrmaschinen mit horizontalliegender Bohrwelle muss die Bohrwelle vor dem Auflegen des zu bohrenden Cylinders auf das Bohrgerüst, sowie vor dessen Wegnahme von letzterem aus der Bohrmaschine herausgenommen werden, eine Arbeit, die um so aufhältlicher ist und um so kräftigere Hebezeuge fordert, je länger und schwerer jene selbst ist. Diese Arbeit kommt bei der eben beschriebenen Bohrmaschine mit vertikaler Bohrwelle ebenfalls vor, ist aber sehr bequemer zu verrichten. Vor dem Aufstellen eines zu bohrenden Cylinders auf die Stühle *V, V* und vor seiner Wegnahme von eben denselben wird der Keil *e* (Fig. 103) herausgezogen und nun die ganze obere Bohrwelle *BB* mit dem Bohrkopfe *E* an einer bei *S* angehängenen Kette mittels einer geeigneten Winde erforderlich hoch emporgezogen.

Die eben beschriebene grosse Cylinderbohrmaschine existirt bis jetzt in England in drei Exemplaren. Das erste, sowie die zwei übrigen, wurde in der *Bridge Water foundery* bei Manchester, um die Dampfzylinder für das Dampfschiff Mammuth, dessen Dampfkraft 1000 Pferdekraft beträgt, zu bohren, erbaut. Das zweite Exemplar besitzt die englische Admiralität und das dritte die Dampfschiffahrts-Gesellschaft, deren Boote zwischen England und America gehen. *Schubert.*

Die Bohrmaschinen mit vertikaler Bohrwelle (fr. *alésoir vertical*; engl. *vertical boring machine*) haben namentlich beim Bohren grosser Cylinder und solcher mit geringer Wandstärke Vortheile vor denen mit horizontaler Bohrwelle (fr. *alésoir horizontal*; engl. *horizontal boring machine*), welche um so beachtenswerther sind, als die erstern unter übrigens gleichen Umständen schwerlich theurer sind als die letztern und weniger Raum einnehmen als dieselben. Bei den horizontalen Bohrmaschinen sind zwei Ursachen vorhanden, welche eine Ungenauigkeit in der zu erzeugenden Cylinderfläche verursachen, die nur bei kleinen Cylindern verschwindend klein wird, bei grössern aber nicht ausser Acht gelassen werden kann.

Zuerst drückt sich nämlich der auf dem Bohrgerüst liegende Cylinder etwas zusammen, so dass sich bei einer Senkung des obern Theiles der horizontale Durchmesser vergrössert, der vertikale aber verringert; wird er nun in dieser Lage gebohrt, so muss dann, wenn er vom Bohrgerüst genommen und in vertikale Lage gebracht wird, der frühere vertikale Durchmesser grösser, der horizontale etwas kleiner werden, ein Unterschied, der, wenn auch nicht zu sehr merkbar, doch gewiss bei grossen schwach gegossenen Gebläsecylindern vorhanden ist. Ferner liegt die Bohrwelle auf eine bedeutende Distanz frei und sucht schon vermöge ihres eigenen Gewichtes, namentlich aber auch in Folge des daran befindlichen schweren Bohrkopfes aus der geradlinigen Stellung in eine gekrümmte überzugehen. Da die Abweichung von der geradlinigen Lage dann am geringsten ist, wenn sich der Bohrkopf den Lagern der Welle am nächsten befindet, aber am grössten, wenn derselbe in der Mitte zwischen beiden Lagern steht, so wird durch diese Ursache die Axe des Cylinders aus der geraden Linie in eine gekrümmte umgewandelt, ein Fehler, welcher mit der Länge der freiliegenden Bohrwelle, dem Gewichte des Bohrkopfes und dem verminderten Durchmesser oder einer Schwächung der Bohrwelle wächst. Beide Ursachen von Unregelmässigkeiten werden bei den vertikalen Bohrmaschinen vermieden, wozu noch kommt, dass sich die Bohrwelle leichter aus- und einbringen lässt und dass die Bohrspäne, welche bei horizontal liegendem Cylinder auf die noch zu bohrende Fläche fallen,

bei vertikaler Lage des Cylinders sogleich ausserhalb des Bereiches der arbeitenden Theile kommen und daher die Bohrstühle ganz frei lassen.

Uebrigens hat man auch in englischen Werkstätten die Erfahrung gemacht, dass vertikale Bohrmaschinen verhältnissmässig weniger Kraft zur Bewegung fordern als horizontale, was sich vorzüglich auch daraus erklären lässt, dass die vorzugsweise auf einen stehenden Zapfen concentrirte Reibung an einem kleinern Halbmesser überwunden wird als bei den liegenden.

Auf Taf. 92 ist eine bei NASMYTH, GASKELL u. Comp. in England aufgestellte Vertikalbohrmaschine abgebildet, und zwar stellt Fig. 112 die Seitenansicht mit durchschnittenem Cylinderrund und verkürzter Bohrwelle vor, Fig. 113 die obere Ansicht nach weggenommenem Cylinderrund, Fig. 114 eine obere Ansicht von einer höhern Durchschnittsebene aus und in verkleinertem Massstabe, Fig. 115 und 116 Durchschnitte durch die Verbindungsstelle und den Fuss der Bohrwelle. Die Maschine steht in einer durch das Zusammenstossen zweier Mauern gebildeten Ecke.

Der Umtriebsmechanismus des Bohrwerks ist, wie Fig. 112 und 113 zeigen, unter den Fussboden in einen gut fundamentirten Grundbau gelegt; in den offenen achteckigen Raum um denselben führt bei  $t$  (Fig. 113) eine hier nicht weiter angegebene Treppe. Die Fest- und Losrolle  $k$  und  $k_1$  erhalten durch einen Lederriemen die Bewegung von der Hauptumtriebswelle aus mitgetheilt; erstere überträgt die Drehungsbewegung mittels der Winkelräder  $j, j$  auf die Welle  $i$ , welche bei  $h$  und  $h_1$  in mit Messing gefütterten Lagern läuft und durch die Schraube  $n$  dem an der Bohrwelle sitzenden Zahnrad  $o$  eine sanfte Bewegung mittheilt. Durch die Winkelräder  $j, j$  wird die Umdrehungsgeschwindigkeit etwa auf  $\frac{1}{3}$  reducirt, das Rad  $o$  hat aber 114 Zähne, es gehören daher 342 Umdrehungen von  $k$  zu einer Umdrehung der Bohrwelle.

Die Bohrwelle (fr. *l'arbre alésoir*, *l'arbre porte-lames*; engl. *vertical bar*) besteht aus zwei Theilen  $a$  und  $c$ , von denen der obere  $a$  den Bohrkopf  $r$  (fr. *l'alésoir*, *porte-lames*; engl. *cutter head*, *boring wheel*) führt, während der untere  $c$  mit dem Umtriebsmechanismus verbunden ist; der obere Theil ist zum Aufheben eingerichtet und mit dem untern feststehenden nach Fig. 115 durch eine Büchse verbunden, in welche er sich einsenkt und mit der er durch den Vorsteckkeil oder Mitnehmer  $l$  fest zusammenhängt, so dass sich die Drehung von  $c$  auf  $a$  überträgt. Der Fuss der Bohrwelle ruht in dem Fig. 116 im Durchschnitt angegebenen Lager. Es ist nämlich in die Welle und in das Lager eine gehärtete Gussstahlplatte  $s$  von  $4\frac{1}{2}$  Zoll Durchmesser eingelegt; zwischen beiden findet die durch das Gewicht der Bohrwelle u. s. w. hervorgebrachte Zapfenreibung statt, und es wird daher die Höhlung des Lagers stets voll Oel erhalten. Um die Welle  $c$  genau centriren und in ihrer Stellung sicher erhalten zu können, ist das Fusslager Fig. 116 und das Halslager Fig. 115 conisch hergestellt und mit keilförmig zulaufenden Messingfuttern ausgelegt, gegen welche die Pressschrauben  $q_1, q_1$  wirken, welche durch die mit den Schrauben  $q, q$  befestigten Deckel gehen. Das Halslager Fig. 115 befindet sich in der grossen Fussplatte  $b$ , welche die achteckige Höhlung im Grundbau bedeckt und zum Tragen des Cylinders bestimmt ist. Zu diesem Zwecke ist sie unterhalb mit sechs Verstärkungsrippen  $b_1, b_1$  versehen, und hat nach sechs radial laufenden Richtungen Löcher  $b_2, b_2$  u. s. w., welche zur Befestigung der Fussstücke  $d$  in verschiedener Entfernung vom Mittelpunkte bestimmt sind. Die Stellung



dieser Fussstücke in *Fig. 112* ist grösserer Deutlichkeit wegen so gezeichnet, als ginge eine LÖcherreihe parallel mit der Wand *AA Fig. 113*, was in der That nicht statt findet.

Der eiserne Quersteg *g g*, welcher an den mit der Mauer verbundenen Winkelstücken *f, f* angeschraubt ist und durch die von seiner Mitte nach der Mauerecke zulaufende Strebe *u* in seiner Lage erhalten und vor Erschütterung geschützt wird, bildet den obern Widerstandspunkt für die Bohrwelle *a*.

Der zu bohrende Cylinder wird auf vier Fussstücken *d* (fr. *pupées*, *supports*; engl. *standards*, *supports*) aufgesetzt; nachdem dieselben in einer solchen Entfernung vom Mittelpunkte der Bohrwelle mittels der Löcher *b<sub>2</sub>* auf der Fussplatte *b* festgeschraubt worden sind, wie sie die Weite des Cylinders fordert, wird der Cylinder auf sie aufgesetzt und centrirt, die Befestigung erfolgt dann durch die Klammern (fr. *chapeaux*; engl. *cramps*) *e, e*, welche mit dem umgebogenen Theile auf der obern Platte von *d* aufsitzen, mit ihrem andern Ende auf den Cylinderrand gelegt werden, und in einer solchen Lage, dass ihr oberer Schenkel der obern Platte von *d* parallel liegt, sich durch Schraubenbolzen befestigen lassen.

An der Bohrwelle *a* kann die Büchse *m m<sub>1</sub>* auf- und niedersteigen, welche mit dem Vorsprunge *m*, das mit Splint und Nuth aufgesetzte Bohrrad *r* trägt; ferner ist die Bohrwelle *a* auf ihre ganze Länge von *a<sub>1</sub>* an mit einer tiefen Spur versehen, in welcher sich die Schraube *p* so befindet, dass sie die Axe der Welle einnimmt und dieselbe oberhalb in ihrer Lage erhält. Ueber die Schraube *p* ist die Mutter *l<sub>1</sub>* geschraubt, welche längs der Spur auf- und niedergleiten kann und beim Niedergange die mit ihr durch zwei Vorstecker verbundene Büchse *m* und dadurch das Bohrrad *r* mitnimmt. Ist der Cylinder einmal durchgebohrt, so wird durch einen Krahn und die an *rr* anzubringenden Ketten der Bohrkopf und die Büchse aufgehoben, nachdem die Schraubenmutter *l<sub>1</sub>* von *m* getrennt ist. Wird dann die Schraube *p* für sich allein gedreht, so hebt sie die Mutter *l<sub>1</sub>* bis zu der Höhe, wo sie wieder durch Vorstecker mit dem gehobenen Bohrkopfe in Verbindung gebracht werden kann.

Die Bewegung der Schraube, durch welche das allmähliche Niedergehen des Bohrkopfes erfolgt, wird durch die oberhalb angebrachte Sonnen- und Planetenradbewegung erzeugt. An dem Querstege *g* ist nämlich das Rad *v* undrehbar befestigt, um dasselbe läuft das Zahnrad *w*, das sich um eine auf das obere Ende der Bohrwelle aufgeschraubte Axe dreht, das mit *w* verbundene Getriebe *x* greift in *y* ein, und an *y* ist ein anderes Getriebe *z*, welches mit einem an der Schraube selbst befindlichen Getriebe *z<sub>1</sub>* verbunden ist. Bezeichnet man nun die Anzahlen der Zähne, welche jedes der Räder hat, mit den für sie eingeführten Buchstaben, so wird sich

bei einer Umdrehung der Bohrwelle die Schraube um  $\frac{v}{w} \cdot \frac{x}{y} \cdot \frac{z}{z_1}$  einer Umdrehung herum drehen, folglich wenn *h* die Höhe eines Schraubenganges ist, dem Bohrkopfe eine Senkung von  $\frac{v}{w} \cdot \frac{x}{y} \cdot \frac{z}{z_1} \cdot h$  mittheilen. Durch eine

Einsetzung eines Räderpaares  $\frac{v_1}{w_1}$  statt  $\frac{v}{w}$  mit anderer Theilung lässt sich nun auch eine andere Vorrückung des Bohrkopfes anbringen; die Umdrehungsgeschwindigkeit wird aber durch Auswechselung der beiden Riemenscheiben *k* und *k<sub>1</sub>* hervorgebracht.

Die Lage des in *Fig. 114* dargestellten Krahnens, welcher nur wenig Raum einnimmt, macht es möglich, den Cylinder sowie die Bohrwelle und den Bohrkopf mit Bequemlichkeit zu heben.

Die Abbildung dieser Maschine ist dem Werke *Practical essays on mill work* by *R. BUCHANAN, TH. TREGOLD and G. RENNIE, London 1841*, entnommen.

Eine andere von *STEHELIN* und *HUBER* zu Bitschwiller erbaute Vertikalbohrmaschine stellen in den wesentlichen Theilen die *Fig. 117—123* auf *Taf. 93* vor. *Fig. 117* ist ein vertikaler Durchschnitt der unmittelbar über der Bodenplatte befindlichen Theile nebst dem untern Theile der Bohrwelle, *Fig. 118* ein horizontaler Durchschnitt durch den zu bohrenden Cylinder. Beide Ansichten stimmen insofern nicht mit einander überein, als in der ersten die Bodenplatte nebst dem darauf befestigten Cylinder in einer Ebene durchschnitten ist, welche nicht parallel mit der horizontalen Kante der Bodenplatte *Fig. 118* liegt, sondern mit derselben einen Winkel von  $45^{\circ}$  macht. *Fig. 119—121* zeigen die Befestigung des Stahles im Bohrrade, *Fig. 123* die Form dieses Stahles und *Fig. 122* einen Durchschnitt durch die Fusstücke, auf welchen der Cylinder befestigt wird.

Die Maschine steht an einer Wand an, und ruht mit der Bodenplatte *A* auf einem festen Fundament, unter welchem ein durch die punktirte Linie in *Fig. 118* angedeuteter offener Raum zur Aufnahme des Triebapparates erhalten ist. An zwei Seiten hat die Platte in der Mitte starke Ohren angegossen, auf welche die gusseisernen Säulen *CC* aufgeschraubt sind, welche ungefähr 3,6 Meter hoch sind und einen doppelt T-förmigen Querschnitt haben; sie sind oberhalb durch ein gusseisernes Querstück mit starken Rippen verbunden, welches auch gegen die Mauer verstrebt ist und in seiner Mitte dem Kopfe der Bohrwelle eine Leitung darbietet. Auf der Bodenplatte *A* lassen sich die vier Fusstücke *L*, welche anders als die vorherbeschriebenen construirt sind, so aufstellen, dass sich auf ihnen der von ihnen getragene Cylinder centriren lässt. Zum Befestigen der Fusstücke dient die Schraubenspindel *g*, welche durch eines der Löcher *f, f* in die Bodenplatte geschoben wird, durch einen Längenschlitz des Fusstückes hindurchgeht und gegen die beiden Seiten desselben durch die darüber geschraubte mittlere Mutter festgedrückt wird; auf der innern Seite stehen Lappen *j, j* vor, durch welche die Centrirungsschrauben *i, i* hindurchgehen, um gegen den Rand des aufgesetzten Cylinders zu drücken. Die Deckel *h*, welche mit einem eben solchen Schlitz versehen sind als die darunter liegenden Fusstücke, und auf der einen Seite auf dem Cylinderrande, auf der andern über einem aufgelegten Futter *h*, von gleicher Stärke liegen, lassen das obere Ende von *g* durch sich hindurch und werden durch die über dasselbe geschraubte Mutter fest angepresst. Um oberhalb ein Schwanken des Cylinders zu verhindern, wird er mit Ketten umlegt, wie sie *Fig. 118* bei *b* angiebt; um diese Ketten in der erforderlichen Höhe anbringen zu können, haben die Säulen *C* mehrere unter einander stehende quadratische Löcher, in welche die Schraubenbolzen eingeschoben und angezogen werden können, welche die Kettenenden halten. Gut ist es dabei, die Ketten nicht unmittelbar mit dem Cylinderumfange in Berührung zu bringen, sondern zwischen beiden hölzerne Kissen einzulegen.

Der in der Zeichnung aufgesetzte Cylinder hat 1,22<sup>m</sup> Durchmesser, 1,6<sup>m</sup> Höhe und gehört zu einer Schiffsdampfmaschine von 80 Pferde-



kraft. Die Maschine kann aber Cylinder bis zu 2 Meter Durchmesser ausbohren.

Die Bohrwelle  $F$  ist aus Gusseisen  $0,29^m$  stark, auf den grössten Theil ihrer Länge hohl und aussen abgedreht. Unten ist ein verstärkter Zapfen in sie eingesetzt, welcher auf einer gehärteten Stahlplatte läuft; letztere ruht in dem Lager  $a$ , welches innerlich und äusserlich gut abgedreht ist, in dem Gusseisengestell  $D$ , welches ebenfalls innerlich ausgedreht ist, ruht und durch den unten vorgeschlagenen Keil ein wenig gehoben werden kann. Die Bodenplatte  $E$  ist mit einem festen Fundamente verschraubt, und auf ihr ist  $D$  mit Keil und Schraubenbolzen befestigt. In der Bodenplatte  $A$  wird die Bohrwelle durch das conische Lager  $d$  in ihrer Richtung erhalten. Unmittelbar über dem Zapfen trägt die Bohrwelle das Zahnrad  $G$  von  $1,59^m$  Durchmesser und 80 Zähnen, welches in *Fig.* 118 nur durch einen punktirten Kreis angegeben ist; in dasselbe greift die Schraube  $H$  an der Welle  $I$ , welche die Los- und Festrolle  $I_1$  und  $I_2$  trägt, durch welche sie von der Haupttriebswelle aus bewegt wird. Um dem Stahle eine Geschwindigkeit von ungefähr  $0,04^m$  in einer Secunde zu geben, muss bei dem vorliegenden Cylinder die Bohrwelle in einer Minute  $\frac{2}{3}$  und die Welle  $I$  50 Umdrehungen machen. Ist ein anderer Cylinder von grösserer oder geringerer Weite aufgesetzt, bei welchem der Stahl nicht dieselbe Geschwindigkeit haben soll, so kann die Anzahl der Umdrehungen von  $I$  dadurch vermindert werden, dass man den Riemen von  $I_2$  aus nicht unmittelbar auf die Haupttriebswelle legt, sondern erst auf eine Zwischenwelle, welche von derselben durch einen Doppelconus von Riemenscheiben die Bewegung erhält und daher eine Veränderung der Geschwindigkeit durch Umlegung des Riemens zulässt.

Die Büchse  $M$ , welche das Bohrrad  $N$  trägt, ist, wie vorher, so über die Bohrwelle geschoben, dass sie an der drehenden Bewegung der letztern Theil nehmen muss, ohne gehindert zu sein, an derselben auf- und niederzusteigen; sie wird durch die Stangen  $m, m$ , die zu beiden Seiten in Nuthen der Bohrwelle laufen, getragen, und erhält durch dieselben eine absteigende Bewegung von  $0,0016^m$  für eine Umdrehung der Bohrwelle durch einen Mechanismus, welcher seinem Principe nach ganz mit dem englischen auf *Taf.* 91 in *Fig.* 103 abgebildeten übereinstimmt und daher nicht mit dargestellt ist. Durch die Höhlung der Bohrwelle geht auch hier eine Zahnstange herunter. Das Bohrrad  $N$ , über welches die Drehstähle (fr. *burins*) nur 3—4 Centimeter vorstehen dürfen, muss daher einen etwa 7—8 Centimeter geringeren Durchmesser haben, als die Weite des zu bohrenden Cylinders beträgt, und man muss für jede Bohrmaschine eine grössere Anzahl solcher Bohrräder für verschiedene Cylinderweiten vorrätzig haben. Je nachdem ihr Durchmesser grösser oder kleiner ist, werden sie auch mit einer grössern oder geringern Anzahl von Bohrstählen versehen; das vorliegende Bohrrad hat acht dergleichen, ein Rad von  $0,3$  bis  $0,4^m$  würde nur vier bis fünf erhalten. Die Stähle liegen in dem Rade nicht alle in einerlei Horizontalebene, sondern die, welche zuerst angreifen sollen, etwas tiefer als die andern; die arbeitenden Schneiden derselben sind auch nicht alle gleichweit vom Mittelpunkte entfernt, sondern die erstern etwas weniger weit als die nachfolgenden; endlich sind sie auch nicht alle von gleicher Beschaffenheit, sondern während die zuerst angreifenden die Form *Fig.* 123 haben, d. h. an den Seiten so abfallen, dass sie scharfe Kanten bilden, ist der letzte mit einer etwas gewölbten Schneide versehen, durch welche die Ungleichheiten

weggenommen werden, welche die frühern Stifte zurücklassen, so dass durch einen einmaligen Niedergang des Bohrrades der Cylinder sogleich fertig gebohrt werden kann.

Die Befestigung der Drehstahle im Bohrrade nach FARCOT wird durch Fig. 119 — 121 angegeben. Die Pressschrauben  $o_1$  bringen die Schneide des Stahles  $n$  in die gehörige Entfernung vom Mittelpunkt und die Schrauben  $o$  halten den justirten Stahl in seiner Lage fest. In Fig. 117 und 118 ist die Befestigung mit Keilen auf die bereits früher beschriebene Art gezeichnet.

Eine englische Maschine von F. LEWIS in Manchester, welche zum Bohren von Löchern und Cylindern bestimmt ist und Löcher von  $\frac{1}{2}$  Zoll an, sowie Cylinder bis zu 14 Zoll Durchmesser bei 2 Fuss Tiefe bohrt, ist auf Taf. 94 in Fig. 126 von vorn und in Fig. 127 von der Seite dargestellt. Auf ihrem Bohrtische können Räder bis zu  $3\frac{2}{3}$  Fuss Durchmesser aufgebracht werden. Die doppelte Bewegung, welche der Bohrwelle  $e$  mitzuthellen ist, erhält dieselbe von der horizontalen Welle  $c_1$  aus, welche durch den Conus  $c$  mit der Hauptumtriebswelle in Verbindung steht. Durch den Conus  $c$  wird wie gewöhnlich eine Veränderung der Geschwindigkeit hervorgebracht, aber unabhängig von dieser und bei jeder Stellung des Riemens kann die Maschine noch eine ziemlich schnelle Bewegung zum Bohren von Löchern oder eine sehr langsame Bewegung zum Bohren von Cylindern erhalten. Es wird dieser Wechsel durch folgende Einrichtung hervorgebracht. Die Welle  $c_1$  läuft in den Lagern  $h_2, h_1$ , die auf den Böcken  $b, b_1$  angebracht sind; hinter dieser Welle und parallel mit ihr läuft eine zweite Welle  $c_2$  in Lagern an denselben Böcken.  $c_2$  trägt das Winkelrad  $h$  und ist in Fig. 126 nur auf ein sehr kleines Stück ihrer Länge zu sehen, in Fig. 127 ist aber die Lage der beiden Wellen  $c_1$  und  $c_2$  deutlicher zu erkennen. Auf der Welle  $c_1$  bewegt sich der Conus  $c$  frei, ohne dieselbe mitzunehmen, ausserdem ist auf dieselbe ebenfalls frei das Getriebe  $d$ , aber fest mit ihr verbunden das Rad  $d_3$  aufgeschoben; das Getriebe  $d$  greift in ein Rad  $d_1$  und das Rad  $d_3$  in ein Getriebe  $d_4$  (das hier durch  $d_3$  verdeckt wird), welche beide an der Welle  $c_2$  sitzen. Wird nun durch einen in Fig. 127 sichtbaren Vorstecker  $d_2$  der Conus  $c$  mit  $d_3$  verbunden, so wird in  $c_2$  natürlich eine grössere Geschwindigkeit hervorgerufen als  $c_1$  besitzt, und wird umgekehrt die Verbindung zwischen  $c$  und  $d_3$  aufgehoben, dagegen  $c$  mit  $d$  verbunden, so muss sich  $c_2$  langsamer als die Axe von  $c$  drehen. In dem ersten Falle wird durch  $d_1$  das Getriebe  $d$  sehr schnell, im letzten Falle durch das Getriebe  $d_4$  das Rad  $d_3$  und die daran befestigte Welle  $c_1$  mit derselben Geschwindigkeit, welche  $c_2$  hat, mitgenommen.

Die sich selbst regulirende Senkung des Bohrers (*selfacting motion*) erfolgt ähnlich wie bei andern beschriebenen Bohrmaschinen. Das Winkelrad  $h$  greift in das an der Bohrwelle  $e$  befindliche Winkelrad  $u$ , welches mit der Röhre  $e_1$  zwischen den Lagern  $v$  und  $v_1$  an den Backen  $b_2$  und  $b_4$  die Bohrwelle  $e$  umschliesst und mit dem Zahnrade  $f_1$  verbunden ist. Die Bohrwelle  $e$  folgt der drehenden Bewegung von  $u$ , und  $e_1$  kann sich dagegen heben und senken. Oberhalb ist die Bohrwelle mit der Schraubenspindel  $g$  verbunden, über welche sich in dem Lager  $g_1$  an dem Backen  $b_3$  eine mit dem Rade  $f_3$  verbundene Mutter dreht. An der Welle  $l_1$  sitzen die beiden Räder  $f_2$  und  $f$ , von denen das obere mit  $f_3$ , das untere mit  $f$  in Verbindung steht; es wird daher auch die drehende Bewegung von  $u$  aus durch  $f_1, f$  und  $f_2, f_3$  auf die Schraubennutter



in  $g_1$  mit einem Grade der Geschwindigkeit übergetragen, welcher von dem Producte aus den beiden Quotienten  $\frac{f_1}{f}$  und  $\frac{f_2}{f_3}$  abhängt, und sich daher ändert, sobald man ein anderes zusammengehöriges Räderpaar  $f_2 f_3$  aufsteckt. Löset man durch den Handhebel  $i$ , welcher die Kuppelbüchse  $k$  bewegt, das Rad  $f$  aus seiner Verbindung mit  $f_1$ , so hat die Bohrmaschine keine sich selbst regulirende Senkung des Bohrers mehr und man kann dann das Vorwärtsschreiten desselben durch Drehung des Rades  $l$  mit der Hand bewirken.

In das Ende  $e_2$  der Bohrwelle lässt sich entweder das kurze Ansatzstück  $t$  (Fig. 126) oder die grössere Verlängerung  $t_1$  (Fig. 127) anschieben, letztere läuft noch in der Leitung  $s$  des Bohrtisches  $m$ . Sämmtliche bisher beschriebene Theile sind durch die Böcke  $b, b_1, b_2, b_3, b_4$  mit der starken T-förmigen Gusseisenplatte verbunden, welche an eine Wand angeschraubt ist; sie ruht auf einer gusseisernen Platte  $rr$ , die an vier angegossenen Lappen ebenfalls mit der Wand verschraubt ist und den Bohrtisch (engl. *table for carrying the work*) trägt, welcher in der durch die Dimensionen des zu bohrenden Gegenstandes angegebenen Höhe befestigt werden kann. Die Tafel  $m$  bildet nämlich mit den beiden Schenkeln  $m_1 m_1$  und der hintern Platte  $m_2$  ein Ganzes, durch welches die Welle  $p_1$  geht, welche in den Schenkeln auf Lagern ruht und mit den beiden Getrieben  $n, n$  und dem Rade  $p$  verbunden ist. Die Getriebe  $n, n$  greifen in die an  $r$  angebrachten Zahnstangen  $n_2, n_1$  ein, weshalb in den entsprechenden Stellen die hintere Platte  $m_2$  ausgehöhlt ist; in das Rad  $p$  greift das an der Kurbelwelle  $o_1$  sitzende Getriebe  $p_1$  ein; mit derselben Welle ist das Sperrrad  $q$  verbunden, in welches der Kegel  $q_1$  so einfällt, dass er den Rückgang des Mechanismus verhindert, wenn durch die Kurbel  $o$  die Tafel  $m$  in die erforderliche Höhe gebracht worden ist.

Es mag nun noch die Beschreibung zweier Bohrmaschinen zum Löcherbohren folgen, welche sich von den früher beschriebenen dadurch unterscheiden, dass der Bohrer mit Leichtigkeit über eine bestimmte Stelle eines einmal unter ihnen befestigten Körpers gebracht werden kann, und welche, so lange der Körper in seiner Lage unverändert bleibt, parallele Löcher in demselben hervorbringen. Maschinen dieser Art sind gewöhnlich so construirt, dass das Bohrgestell eine kreisförmige und der Bohrer auf demselben eine Bewegung in der Richtung vom Radius dieses Kreises hat; sie führen daher auch im Englischen den Namen *radial drilling machines*. Von den beschriebenen Maschinen ist die erste aus dem bereits angeführten Werke: *BUCHANAN on mill work pag. 434* entnommen, aus welchem auch die vorherbeschriebene Maschine entlehnt wurde; die andere steht auf der Werkstatt in der sächsischen Maschinenbauanstalt zu Chemnitz.

Die in Fig. 124 und 125 auf Taf. 93 abgebildete Maschine ist von B. Hick und Sohn in Bolton gebaut; sie ruht auf einer starken gusseisernen Säule  $a$ , welche auf ein festes Steinfundament gesetzt ist, und den Mittelpunkt des Bezirkes bildet, den der Bohrer erreichen kann. Neben dem Fundamente ist bei  $A$  eine Versenkung angebracht, die beim Bohren kleiner Gegenstände verdeckt wird, bei grossen Gegenständen aber dazu bestimmt ist, dieselben unter den Bohrer bringen zu können, so dass dieselben dann auf dem Boden der Versenkung aufstehen. Die Höhe der ganzen Maschine kann ausserdem noch dadurch der Höhen-dimension des zu bohrenden Gegenstandes angepasst werden, dass die

Schraube  $c$ , welche an ihrem Kopfe den ganzen beweglichen Theil der Bohrmaschine trägt, durch die auf  $a$  ruhende Schraubenmutter  $d$  das Gestell hebt oder senkt. Die Schraube  $c$  geht durch den grössern Theil der hohlen Säule  $a$  dicht anschliessend hindurch, und der feste Stand in der bestimmten Höhe wird durch vier an der Schraubenmutter  $d$  angebrachte Pressschrauben hervorgebracht. Der Kopf der Schraube  $c$  ist cylindrisch abgedreht, und wird von dem am Ende des Armes  $b$  angegossenen Hohlcyylinder so umschlossen, dass der Arm  $b$  auf der Schraube  $c$  aufruhrt, sich aber um die Axe derselben frei herumdrehen kann. Ueber dem Schraubenkopfe ist auf  $b$  ein Gestell aufgeschraubt, welches zuerst die Axe für die Los- und Festrolle  $e$  und  $e_1$  und ein Zapfenlager für die vierkantige Welle  $g$  enthält. Diese Welle geht durch die Nabe des Winkelrades  $f_1$  hindurch, theilt daher dessen drehende Bewegung für jede grössere oder geringere Entfernung des Bohrers von der Umdrehungsaxe, und erhält durch das mit  $f_1$  im Eingriff stehende, mit der Festrolle  $e_1$  verbundene Winkelrad  $f$  eine drehende Bewegung, welche sie durch die mit einander im Eingriff stehenden Winkelräder  $f_2$  und  $f_3$  auf die Bohrwelle  $j$  überträgt.

An dem Arme  $b$  befindet sich nämlich mit gleitender Reibung horizontal verschiebbar das bewegliche Bohrergerüst  $h$ , in welchem sich zunächst das zweite Lager für die Welle  $g$  befindet, worin diese Welle nicht verschiebbar zu sein braucht. Ferner trägt dasselbe die Vorrichtung zum Heben und Senken des Bohrers, nämlich eine horizontalliegende Welle mit den beiden Kettenwalzen  $i, i$  und den Gewichtsrollen  $i_1, i_1$ . Die erstern stehen durch doppelte Gegenketten so mit der Bohrwelle in Verbindung, dass sie der Bewegung der horizontalen Welle in dem einen und andern Sinne folgen müssen, an den andern ist das kleine Gegengewicht  $i_2$  zum Heben des Bohrers und das grosse Gewicht  $i_3$  zum Hervorbringen des Druckes beim Bohren angebracht. Das letztere lässt sich, wenn nicht gebohrt wird, mit seiner Rolle ausrücken, und bleibt nur so lange in Wirksamkeit als gebohrt wird.

Die horizontale Verschiebung des beweglichen Bohrergerüsts wird durch die Welle  $l$  mit dem Handrade  $l_1$  bewirkt; diese Welle greift nämlich mit dem Getriebe  $m$  in die an  $b$  angebrachte Zahnstange  $m_1$  und bewirkt die Verschiebung von  $h$ , welcher auch die Welle  $g$  kein Hinderniss in den Weg legt, da dieselbe durch die Nabe des Rades  $f_1$  hindurchgleiten kann.  $k$  ist der in die Bohrwelle  $j$  eingesetzte Bohrer.

Die zweite Maschine ist ebenfalls in England gebaut und auf Taf. 95 in Fig. 128 von vorn, in Fig. 129 von der Seite, in Fig. 130 theilweise von oben dargestellt, Fig. 131 und 132 stellen die Fussplatte und Fig. 133 einen Durchschnitt durch die Vorrichtung dar, mit welcher die ganze Maschine gehoben und gesenkt werden kann. Das bewegliche Gestell, welches die Veränderung der Bohrerstellung erlaubt, besteht aus dem Mittelstück  $A_2$  und den beiden cylindrischen Ansätzen  $A_1$  und  $A_3$ , welche beide hohl sind und deren Axe eine und dieselbe gerade Linie ist. Die cylindrischen Theile lassen sich in den an  $B_2$  und  $B_3$  angebrachten Leitungen sowohl höher und tiefer stellen, als auch nach jeder Richtung zu wenden.  $B_3$  ist an die Wand des Gebäudes angeschraubt,  $B_2$  ebenfalls, jedoch bildet  $B_2$  einen Theil eines aus einem ähnlichen Stücke  $B_1$  und zwei Verbindungstheilen  $B_4$  und  $B_5$  bestehenden Gestelles, in welchem die Riemenscheiben zur Uebertragung der Bewegung liegen.



Auf der Bodenplatte  $C_1$  Fig. 131 — 133, welche über einer senkrecht niedergehenden Oeffnung des Fussbodens liegt, ruht eine mit der aufgeschraubten Platte  $C_2$  bedeckte Schraubennutter; in dieser läuft die Schraubenspindel  $D$ , welche durch  $A_3$  hindurch geht, und oberhalb mit einem Gestemme  $A_3$  trägt; zwischen dem Gestemme und  $A_3$  liegt ein Futterstück. Auf  $D$  ist ein conisches Rad  $D_1$  angeschoben, in welches das conische Rad  $E_1$  an der Welle  $E$  eingreift. Beide Räder haben 28 Zähne; die Welle  $E$  ruht in Lappen, die an  $A_2$  angegossen sind, und trägt an dem einen Ende das Armrad  $E_2$ ; wenn man daher dieses letztere nach der einen oder andern Seite zu herumdreht, so wird dadurch die Schraubenspindel bei  $C_1$  ein- oder ausgeschraubt und dabei das ganze Gestell gesenkt oder gehoben.

Die Platte  $FF$ , welche an  $A_2$  horizontal verschoben werden kann, trägt den Bohrer nebst der Vorrichtung zum Geben des Druckes beim Bohren. Die Platte  $A_2$ , welche zur Erhöhung der Steifigkeit zwischen  $A_1$  und  $A_2$  mit einer hinten vorstehenden Rippe versehen ist (in Fig. 129 ist diese ganz, in Fig. 128 punktirt zu sehen), hat an ihrem horizontalen Theile zwei parallele, nach hinten zu schief abfallende Kanten. Ueber diese Kanten greift von unten ein an  $F$  angegossener schiefer Ansatz, von oben eine Platte  $F_1$ , welche, wie Fig. 129 zeigt, durch Schrauben mit  $F$  verbunden ist, durch Justirschrauben  $e$ ,  $e$  aber so gestellt werden kann, dass sie scharf an  $A_2$  anliegt, wodurch ein Vorwärtsschrauben bei eingetretener Abnutzung möglich wird. Damit aber ein Justiren eintreten kann, müssen die Schraubenlöcher für die Druckschrauben, durch welche  $F_1$  an  $F$  befestigt wird, länglich sein. An der Platte  $F$  ist die Schraubennutter  $R$  angeschraubt, durch welche die Spindel  $S$  hindurchgeht, die zwischen zwei Lagern an der Platte  $A_2$  gespannt und durch das Kurbelrad  $T$  bewegt wird. Es ist hiernach leicht einzusehen, wie durch  $T$  der Platte  $F$  und somit auch dem Bohrer eine radiale Bewegung gegeben wird. Die Bohrspindel  $P$  läuft in zwei vertikal unter einander an  $F$  angeschraubten Lagern, trägt bei  $P_1$  die Vorrichtung zum Einspannen des Bohrers und oberhalb eine Nuth, in welche eine an der Nabe des Winkelrades  $Q$  sitzende Feder greift, wodurch der Bohrwelle die drehende Bewegung mitgetheilt wird. Bei  $O$  wird das Ende der Bohrwelle von einem Ringe umschlossen, welcher zwei einander gegenüberstehende Zapfen hat, von denen Hängestäbe zu den Endpunkten der Gabel  $N$  herunter gehen, die auf dem Träger  $N_2$  ihren Drehpunkt hat und bei  $N_1$  mit einem Gegengewicht versehen ist, durch welches die Bohrwelle getragen und gegen den Endpunkt der vertikalen Schraube  $I$  gedrückt wird. Diese Schraube geht durch eine in dem Querstück  $H$  befindliche Mutter und ist mit dem Zahnrad  $K$  von 90 Zähnen versehen, in welches das Getriebe  $L$  von 16 Zähnen eingreift; das Querstück  $H$  wird von zwei Säulen  $G$ ,  $G$  getragen, die mit zwei von  $F$  hervorragenden Nasen verschraubt sind; es trägt die Leitung für den obern Zapfen der Welle des Getriebes  $L$ , die unterhalb in einem an  $F$  angeschraubten Lager geht und unter demselben mit dem Kurbelrade  $M$  versehen ist. Es ist nun leicht zu entnehmen, wie die Drehung von  $M$  ein Niedergehen des Bohrers verursacht, welcher für gewöhnlich durch  $N_1$  gehoben ist, und wie das Getriebe  $L$ , um immer eingreifen zu können, so lang sein muss, dass es noch in das Zahnrad  $K$  eingreift, mag dasselbe auch in der höchsten oder tiefsten Stellung sich befinden.

Die drehende Bewegung erhält die Bohrwelle von dem Winkelrade  $Q$ , welches mit seiner Nabe in einem an  $F$  angeschraubten Lager hängt und durch das Winkelrad  $U$  von der Welle  $V$  gedreht wird. Beide Räder haben 22 Zähne. Die Welle  $V$  ruht in einem an  $F$  angeschraubten Lager und schiebt sich in die hohle Welle  $W$ , welche in zwei an  $A_2$  angeschraubten Lagern geht, hinein.  $V$  hat eine Nuth,  $W$  eine Feder,  $V$  und  $W$  bleiben daher bei jeder Stellung von  $F$  mit einander verbunden. Das Winkelrad  $X$  von 22 Zähnen an der Welle  $W$  greift in das Winkelrad  $Y$  von ebenfalls 22 Zähnen an der vertikalen Welle  $Z$ , welche in einem an  $A_2$  angeschraubten Lager ruht, durch  $A_1$  hindurchgeht und in der Nabe des Winkelrades  $a$  mit 40 Zähnen auf- und niedergleiten kann, ohne gehindert zu werden, an der drehenden Bewegung dieses Rades Theil zu nehmen. Die Nabe von  $a$  hängt in einem an  $B_1$  angeschraubten Lager,  $a$  selbst wird von dem Winkelrade  $b$  mit 40 Zähnen gedreht, welches mit der Riemenscheibe  $d$  an der Welle  $c$  sitzt; diese letztere Welle endlich ruht in Lagern, die an  $B_4$  und  $B_5$  angeschraubt sind. Aus der Verbindung aller Theile ist nun leicht zu sehen, wie die drehende Bewegung von  $d$  an  $P$  übertragen wird, unabhängig von der Höhe des Gestelles  $A_1, A_2, A_3$ , von der Richtung der Platte  $A_2$  und von der Stellung der Platte  $F$  an  $A_2$ .

*Hülse.*

#### Bohrmaschinen zum Bohren der Steine.

Die Vorrichtungen zum Bohren der Steine hängen vom Grade der Härte der letztern ab; sehr harte Steine fordern einen andern Bohrprocess, um ein Loch in dieselben zu machen, als weichere. Bei ganz harten und sehr weichen Steinen besteht das Bohren in einem Ausschleifen der Steinmasse, welche der Raum des herzustellenden Bohrloches in sich fasst, mit Anwendung eines scharfen Schleifmittels, bei mittelhartem dagegen in einem Absprengen der Steinmasse durch Meissel.

Für Rubine, die man häufig zu Zapfenlagern der Uhren verwendet, besteht der Bohrer zum Bohren eines Loches aus einer erforderlich starken, gehärteten und möglichst geschwind umlaufenden Stahlnadel ohne Spitze. Die zu bohrende Stelle wird mit feingestossenen Diamantsplittern belegt, die der Bohrer auf dem Steine herumdreht und hierdurch das Loch allmählig bildet, oder es wird auch ein Diamantsplitter als Bohrer in die hierzu vorgerichtete Bohrnadel eingeklemmt.

Zum Bohren des Glases nimmt man gewöhnlich einen Bohrer von Kupfer und bringt zwischen diesen und die zu bohrende Stelle einen möglichst scharfen Schmirgel, der mit etwas Oel angerührt ist. Bei grossen Löchern wird der Bohrer nicht aus einem massiven Kupferstücke, sondern aus einer Kupferröhre gebildet, was die Arbeit des Bohrens deshalb beschleunigt, weil sich hierbei das Loch durch einen eingedrehten Kreisring bildet. Das Kupfer fördert das Bohren durch seine Weichheit; die Körner des Schmirgels drücken sich nämlich in dasselbe ein, wodurch die sonst rollende Bewegung der letztern in eine schleifende umgewandelt wird. In vielen Fällen lässt sich auch Blei oder ein anderes weiches Metall statt des Kupfers anwenden.

Weiche Steine, wie Schiefer, und selbst Marmor lassen sich mit harten Metallbohrern bohren, wobei, um deren Erhitzung so gering als möglich zu machen, das Bohrloch voll Wasser zu erhalten ist. Das Bohren grosser Löcher in harte Steine, wie die verschiedenen Sorten des Marmors sind, wird durch Metallbohrer, wegen deren verhältnissmässig



rascher Abnutzung kostspielig werden. Billiger ist ein Bohrverfahren, welches dem Bohren des Glases mit Schmirgel ähnlich ist. Der Bohrer besteht aus einer Röhre *BBCC* *Fig. 1* (Taf. 96) mit einer ringförmigen Verstärkung am untern Ende. Die Bohrröhre wird um ihre Axe gedreht und drückt mit ihrem Gewichte gegen den zu bohrenden Stein. Den Anfang des Bohrloches stellt man in der Regel mit Meissel und Schlägel oder durch andere spitzige Werkzeuge her. Der Bohrring *BB* an der Bohrröhre wird vor seiner Verwendung mit kleinen Einschnitten versehen, das Bohrloch unter dem letztern mit einem scharfen Sand, den man sich oft durch das Pochen harter Steine bereitet, gefüllt, und während des Bohrens das Innere der Bohrröhre ununterbrochen mit Wasser gespeist. Die Einschnitte des Bohrringes *BB* halten einzelne Körner des darunter befindlichen Sandes fest, reiben den Stein auf, und das hierdurch sich bildende Pulver wird durch das Wasser aus dem Innern der Bohrröhre an der Aussenseite der letztern aus dem Bohrloche herausgeschwemmt.

Rascher als auf die so eben beschriebene Weise kann das Bohren bei geeigneten Steinsorten durch Meissel bewirkt werden. Dieses Verfahrens bedient man sich gewöhnlich zur Herstellung von Wasserleitungsröhren aus Sandstein. Bereits im Jahre 1798 wurden in Dresden auf diese Weise steinerne Wasserleitungsröhren von dem Wasserinspector *PESCHEL*, später aber von einem gewissen *VOGEL*, der sich mit dem Böttchermeister *BRANDT* vereinigte, gebohrt. Der Letztere kaufte später in der Nähe von Pirna eine Wasserkraft und errichtete daselbst ein Steinröhrenbohrwerk in grösserem Massstabe. Veranlassung hierzu gab ihm die schon seit längerer Zeit beabsichtigte Vertauschung der hölzernen Wasserleitungsröhren in Dresden mit steinernen. Nachdem nun vor einigen Jahren der definitive Beschluss gefasst worden war, nach und nach die hölzernen Wasserleitungsröhren mit solchen aus Sandstein zu ersetzen, fand man die *BRANDT*'schen Wasserröhren aus einem zu porösen Steine und überdies mit einer Erhöhung oder Unterbrechung des Bohrloches in der Mitte versehen hergestellt. Diese Erhöhung wurde dadurch veranlasst, dass *BRANDT* die Bohrung auf der einen Seite bis zur Hälfte der Länge begann, und sie von der andern Seite aus vollendete, um die Arbeit mit kurzen Bohrstangen verrichten zu können. Hauptsächlich dieser Umstände halber fanden die *BRANDT*'schen Anstrengungen keine Anerkennung, und man beschloss, ein Steinröhrenbohrwerk für eigene Rechnung zu errichten, dessen Herstellung dem Inspector *RUDOLPH BROCHMANN* übertragen wurde. Dieses Werk ist nun vollendet und hat bereits eine grosse Anzahl von Röhren, deren Oeffnung zwischen 2 und 10 Zoll beträgt, geliefert, mit deren Verlegung man eben beschäftigt ist. Die Triebkraft gibt eine Hochdruckdampfmaschine mit voller Füllung des Cylinders von 7 Pferdekräften. Die Röhren, die dieses Werk liefert, haben eine Länge von 5 Fuss und bilden äusserlich ein Prisma mit quadratischem Querschnitt. Im Allgemeinen genommen bestehen die Bohrer aus mehreren in einen Kolben eingesetzten Meisseln, das Bohren aber im wiederholten Herabfallen derselben von einer entsprechenden Höhe gegen den zu bohrenden Stein, wobei der Bohrer nach jedem Schlag etwas um seine Axe gedreht und gegen den Bohrer in das Bohrloch hinein ein steter Wasserstrahl geleitet wird.

Auf Taf. 96 stellt *Fig. 3* die Seitenansicht, *Fig. 2* aber die Vorderansicht, von der Seite der Daumenwelle *W* aus gesehen, einer Bohrmaschine des Dresdener Steinbohrwerkes dar. *EE* ist der zu durchbohrende Stein,

$B_1 B$  die Bohrstange, die am untern Ende  $B$  den Bohrkopf oder Bohrkolben trägt. Die Hebung der Bohrstange  $B B_1$  und des mit ihr verbundenen Bohrkolbens erfolgt durch die Daumen der Welle  $W$  mittels zweier Hebel  $a, b$  vom Punkte  $c$  aus. An der Stelle der Hebung ist auf die Bohrstange ein Kolben  $AA$  (Fig. 4) lose aufgeschoben und trägt an seinem obern Ende zwei die erstern umschliessende Sperrkegel  $d, e, f$ . Damit die letztern in die Bohrstange eingreifen können, ist diese mit Kerben, wie die Fig. 2, 3 und 4 zeigen, versehen. Ueber dem Kolben  $AA$  (Fig. 4) schiebt sich noch ein Ring  $mm$  mit Zapfen  $c, c$  und mit zwei Flügeln  $g, g$ , von welchen jeder einen Arm  $d$  eines der zwei Sperrkegel in einem langen Loche führt. Die beiden Hebel  $a, b$  sind bei  $b$  mit einem Bret verbunden, gegen welches die Hebedaumen sich anlehnen. Während diese die Hebel  $a, b$  heben, bewegt sich der Ring  $m$  in Fig. 4 mit empor, lehnt sich hierbei gegen die Platte an, nimmt den Kolben  $AA$ , und dessen Sperrkegel nehmen die Bohrstange mit. Ist der Hub vollendet, so fällt der Bohrkolben mit der Bohrstange und gleichzeitig fällt auch der Kolben  $AA$  nieder. Hierbei nun stösst der Kolben  $AA$  gegen eine etwas weiche Unterlage  $DD$  (Fig. 3), und kommt zeitiger in Ruhe als der Ring  $mm$ , der, nachdem sich der Kolben  $AA$  aufgesetzt hat, noch eine geringe Höhe, bis er sich bei  $l$  an den Kolben  $AA$  anlehnt, zu durchfallen hat. In dem Augenblicke, wo sich dieser Ring auf  $AA$  aufsetzt und der Kolben etwas nachgibt, öffnet das Trägheitsmoment des Ringes  $mm$ , sowie das der Hebel  $a, b$  (Fig. 3) die Sperrkegel  $d, e, f$  (Fig. 4), und die Bohrstange mit dem Bohrkolben fällt nun allein.

Das obere Ende  $b$  der Bohrstange schiebt sich durch ein Sperrrad  $O$  (Fig. 3), welches Fig. 11 im Grundrisse darstellt. Bei dem Aufsteigen des Kolbens  $AA$  wird gleichzeitig eine Stange  $GG_1$  gehoben, die bei  $G_1$  in einen Winkelhebel  $G_1 HI$  eingreift und dessen Ende  $I$  zurückdrückt. Dieses Ende  $I$  nun zieht den um  $L$  drehbaren Bügel  $LKI$  von  $K$  nach  $I$  hin, wodurch der Sperrkegel  $M$  das Sperrrad  $O$  und somit auch die Bohrwelle mit dem Bohrkolben um etwas umdreht. Während der Fallzeit der Bohrstange geht der Bügel  $IKL$  durch das Gewicht der Stange  $GG_1$  in seine anfängliche Lage zurück, und inzwischen lässt der Sperrkegel  $N$  die Bohrwelle und das Sperrrad nicht von  $N$  nach  $M$  hin ausweichen.

Die kleinsten Löcher, welche die Dresdener Steinbohrmaschine liefert, haben einen Durchmesser von 2 Zoll und werden durch eine Zermahlung des Steines hergestellt. Den hierbei gebrauchten Bohrkolben zeigt Fig. 10. In dem ausgebohrten Kolben  $m$  stehen mehrere auswärts gebogene Meissel, deren Schneide mit der Richtung des zu bohrenden Lochumfanges zusammenfällt, und überdies befindet sich ein solcher in der Mitte, dessen Schneide den Durchmesser formirt. Nachdem die Steine mit einem Loche von 2 Zoll versehen sind, wird ein zweiter und dritter Kolben nach und nach durchgetrieben, der das zweizöllige Loch weiter macht. Die Kolben, welche angewendet werden, nachdem der Stein bereits mit einem Loche versehen ist, haben einen vorstehenden Zapfen  $n$  wie der Bohrkolben  $o$  (Fig. 9), der genau in das vorhandene Loch passt und demselben als Führung dient. Die Meissel stehen hierbei mit ihren Schneiden abwechselnd in der Peripherie des zu bohrenden Kreisloches und in der Richtung seiner Durchmesser. Bei diesem Bohrproceß werden schon ziemlich beträchtliche Steinstücke abgesprengt und fallen zwischen die Holzstücke  $F, F$  Fig. 2, auf welchen der zu bohrende Stein  $EE$  steht, durch das bereits vorhandene Loch hindurch.



Gewöhnlich geschieht die Erweiterung des Bohrloches von zwei zu zwei Zollen, doch nimmt man bisweilen auch mehr und bohrt in zwei Absätzen. Die Form und Einrichtung eines hierzu verwendeten Bohrkolbens zeigt *Fig. 8* im Aufrisse. Es stehen zwei Reihen Meissel übereinander; die erstere erweitert das bereits gebohrte Loch um 2 Zoll im Durchmesser oder um weniger, die zweite erweitert das zuletzt gebohrte gefertigte Loch um ebenfalls 2 Zoll oder um weniger.

Wenn die Bohrkolben durchschnittlich in einer Secunde einen Hub machen und der letztere gegen 6 Zoll beträgt, so sind zum Ausbohren von 1 Zoll Stein in der Richtung des Radius vom Bohrloche, bei einer Länge der Röhren von 5 Fuss, im Mittel 2 Stunden nothwendig; die Bohrung einer 10 Zoll weiten Röhre erfordert demnach eine zwanzigstündige Arbeit.

Um die an einander stossenden Röhrenenden gehörig verkitten zu können, wird das der einen Röhre mit einem Halse, das der andern aber mit einer correspondirenden Vertiefung versehen, welche Ansätze man ebenfalls durch Bohrkolben mit Meisseln herstellt. Zur Bildung der Röhrenhäse bedient man sich eines Bohrkolbens, den *Fig. 5* im Durchschnitte, *Fig. 6* im Grundrisse und *Fig. 7* in der vollen Ansicht zeigt. Der Kolben trägt zwei Reihen von Meisseln, deren Schneiden um die Höhe des zu bildenden Ansatzes von einander abstehen. Die obere Schicht bildet die Fläche des Halses winkelrecht zur Bohrung, die untere aber die Mantelfläche des letztern. Der Rand, den die untere Meisselreihe stehen lässt, arbeitet man aus freier Hand ab. Die Höhlung für den Hals endlich stellt man durch einen Bohrkolben von der Einrichtung, wie sie *Fig. 8* angibt, dar, welche dieselben bei der gleichzeitigen doppelten Erweiterung der Löcher haben, jedoch mit dem Unterschiede, dass hier die Schneiden der zwei Meisselschichten genau um die Höhe der Eintiefung von einander abstehen. Die untere Meisselschicht bohrt das Loch für den Hals und die obere ebnet dasselbe winkelrecht zur Bohrung. Was hierbei noch gegen den Umfang der Röhre hin stehen bleibt, wird ebenfalls mit der Hand weggeschlagen.

Die Befestigung der Bohrmeissel in den Bohrkolben geschieht durch ein leichtflüssiges Metall. Der Kolben ist mit Löchern versehen, in welche die Meissel bequem passen, und nachdem sie eingesetzt sind, giesst man die Zwischenräume mit der gedachten Metallmischung aus. Zur Wiederentfernung eben dieser Legirung versieht man jedes Loch für einen Meissel an seiner Bodenfläche, und zwar in der Richtung des Kolbenhalbmessers, mit einem kleinen Loche, und setzt nun den Kolben, die Meisselschneiden nach oben gekehrt, in einen über Cokefeuer stehenden eisernen Topf. Das leichtflüssige Metall schmilzt nach kurzer Zeit und strömt durch die erwähnten kleinen Löcher ab, worauf die Meissel zur Schärfung herausgenommen werden können. Die Meissel selbst werden aus steyerschem Stahl hergestellt und es hat sich, da dieselben öfters im rothwarmen Zustande mit dem Hammer geschärft werden müssen, die Verwendung dieser Stahlhärte wohlfeiler gezeigt als der Gebrauch von Gussstahl.

Das ganze Bohrwerk, von welchem wir im Vorstehenden eine Bohrmaschine beschrieben haben, besteht aus dreizehn solchen, die sämmtlich in einer Reihe neben einander stehen und durch die einzige Daumenwelle *W* (*Fig. 3*) bewegt werden.

Die Zuführung der Steine zur Bohrmaschine, sowie die Wegschaffung der gebohrten Röhren, ist sehr bequem eingerichtet. Die Langschwelle *P* (Fig. 3) des Bohrgerüsts und eine daneben auf gleicher Höhe liegende sind mit Eisenschienen beschlagen, auf welchen eine kleine Winde durch vier Räder leicht hin und her geschoben werden kann. Die zu bohrenden Steine umschliesst man, um sie mittels der gedachten Eisenbahn transportiren zu können, durch ihre Mitte oder Schwerebene mit einem aus zwei Theilen bestehenden eisernen Ringe *QQ* (Fig. 3), der zur Befestigung einer an der Kette der bereits genannten Winde angehangenen Gabel mit Zapfen *h* versehen ist. Mit dieser Vorrichtung lässt sich jeder zu bohrende Stein leicht um einige Zoll emporheben, mittels der Eisenbahn leicht an irgend eine der Bohrmaschinen hinschaffen und zwischen das Gerüste hineinschieben. Das Wegschaffen vorgebohrter Röhren erfolgt auf dieselbe Weise sehr leicht.

Bevor man die gebohrten Steine verlegt oder als Wasserröhren gebraucht, werden sie auf der innern Seite mit einer dünnen Schicht von englischem Cement überzogen; die Röhren werden hiervon sehr glatt, und man hofft dadurch ein Ansetzen von Wassermoosen zu verhindern.

*Schubert.*

Taf. 97 enthält die Abbildung der Bohrmaschine auf dem Amalgamirwerke zu Halsbrücke bei Freiberg, welche dazu benutzt wird, um die 9 Zoll weiten Augen in die granitnen Läufer für die Erzmühlen zu bohren. Fig. 12 ist die vordere Ansicht, Fig. 13 die Seitenansicht, Fig. 14 die obere Ansicht; Fig. 15 und 16 zeigen den Bohrer in grösserem Massstabe und Fig. 17 ist ein Durchschnitt durch den Mühlstein in dem Zustande, in welchem er die Maschine verlässt.

An der Welle *A* befindet sich ein hier nicht mit dargestelltes ober-schlägiges Wasserrad von ungefähr 0,9 Pferdekraft, welches in einer Minute 14 bis 15 Umgänge macht; durch die Zahnräder *B* und *C* wird die drehende Bewegung auf die Welle *D* übertragen, an welcher sich fünf Heblinge *E* befinden, welche auf die an der Bohrwelle *GG* befindliche Anhebescheibe *F* wirken und mittels derselben den Bohrer *H* heben. Die Anhebescheibe ist an einen mit Ringen gebundenen Holzblock befestigt, der sich in verschiedener Höhe der Bohrwelle festkeilen lässt. Die Bohrwelle wird durch die vier Leitungen *G<sub>1</sub>G<sub>1</sub>...* in vertikaler Richtung erhalten und schlägt, nachdem der Hebling die Anhebescheibe verlassen hat, mit einem Gesamtgewicht (Bohrwelle, Bohrer, Anhebescheibe) von etwa 300 bis 320  $\mathcal{R}$  auf den unten liegenden Stein *I* nieder. Bei jedem Anhub wird sie aber um einen Theil der Peripherie gedreht, was durch folgenden Mechanismus erfolgt. Die Welle *D* ist an einer andern Stelle ebenfalls mit fünf Heblingen *E<sub>1</sub>E<sub>1</sub>...* versehen, welche gegen den Schwengel *K* wirken, dieser setzt durch die Zugstange *L<sub>1</sub>* den Winkelhebel *LMN* an der vertikalen Welle *MM* in Bewegung, welche sich von dem Arme *N* aus auf den Schieber *O* übertragen wird, der bei *O<sub>1</sub>* so geführt wird, dass er mit seinem Ende in die Zähne des Kronrades *PP* greifen und dasselbe ein Stück drehen muss. Der Rückgang dieses Rades wird durch den Sperrkegel *Q* verhindert, welchen die Feder *R* immer im Eingriff erhält. Da nun das Kronrad *P* mit einer einseitigen Oeffnung die an dieser Stelle vierkantig gearbeitete Bohrspindel umfasst, so muss auch eine Drehung von *P* eine theilweise Umsetzung des Bohrers um die vertikale Axe zur Folge haben. Dass sich übrigens das Kronrad *P* nicht mit der Bohrwelle hebt, sondern auf



seiner zugehörigen Platte aufrufen bleibt, wird durch den umgebogenen Eisenstab  $P_1$  bewirkt, welcher dasselbe niederhält. Der Rückgang von  $O$  wird entweder durch die Lage von  $k$  oder durch ein besonders angebrachtes Zuggewicht bestimmt, und der Zeitpunkt, an welchem die Umsetzung des Bohrers erfolgen soll, hängt von der gegenseitigen Lage der Heblinge  $EE$  und  $E_1E_1$  ab.

Die Form des Bohrers und wie derselbe in die Bohrwelle eingesetzt ist, zeigen die *Fig.* 15 und 16 deutlich genug; er hat eine gut verstärkte Schneide, welche durch Flächen unter einem Neigungswinkel von 90 bis 100° gebildet wird. Er macht in einer Minute 70 bis 75 Schläge bei gewöhnlich 8 Zoll Hubhöhe.

Die Mühlsteine, welche aus feinkörnigem, sehr quarzreichen, festen Granit von Bobritzsch bestehen, werden von jeder Seite bis zur Hälfte gebohrt, um das Abschlagen grösserer Schalen von der einen Seitenfläche zu verhindern; da nun aber ein Meisselbohrer das Loch nicht rein auszubohren vermag, so wird die Maschine ausser Gang gesetzt, sobald der Bohrer in die Gegenbohrung einschlägt, und der dann in der Mitte stehen gebliebene Rand  $aa$  (*Fig.* 17) von ungefähr 1 Zoll Höhe mit einem Spitzmeissel und Schlägel nachgeputzt. Ist der Bohrer gut gehärtet, so wird bei nicht zu hartem Steine in einer Stunde 2 Zoll, im entgegengesetzten wohl nur 1 Zoll tief bei 9 — 10 Zoll Weite gebohrt. Der Bohrer ist beim Bohren durch einen 2 Fuss dicken Stein zwei- bis viermal auszuschieden und zu schärfen. Sollte das Auge in einen Stein der angegebenen Art aus freier Hand mit Spitzmeisseln geschlagen werden, so würden wenigstens 48 Stunden Arbeitszeit und ein Lohn von  $1\frac{1}{6}$  Thlr. erforderlich sein; mit der Maschine kostet aber das Bohren fast nichts, da das Umlegen des Steines und die Beaufsichtigung einem Arbeiter als Nebenbeschäftigung aufgetragen wird, für welche er keinen besondern Lohn erhält. Uebrigens erfolgt das Bohren ganz trocken. Mit der Leistung der Maschine hat man alle Ursache zufrieden zu sein.

*Hülse.*

**Bohrwerke** für Geschütze und Gewehre. Eine sehr ausgedehnte Anwendung haben die Bohrmaschinen in der Militärtechnik, sobald die Herstellung des gesammten Materials, wenigstens des Artilleriematerials und der Gewehre, den Militärbehörden überwiesen ist, und demnach ein Maschinenbetrieb auch in den Fällen von Vortheil erscheint, wo man sich in gewöhnlichen Werkstätten nur der Handarbeit bedient. Holzbohrmaschinen wird man zum Bohren der Naben, aller runden und viereckigen Bolzenlöcher, zum Bohren der Brandröhren u. s. w., also in den Artilleriewerkstätten zu den Holzarbeiten der Tischler, Stellmacher und Drechsler verwenden. Metallbohrmaschinen wird man vorzugsweise bei der Fabrication der Geschützröhre und Gewehrläufe, und in den Werkstätten der Büchsenmacher, Schmiede und Schlosser zu Reparaturarbeiten an Gewehren, wohin auch das Verschrauben der Zündlöcher zu rechnen ist, zum Fertigmachen der Axen, der Nabenbüchsen, der Schildzapfenlager, überhaupt bei Ausarbeitung des Beschläges in Anwendung bringen. Endlich ist auch in der Feuerwerkerei zum Bohren der Kriegs- und Signalracketten eine Bohrmaschine eingeführt worden. Eine eigenthümliche Einrichtung behaupten unter diesen Bohrmaschinen jedoch nur die bei der Geschütz- und Gewehrfabrication angewendeten, alle andern finden sich in jeder grössern Maschinenwerkstätte oder bestehen nur in einer geringen Modification der gewöhnlichen Drehbank; es ist sonach

nur die Anwendung der Bohrmaschinen in den genannten beiden Fabricationszweigen einer weitem Behandlung bedürftig.

### I. Geschützbohrerei.

Die Fabrication der Geschützröhre zerfällt in zwei Haupttheile; der erste umfasst das Modelliren, Formen und den Guss der Röhre und erfolgt in der Giesserei, der zweite, alle zur völligen Beendigung oder zum Fertigmachen der Geschützröhre erforderliche Arbeiten umfassende Theil wird in der Bohrerei vorgenommen. Nicht immer sind Giesserei und Bohrerei in einem Local vereinigt, oder doch so nahe bei einander liegend, dass sie eine Verbindung der Werkstätten durch Transportbahnen gestatten; da, wo die Wasserkraft zum Betrieb der Maschinen verwendet wird, kann dieser Vortheil nie eintreten, da man immer bemüht sein wird, die Giessereien möglichst entfernt vom Wasser anzulegen. Man hat daher auch in frühern Zeiten zum Betrieb der Bohrmaschinen thierische Kräfte verwendet, während jetzt in allen grössern Etablissements Dampfmaschinen angelegt werden.

Die in der Bohrerei vorzunehmenden Arbeiten beziehen sich in der Hauptsache auf die Herstellung der Bohrung der Geschützröhre, auf die Vollendung der äussern Form durch das Abdrehen und Ciseliren, und auf die Herstellung des Zündcanals. Schon der Name gibt es, dass alle diese Arbeiten nicht allein durch die oder auf den Bohrmaschinen bewerkstelligt werden können, dennoch ist ihre Erklärung schwer zu trennen, da sie zum Theil gleichzeitig, stets aber in unmittelbarer Folge vorgenommen werden. Die nächsten Abschnitte werden daher, nach obigen Punkten geordnet, alle Arbeiten der Bohrerei umfassen, während hier nur noch einige Andeutungen über den allgemeinen Gang derselben gegeben werden sollen.

Die Reihenfolge der Arbeiten bleibt im Ganzen unverändert, das Geschützrohr sei von welcher Gattung oder welchem Caliber es wolle, es sei von Bronze oder von Eisen, nur die Art des Gusses, die Vollkommenheit der Maschinen und Werkzeuge, und der Umstand, ob die Beschiessprobe vor oder nach völliger Ausarbeitung des Rohres vorgenommen wird, können Abweichungen herbeiführen. Dagegen ist die Zeit der Bearbeitung, die Zahl und Gestalt der Werkzeuge, besonders der Bohrer, von dem Geschützmaterial, der Geschützgattung und dem Caliber abhängig. In früherer Zeit goss man, theils durch wissenschaftliche Ansichten bestimmt, theils durch die Unvollkommenheit der Bohrmethoden dazu genöthigt, alle Geschützröhre über den Kern, und war hierdurch mehr auf die Anwendung vertikaler Bohrmaschinen angewiesen. Jetzt bohrt man aber massiv gegossene Geschützröhre der grössten Caliber auf horizontalen Bohrbänken, und ist dadurch in den Stand gesetzt, das Abdrehen gleichzeitig mit dem Bohren vorzunehmen. Durch diese neuere Methode ist man nicht allein der Einrichtung besonderer Abdrehbänke überhoben und erspart an Arbeitszeit, sondern man gewinnt auch an Genauigkeit und Uebersichtlichkeit der Arbeit. Es bleibt daher der älteren Methode nur ein historisches Interesse, sie ist demnach im Folgenden nur oberflächlich erwähnt.

Das Bohren. (Beschreibung der Bohrmaschinen. — Abschneiden des verlornen Kopfes. — Untersuchung der Excentricität. — Centriren des Rohres. — Beschreibung der Bohrer und der Bohrarbeit.) Die Ge-



schützbohrmaschinen oder Bohrwerke zerfallen in vertikale und horizontale (fr. *foreries verticales et horizontales*), jenachdem die Axe des Geschützrohres während des Bohrens eine vertikale oder horizontale Lage erhält. Die vertikalen Bohrmaschinen waren bis in die Mitte des 18. Jahrhunderts ausschliesslich in Gebrauch; das Bohren bestand nur in der calibrirten Erweiterung der Seele der über den Kern gegossenen Geschütze, ein gleichzeitiges Abdrehen konnte demnach nur eine geringe Zeitersparniss herbeiführen. Der Vortheil, dass die Bohrspäne bei vertikaler Stellung des Rohres von selbst aus der Seele fallen, war bei der unvollkommenen Gestalt der Bohrklingen von noch grösserem Gewicht als er jetzt ist. Hierzu kommt noch die vorherrschende Anwendung des Bronzegeschützes, da das Bohren desselben, der Meinung alter Artilleristen zufolge, nur auf vertikalen Bohrmaschinen zu bewirken wäre, indem eine horizontale Lage des Rohres krumme und elliptische Bohrungen veranlasste. Diese Vorurtheile sind nunmehr gänzlich besiegt, die überwiegenden Vortheile der horizontalen Bohrbänke für den angegebenen Zweck allgemein erkannt worden, man findet demnach nur noch an wenigen Orten vertikale Bohrmaschinen in Thätigkeit; eine kurze Beschreibung der drei Hauptconstructions derselben wird daher hier genügen.

Bei der ältesten, unvollkommensten Construction ruht das Rohr in vertikaler Stellung, die Traube nach oben, in einem hölzernen Schlitten, der sich in den Falzen zweier Laufbalken durch Flaschenzüge lothrecht auf- und niederbewegen lässt. Unter dem Geschütz, in der Richtung seiner Axe, befindet sich die eiserne Bohrstange, welche mittels eines horizontalen Baumes durch Pferde um ihre Axe gedreht wird und zu diesem Zwecke mit ihrer untern Spitze in einer wohlgegründeten metallenen Pfanne läuft. Da aber hier die Bohrstange einigen Spielraum haben muss, so kann sie bei einem nur einigermaßen ungleichen Drucke des Rohres leicht aus der vertikalen Stellung weichen und die Bohrung kann, ohne dass man es sogleich gewahr wird, eine falsche Richtung annehmen. Die Bohrer werden an das obere Ende der Bohrstange befestigt; der nöthige Druck beim Bohren wird durch das Gewicht des Schlittens und Geschützrohres hervorgebracht und kann durch Gegengewichte regulirt werden.

Bei der zweiten Constructionsart ruht das Rohr mit der Mündungsfläche auf Frictionsrollen, der Ansatz der Traube aber ist in die Welle eines Zahnrades verspannt, durch dessen Verbindung mit einem Räderwerke dem Rohre die Axendrehung ertheilt wird. Die vertikal stehende Bohrstange ist in einem Schlitten befestigt, der sich in Falzen zwischen Laufbalken auf- und niederbewegt und während des Bohrens durch einen verrückbaren Hebel gegen das Rohr aufwärts gedrückt wird, indem des Hebels freies Ende durch eine über eine Rolle gehende und mit Gewichten beschwerte Schnur in die Höhe gezogen wird. Sowohl die sichere Richtung der Bohrstange, als auch ein gleichmässiger Druck des Bohrers gegen das Rohr sind schwierig zu erlangen, doch hat man den Vortheil, der bei allen Bohrmaschinen mit rotirendem Geschützrohr eintritt, dass man eine abweichende Richtung des Bohrers durch die zitternde Bewegung des Rohres und der Bohrstange sogleich bemerkt.

Die dritte, vorzüglichste Constructionsart vertikaler Bohrmaschinen ist in der vordern Ansicht und im Durchschnitt durch die Axe des Rohres und der Bohrstange *Fig. 1* und *2* (Taf. 98) dargestellt. Hier steht der Bohrer fest, während sich das Rohr um seine Axe dreht und in einem

Schlitten auf- und niederbewegt; durch das Gewicht des Rohres wird der erforderliche, constante Druck auf den Bohrer hervorgebracht. Das Rohr ist mit dem vierkantigen Ansatz der Traube in den Muff *T* verspannt, welcher zugleich den untern vierkantigen Theil der Bohrspindel *S* aufnimmt. Die Bohrspindel wird durch ein zwischen den festen Riegeln *C*<sub>1</sub> und *C*<sub>2</sub> befindliches Getriebe, mittels des Kamrades *U*, des Drillings *V* und des an der vertikalen Welle *W* befindlichen Stirnrades sammt dem Geschützrohre in eine drehende Bewegung um ihre gemeinschaftliche Axe gesetzt. Hierzu ist die Bohrspindel mit einem glockenähnlichen, bronzenen Laufer versehen, dessen Füße sich auf der in den Riegel *G* eingelassenen Stahlplatte drehen. Um die Stellung der Bohrspindel zu sichern, hat dieselbe oben eine kegelförmige Vertiefung, in welche die stählerne Spitze oder Warze des Riegels *F* greift. Das Rohr wird durch die mit Stellschrauben versehenen Schieber der Riegel *E*<sub>1</sub> und *E*<sub>2</sub> in vertikaler Richtung erhalten. Die bis jetzt beschriebene Vorrichtung bewegt sich, mit Ausnahme des Triebwerkes, zwischen den Laufbalken *A* lothrecht auf und nieder, indem die in Falzen gehenden Leitbalken *I* mit den Riegeln *F*, *G*, *E*<sub>1</sub> und *E*<sub>2</sub> einen Schlitten bilden, der mittels der Zugwerke *N*, der Scheiben *L*, ihrer Welle *H* und der an dem obern Riegel *B* befestigten Flaschen nach Belieben erhoben und niedergelassen werden kann. Fig. 5 zeigt den Riegel *E*<sub>1</sub> in der obern Ansicht und verdeutlicht das Ineinandergreifen der Leit- und Laufbalken, sowie die Befestigung der Riegel an die ersteren. Die Bohrstange ist in die Schwelle *D* unverrückbar befestigt und wird durch die Riegel *C*<sub>3</sub> und *C*<sub>4</sub> in vertikaler Stellung erhalten; der obere Riegel *C*<sub>3</sub> wird abgenommen, sobald das Rohr bis in dessen Nähe herabsinkt. Das Zugwerk wird während des Bohrens so viel nachgelassen, dass das Gewicht des Rohres frei wirkt; bei grossen Calibern können zur Verminderung des Druckes Gegengewichte an den Zugseilen angebracht werden.

Die erste horizontale Bohrmaschine wurde 1744 von MARITZ, Generalinspector der Giessereien Frankreichs, zu Strassburg erbaut und nach diesem Muster wurden später mehrere Bohrwerke in Spanien und Frankreich errichtet, als zu Sevilla, Barcelona, Paris u. s. w.; man findet ihre Beschreibung mit Angabe aller Masse in *DARTEIN, traité élémentaire sur la fabrication des bouches à feu d'artillerie*. Dann drang ihre Einführung nach Schweden und England, in Deutschland aber huldigte man noch längere Zeit den vertikalen Bohrmaschinen. Während der Revolutionskriege und des Kaiserreiches entstanden in Frankreich und den einverleibten Provinzen eine grosse Menge horizontaler Bohrwerke, die jedoch ihrer schnellen, durch den grossen Bedarf an Geschütz herbeigeführten Entstehung halber mit wenigen Ausnahmen nicht als nachahmungswürdig erscheinen, sondern mehrentheils nur zeigen, wie man im Fall der Noth aus den meisten Mühlwerken Bohrwerke construiren kann. Die meisten Bohrwerke dieser Periode sind in *MONGE, Description de l'art de fabriquer les canons* beschrieben. Als beachtenswerth erscheint das Bohrwerk zu Chaillot, wohl das erste durch Dampfmaschinen in Bewegung gesetzte Bohrwerk. Die schon früher entstandene, aber während des Kaiserreiches zur grössten Ausdehnung emporgestiegene Giesserei zu Lüttich ist noch jetzt das grösste Etablissement dieser Art und das einzige, welches sich gleichzeitig mit der Fabrication von Bronze- und eisernem Geschütz beschäftigt. Das dazu gehörige Bohrwerk umfasst zwölf horizontale Bohrbanke, die durch vier Dampfmaschinen in Bewegung gesetzt werden; es



ist durch den Generalmajor HUGUENIN zu grosser Vollkommenheit gebracht worden und in dessen Werk: *Het Gietwezen in s'rijks Ijzer-geschutgieterij te Luik*, ausführlich beschrieben. In neuerer Zeit hat dieses Bohrwerk durch den Inspector der Giesserei, Major FRÉDÉRIC, Verbesserungen erhalten. In England werden im Arsenal zu Woolwich nur Bronzebeschütze fabricirt, die eisernen Geschütze für die Seeartillerie aber bezieht die Regierung aus Privatgiessereien. In diesen Privatetablissemens soll nun zuerst die zweite, den Cylinderbohrmaschinen nachgebildete Art horizontaler Bohrbanke in Anwendung gekommen sein, auch bedient man sich daselbst so grosser Bewegungskräfte, dass eine Dampfmaschine nicht allein bis zu sechs Bohrstrassen treibt, sondern auch das Einlegen und Ausheben sowie den Transport der Röhre bewirkt. In der neuesten Zeit hat man auch in Deutschland horizontale Bohrwerke verbesserter Construction eingeführt, und es bilden die zuerst zu Augsburg, später zu Wien durch REICHENBACH erbauten Bohrbanke eine dritte Gattung, die aus den beiden früheren entstanden zu sein scheint. Auch in Berlin befindet sich ein neues, der Oeffentlichkeit sehr streng entzogenes horizontales Bohrwerk, welches indessen nur als eine zeitgemässe Umänderung der ersten Constructionsart erscheint.

Bei allen drei erwähnten Constructionsarten der horizontalen Bohrmaschinen dreht sich das Geschützrohr um seine Axe und der Bohrer nimmt eine geradlinige Bewegung gegen das Rohr an, mit welcher bei der zweiten Gattung eine Axendrehung, in entgegengesetzter Richtung der Drehung des Rohres, verbunden ist. Die dritte Art verbindet mit der Vorrichtung zur Bewegung des Bohrschlittens einen gleichmässig fortschreitenden Support zum Abdrehen des Geschützes. Während bei der ersten Construction der Bohrschlitten auf mannichfache Weise auf Laufbalken gegen das Rohr bewegt wird, ist bei den beiden letztern Constructionsarten alles Holz von der Maschine entfernt.

Als Muster der ersten Constructionsart erscheinen die Bohrwerke zu Lüttich und Chaillot; es ist daher in folgender Beschreibung ihren Einrichtungen hauptsächlich gefolgt worden.

Auf Taf. 99 stellen Fig. 10 — 18 eine Bohrbank (fr. *banc de forage et allésage*) und ihre einzelnen Theile dar. In Lüttich liegen drei solche Bohrbanke neben einander und erhalten ihre Bewegung durch eine Dampfmaschine, welche mit der Welle der mittelsten Bohrbank in unmittelbarem Rapport steht, während die Bewegung der Seitenbanke durch die Zahnräder *B* mitgetheilt wird. Liegen zwei Bohrbanke in einer Verlängerung, aber nach entgegengesetzter Richtung, so dass sie eine gemeinschaftliche Welle besitzen, so bilden sie eine Bohrstrasse, die dann nach Art der später beschriebenen Laufbohrmaschinen mit dem Moteur in Verbindung gebracht sind.

Jede Bank (Fig. 10 und 11) besteht aus zwei Langschwelen, welche durch Querswelen in Verbindung gehalten werden, so dass die beiden ersten und die letzte derselben durch alle in einer Reihe liegende Bohrbanke gehen. Die beiden ersten Querswelen tragen die Lager *A* und *C* der Welle, die beiden folgenden die Sättel für die Traube und das Mundstück des zu bohrenden Geschützrohres, die fünfte und sechste dienen zur Unterlage der Zahnstange des Bohrschlittens. Diese Swelen müssen sämmtlich horizontal, in gleichem Nivean, und besonders die Langschwelen parallel gestreckt werden; zur Erhaltung dieser Eigenschaften gehört nächst einem festen Grund die vollständige Trockenheit des eichenen

Holzes. Alle Querswellen bis auf die vierte sind überschritten oder fest verzapft; jene bewegt sich mit doppelten Federn in den Falzen der Langswellen, da die verschiedene Länge der Geschützröhre eine entsprechende Stellung des Sattels für das Mundstück nöthig macht.

Um das Geschütz mit der Welle zu verbinden, bringt man den vierkantigen Ansatz der Traube mit dem gleichgrossen Vierecke der Welle unter einen beide bedeckenden Muff (fr. *manchon*) *D*, welcher durch von beiden Seiten eingetriebene kleine Metallkeile festgehalten wird. Das Rohr ruht in horizontaler Lage in zwei Lagern oder Sätteln (fr. *collets*) *E* und *F*, welche *Fig. 14* und *17* im doppelten Massstabe darstellen. Das Lager der Traube *E* umfasst diese in der Dünnung nur unterwärts und kann nach Erfordern auf der Schwelle vor- und zurückgeschoben werden. Das Lager *F* des Mundstücks umfasst das Rohr in der Nähe der Kopffriese ganz und erlaubt ihm keine andere Bewegung als die Drehung um seine Axe. Aus den Figuren ist die Construction dieser Lager, welche für jedes Caliber andere kupferne Einsatz- oder Richtscheiben *a* erhalten, deutlich zu ersehen. Die eiserne Bohrstange *a* (*Fig. 11*) wird mit ihrem hintern vierkantigen Ende durch den Bügel *G* des Bohrwagens gesteckt und durch einen Vorstecker festgehalten. Eine ähnliche Befestigung erhält die Zahnstange *H* auf dem Bohrwagen; sie wird durch den Bügel *b* geschoben, endet in *G* und wird durch einen Splintbolzen festgehalten. Der Bohrwagen (*Fig. 15*) ist von Gusseisen, er bewegt sich auf vier Rädern mit nach innen stehendem Falze auf den Eisenschienen *c* der Langswellen. Der Bohrwagen muss ein solches Gewicht haben, dass er keinen Schwankungen unterworfen ist, die Bohrstangen dagegen macht man so leicht als möglich, doch natürlich so stark, dass sie keiner Verbiegung oder Verdrehung ausgesetzt sind.

Die Mittel zur Fortbewegung des Bohrschlittens sind sehr mannichfaltig. In den ersten horizontalen Bohrwerken bediente man sich einer Zahnstange, die durch eine Schraube ohne Ende oder ein Kurbelgetriebe in Bewegung gesetzt wurde; dann zog man den Bohrwagen an Ketten, die über eine Rolle gingen, welche durch einen mit Gewichten beschwerten Hebel bewegt wurde, später durch eine Schraubenspindel, deren Mutter sich in einem Speichenrade befand. Alle diese Bewegungsmittel erfordern entweder einen geübten Arbeiter, oder sie geben keinen gleichmässigen Druck. Zu Chaillot und Lüttich wurde daher die in der Zeichnung abgebildete Bewegungsart gewählt; sie besteht aus einer Zahnstange *H*, welche durch das Getriebe *I* der Welle des Zahnrades *R* und durch die Einwirkung eines mit Gewichten beschwerten Hebels *K* vorwärts bewegt wird. Der Hebel *K* ist hierzu an beiden Enden mit Kreissegmenten *N* und *O* versehen, in deren Nuthen sich das Seil des Gewichtes *P*, welches den Druck veranlasst, und die Kette des eisernen Einhängers *M* einlegen. Der Einhänger *Fig. 18* besteht aus zwei parallelen Eisenstangen, welche unten durch zwei runde Zapfen verbunden sind; diese Zapfen oder Bolzen stehen so weit aus einander, als die senkrechte Entfernung zweier Zähne des schräg verzahnten Rades *R* beträgt. Durch diese Vorrichtung wird zwar ein gleichmässiger Druck des Bohrers gegen das Rohr erlangt, doch hat man die Unbequemlichkeit, den Einhänger so oft auszuwechseln oder tiefer einhängen zu müssen, als die vorher damit versehenen Zähne die Vertikale des Segmentes verlassen. Zu diesem Zwecke muss aber erst der Hebel *L* eingelegt werden, um das Zurückgehen des Zahnrades zu verhindern, dann wird das Gewicht *P* mittels des am Segment *O* be-



festigten und über die Rolle  $Q$  nach der Welle  $T$  hin gehenden Taues emporgezogen; eine Sperrklinke  $V$  verhindert das Zurückgehen der durch ein Kurbelgetriebe  $U$  bewegten Welle  $T$ . Hat man den Einhängen dann ausgehoben und tiefer eingesetzt, so hebt man die Sperrklinke  $V$ , und das Gewicht  $P$  tritt dann von selbst wieder in Wirksamkeit. Weniger Unterbrechung erleidet die Arbeit, wenn man das Zahnrad, wie in den neuesten französischen Bohrwerten, mit einer Trommel versieht, über welche eine mit Gewichten beschwerte Schnur läuft. Diese Schnur muss natürlich über eine Rolle gehen, welche möglichst hoch angebracht werden muss, um das öftere Einhängen der Gewichte zu vermeiden. Vortheilhaft würde es sein, die Schnur von Fuss zu Fuss mit Ringen zu versehen, um den Druck nach Erfordern erhöhen und vermindern zu können, indem man mehrere Gewichte über einander aufhängt. Die Bewegung des Bohrwagens muss vor allen Dingen gleichmässig, ohne Ruck oder Stoss sein, die Schraubenspindel ist daher der Zahnstange vorzuziehen, aber die Schwierigkeit, sie in diesen Dimensionen genau zu fertigen, und ihre Kostbarkeit sind bis in die neuesten Zeiten ihre Gegner gewesen.

*Fig. 16* zeigt das Gestelle, welches das Lager für das Getriebe der Zahnstange bildet, und zugleich in seinem untern Theil eine Rolle mit vorstehenden Rändern aufnimmt, um die Bewegung der Zahnstange zu erleichtern und sie, im Verein mit dem Einschnitt in der hintern Querschwellen, in der Richtung der Geschützaxe zu erhalten.

Eine auf diese Weise eingerichtete Bohrbank ist zwar für alle Geschützarten und Caliber brauchbar, indessen hat jedes grössere Bohrwerk in der Regel mehrere Bänke von geringeren Längendimensionen, um sie für das Bohren der Haubitzen und Mörser zu benutzen.

Die zweite Art der horizontalen Bohrmaschinen ist, wie schon erwähnt worden, den englischen Cylinderbohrmaschinen nachgebildet. Zwei neben einander liegende Bohrbänke dieser Art sind in *Fig. 3, 4* und *6* (Taf. 98) im Aufriss, Grundriss und in der vordern Ansicht dargestellt. Hier greift das Zahnrad der durch Dampf-, Wasser- oder thierische Kraft in Bewegung gesetzten Hauptwelle  $m$  in die Stirnräder  $A$  der beiden Wellen  $n$ , welche den Bohrbänken zugehören und die ganze Bohrvorrichtung in Bewegung setzen. Jede dieser Wellen  $n$  kann aber auch zwei Bohrbänken zugehören, wo dann die zweiten in der Verlängerung der dargestellten Bohrbänke, aber auf der andern Seite der Triebäder liegen. Die gusseisernen Lager dieser Wellen stehen auf einem von Quadersteinen errichteten Unterbau  $X$ , der mit gut abgerichteten, gusseisernen Platten belegt ist. Diese Platten  $Y$  sind durch Schraubenbolzen fest an den Unterbau gezogen und werden überdies an den überstehenden Rändern der Zusammenstossungsfugen durch liegende Bolzen zusammengehalten. Für jede Bohrbank sind in den Lagerplatten zwei lange, innerlich genau abgeschliffene Fugen oder Schlitze  $p, p$  angebracht, welche zur Aufnahme der Schraubenbolzen der gusseisernen Sättel und Böcke  $T, U, V, W, Z$ , sowie des Supports zum Abdrehen dienen. Längs der Schlitze sind im Unterbau Rinnen ausgehauen, welche zur Aufnahme der Bolzenköpfe, die von grösserer Breite als die Schlitze sind, dienen; dieser Construction zufolge kann man die Böcke beliebig verschieben und durch Anziehen der Schrauben feststellen. Alle Schraubenbolzen sind von gleichen Dimensionen und können an geeigneten Stellen herausgenommen werden; diese Erweiterungen der Schlitze kann man durch Einsatzstücke schliessen. Bei dem Herunternehmen eines Bockes von der Bohrbank braucht man daher

nur die Muttern abzuschrauben und den Bock etwas wenigens zu erheben, um ihn von den Bolzen zu befreien. Alle nunmehr zu beschreibenden Theile der Maschine sind von Eisen und erhalten das nöthige Gewicht, um keinen Schwankungen unterworfen zu sein.

Das Wellenlager ist aus sechs, auf einer starken, aufgeschraubten Gussplatte stehenden Ständern gebildet, die beiden mittelsten Ständer schliessen das Triebrad der Hauptwelle dicht ein, während die andern  $R$  und  $S$  genügenden Platz für die Räder  $A$ , deren Vorgelege  $B$  und die Ausrückungen  $a$  lassen. Die Vorgelege  $B$  sind auf die Räder  $A$  aufgeschraubt und greifen in darunter liegende Getriebe  $g$ , damit die Räder  $C$  eine Bewegung nach gleicher Richtung mit den Rädern  $A$  erhalten. Das Geschützrohr ist mit seiner Traube, wie bei der früher beschriebenen Bohrmaschine, durch einen Muff mit der Welle  $n$  verbunden, und dreht sich um seine Axe, indem es am Mundstück durch den Sattel  $U$  unterstützt wird. Die vierkantige Welle  $f$  des untern Rades  $C$  geht durch den Ständer  $S$  und den Sattel  $U$ , wird zwischen diesen durch einen Bock  $T$  unterstützt, und ist unmittelbar hinter dem Ruhebock  $V$  und dem Windebock  $Z$  mit angesteckten Stirnrädern  $E$  und  $G$  versehen, welche durch Keile festgehalten werden. Das Stirnrad  $E$  greift in das darüber befindliche  $D$  und bewirkt dadurch eine Drehung der Bohrstange  $c$  und der damit verbundenen Schraubenspindel  $d$  in entgegengesetzter Richtung der Axendrehung des Rohres, wodurch die Wirkung des Bohrers erhöht wird. Um nun das Vorwärtsgleiten der Bohrstange gleichmässig und in einem geeigneten Zeitmass zu bewirken, wendet man das System der Schraube mit beweglicher Mutter an, indem man das Stirnrad  $G$  in ein anderes  $F$  greifen lässt, welches die Mutter für die Schraubenspindel  $d$  enthält, und sich um diese mit einer etwas geringeren Geschwindigkeit dreht, als die Schraubenspindel selbst durch das Stirnrad  $D$  erhält. Hierdurch wird eine langsame, aber gleichmässige Vorwärtsbewegung der Bohrstange erlangt; die Grösse dieser Bewegung oder des Druckes des Bohrers gegen das Rohr hängt von der Zahl der Räderzähne und von der Länge eines Schraubenganges der Spindel ab und kann daher nach Umständen durch Auswechselung der Räder verändert werden. Zum bessern Verständniss der Maschine folgt nun die nähere Beschreibung der einzelnen Theile, in deren Construction aber mancherlei Abweichungen statt finden können.

Ausrückzeuge sind an den Wellen  $n$  und  $f$  angebracht und dürfen nicht nach Art der gewöhnlichen Klauenbüchsen construirt werden; *Fig. 21* und *22* (Taf. 99) geben die Zeichnung eines derselben. Die Welle  $n$ , ist in  $x$  durchschnitten und besteht daher aus zwei unabhängigen Theilen, von denen der vordere  $n$  das Triebrad nebst Vorgelege trägt, während der hintere  $n_1$  durch den Ständer  $S$  geht und in eine Vierkante zur Verbindung mit dem Geschützrohr endigt. Die Verbindung beider Wellentheile wird durch einen Muff oder eine Büchse hergestellt, welche an ihrer vordern Verstärkung von dem Bremsring  $f$  umschlossen wird; dieser stützt sich an die auf dem Vorgelege oder Rade angebrachten Zapfen  $d$ ,  $d$  und bewirkt eine gleichzeitige Umdrehung der Büchse und Welle. Der vordere Theil der Welle  $n$ , ist vierkantig, erhält also seine Bewegung unmittelbar durch die Büchse, dagegen muss der in den Muff reichende Theil der Welle  $n$  rund gearbeitet sein, damit man die Büchse in jedem Moment der Drehung mittels der Gabel  $a$  wieder einrücken kann. Wollte man beide in die Büchse reichenden Wellenenden vierkantig arbeiten, so würde



man, abgesehen von der Schwierigkeit, den Moment abpassen zu müssen, wo beide Wellen congruiren, einer nachtheiligen stossenden Wirkung nicht entgehen können. Die Gabel *a* bewegt sich um die an den Ständer *S* befestigte Stütze *bc*; sie umfasst die erwähnte Büchse in der Nuth ihres schwächeren, hinteren Theiles und stützt sich an die vorstehenden Ränder, drückt man daher den Griff der Gabel links, so wird die Büchse rechts ausgerückt, d. h. der Bremsring *f* verlässt die Zapfen *d* und die Bewegung der Welle *n* theilt sich dem andern Theile  $n_1$  derselben nicht mehr mit.

Der Sattel *U* ist in *Fig. 25* und *26* (Taf. 99) dargestellt; er hat wie alle andern Böcke ein Lager für die Welle *f* in seinem untern Theile. Der das Lager für das Mundstück bildende Schieber *o* ist für jede Geschützart von verschiedener Länge und nach einem andern Radius ausgebogen, oder wird mit ausgeschmirlgelten Richtscheiben versehen. Die untere Fläche des Schiebers ist schräg abgeschnitten, der Neigung des durch die Schraube *mn* bewegten Keils angemessen; durch Anziehen der Mutter *m* kann man sonach das Geschützrohr genau in die erforderliche Höhe bringen. Zur Bewegung des Schiebers kann man sich indessen auch einer doppelten Keilvorrichtung oder einer gewöhnlichen stehenden, fein geschnittenen Schraube bedienen. Man kann diesem Sattel auch den Namen Richtbock beilegen.

Die Unterlage oder der Stützbock *T* der Welle *f* ist in *Fig. 27* dargestellt; er enthält im obern Theile das halbrunde Lager. Die vierkantige Welle *f* ist an allen den Stellen, wo sie ein Auflager in den Böcken findet, mit äusserlich rund abgedrehten, bronzenen Muffen versehen, die durch schwache Metallkeile befestigt werden.

*Fig. 7* und *8* (Taf. 98) zeigen den Ruhebock *V*. Sein oberer Theil enthält das Lager für die Bohrstange *c*; da diese vierkantig ist, wird sie mit einem Muff *pp* (*Fig. 9*) versehen, welcher äusserlich rund abgedreht ist und sich mit der Bohrstange im Lager dreht, ohne wie diese fortzurücken. An den über den Bock vorstehenden vierkantigen Theil des Muffs wird das Zahnrad *D* angesteckt, welches die Bohrstange sammt Schraubenspindel in drehende Bewegung setzt; das Rad kann an dem Muffe mit Schrauben befestigt werden. An der untern Welle *f* ist das Rad *E* durch Metallkeile befestigt; es kann mit dem Rade *D* durch den Rand *oo* in stem Eingriff erhalten werden, da sich ausserdem der Muff mit dem obern Rade rückwärts aus dem Lager schieben könnte, doch kann man dieses Gleiten auch dadurch verhindern, dass man an der vordern Fläche des Muffs einen aus zwei Theilen bestehenden, überstehenden Ring anschraubt. Die letztere Anwendung, sowie die Verbindung der Bohrstange und Schraubenspindel, ist aus *Fig. 9* zu ersehen und bedarf keiner weitem Beschreibung.

Der Schraubenstützbock oder Zwischenbock *W* (*Fig. 23* und *24*) dient der Spindel und untern Welle zum Auflager, er kann bei kleinen Maschinen in Wegfall kommen; der obere Theil desselben wird durch einen Schieber *b* gebildet und ist nach dem Durchmesser der Schraubenspindel ausgeschnitten.

Den hintersten Theil der Maschine bildet der Windebock *Z* in *Fig. 19* und *20* (Taf. 99); er gestattet der Schraubenspindel einen freien Durchgang und ist daher nach deren grösstem Durchmesser durchbohrt. Oben bildet der Bock das Wellenlager des Rades *e*, welches mittels der Kurbel *x* das Zurückziehen der Bohrstange möglich macht und zugleich den Vortheil gewährt, bei schwierig zu bohrenden Stellen den Druck auf den

Bohrer nach Erfordern erhöhen oder vermindern zu können. Das Rad *e* greift nämlich in das Stirnrad *F*, welches die Mutter der Schraubenspindel enthält und mit dem Rade *G* durch den Rand *pp* in stetem Eingriff erhalten wird; will man daher die Bohrstange zurückziehen, so muss das Rad *G* abgezogen und die untere Welle *f* ausgerückt werden.

Will man die Bohrstange nicht unverrückbar befestigen, sondern ihr eine federnde Bewegung gestatten, so kann man den ohnedies bei dem Ausräumen der Bohrspäne sehr hinderlichen Ruhebock *V* gänzlich beseitigen. Man befestigt alsdann das Rad *D* an dem vierkantigen Ende der Schraubenspindel über oder unmittelbar hinter der Zusammenfügung mit der Bohrstange, so dass sich dasselbe gegen das Rohr mit vorwärts bewegt. Das Rad *E* ist alsdann an der Welle *f* verschiebbar und wird durch den Rand des obern Rades im Eingriff erhalten. Macht man die untere Welle *f* rund, so erhält sie für diesen Fall eine Nuth, in welche ein kurzer Ansatz des Rades *E* eingreift. Wohl zu berücksichtigen ist indessen, dass bei dieser Construction weder ein gleich sanfter Gang der Maschine zu erzielen, noch eine Sicherstellung gegen das Verbiegen und Herabsinken der Bohrstange vorhanden ist, letzteres sogar durch die Last des obern Rades in verstärktem Grade herbeigeführt und durch das untere Rad keineswegs gänzlich verhindert werden kann.

Die dritte Gattung horizontaler Bohrmaschinen ist eine Zusammensetzung der beiden ersten Arten; *Fig.* 188 und 189 (Taf. 120) zeigen den Grund- und Aufriss derselben. Die Maschine ruht auf einem gemauerten Fundament *V*, welches entweder mit Gussplatten nach der beschriebenen Weise belegt, oder nur längs der Vertiefung *Y* und unter den Schraubenspindeln *E* und *E*<sub>1</sub> mit eingemauerten Stahlbahnen versehen ist. Die Einrichtung des Räderwerks und der Wellenlager *A* und *B* gleicht den bereits beschriebenen in der Hauptsache; man bedient sich zur Veränderung der Umdrehungsgeschwindigkeit mehrerer Garnituren Räder, und kann mittels angeschraubter Vorgelege den benachbarten Bohrbänken verschiedene Geschwindigkeit ertheilen. An den Bohrwellen bringt man die beschriebenen Aus- und Einrückzeuge an; die Verbindung der Welle mit dem Geschützrohre wird auf eine abweichende, verbesserte Art hervorgebracht. Der Ansatz der Traube bildet ein gleichseitiges, dreikantiges Prisma, über welches ein äusserlich rund abgedrehter Muff geschoben wird; an das Ende der Welle wird ein bronzener ringförmiger Ansatz mit seiner hohlen Vierkante aufgeschoben und festgeschraubt. In der cylindrischen Höhlung des Ansatzes *D* hat der eingebrachte Muff einige Linien Spielraum; drei starke stählerne Stellschrauben gehen durch den Ansatz bis in den Muff und befinden sich über den Seiten des Geschützansatzes; man kann nun durch Anziehen der Schrauben das Rohr nach Erfordern centriren, wodurch man den Vortheil erhält, fehlerhaft gegossene Traubenansätze nicht mühsam abändern zu müssen.

Das Geschützrohr ist in der Regel nur am Mundstäbchen durch einen Sattel *G* mit der Einsatzscheibe *a* unterstützt; bei grossen Calibern kann man auch einen zweiten Sattel *G*<sub>1</sub> am Bodenstück oder an der Traube anbringen. Die Sättel sind aus Gusseisen wie die früher angegebenen construirt, auch wie diese befestigt und in den Schlitzen der Gussplatten verschiebbar.

Der Bohrschlitten *L* von Bronze endigt sich unterhalb in einem Führer, welcher in der Vertiefung *Y* fortschreitet, er ist übrigens so ausgeschnitten, dass er unter den Schraubenspindeln zwei Füsse bildet, die



an den Kanten mit eingelassenen Stahlschienen armirt sind. Wendet man anstatt der Gussplatten Stahlbahnen an, so können diese nach der angegebenen Weise angebracht werden, oder man kann, vielleicht mit grösserem Vortheil, den mittleren Theil des Schlittens ganz ausbogen und die Bahnen zu beiden Seiten der Spindeln  $E$  und  $E_1$  anlegen, so dass sie zwischen sich zwei schmale Führer des Schlittens aufnehmen. Auf den mittlern, höhern Theil des Schlittens wird die Bohrstange befestigt, entweder mittels eines Bügels und Vorsteckers nach der ältern Methode, oder besser indem man zwei federnde Stahlschienen  $R$  aufschraubt, zwischen denen die flache Vierkante der Bohrstange mittels einer von beiden Seiten gleichmässig angezogenen Schraube  $d$  festgepresst wird. Das Auswechseln der Bohrer, sowie das Reinigen des Rohres von Bohrspänen unterliegt dann gar keinen Schwierigkeiten und man kann den Bohrschlitten zur Noth unverändert stehen lassen. Durch zwei Schraubenspindeln  $E$  und  $E_1$  mit flachen, steilen Gewinden wird der Bohrschlitten gegen das Rohr bewegt; dieselben gehen durch die seitwärts vorspringenden Theile des Schlittens und haben ihre Lager in den eisernen Ständern  $B$  und  $N$ . Die die Muttern bildenden Gewinde sind in die Bronze des Schlittens eingeschnitten und zu ihrer Schonung am Ein- und Ausgang der Spindel mit Stahlarmirungen versehen. Die hintern Enden der Spindeln endigen sich in Vierkanten zum Anstecken der Zahnräder  $O$  und  $O_1$ , welche durch ein gleichgrosses Rad  $O_2$  in Verbindung stehen und sich also in gleicher Richtung und mit gleicher Geschwindigkeit bewegen. Die eine der Spindeln  $E$  geht durch den Ständer  $N$  und wird mit einem Handspeichenrad  $P$  zur Bewegung der Maschine versehen. Um den das Speichenrad führenden Arbeiter zu ersparen, dürfte es zweckmässiger sein, an das Zahnrad  $O$  eine Trommel mit Gewichtsschnur nach der angeführten Weise anzubringen. Eine Verbindung der Bewegungsvorrichtung der Schraubenspindeln mit den Triebrädern ist leicht ausführbar, entweder durch Bänder ohne Ende, die beide Schraubenspindeln in Rapport mit der Bohrwelle bringen, oder durch ein System von Zahnrädern, die sich dann zwischen den Ständern  $A$  und  $B$  befinden, indessen dürfte die grosse Verlangsamung der Bewegungsgeschwindigkeit einen unnöthigen Kraftaufwand bedürfen und leicht einen stossenden oder unsichern Gang herbeiführen. In allen Fällen ist jedoch das Speichenrad und die Verbindung der hintern Zahnräder zum Zurückziehen des Bohrschlittens unerlässlich.

Gleichzeitig mit dem Bohrschlitten bewegt sich ein Support zum Abdrehen  $K$  längs dem Rohre hin und enthält zu diesem Zwecke wie jener eine Mutter für die Schraubenspindel. Vortheilhafter dürfte es sein, dem Support die Länge des Bohrschlittens zu geben und die zweite Schraubenspindel auch durch denselben gehen zu lassen, theils um ihm einen sicherern Gang zu verschaffen, theils um der Schraubenspindel eine nochmalige Unterstützung zu gewähren. Man würde dann allerdings den mittlern Theil des Supports so tief ausschneiden müssen, dass die Schildzapfen ungehindert über denselben weggehen könnten, auch würde man ihn nicht zum Abschneiden des verlorenen Kopfes benutzen können, was indessen kein zu berücksichtigender Einwurf ist, da sich die Bohrmaschine in dieser Gestalt nur für Bronzegeschütz eignet, wie später dargethan werden soll. Der Support  $K$  hat ebenfalls einen Führer, entweder unterhalb der Schraubenspindel oder mitten unter dem Geschützrohr; er gleitet auf den Gussplatten oder besondern Bahnen hin. Eine Coulissee  $H$  von Bronze bewegt sich durch den obern Theil desselben und endigt in einem

herabgehenden Fuss, der auf den Stahlschienen  $c, c$  der Platte  $Q$  gleitet, indem sein elliptisch geformter Führer in dem Zwischenraum der Schienen Platz findet. Die eiserne Platte  $Q$  wird, nach den verschiedenen Geschützarten und Calibern, in andere Schraubenlöcher  $x, x$  befestigt, so dass die Schienen  $c, c$  parallel zur Rohrfläche gehen und der Stahl zum Abdrehen während der Bewegung des Supports immer den richtigen Abstand von der Geschützaxe beibehält. Am vordern Ende der Coulissee befindet sich eine verschiebbare Docke zum Einlegen der Drehstähle, welche mittels einer Schraube ohne Ende nach Erfordern vor- und zurückgestellt werden kann; ein Zeiger gibt an der Eintheilung auf der obern Fläche der Coulissee die Grösse der Veränderung an. Bei der nachfolgenden Beschreibung der Maschinen zum Abdrehen der Rohrfläche sollen auch über diese Vorrichtung nähere Erläuterungen gegeben werden.

Unterzieht man die beschriebenen Systeme einer vergleichenden Prüfung, so ergeben sich folgende Bemerkungen. Als Nachtheile der vertikalen Bohrmaschinen stellen sich heraus:

1) Die Zeit der Bearbeitung wird nicht allein dadurch verlängert, dass man das Geschützrohr nicht zugleich bohren und abdrehen kann, sondern auch durch das mehrmalige Umlegen des Rohres aus einer Maschine in die andere, da man weder die Untersuchung der Excentricität, noch das Centriren, noch das Abdrehen, noch das Abschneiden des verlorenen Kopfes auf der Bohrmaschine vornehmen kann. Um dieses Umlegen des Rohres nicht öfters wiederholen zu müssen, sieht man sich genöthigt, das Rohr vor dem Bohren abzudrehen, und ist dann zu einer erhöhten Sorgfalt in der Arbeit verpflichtet, wenn man nicht grosse Verluste erleiden will.

2) Das Aufbringen des Rohres auf die Bohrmaschine erfordert viel Hände und ist äusserst schwierig und zeitraubend; eine mechanische Vorrichtung zur Ausführung dieser Arbeit ist weniger leicht als bei den horizontalen Bohrbänken herzustellen.

3) Kann auch die Bohrarbeit mit gleicher Genauigkeit bei beiden Maschinen ausgeführt werden, so ist doch die Garantie für die Coincidenz der Axen der Bohrung und der äussern Rohrfläche geringer, wo eine nochmalige Centrirung des Rohres durch das Umlegen aus einer Maschine in die andere veranlasst wird. Auch ist nicht zu übersehen, dass die Untersuchung einer vertikalen Bohrmaschine manchen Schwierigkeiten unterliegt, die Beaufsichtigung der Bohrarbeit selbst aber mehr Leute erfordert.

4) Der Bau eines solchen Bohrwerks ist im Ganzen kostspieliger, sowohl der bedeutenden Höhe des Gebäudes, als auch der grossen Dimensionen des vielen Eichenholzes wegen. Die Fundirung nimmt zwar weniger Flächenraum ein, doch vergesse man nicht, dass die nöthig werdende Abdrehbänk diesen scheinbaren Vorzug vernichtet.

5) Es ist unmöglich, den Holzbau von den vertikalen Bohrmaschinen zu verbannen und ihnen dadurch eine Construction zu ertheilen, die eine, in Kriegszeiten nicht ausser den Gränzen der Möglichkeit liegende Dislocation der Maschine erlaubte.

6) Eine Anwendung mehrerer Garnituren Triebäder zur Veränderung der Umdrehungsgeschwindigkeit ist schwieriger ausführbar.

Die Vortheile der vertikalen Bohrmaschinen dagegen sind: der gleichmässige, leicht zu regulirende Druck des Geschützes auf den Bohrer und das Herausfallen der Bohrspäne während des Bohrens. Letzterer Vortheil ist bei bronzenem Geschütz weniger bemerkbar, da sich die Bohrlocken



um die Stange winden, indessen ist dieser Uebelstand, wenigstens bei dem ersten Bohrgange, durch die Construction des Bohrers zu umgehen.

Von den horizontalen Bohrmaschinen ist die erste Gattung einfacher und bequemer in der Handhabung, die beiden letzten Constructionen dagegen geben genauere Arbeit, sind aber leider sehr kostspielig. Besonders die dritte Art erfordert eine überaus genaue Anfertigung, und dürfte nur für Bronzegeschütz anwendbar sein, da das lange Feld eiserner Geschütze entweder gar nicht abgedreht wird, oder der Härte des Eisens halber eine langsamere Axendrehung des Rohres erheischt. Für Bronze- geschütz leistet diese Maschine aber ausserordentlich viel und die der Giesserei nachzulassenden Abweichungen können auf das Minimum gestellt werden. Für eisernes Geschütz scheint es angemessen, die ältere Bewegungsart des Bohrschlittens mittels der Zahnstange beizubehalten oder zur Verminderung der Kosten nur eine, an deren Stelle angebrachte Schraubenspindel anzuwenden; ausserdem liessen sich alle Verbesserungen auch auf die ältere Methode übertragen. Die Hauptmomente einer verbesserten Bohrbank würden in der Kürze zusammengestellt folgende sein:

1) Verbannung alles Holzes von der Maschine, Fundament von Quadern, gusseiserne Wellenlager und Sättel, der vordere Theil mit Gussplatten belegt, in deren Schlitzen die Sättel verschiebbar sind, der hintere Theil mit eingemauerten Schienen für den Bohrwagen.

2) Die Nichtbenutzung der Hauptwelle zum unmittelbaren Betriebe einer Bohrbank, um kleinere Bewegungsräder und mehrere Garnituren derselben anwenden zu können. Die Hauptwelle könnte eine kleinere Bohr- oder Drehbank oder ein Schleifwerk für die Bohrer treiben, um den Raum nicht unbenutzt zu lassen.

3) Verbindung des Geschützrohres mit der Welle nach der REICHENBACH'schen Methode.

4) Anwendung einer Trommel mit Gewichtschnur zur Hervorbringung des Druckes.

5) Die Befestigung der Bohrstange einzig am hintern Ende zwischen federnden Stahlplatten, also auch dort nicht ganz ohne Nachgiebigkeit; man erhält auf diese Weise die besten Bohrungen.

6) Eine genaue concentrische Abdrehung der Bohrstangen und möglichste Verminderung des Gewichts derselben.

Ueber die zur Bewegung einer Bohrmaschine erforderlichen Kräfte gibt MORIN folgende Notizen, in welchen eine Pferdekraft zu 75 Kilogr. Met. angenommen ist:

1) Zu Douai treibt eine Dampfmaschine vier Bohrbänke, deren Wellen in einer Minute 10 bis 12 Umdrehungen machen, und verwendet hierzu 12 Pferdekräfte.

2) Zu Toulouse bewegt ein Wasserrad ebenfalls vier Bohrbänke, welche mit 12 bis 13 Pferdekraften arbeiten.

3) Zu Strassburg wird eine Bohrbank durch vier Pferde getrieben, der Nutzeffect wird zu 2,14 Pferdekraften gerechnet.

Die Geschwindigkeit, welche man den Geschützröhren auf der Bohrbank geben soll, muss, sowie der anzuwendende Druck, der Gegenstand genauer Prüfung sein; im Allgemeinen richten sich beide nach dem Material und Caliber der Geschützröhre. Verringert man die Geschwindigkeit, so kann man den Druck stets erhöhen; für die Bohrer erscheint es vortheilhafter, langsam zu drehen, aber den Druck zu verstärken, da sich die Bohrschneiden sonst schnell erhitzen, dann weich werden und einer

baldigen Zerstörung ausgesetzt sind. Eiserne Geschütze und grosse Caliber dreht man langsamer als bronzene Röhre und kleinere Caliber. Nach MONGE soll man den Geschützröhren beim 36 pfünder nicht über  $4\frac{1}{2}$  bis 5, beim 4 pfünder nicht über 7 Umdrehungen in einer Minute geben, indessen erscheinen diese Bestimmungen zu gering; in Lüttich macht das Geschützrohr in 8 Sekunden eine Umdrehung, in Douai 10 bis 12 Umdrehungen in einer Minute. Erwägt man dagegen die Erfahrung, dass bei bedeutender Umdrehungsgeschwindigkeit der Röhre die Bohrung hinten weiter als vorn ausfällt und dieser Unterschied bei 20 Umdrehungen in einer Minute schon sehr bemerkbar wird, so dürften wohl für genaue Arbeit 12 Umdrehungen in einer Minute als Maximum gelten. Ueber die Grösse des anzuwendenden Druckes sind keine Untersuchungen bis jetzt bekannt geworden, sie richtet sich allerdings nach der Härte des Metalls und ist kaum in bestimmten Zahlen anzugeben. Bei der zweiten Art horizontaler Bohrmaschinen richtet sich die Fortbewegung der Bohrstange nach den Verhältnisszahlen der Räder, man muss daher für die verschiedenen Geschützarten besondere Garnituren Räder haben. Gibt man z. B. den Rädern *B, C, D, E* und *F* sämmtlich 36 Zähne, dem Rad *G* aber nur 34, so wird das Rad *F* sammt der Mutter der Schraubenspindel  $\frac{3}{36}$  eines Umlaufs während einer Umdrehung der Spindel machen, die Bohrstange wird sonach nur  $\frac{2}{36}$  der Länge vorrücken, um welche sie sich vorwärts bewegen würde, wenn die Mutter fest wäre. Beträgt die Länge eines Schraubenganges  $\frac{1}{2}$  Zoll, so wird die Spindel  $\frac{2}{36} \times \frac{1}{2} = \frac{1}{36}$  Zoll fortrücken. Haben dagegen die Räder *B, C, E* und *F* 36 Zähne, das Rad *D* 35 und *G* nur 34, so wird während einer Umdrehung des Rohres die Spindel  $\frac{3}{35}$ , die Mutter  $\frac{3}{34}$  eines Umlaufes machen und die Bohrstange sonach  $\frac{3}{35} \cdot \frac{3}{34} \cdot \frac{1}{2} = 0,0286''$  fortrücken. Folgende Tabelle gibt die Zahl der Räderzähne, sowohl der Triebräder als der Räder *E* und *F*; das mittelste der untern Welle und das Rad mit der Mutter erhalten für alle Fälle 36 Zähne, so dass man beim Einsetzen einer neuen Bohrstange ohne grosse Mühe auch das Verhältniss der Fortrückung ändern kann.

Bohrer.	Material, Art und Caliber der Geschützröhre.	Zahl der Zähne der Räder.			Fortrückung der Bohrstange in Zollen.		Anmerkungen.	
		<i>B, C, E</i> und <i>F</i> .	<i>D</i> .	<i>G</i> .	Während einer Umdrehung des Rohres.	In einer Stunde.		
Schlicht- und Erweit- rungsbohrer.	Bronzege- schütz.	48 bis 24 pfündige Kanonen, Mör- ser, Caronaden, Haubitzen grossen Calibers . . . . .	36	35	34	0,0286	10,29	Die Länge eines Schraub- enganges beträgt $\frac{1}{2}''$ rh.  Das Ge- schützrohr macht sechs Umdrehun- gen in einer Minute.
		18 bis 12 pfündige Kanonen, Hau- bitzen kleinen Calibers . . . . .	36	35	33	0,0428	15,41	
		6 bis 4 pfündige Kanonen . . . . .	36	34	33	0,0441	15,88	
	Eisernes Geschütz.	48 bis 24 pfündige Kanonen, Mör- ser, Haubitzen grossen Ca- libers . . . . .	36	36	33	0,0416	14,97	
		18 bis 12 pfündige Kanonen, Hau- bitzen kleinen Calibers . . . . .	36	34	33	0,0441	15,88	
		6 bis 4 pfündige Kanonen . . . . .	36	36	32	0,0554	19,94	
Vorbohrer.	Flugbohrer der Wurfgeschütze, Vorbohrer der Caronaden und 48 bis 24 pfündigen eisernen Kanonen . . . . .	36	36	35	0,0139	5,00		
	Kammervorbohrer der Haubitzen, Vorbohrer aller übrigen Ka- nonen . . . . .	36	36	34	0,0277	9,97		
Boden- bohrer.	Bodenbohrer der Kanonen, Kam- merbodenbohrer der Wurfge- schütze, Gewölbebohrer für das Lager der Wurfgeschütze . . . . .	36	35	35	0,0143	5,148		



Um das Geschützrohr aus der Giesserei in das Bohrwerk zu bringen, kann man sich, wenn beide Locale durch eine Transportbahn verbunden sind, eines Krahnwagens (fr. *chariot-treuil*) bedienen. Ein solcher Wagen läuft auf vier gusseisernen Rädern  $X$  auf den Schienen  $a$  einer Eisenbahn, welche quer durch das Bohrwerk bis über die Dammgruben der Giesserei geht und von Säulen in angemessener Höhe über den Bohrbänken getragen wird. In seiner einfachsten Gestalt ist der Wagen auf *Fig. 12* und *13* (Taf. 99) in  $\frac{1}{16}$  der natürlichen Grösse dargestellt. Das Obergestell des Wagens von starkem Holz trägt zwei Wellen  $W_1$  und  $W_2$  und die zugehörigen Triebstücke  $T_1$  und  $T_2$ , welche durch Kurbeln  $Y$  bewegt werden. Die eine Welle  $W_2$  dient zur Fortbewegung des Wagens, das Ende des um sie geschlungenen Taus wird daher in der Richtung an einen Haken befestigt, wo man den Wagen hinziehen will. Oefters bleibt diese Welle ganz weg und der Wagen wird an beiden Enden mit Haken zum Einhängen von Tauen versehen, die entweder zu Winden gehören, welche sich an beiden Enden der Bahn befinden, oder durch Rollen und Flaschenzüge mit der Hauptwelle des Bohrwerks in Verbindung gebracht sind. An den Tauen der zweiten Welle hängt die Zugwelle  $Z$  mit starken eisernen Haken, an welchen das Geschützrohr mit Tauen befestigt wird. Der Triebstock  $T_1$  ist mit doppelten Sperrrädern und Sperrklinken versehen. In neuerer Zeit gibt es viele verbesserte Constructionen dieser Hebezeuge, besonders sind die ganz aus Eisen gefertigten zu empfehlen, man sehe deshalb die betreffenden Artikel.

Mit Hilfe dieses Wagens wird das Rohr aus der Dammgrube gehoben, von der Form befreit, mittels durch die Henkel geschlungener Taus an den Haken befestigt, darauf von der Welle etwas erhoben und frei schwebend in horizontaler Lage über die Bohrbank gebracht; dort wird es herabgelassen, schwebend nach der Länge der Bohrbank gedreht und in die bereits aufgestellten Sättel eingelegt. Auf gleiche Weise hebt man das Rohr auch wieder von der Bohrbank und bringt es auf Sattelwagen zum weitem Transport.

Bevor man zur Einspannung des Rohres schreiten kann, ist es nöthig, die Excentricität desselben zu untersuchen; unerlässlich ist diese Vorarbeit bei allen in Kasten gegossenen Geschützröhren, da ungeachtet aller Vorsicht die Formkästen leicht schief zusammengestellt werden können. Zu diesem Zwecke bringt man das Rohr in zwei besondere Sättel, die entweder auf der Bohrbank aufgestellt werden, oder sich auf einem eigens dazu bestimmten Schwellenlager befinden. Diese Sättel umgreifen das Rohr zur Hälfte, und befinden sich hinter dem Kopfstäbchen und vor dem Bodenstäbchen; in ihnen wird das Rohr mittels seiner Schildzapfen, an welche man einen eisernen Reif mit Handhaben befestigen kann, um seine Axe gedreht. Man stellt nun das in *Fig. 28* und *29* (Taf. 100) abgebildete Instrument mit seinem Fusse  $a$  auf diejenige Seite des Rohres, nach welcher es herumgedreht wird, stellt die Spitze  $b$  so, dass sie die Rohrfläche berührt, und untersucht nun, ob sie bei der Umdrehung des Rohres Abweichungen markirt. Diese Operation muss an mehreren Orten, wenigstens an allen den Stellen wiederholt werden, wo die Formkästen zusammenstossen. Hierbei wird der Unterschied des Abstandes des am meisten von der Axe entfernten und des derselben zunächst liegenden Punktes entweder mittels eines genauen Massstabes oder durch eine am Instrument angebrachte Eintheilung gemessen; die Hälfte dieses Unterschiedes gibt den Fehler der Excentricität. Beträgt die Excentricität

nirgends über 4 Linien, so kann man sie ohne Bedenken gut thun; bei Geschützen, die in Lehm geformt sind, wird dieselbe nie so viel betragen, sobald nicht Gusschäden an der Form bemerkt wurden, man braucht diese Röhre daher der Probe gar nicht zu unterwerfen. In England wird für den 24pfünder und 18pfünder  $\frac{1}{2}$  Zoll, für den 4pfünder noch  $\frac{1}{3}$ " gut gethan, was sich lediglich danach richtet, wie viel man die Radien des Modells vergrößert. Findet am Bodenstück eine merkliche Excentricität statt, so kann der Ansatz der Traube sich auch nicht um seine Axe drehen, sondern wird einen kleinen Kreis beschreiben; für diesen Fall wird man auf der hintern, zuvor geglätteten Fläche des Bohrzapfens die Drehungsaxe dadurch aufsuchen, dass man eine Stahlspitze gegen die Fläche hält; diese wird so lange kleine Kreise beschreiben, bis man sie in das Centrum der Bewegung gebracht hat. Ist der Ansatz sehr stark in seinen Dimensionen gegossen worden, so kann man die ihm zu gebende Gestalt nunmehr leicht auf der hintern Fläche verzeichnen, ist dieses aber nicht der Fall, so sucht man denselben so mit dem Meissel zu bearbeiten, dass sich das fehlende Metall auf die Ecken des Muffs vertheilt. Man kann zu diesem Zwecke eine hölzerne Vierkante gegen den Bohrzapfen halten und nach dieser den Querschnitt entsprechend drehen. Nach dieser Untersuchung dreht und schmirgelt man die Stellen des Rohres ab, an welche die Sättel der Bohrbank zu stehen kommen, schneidet dann bei bronzenem Geschütz den verlorenen Kopf mittels einer gewöhnlichen Metall- oder einer Circularsäge ab, und bringt das Rohr auf die Bohrbank in die Sättel, welche nach einer in der Drehungsaxe des Rohres ausgespannten, genau eingetheilten Schnur aufgestellt worden sind.

Bei eisernen Geschützröhren ist nun das Erste das Abdrehen des verlorenen Kopfes (fr. *sciage de la masselotte*). Hierzu befindet sich am vordern Sattel *F* oder an einem besondern Ständer der bewegliche Hebel *A* Fig. 17 (Taf. 99) mittels eines Bolzens befestigt. Dieser Hebel bewegt sich in einer auf die Rohraxe vertikalen Ebene, und ist im untern Theile mit einem Zapfenloch versehen, in welches mittels eines Keiles die Stahlklinge *C*, von der Form eines Lochbeitels, eingesetzt wird. Am Ende des Hebels ist ein Gewicht *P* aufgehängt, und zwischen diesem und dem Drehstahl befindet sich eine bewegliche Oese, welche die Mutter für eine oben mit Schraubengewinden versehene Stütze *T* bildet. Vermittels dieser sich auf die Schwelle stützenden und durch einen Schwengel bewegten Schraube kann man den Meissel der Axe des Geschützes nähern; das Gewicht verhindert das Emporheben der Vorrichtung. In mehreren Bohrwerken fällt die Schraube ganz weg und der Hebel ist der Wirkung des Gewichts allein überlassen. Der Meissel muss eine solche Stellung gegen den Drehungspunkt des Hebels haben, dass ein aus diesem Punkt gezogener Kreisbogen durch die Axe des Geschützrohres und die Spitze des Meissels geht. Indem man nun das Bohrwerk angehen lässt, dreht man den verlorenen Kopf so weit ab, dass noch ungefähr 0,05<sup>m</sup> vom Metall durchzuschneiden bleiben, dann trennt man den verlorenen Kopf durch einen Schlag auf das vordere Ende vollends vom Geschützrohr. In neuerer Zeit bedient man sich häufiger zu diesem Zwecke einer Circularfeile, einer 2' im Durchmesser haltenden, cirkelrunden Stahlscheibe mit feilenartig aufgehauener Peripherie, welche durch eine Kurbel oder ein Trittbret in Bewegung gesetzt wird. Ist das Metall weit genug von allen Seiten angefeilt, so trennt man den verlorenen Kopf durch Eintreiben kleiner Stahlkeile vom Geschützrohre.



Nunmehr schreitet man zur Centrirung des Rohres; man legt zu diesem Zwecke in die Nähe des Geschützrohres ein Querholz unter die Bohrstange, um diese mittels von beiden Seiten eingetriebener Keile in die erforderliche Höhe und Richtung zu bringen. Bei der zweiten Gattung der horizontalen Bohrmaschinen bringt man das Rohr durch die Keilvorrichtung am Sattel *U* in die vorgeschriebene Höhe. Glaubt man die Stellung gut getroffen zu haben, so lässt man gegen die geglättete und mit Kreide bestrichene Schnittfläche den Bohrer leicht andrücken und dabei das Geschützrohr drehen. Nimmt man nun keine Bewegung der Bohrstange wahr, auch wenn man den Druck vermehrt, so ist der Bohrer gut centrirt, ist dieses aber nicht der Fall, so muss man durch Antreiben der Keile die Lage der Bohrstange so lange berichtigen, bis man keine Bewegung derselben mehr wahrnimmt. Diese Arbeit erfordert viel Aufmerksamkeit, da ein falsch angefangenes Bohrloch äusserst schwierig zu berichtigen ist. Gewöhnlich befestigt man hierzu in die Bohrstange einen kleinen Spitzmeissel, welcher das Loch erst vorbohrt, in welches der erste oder sogenannte Spitzbohrer eingreift. Bei Geschützen von sehr grossem Bohrungsdurchmesser, als bei Mörsern, Caronaden, Haubitzen von grossem Caliber, bestreicht man die Mundfläche mit weisser Leimfarbe und lässt durch Anhalten eines spitzen Drehstahles lauter concentrische Kreise auf derselben beschreiben; nach diesen Kreisen kann man dann genau beobachten, ob der Bohrer Mitte hält, da er, der bedeutenden Schwere der bei solchem Geschütz verwendeten Bohrstange zufolge, leicht eine Senkung annehmen kann. Bevor man jedoch das Bohren beginnt, dreht man die Mundfläche in der Breite der Metallstärke genau ab, um die Länge der Seele richtig bestimmen zu können.

Die Gestalt der Bohrer ist längere Zeit als Geheimniss betrachtet worden, daher denn auch eine grosse Verschiedenheit in ihrer Construction statt findet; fast jedes Bohrwerk oder wenigstens jedes Land hatte früher seine eigenthümlichen Bohrer, jetzt aber fängt man an, eine grössere Uebereinstimmung geltend zu machen.

In den frühesten Zeiten bediente man sich für massiv gegossene Röhren einer Art Hohlbohrer, und nannte dieses Verfahren das Bohren über den Kern, da man in der Mitte des Rohres einen später abzusprenghenden Theil, einen Kern, stehen liess. Diese Bohrer bestanden aus langen Hohlcyllindern, welche den stehenbleibenden Kern umfassten und sowohl an ihrem Kopfe als weiter zurückstehend an den Seiten zwei einander gegenüberstehende eingesetzte Bohrklingen hatten. Der Kern wurde durch eine Vorrichtung, die am Bohrer selbst oder an einer besondern cylindrischen Röhre angebracht war, abgesprengt, sobald man in eine angemessene Tiefe mit dem Bohrer gelangte. Diese Vorrichtung bestand meist aus Spitzmeisseln, welche die Form eines Winkelhebels hatten, durch Eisendrähte gegen den Kern gedrückt und durch andere wieder in die Erweiterung des Röhrencanals zurückgezogen wurden, wenn man das Instrument aus dem Rohre ziehen wollte. Das letzte Stück des Kernes wurde durch einen Spitzmeissel entfernt und dann die Bohrung mit Bohrern vollendet, die denen in *Fig. 53 — 58* (Taf. 100) ziemlich gleichen. Da es bei dieser Art zu bohren darauf ankam, den Bohrspänen fortwährend einen freien Abgang zu sichern, wenn die Bohrer nicht abbrechen oder sich fest bohren sollten, so war man allein auf vertikale Bohrmaschinen angewiesen. Um diese zeitraubende ungewisse Methode zu umgehen, goss man daher die Geschützröhre lieber über den Kern,

nahm die Kernstange vor dem Bohren heraus, und erweiterte die Seele durch Polirbohrer, in deren cylindrischem Kopfe sowohl oben als an den Seiten vier, sechs bis acht Bohrklingen eingelassen wurden.

Später wurden massiv gegossene Geschützröhre ebenfalls nur auf vertikalen Bohrmaschinen bearbeitet, da man sich einer Menge Bohrer bediente, die nach und nach die Seele erweiterten und nur wenig Metall auf einmal wegschnitten. Der erste dieser Bohrer stellte eine Bohrung von ungefähr  $1\frac{1}{2}''$  Durchmesser her; er bestand aus einer eisernen vierkantigen Stange, die vorn mit einem zweischneidigen spitzen Kopf versehen war und dem Messingbohrer ungefähr gleich. Die folgenden Bohrer hatten dieselbe Gestalt und erweiterten jeder die Bohrung nur um einige Linien; waren nur noch 2 Linien Metall wegzunehmen, so wurde die Bohrung durch die beschriebenen Polirbohrer vollendet.

Die Erfindung der Bohrer *à langue de carpe* in Frankreich machte die Anwendung der horizontalen Bohrmaschine erst vortheilhaft und bewirkte eine gänzliche Umwälzung der Bohrmethoden.

Die Anzahl der anzuwendenden Bohrer richtet sich zwar immer noch nach der zu Gebote stehenden Bewegungskraft, nach dem Material des Rohres und nach der Grösse und Gestalt der Bohrung; Kanonen grossen Calibers, Caronaden, Haubitzen und Mörser erfordern demnach eine grössere Menge Bohrer; dennoch reicht man jetzt für Kanonen mittlern Calibers mit drei Bohrern aus, während man früher deren mindestens sechs anwendete.

Man unterscheidet jetzt vier Arten Bohrer: den Vor-, Anstech- oder Spitzbohrer (fr. *langue de carpe*), den Bodenbohrer (fr. *pièce de fond*), den Glatt-, Schlicht-, Polir- oder Caliberbohrer (fr. *allésoir*) und die Erweiterungsbohrer; die Namen Kreuzbohrer, Scheibenbohrer, Bohrmesser, Kammer- und Flugbohrer, Gewölbebohrer u. s. w. beziehen sich theils auf besondere Stellungen und Formen der Bohrklingen, theils auf den Ort und die Art ihrer Anwendung, und können in obige Klassen rangirt werden.

Der Spitzbohrer für Kanonen besteht im Allgemeinen aus einer Bohrplatte von der Breite der zu erzielenden ersten Bohrung; diese Platte ist von Stahl oder von Eisen und verstäht, letzteres ist vorzüglicher, da die Stahlplatten leicht ausbrechen. Fig. 30, 31 und 32 (Taf. 100) zeigt den Lütticher Spitzbohrer. Er hat zwei Schneiden, welche durch Abflachung nach verschiedenen Seiten erzeugt sind, damit sie bei der Umdrehung des Rohres nach einer Richtung hin liegen. Vorn bildet die Bohrplatte einen Winkel, dessen Grösse sich nach der Grösse der bewegenden Kraft, nach dem Drucke und nach der Härte des Metalls richtet; wachsen diese letztern, so muss der Winkel stumpfer gemacht werden, dasselbe gilt auch für den Winkel, unter welchem die Schneiden abzuschleifen sind. Um der Bohrplatte mehr Elasticität zu geben, wird sie nach vorn etwas schwächer gehalten. Die Verbindung der Bohrplatte mit der Bohrstange wird entweder dadurch erlangt, dass man derselben einen Ansatz gibt, der in das Zapfenloch oder die Scheere der Stange eingeschoben und durch einen Bolzen festgehalten wird, oder man schraubt dieselbe an die flache Seite eines Bohrkopfes oder Bohrkolbens von halbcylindrischer Form fest. Durch diesen Bohrer erhält der erste Bohrgang eine cylindrische, durch einen Kegel geschlossene Form; die Weite des Cylinders ist bei mittlern Calibern so gross, dass nur noch das durch den Polirbohrer wegzunehmende Metall stehen bleibt, bei grossen Calibern



aber bedarf es noch eines oder einiger Erweiterungsbohrer; die Spitze des Kegels bleibt noch 4 Linien vom wahren Boden des Geschützes entfernt; durch einen an die Bohrstange angeschraubten Stift verhindert man das tiefere Eindringen des Bohrers.

Der ältere, französische Vorbohrer ist auch noch hier und da eingeführt; er ist *Fig. 50 — 52* dargestellt, und besteht aus drei Klingen, von denen die erste *a* die Form des Spitzbohrers hat und das Bohrloch auf  $\frac{3}{4}$  des Bohrungsdurchmessers bringt. Hinter dieser Klinge befindet sich im Bohrkopf ein Zapfenloch, durch welches man quer hindurch die zweite Klinge *b* schiebt; diese schneidet nach vorn und zur Seite und erweitert die Bohrung um 8 Linien. Hinter dieser Klinge befindet sich winkelrecht auf das erste Loch ein zweites zur Aufnahme der dritten Klinge *c*; diese ist auf gleiche Art construirt und erweitert die Bohrung bis auf den zum Abbohren oder Poliren (fr. *alléser*) erforderlichen Durchmesser. Die beiden letzten Klingen dürfen nicht dergestalt in den Löchern befestigt werden, dass sie nicht gleiten können, da sonst leicht nur das eine Ende der Klinge schneiden würde, doch dürfen sie auch nicht so frei eingesetzt werden, dass sie herausfallen können, sie müssen nach der Sprache der Bohrmeister grasen (fr. *brouter*).

In deutschen Bohrwerken findet man häufig die Vorbohrer wie *Fig. 44 — 46* gestaltet; sie werden sowohl bei Kanonen als Haubitzen angewendet, und bohren bis auf 4 Linien des wahren Bohrungsdurchmessers oder des Kammerdurchmessers bis nahe an den Boden. In neuerer Zeit hat man zuerst in Deutschland die sägeförmige Gestalt der später beschriebenen Bohrmesser auch auf die Vorbohrer übertragen, und erhält dadurch den Vortheil, auch bei den grössten Calibern die Seele bis zum Poliren durch einen einzigen Bohrgang herzustellen. In Wien haben die Vorbohrer nicht allein diese Form, sondern sind auch mit Schaufelschneiden versehen; in *Fig. 190* (Taf. 120) gibt *A* die vordere, *B* die Seitenansicht, und *C* einen vergrösserten Durchschnitt nach der Linie *ab*. In der vordern Ansicht sieht man von *m* bis *o* die Schneide, von *n* bis *o* dagegen den Rücken der ausspringenden Schaufeln. Die Absätze der Schneide macht man entweder auf beiden Seiten in gleicher Höhe, oder man ordnet sie so an, dass die Spitzen der einen Seite auf die Flächen der andern fallen. Letztere Construction soll für Bronzegeschütz die vorzüglichere sein, da es hier vorzüglich darauf ankommt, die Bohrlöcher möglichst oft zu durchschneiden, um das Umwinden der Bohrstange zu verhindern. Indessen dürfte diese Gestalt der Bohrer aus dem eben angeführten Grunde nur für Bronzegeschütz räthlich sein, bei eisernem Geschütz macht der kurze, bröckliche Bohrspahn ein öfteres Durchschneiden desselben unnöthig, der heftige Angriff des Bohrers aber erhitzt Geschützrohr und Bohrklinge in hohem Grade, und trägt nicht allein zur baldigen Zerstörung des letztern bei, sondern könnte möglicherweise auch einen schädlichen Einfluss auf die Cohäsion des Metalls ausüben. Der grössern Dauer wegen kann man die Vorbohrer mit Schaufelschneiden schmieden, ohne sie zu schleifen; allerdings ist dann grosse Vorsicht beim Ausschmieden und Härten nöthig. Verstählte Schneiden werden gewöhnlich bis zum Strohgelb angelassen.

Ist der erste Bohrgang fehlerfrei beendet, so hat die spätere Bearbeitung keine grossen Schwierigkeiten zu überwinden, es ist daher nöthig, den Gang des Bohrers unausgesetzt zu beobachten. Kommt der Bohrer aus der Richtung, so markirt es sich durch die zitternde Bewegung der

Bohrstange; auf gleiche Weise und durch ein eigenthümliches, dumpfes Geräusch gibt sich die Anhäufung der Bohrspäne zu erkennen; man darf dann nicht säumen, mittels einer eisernen Stange mit umgebogenem Ende den Bohrer frei zu machen, oder wenn dieses nicht helfen sollte, den Bohrer ganz zurückzuziehen und das Rohr mittels einer Bürste völlig zu reinigen. Man muss ferner darauf bedacht sein, zum ersten Bohrgang gute Klingen auszuwählen, um nicht genöthigt zu sein, während desselben andere einsetzen zu müssen; sollten sich indessen bei eisernen Geschützröhren durch Gallen verursachte harte Stellen in der Richtung der Bohrung vorfinden, so wird man dennoch dazu genöthigt werden, da ein etwas stumpf gewordener Bohrer diesen Stellen auszuweichen strebt, eine falsche Richtung annimmt und diese erst wieder corrigirt, wenn das Hinderniss überwunden ist. In diesem Falle, der sich durch das Zittern der Bohrstange zu erkennen gibt, zieht man die Bohrstange zurück und schärft die Schneiden des Bohrers oder setzt eine neue Bohrplatte ein, wobei man sorgfältig darauf bedacht sein muss, die Spitze wieder richtig zu centriren; lässt man alsdann den Bohrer wieder angehen, so verstärkt man den Druck, bis das Hinderniss überwunden ist. Alle Bohrklingen werden übrigens so eingesetzt, dass die flache Seite der Schneiden von dem sich drehenden Rohre zuerst berührt wird.

Um sich zu überzeugen, dass der erste Bohrgang gut ausgefallen ist, wird ein starkes hölzernes Lineal mit abgerundeten, aber völlig parallelen Kanten und von der Breite des Vorbohrers in das Rohr bis an den Boden geschoben; kann dieses ohne merkliches Hinderniss geschehen und kann man das Lineal ohne grosse Anstrengung im Rohre umdrehen, so ist die Bohrung fehlerfrei und die Arbeit kann fortgesetzt werden.

Auf den Vorbohrer folgt bis zu mittlern Calibern sogleich der Bodenbohrer, bei grössern Calibern aber gehen diesem Bohrer gewöhnlich einige Erweiterungsbohrer voraus. Der Bodenbohrer soll den vom Spitzbohrer gebildeten Kegel erweitern und der Bohrung die vorgeschriebene Gestalt geben; seine Bohrplatte ist 3 — 4" stark und bildet ein Rechteck, welches vorn nach der Form des Schlusses der Seele abgerundet ist. Diese Abrundung bildet den schneidenden Theil des Bohrers, und ist daher aus zwei nach entgegengesetzten Seiten gerichteten Abschrägungen gebildet. Gewöhnlich bilden auch die langen Seiten der Platte Schneiden, und dann dient der Bodenbohrer zugleich mit als Erweiterungsbohrer; so werden in Lüttich bis zu fünf solcher Bodenbohrer nach dem Vorbohrer angewendet. Fig. 36 — 40 (Taf. 100) zeigen diese Bohrklingen, Fig. 33 — 35 das dazu gehörige Gestelle. Das Gestelle oder der Kopf des Bohrers wird mittels seines Schwanzes und durch zwei Schrauben an die besonders danach gestaltete Bohrstange befestigt, die Bohrklingen erhalten ihre Befestigung ebenfalls durch Bolzen und Muttern; die Bohrplatten nehmen an Breite zu und haben eine immer flächere Wölbung, sie erweitern und verlängern die Bohrung und berichtigen nach und nach die Form des Bodens.

Fig. 53 — 55 zeigen einen Bodenbohrer nach französischer Construction, Fig. 47 — 49 einen Bodenbohrer für einen halbkugelförmigen Schluss der Seele. Man kann den letztern Bohrer sogleich zur Beendigung der Arbeit verwenden und nennt ihn dann häufig Caliberbohrer; er besteht in diesem Falle aus einem metallenen, ein Caliber weniger 1 Zoll starken Kopfe, welcher mit zwei Seitenklingen *a* und einer obern runden Schneide *b* armirt wird; vier eingeschobene hölzerne Prismen *d*



sichern den Gang des Bohrers. Vorzüglicher aber ist es, durch die runde Klinge allein die Bodenform vorher zu reguliren, da bei einer anfänglichen, gleichzeitigen Einsetzung aller drei Klingen das längere Verweilen des Bohrers am Boden gewöhnlich eine Erweiterung der Seele zur Folge haben wird, indem die Seitenklingen fortschneiden und der Seele eine elliptische Form ertheilen. Aus diesem Grunde macht man auch die Erweiterungsbohrer häufig unabhängig von der Umgestaltung des Bodens, gibt dem Bohrkopf eine cylindrische Form und setzt die Bohrklinge nach Art der Hobelklinge ein; solche Bohrer nennt man Scheibenbohrer.

Auf den Bodenbohrer folgt der Polir- oder Schlichtbohrer; er nimmt meist nur die zwei letzten Linien Metall hinweg und glättet die Seele, indem er sie von Bohrungen befreit. Den französischen Polirbohrer stellen *Fig. 56—58* vor; sein Kopf bildet einen Cylinder, welcher zum Viertel ausgeschritten ist; auf der Schnittfläche wird eine schräg abgeschliffene Stahlklinge, deren Schneide in der Richtung der Länge der Seele liegt, mit Schrauben befestigt. Durch hinter dem Rücken der Klinge eingelegte Blech-, auch wohl Papierstreifen, und durch den Druck einer am Bohrkopf angebrachten Feder erhält die Klinge die nöthige Ausladung. Die Schraubenlöcher in der Klinge haben eine elliptische Form, da man mit dem Bohrer mehrere Gänge macht und die Ausladung der Klingen dabei allmählig vergrößert, bis man das Normalcaliber erreicht hat. Die Stellung der Klingen wird nach genau calibrirten, stählernen Lehren berichtigt.

*Fig. 41—43* zeigen den Lütticher Polirbohrer; er besteht aus zwei schmalen Bohrklingen *a*, welche vorn genau die Gestalt des Bodens haben und durch drei Schraubenbolzen an die Zunge *b* des Bohrkopfes befestigt werden. Der Bohrkopf wird an die Stange der Bodenbohrer auf gleiche Weise befestigt, die Ausladung der Klingen wird durch hinter dem Rücken derselben eingelegte Blechstreifen bewirkt, auch bedient man sich stählerner Lehren zur Stellung der Klingen. Der Schlichtbohrer für halbkugelförmig geschlossene Bohrungen ist bereits beschrieben worden.

Bei eisernen Geschützröhren bringt man in einigen Bohrwerken Schwedens und Englands an die letzten Polirbohrer, analog dem Polirspan der Laufbohrmaschinen, Schmirgelhölzer oder Späne an. Der Bohrkopf wird dann nur mit einer Schneide armirt; dieser gegenüber setzt man harthölzerne Leisten ein, welche so weit über dem Bohrbalken vorstehen, dass sie mit der Schneide gerade das Caliber ausfüllen. Diese Leisten werden auf ihren dem Rohre zugekehrten Flächen mit Graphit bestrichen; sie folgen beim Bohren der Schneide und poliren die von derselben angegriffene Fläche. In andern Bohrwerken bedient man sich zum Auspoliren des letzten Hunderttheilzollholzer Schmirgelkolben, die mit Filz belegt und mit Oel und Schmirgel bestrichen werden; diese Vorrichtung ist den Ausziehwerken der Laufbohrmaschinen entlehnt, aber wegen ihrer Unsicherheit weniger empfehlenswerth als die zuerst erwähnte Methode.

Das Bohren der Haubitzen und Mörser geschieht im Allgemeinen auf gleiche Art wie bei den Kanonen, doch bedient man sich einer grössern Anzahl Bohrer, deren Form sich nach der Gestalt des Fluges, Lagers und der Kammer richtet. Für Haubitzen mit conischem Lager und cylindrischer Kammer kann man sich folgender Bohrer bedienen. Wie schon erwähnt, stellt ein Spitzbohrer den ersten Bohrgang bis zum Boden der

Kammer her. Ihm folgt der Caliberbohrer der Kammer (*Fig. 68—71*); da sich dessen Klingen (*Fig. 69 und 71*) kreuzen, so wird er auch Kreuzbohrer genannt; er dient zum Poliren der Kammer. Der dritte und der vierte Bohrer (*Fig. 72—77*) haben ein und dasselbe Gestelle wie *Fig. 72*, in welches nach einander die Klingen *Fig. 73 und 74* eingesetzt werden. Mit diesen Bohrern stellt man den Flug und das Lager bis auf 4 Linien ihres Normaldurchmessers her; die erste Klinge hat eine sägeförmige Schneide, um mehr Metall wegschneiden zu können, der zweite Klingebohrer ebnet die dadurch entstandenen Ungleichheiten. Zuletzt kommt ein Polirbohrer, der ungefähr wie *Fig. 45* gestaltet ist und dessen zwei Klingen durch untergelegte Blechstreifen bei jedem Bohrgang mehr Ausladung erhalten. Das Gestelle der drei letzten Bohrer ist mit einem cylindrischen Kopfe vom Durchmesser der Kammer versehen, welcher nicht allein dem ersten Bohrer als Führer dient, sondern auch das zu weite Vordringen aller verhindert. An den Seiten des Gestelles setzt man Holzprismen zur Unterstützung des Ganges zwischen die Klingen ein. Sollen die Verbindungen von Flug und Lager und von letzterem und der Kammer nicht abgerundet werden, so werden die Bohrklingen scharfkantig gearbeitet.

In Frankreich bedient man sich zum Bohren der Feldhaubitzen mit sphärischem Lager folgender Bohrer. Ein gewöhnlicher Spitzbohrer (*Fig. 50*) stellt das erste Bohrloch von einem um 2 Linien geringern Durchmesser, als der der Kammer ist, bis an den Boden derselben her. Ihm folgt der Bohrer *Fig. 59—61*, welcher den Flug bis auf 2 Linien seines Durchmessers ausbohrt und dem hierbei ein Cylinder vom Durchmesser des ersten Bohrganges zum Führer dient. Der dritte Bohrer (*Fig. 62—64*) hat einen gleichen Führer *a* und dient zur Herstellung des sphärischen Lagers. Dann folgt der wie *Fig. 56—58* gestaltete Polirbohrer der Kammer, und zuletzt der Polirbohrer des Fluges und Lagers (*Fig. 65—67*). Bei den langen französischen Haubitzen bedient man sich zum Bohren des sehr flachen conischen Lagers der später beschriebenen Bohrmesser.

Die Mörser hat man am längsten über den Kern gegossen, und es geschieht dieses in den meisten Giessereien auch noch, wenigstens mit den Steinmörsern, indessen kann man auch massiv gegossene Mörserröhre auf der horizontalen Bohrbank vollständig ausbohren. Der Gang der Arbeit ist zwar nicht wesentlich verschieden, doch folge hier eine kurze Beschreibung des Mörsersbohrens nach der Lütticher Methode. Nachdem der obere Kopf abgeschnitten, das Rohr centrirt und die Mundfläche so weit abgedreht worden ist, als die Metallstärken reichen, bohrt man mit einem kleinen Spitzbohrer, der 4 Linien schwächer als der Kammerdurchmesser ist, bis an den Anfang der Mörserkammer vor. Hierauf folgt der grosse Spitzbohrer, welcher in einer besondern, mit dem Kopfe *Fig. 81 und 82* versehenen, schweren und eisernen Bohrstange befestigt wird, und so weit in den Flug und in den Anfang der Kammer vordringt, dass er dem kleineren Spitzbohrer einen sicheren Einsatz zum gleich darauf erfolgenden Vorbohren der Kammer zurücklässt. Die Klinge des grossen Spitzbohrers kann entweder wie *Fig. 79* geformt sein, oder mit grösserem Vortheil aus einer Zusammenstellung der drei Klingen *Fig. 80* bestehen; der Ansatz *a* des Bohrkopfes dient zur Unterstützung des Ganges, und hat daher die Höhe der Bohrschneiden. Nach beendigtem Vorbohren der Kammer werden nun die Kammerbohrer angewendet, welche wie *Fig. 36—40* gestaltet sind und in einem Bohrkopf von der



Form *Fig. 33* — *35* befestigt werden; soll die Kammer dagegen conisch werden, so müssen die Seitenschneiden der auf einander folgenden Bohrer eine nach und nach immer stärkere Neigung erhalten, übrigens haben die Bohrklingen dieselbe Form. Man wendet vier bis sechs solcher Bohrer zur völligen Ausarbeitung der Kammer an; wäre die Kammer conisch und dabei sehr lang, so würde man noch weit mehr dieser wenig Metall wegschneidenden Bohrer gebrauchen, man bedient sich daher in diesem Falle der später beschriebenen Bohrmesser. Nunmehr setzt man die schwere Bohrstange wieder ein und befestigt daran die Klingen *Fig. 78* und dann die etwas stärker gekrümmten *Fig. 82*, um den Flug und das Lager vollends zu bohren und zu poliren. Auch hier wird die Ausladung der Klingen durch eingelegte Blechstreifen nach und nach vermehrt, da man mit diesem Bohrer dem Flug seine vorschriftmässige Länge und Weite geben muss; stählerne Bohrer dienen auch hier zur Stellung der Klingen.

Die so eben erwähnten Bohrmesser haben folgende Construction. An der Bohrstange *A* (*Fig. 84* — *87*) befindet sich eine lange Nuth, in welcher die eiserne, hinten mit Zähnen versehene Schiene *d* eingesetzt und durch die Bänder *a* und *b* gehalten wird. Diese Stange wird durch den Triebstock *c* mittels des Hebels *D* vorwärts bewegt; an ihrem vordern Ende ist ein Einschnitt, in welchen die Bohrklinge eingesetzt und verschraubt wird, zu welchem Zwecke die verschraubte Platte *B* am Bohrkopf abgenommen wird. Bei der Anwendung dieses Instrumentes wird der Kopf am vordern Ende desselben gegen den Boden der Kammer gedrückt, das Fortschreiten und Eingreifen der Bohrklinge aber wird durch einen Arbeiter bewirkt, welcher den Hebel *D* dreht, dadurch aber die Klinge gegen das Metall drückt und nach und nach in der Nuth vorwärts schiebt. Das zuerst einzusetzende Bohrmesser (*Fig. 88*) ist sägeförmig und gibt der Kammer eine wellenförmige Oberfläche, hat aber den Vorzug, viel Metall wegzunehmen; das zweite *m* (*Fig. 84* und *85*) dagegen ist eben und schneidet diese Erhöhungen vollständig weg.

Ein anderes Instrument zur Herstellung conischer Kammern ist auf *Taf. 101* in *Fig. 97* und *98* dargestellt; hier wird die Klinge *a* mittels der Stange *b* in den durch aufgeschraubte Leisten *p, p* gebildeten Nuthen vorwärts bewegt. Die Klinge ist, so wie die Stange *b*, in die Platten *m* und *n* geschraubt, welche eigentlich in den Nuthen gehen; die Oberfläche des Instrumentes ist eben, die untere Fläche dagegen wie in *Fig. 101* nach der Gestalt der Kammer abgerundet.

Sehr schwierig ist es, sphärische Kammern zu bohren; man bedarf hierzu einer Menge Bohrer, die in *Fig. 89* — *95* (*Taf. 100*) dargestellt sind. Um ihre Einrichtung und Anwendung zu zeigen, soll die Beschreibung der Bohrarbeit bei einem französischen Fussmörser hier kurz mitgetheilt werden. Nachdem mittels eines Spitzbohrers, der einen 4 Linien geringeren Durchmesser als der Kammerhals *pq* hat, der erste Bohrgang bis 4 Linien vom Boden der sphärischen Kammer beendet worden ist, stellt man mit der Klinge *Fig. 36* und einer zweiten, welche aber nach der Krümmung der Kammer gerundet ist, ein cylindrisches Bohrloch von dem Durchmesser des Kammerhalses her, welches bereits nach der Form der Kammer geschlossen ist. *Fig. 109* (*Taf. 101*) verdeutlicht die Gestalt dieser Bohrgänge, welche nach ihrer Aufeinanderfolge mit Zahlen bezeichnet sind. Alle diese Bohrklingen werden in den Kopf einer besondern Bohrstange befestigt, welche in *Fig. 89* — *92* (*Taf. 100*) dargestellt

ist; der Kopf dieser Bohrstange besteht nämlich aus einem festen Theil *A*, *Fig. 92* in der vordern Ansicht, *Fig. 91* im Profil und *Fig. 90* von innen gesehen, mit einer vorstehenden Zunge *a*, welche auf beiden Seiten genau gleichgeneigt und abgeschliffen sein muss. Auf diesen festen Theil passt eine Decke oder bewegliche Lippe *B*, welche durch Schrauben an die Zunge befestigt wird und dann die Bohrklingen einschliesst. Mit Ausnahme der zur Herstellung bestimmten Klingen *Fig. 93* — *95* werden alle andern Bohrklingen an die feste Lippe des Bohrkopfes geschraubt, zu welchem Zweck die kleinern und elliptischen Löcher dienen, während die vier grössern auf den Zungen und an der untern Verstärkung zur Befestigung der beweglichen Lippe bestimmt sind. Die Klingen *Fig. 93* bis *95* sind mit Nuthen *n, n* versehen, welche parallel mit den hintern Kanten gehen; ihre schneidenden Theile sind Kreisbogen, deren Länge etwas über  $\frac{1}{3}$  der Linie *ps* beträgt und deren Radien die der Kammern sind; diese Schneiden sind bei den drei Bohrklingenpaaren so gestellt, dass man bei ihrer Aufeinanderfolge die Gestalt der Kammer hervorbringen vermag. Mit ihren Nuthen *n, n* werden diese Klingen dann so auf die feste Lippe gelegt, dass die erstern genau auf die Leisten *m, m* passen, welche auf der beweglichen Lippe aufgeschraubt worden sind. Längs der Leisten kann man dann die Klingen so weit in die Höhe schrauben (wobei sie sich an die Zunge *a* stützen), dass sie die in *Fig. 89* gezeigte Stellung annehmen, in welcher sie in das Bohrloch von der Weite des Kammerhalses gebracht werden können. Am Boden der Kammer angelangt werden sich die Klingen von selbst längs der Leisten *m* zurückschieben, sobald man die Bohrstange vorwärts drückt, durch welches Mittel sie auch in Eingriff gebracht und erhalten werden. Da man aber bei eisernen Mörsern nur  $1 - 1\frac{1}{4}$  Linie Metall auf einmal mit solchen Klingen wegnehmen kann, so ist man genöthigt, sie neun- bis zehnmal hinter einander anwenden zu müssen, indem man sie jedesmal in der Ordnung auf einander folgen lässt, dass man zuerst die Klingen *C* (*Fig. 93*), dann die Klingen *D* (*Fig. 94*), und zuletzt die Klingen *E* (*Fig. 95*) einsetzt, wodurch nach und nach die Theile 4, 5 und 6 der Kammer *Fig. 109* (Taf. 101) weggeschnitten werden. Die Vermehrung der Ausladung der Klingen erlangt man durch längs der Zunge *a* eingelegte Blechstreifen; die Leisten *m, m* müssen hiernach entsprechend gestellt werden, weshalb die Löcher zu ihrer Befestigung der beweglichen Lippe auf langen Schlitzen gleiten. Um nun den Flug und das Lager vollends auszu bohren, bedient man sich der beiden Klingen *Fig. 96*, welche drei bis vier Bohrgänge machen müssen, indem man immer grössere Klingen dieser Form einsetzt und sie immer weniger im Fluge vordringen lässt. Zuletzt wird durch den Polirbohrer *Fig. 92* in drei bis vier Gängen der Flug und das Lager vollkommen berichtigt; die Klingen desselben sind in elliptischen Löchern an den Bohrkopf befestigt und erhalten ihre Ausladung auf die vorhin beschriebene Art.

Endlich ist noch der Bohrer für birnförmige Kammern zu erwähnen, obgleich diese Kammern nicht mehr in Gebrauch sind. Derselbe ist *Fig. 99* bis *101* (Taf. 101) dargestellt; er wird angewendet, nachdem ein Bohrloch von der Weite des Kammerhalses beendet worden ist. Der Bohrkopf hat die Breite dieses Bohrloches und wird bis an das Ende der Kammer vorgeschoben; er ist oben eben, und bildet überhaupt einen halben Cylinder, in dessen höchster Wölbung eine Rinne *q* ausgeschnitten ist, um den Bohrspänen einen Abzug zu gewähren. In der obern Fläche



ist eine Rinne eingeschnitten, welche durch die aufgeschraubten Schienen *p, p* zum Theil bedeckt wird; in dieser Rinne laufen die Platten *m* und *n*, um welche die Klinge *a* und die Stange *b* zur Vorwärtsbewegung befestigt sind.

Nachdem das Mörserrohr völlig gebohrt ist, wird zur Untersuchung ein Modellbret in dasselbe geschoben, welches genau die Gestalt der Seele hat und dessen Kanten abgerundet sind und mit Kreide bestrichen werden. Dreht man das Bret im Rohre um, so werden sich die Widerstand leistenden Punkte durch das Abschleifen der Kreide zu erkennen geben; man verbessert dann diese Fehler durch nochmaliges Poliren. Ein gleiches Verfahren wird auch bei den Haubitzen beobachtet.

Bei Fussmörsern bildet die Seelenaxe mit der Fussplatte einen spitzen Winkel, ein Einspannen des Rohres in die Bohrbank ist daher unmöglich; man ist dadurch genöthigt, das Rohr auf hölzernen Sätteln genau horizontal fest zu legen und die Bohrstange mittels eines Speichrades oder Riemens ohne Ende in drehende Bewegung zu setzen, das Vorwärtsschreiten des Bohrers aber durch eine Pressschraube zu bewirken.

Das Abdrehen. (Gründe für und wider das Abdrehen. — Abdrehbänke. — Abdrehen aus freier Hand. — Beweglicher Support. — Abrunden der Schildzapfen und Stossscheiben. — Ciseliren. — Bohren des Loches für das Richtvisir.) Die Oberfläche neu gegossener Geschützröhre ist, sobald man sich der Lehmformerei bediente, rau und uneben, man wird daher dem Modell grössere Radien geben als das Geschützrohr erhalten soll, um die Gussflächen abdrehen zu können. Bei dem Formen in Sand kann man der Gussfläche zwar eine genügende Glätte ertheilen, doch ist man durch das häufig eintretende ungleiche Eintrocknen des Sandes, durch das Vorkommen von Gallen unmittelbar unter der obern Gusshaut, durch das Entstehen von Gussnuthen, und endlich durch die Schwierigkeit, die Formkästen senkrecht auf einander zu setzen und in dieser Stellung während des Gusses zu erhalten, auch auf obige Massregel hingewiesen. Bei eisernen Geschützröhren tritt diesem Verfahren ein wichtiger Grund entgegen; es hat sich nämlich durch die Erfahrung bewährt, dass die Gussfläche durch ihre grössere Härte nicht allein allen äussern Einflüssen besser widersteht, als eine abgedrehte, sondern dass sie auch dem Rost fast gar nicht unterworfen ist, ja man ist sogar der Meinung, dass sie auch in Bezug auf das Zerspringen die Haltbarkeit eiserner Röhre erhöhe. Ist auch der letztere Punkt nicht als erwiesen anzusehen, so genügt doch schon die Wichtigkeit der erst erwähnten Vortheile, ein abweichendes Verfahren bei der Fabrication der eisernen Geschützröhre zu rechtfertigen. Man giesset daher in den meisten Artillerien die eisernen Geschützröhren jetzt in solchen Dimensionen, dass nur die Friese und Schildzapfen abgedreht zu werden brauchen, und in der That hat man es durch erhöhte Sorgfalt im Formen und Giessen zu Lüttich so weit gebracht, dass die meisten Röhre nur einer geringen Nachhülfe an den Schildzapfen bedürfen. Natürlich ist man hierdurch genöthigt, nicht allein grössere Abweichungen zu toleriren, sondern auch zuweilen Röhre wegen Excentricität, Defiguration oder wegen Gallen in der Gussfläche umschmelzen und aufs Neue giessen zu müssen; indessen ist der dadurch entstehende Verlust nicht eben erheblich, während er sich bei Bronzegeschütz weit bedeutender herausstellen würde. Nur noch in wenigen Giessereien, unter denen die englischen oben an stehen, ist man der Ansicht, dass unter der Gusshaut die gefährlichsten Gallen ver-

borgen liegen, und dreht daher auch die eisernen Geschütze ab. Um aber der neuen Oberfläche die Eigenschaft der geringern Angreifbarkeit durch den Rost wieder zu ertheilen, erfolgt das Abdrehen in England mit solcher Kraft und bei einer so grossen Umdrehungsgeschwindigkeit des Rohres, dass sich dasselbe stark erhitzt; durch eine mehrmals wiederholte, plötzliche Abkühlung des Rohres mit Salzwasser glaubt man obiger Forderung zu genügen, ob mit Erfolg, ist nicht entschieden. Jedenfalls aber ist man durch dieses Verfahren genöthigt, das beste, härteste Eisen vom Geschützguss auszuschliessen, da dieses nur bei sehr langsamer Umdrehungsgeschwindigkeit dem Drehstahl nachgiebig gemacht werden kann; nach PERKINS ist hartes weisses Gusseisen nur bei einer Umdrehungsgeschwindigkeit von 6' in einer Minute der Bearbeitung fähig.

Das Abdrehen der Geschützröhre erfolgt bei Bronze- und Eisen- geschütz jetzt grösstentheils mit dem Bohren zugleich, bei eisernem Geschütz meist später, aber auch auf der Bohrbank; nur da, wo man sich noch vertikaler Bohrmaschinen bedient, wird eine besondere Abdrehbank nöthig. Eine solche Drehbank (fr. *tour*) besteht aus zwei Langschwelen, die, 6 bis 8" von einander entfernt, auf kurze Querschwelen parallel gestreckt werden, und auf ihrer innern Seite mit Nuthen versehen sind, in welchen sich die Federn zweier starken Eichenklötze hin und her bewegen lassen. Diese Blöcke sind in gleicher Höhe mit liegenden Bolzen versehen, die sich in Dornen oder Warzen endigen, um welche das Geschützrohr gedreht wird. Der eine Dorn greift daher in eine kegelförmige Vertiefung des Ansatzes der Traube, der andere in eine gleiche Vertiefung, welche in einer in die Mündung eingesetzten Metallscheibe angebracht ist. Beide Vertiefungen müssen mit grosser Genauigkeit ausgearbeitet werden, damit sich das Rohr um seine Bohrxaxe dreht, da es sonst verschiedene Metallstärken erhalten würde. In der Nähe der Schildzapfen wird eine aus zwei Theilen bestehende Scheibe um das Rohr gelegt, um mittels eines Riemens ohne Ende, der um die Scheibe und ein fünf- bis sechsmal grösseres Kurbelrad geht, die Drehung des Rohres zu bewerkstelligen.

Das Abdrehen kann nun entweder aus freier Hand oder mittels eingespannter Drehstähle, mit Hülfe eines festen oder eines beweglichen Supports geschehen. Das Abdrehen aus freier Hand ist anstrengend und erfordert einen geübten Arbeiter, gestattet aber eine schonendere, auf schlechte Stellen Rücksicht nehmende Behandlung der Rohrfläche. Das Abdrehen mit festem, d. h. nur von Zeit zu Zeit, mit Unterbrechung der Arbeit, fortzurückendem Support ist zeitraubend, gibt der Rohrfläche ein streifiges Aussehen, und führt öfters ein Ungleichwerden der Metallstärken herbei. Der bewegliche Support dagegen gibt glatte Flächen, sofern er mit der Rohrfläche parallelen Gang hat, ist aber leider sehr kostspielig. Man wendet daher zur Berichtigung der Friese eiserner Geschütze feste Supports an und führt die Drehstähle aus freier Hand, bei Bronze- geschütz dagegen bedient man sich mit grösserm Vortheil der beweglichen Supports.

Die Drehstähle zur Arbeit aus freier Hand sind entweder nach französischer Manier hakenförmige, oder nach englischer Art gerade; sie sind sämmtlich mit langen hölzernen Stielen versehen, um sie mit beiden Händen fassen zu können, oder sie erhalten einen zweiten rechtwinkelig angesetzten Griff für die linke Hand, und werden dann mit der rechten Hand am geraden Stiel erfasst, gegen den Oberkörper und den rechten Oberarm gestützt, während die linke Hand die Klinge sicher lenken



kann. Die französischen Drehstähle haben auf der Rückseite der Biegung der Klinge eingehauene Zähne, um einen festen Einsatz auf den Support zu erlangen, da ein Ausgleiten des Stahles Risse und Furchen erzeugt. Man unterscheidet vorzüglich zwei Arten dieser gebogenen Stähle; die einen (*crochets*) bilden mit der vordern, verstärkten und schräg ablaufenden Fläche eine hakenförmige oder abgerundete Schneide; sie werden als Schrotmeissel zur ersten Ueberarbeitung aller Theile, als Kehlmeissel zum Ausdrehen der Hohlkehlen verwendet; *Fig. 112* (Taf. 101) stellt einen Drehstahl für den ersten Zweck (fr. *crochet à grain d'orge*), *Fig. 111* einen für die zweite Bestimmung (fr. *crochet à pointe ronde*) vor, übrigens unterscheiden sich diese Stähle durch Form und Grösse; man muss eine grosse Menge derselben haben. Die zweite Art französischer Drehstähle wird *planes* genannt und dient als Schlichtmeissel zur Beendigung aller geradlinigen und gewölbten Theile des Rohres; sie haben eine gerade, sich nach oben verjüngende Schneide, und gleichen sich rücksichtlich der Form, während sie von sehr verschiedener Grösse verwendet werden. *Fig. 113* und *114* stellen zwei dieser Drehstühle vor. Die englischen Drehstähle sind gerade und vorn mit einem Stahlknopf versehen, am besten werden sie von Gusstahl gefertigt; der Knopf ist zum Schrotten dreikantig mit scharfer oder abgerundeter Schneide, zum Schlichten entweder viereckig und dann facettenartig zugeschliffen, oder rund zur Ausarbeitung der Hohlkehlen. Die Stiele sind rechtwinkelig angesetzt und werden mit beiden Händen erfasst, der Knopf wird mit einer der scharfen Kanten gegen den Support gestemmt, der so abgeschrägt ist, dass bei dem facettenartigen Schlichtmeissel die nicht schneidende dreieckige Fläche normal gegen den Support gerichtet erscheint, sobald die gegenüberliegende Fläche in Angriff gebracht wird. Während des Gebrauchs werden alle Drehstähle häufig in Wasser, auch wohl Seifenwasser getaucht.

Die festen Supports sind bei den Abdrehbänken in dem Zwischenraum der Langschwelen bewegliche Holzblöcke; sie ruhen auf beiden Schwellen, und sind durch eine Schraube festzustellen, welche einen eisernen Steg gegen die untere Fläche der Schwellen presst. Feste Supports auf Bohrbänken sind meist von Gusseisen und werden in den Schlitzen der Bodenplatten bewegt und durch das Anziehen der Schraubenbolzen festgestellt, oder sie bewegen sich auf der einen Langschwelle und werden durch Schraubenzwingen an jedem beliebigen Ort befestigt.

Von den beweglichen Supports ist bereits eine Art aus der Beschreibung der Bohrmaschine bekannt, und es ist in Bezug auf diese nur noch zu erwähnen, dass man statt der Bahnen für den Fuss der Coulisse den ganzen Support auf einem Metallprisma gehen lassen kann, dessen eine Seite parallel mit der Geschützaxe liegt und den überstehenden Fuss des eigentlichen Supports leitet, während die andere Seite eine Parallele zur Rohrfläche bildet und dadurch den übergreifenden Theil der Coulisse nach und nach zurückzieht. Ferner ist darauf aufmerksam zu machen, dass bei der grossen Erhitzung des Geschützrohres während des gleichzeitigen Bohrens und Abdrehens eine Ausdehnung des Metalls eintritt, die sowohl beim Bohren, als beim Abdrehen, besonders beim letztern, in Erwägung gezogen werden muss, da sie der verschiedenen Metallstärke zufolge einen Gang der Coulisse erheischt, der nicht streng parallel zur Fläche des fertig gedrehten Rohres, sondern nach dem Boden des Geschützes zu etwas divergirend wird. Zu bedauern ist es, dass hierüber keine Angaben

bekannt geworden sind, da doch Versuche von den betreffenden Giesereien gemacht worden sind; auch der Gewinn für die Wissenschaft könnte nicht unbedeutend sein, da die Gesetze der cubischen Ausdehnung der Körper durch Wärme bis jetzt bloss in noch nicht sehr bestätigten Annahmen bestehen.

Ein beweglicher Support für andere Bohrbänke ist der alte französische, *Fig. 102 — 105* (Taf. 101) dargestellte; er kann mit entsprechenden Modificationen noch jetzt überall angewendet werden, seine Beschreibung folgt daher ziemlich detaillirt und mit den nöthigen Bemerkungen für seine weitere Anwendung versehen. In eine eiserne Docke *A* werden mittels eines Bolzens die Drehstähle *Fig. 106* befestigt, die Docke wird durch die Schraube *B* in den Coulissen des Supports *N* vor- und zurückbewegt. Die Schraube *B* ist an die Docke mittels eines angeschraubten Ringes befestigt, und geht durch die hintere Wand des bronzenen Supports, welche zur Schonung der Gewinde am Ein- und Ausgang der Schraube mit Stahlplatten *q* belegt ist. Um es zu verhindern, dass sich die Docke während des Abdrehens hebt, sind die beiden Stege *a, a* auf dem Support mit Muttern zur Aufnahme der beiden Pressschrauben *C* versehen. Der Support *N* ruht auf der bronzenen Tafel *M*, und wird auf derselben parallel zur vordern Kante der Tafel durch die Schraubenspindel *D* bewegt. Die Spindel *D* geht durch die Mitte des Supports, daher dessen Muttergewinde in die Bronze geschnitten und am Ein- und Ausgang der Spindel mit Stahlplatten *Y* armirt werden. Unterhalb endigt sich der Support in einen Fuss, welcher in eine Rinne der Tafel eingreift und den Gang regulirt. Zur Erleichterung der Bewegung und Erhaltung eines gleichmässigen, sanften Ganges, auch nach längerem Gebrauch der Maschine, sind an beiden langen Seiten der Tafel Stahlschienen *z, z* eingelassen und durch versenkte Schrauben befestigt. An dem einen Ende ist die Schraubenspindel mit einem Zahnrad versehen, welches durch eine Schraube ohne Ende *L* mittels der Kurbel *P* bewegt wird. Die Befestigung der Tafel an die Bohrbank geschah nach der ältern Einrichtung durch zwei Schraubenbolzen, welche durch die Ausschnitte *X, X* der Tafel und den Zwischenraum zweier längs der Bohrbank gestreckten Schwellen gingen. Die Bolzen konnten zwischen den Wellen hin- und herbewegt werden, um den Stand der Tafel nach der Länge der Geschütze zwei- bis dreimal verändern zu können; sie wurden durch starke in den Ausschnitt sich versenkende Muttern angezogen und drückten eiserne Stege gegen die Schwelle, oder sie waren im Ausschnitt mit starken Köpfen versehen und die Muttern befanden sich unter den Stegen. Diese Befestigung erlaubt nur eine Parallelstellung zur Geschützaxe, genügt also den jetzigen Anforderungen nicht mehr; man kann daher die Tafel in der Mitte durchbohren, um sie um einen Bolzen drehen zu können, dessen Kopf in einem seitwärts angebrachten Schlitz der Bohrbankplatten beweglich ist, und dessen Mutter in die Tafel versenkt werden muss. Gibt man aber der Tafel die ganze Länge der abzudrehenden Geschütze, so kann man sie unweit des Mundstückes mit einem Drehzapfen versehen, während das andere Ende der Tafel durch zwei Schraubenbolzen festgestellt wird, die sich in einem kreisbogenförmigen Schlitz bewegen und daher jede beliebige Stellung gegen die Bohrxaxe erlauben. Durch zwischen das Rohr und die Tafel eingelegte, genau abgerichtete Schrägmasse kann die Stellung des Supports vor und während des Abdrehens entsprechend angeordnet und abgeändert werden. Die Drehstähle für den beweglichen Support



haben im Allgemeinen die Form *Fig. 106<sup>a</sup>* und *106<sup>b</sup>*. Der Stahl *Fig. 106<sup>a</sup>* dient als Schrotmeißel zur ersten Bearbeitung aller Flächen; er hat eine runde Spitze und einen Abfall von 2 — 3 Linien Breite nach vorn, rechts und links. Der zweite (*Fig. 106<sup>b</sup>*) ist der Schlichtmeißel oder Polirstahl (fr. *polissoir*); er berührt das Rohr nur mit der Mitte seiner Schneide, dieselbe ist daher bei einer Breite von ungefähr 15 Linien so in die Höhe gerichtet, dass nur ein Stück von 4 — 5 Linien Länge das Rohr trifft. Für die Friese und die Traube bedient man sich besonderer Stähle *Fig. 106<sup>b</sup>* — *106<sup>k</sup>*, deren Schneide nach der Gestalt der Verzierungen geformt ist; die specielle Anwendung der abgebildeten Klingen ist später erläutert.

Um ein Geschützrohr abzdrehen, muss zuerst eine zwischen den Henkeln hindurch längs des Rohres gehende Mittellinie, die mit der Seelenaxe genau in einer Ebene liegt, entworfen werden. Bei dieser mit der grössten Gewissenhaftigkeit auszuführenden Arbeit beobachtet man am besten folgendes Verfahren. Zuerst wird das Kanonenrohr so gedreht, dass die Schildzapfen genau horizontal liegen; diese werden daher zuvor auf ihrer Oberfläche gleich gefeilt und geglättet, um das Rohr mittels einer aufgesetzten Winkelsetzwage einwiegen zu können; durch unter die Schildzapfen gebrachte Holzunterlagen und von beiden Seiten eingetriebene Keile wird das Rohr in horizontaler Lage erhalten. Gewöhnlich macht man die Schildzapfen schon bei Untersuchung der Excentricität des Rohres gleich lang; ist dieses aber nicht geschehen, so muss es auf dieselbe Weise vor der Horizontalstellung der Schildzapfen erfolgen, oder man muss wenigstens mittels des bereits beschriebenen Instrumentes (*Fig. 28* und *29*, *Taf. 100*) auf der Oberfläche der Schildzapfen zwei gleichweit von der Seelenaxe entfernte Punkte angeben. Da diese Punkte aber vertikal über der Schildzapfenaxe liegen müssen, so sucht man mittels des Cirkels deren Mittelpunkte, lothet diese herauf und zieht dann eine Linie über beide Schildzapfen und das Rohr hinweg; die Mitte dieser Linie gibt einen Punkt für die gesuchte Mittellinie des Rohres. Zwei andere Punkte der Mittellinie erhält man durch Kreuzbogen, welche mittels des Stangencirkels, von den auf den Schildzapfen markirten Punkten aus, auf dem Rohre beschrieben werden; einen vierten und fünften Punkt erhält man durch Herauflothens des Centrums der Bohrung und des Ansatzes der Traube. Durch diese fünf Punkte wird nun die Mittellinie des Rohres gelegt, gewöhnlich schon bei der Centrirung des Rohres vor dem Bohren, und durch gegenseitige Berichtigung und Abänderung die Schildzapfenaxe genau senkrecht auf die Mittellinie verzeichnet, sobald sich eine Differenz zeigen sollte. Nunmehr wird man nach dem Gussriss mit einem Stangencirkel die Länge des Geschützrohres, den Stand des Zündloches, die Stellung der Friesen und ihre Abmessungen auf der Mittellinie angeben, indem man alle diese Masse vom Durchschnittspunkt der Mittellinie des Rohres und der der Schildzapfen aus aufträgt. Hierauf befreit man das Rohr von den Unterstützungen und dreht es so weit herum, dass die Mittellinie an der Seite des Supports horizontal zu liegen kommt, was man durch Einlothens einer an der Mündung verzeichneten Linie bewerkstelligt; hierdurch wird man in den Stand gesetzt, die Drehstähle in entsprechender Höhe mit dem Rohre in Berührung zu bringen. Bei beweglichen Supports ist diese Höhe schon durch die Docke bestimmt, und zwar nach der Regel, dass die Drehstähle etwas über der Rohraxe in Angriff kommen, damit sie keine zu tiefen Furchen

schneiden. Man fängt bei einem Rohre beim Abdrehen aus freier Hand gewöhnlich mit der Bodenfriese an, bearbeitet dann den Stoss und die Traube, und schreitet hierauf nach und nach bis zur Kopffrise vor; bei beweglichen Supports wird dasselbe Verfahren beobachtet, nur die REICHENBACH'sche Maschine erheischt das entgegengesetzte. Während des Abdrehens wird ein Gefäss auf die Docke gestellt, welches fortwährend Wasser auf den Stahl tropft. Zur Bearbeitung eines geschlungenen Stosses bedient man sich des Stahles *c* (Fig. 106), bei glattem Stosse des Stahles *d*, für die Dämmung der Traube des Stahles *e*, für den Knopf derselben einer rund ausgebogten Schneide ähnlich *f*, welche Klinge eigentlich für ein zwischen zwei Platten liegendes Stäbchen bestimmt ist, ferner zum Anlauf einer Friese des Stahles *g*, zu den Hohlkehlen einer Seite der Stähle *a* und *b*, da, wo die Schildzapfen und Stossscheiben die Stellung des Supports verhindern, rechts oder links ausgebogener Stähle *h* (Fig. 106), endlich, um den Kopf abzdrehen, des 10 — 12" langen seitwärts reichenden Armes *i* mit eingelegtem Drehstahl, da hier der Sattel für das Geschützrohr hindernd einwirkt; der Arm erhält eine Unterstützung, die aus dem Profil *k* ersichtlich ist. Für jede Friese, für die Traube, den Stoss und den Kopf des Rohres hat man besondere aus Eisenblech geschnittene Chablonen, für die Kegelflächen genaue Schrägmasse, endlich für das ganze Rohr eine gleiche Chablone; man richtet sich nach ihnen mit der Arbeit. Nach beendigtem Abdrehen untersucht man alle Dimensionen aufs Neue, berichtet etwaige Mängel, und nimmt dann das Rohr von der Bohrbank, um die Schildzapfen, Stossscheiben und den wegen der letztern nicht abzudrehenden Theil des Mittelfeldes zu bearbeiten. In den meisten Giessereien lässt man die Vierkante oder den Bohrzapfen noch am Rohre, um später bemerkte Fehler leichter corrigiren zu können, geschieht dieses aber nicht, so wird dieser Ansatz auf ähnliche Weise wie der verlorne Kopf abgedreht und dann abgeschlagen.

Das Abrunden der Schildzapfen geschieht entweder aus freier Hand durch den Ciseleur oder auf besonders dazu construirten Maschinen, die entweder beide Schildzapfen zugleich oder einen auf einmal bearbeiten. Bei der letztern Gattung Maschinen wird das Rohr auf einen Schieber gelegt und nach und nach mit dem abzudrehenden Schildzapfen in eine Kluppe gerückt, welche der später zu beschreibenden gleicht. Da diese Maschinen wenig Garantie für das Zusammenfallen beider Schildzapfenaxen gewähren, und da ihre Construction leicht aus der Beschreibung der zweiten Gattung Maschinen gefolgert werden kann, so sei es erlaubt, eine weitere Erörterung derselben zu unterlassen.

Von der zweiten Gattung der Maschinen zum Abdrehen der Schildzapfen ist die erste, von MONGE angegebene, Fig. 145 (Taf. 102) in der obern Ansicht, Fig. 146 im Längendurchschnitt dargestellt. Fig. 147 gibt eine Ansicht des Handspeichenrades, Fig. 148 die vordere und Fig. 149 die hintere Ansicht der Kapsel zum Einspannen der Drehstähle. Bei dieser Vorrichtung ruht das Geschützrohr in Kreuzböcken, die Maschinen selbst aber in Gestellen *B*, die sich zu beiden Seiten des Geschützrohres befinden und aus zwei durch einen Riegel verbundenen Säulen bestehen. In den Säulen sind oben Lager eingelassen, um die Drehspindel *m* aufzunehmen; Pfannendeckel hindern die Spindel, sich zu heben. Die Drehspindel ist entweder an ihrem hintern Ende mit einer Rolle versehen, welche sich mit Leichtigkeit um die Axe der Spindel dreht, damit sie während deren Drehung immer die senkrechte Stellung beibehalten kann,



oder die Drehspindel besteht, wie in der Zeichnung, aus zwei Theilen, von denen der hintere vierkantig ist und an seinem Ende die Rolle  $r$  trägt, über welche die Schnur  $d$  des Gewichtes  $Q$  läuft. In beiden Fällen ist die Schnur an der hintern Säule in  $c$  befestigt, und das Gewicht bewirkt den erforderlichen Druck und das Fortschreiten der Spindel und Kapsel. Im zweiten Falle endigt sich der vordere Theil in einem langen Zapfen, der sich in der Hohlung des hintern Theiles bewegt; beide Stücke der Spindel müssen sehr genau gearbeitet sein und gut schliessen. Die Drehspindel geht nach vorn in eine Schraube aus, welche in die Mutter der Kapsel  $P$  passt; ein Vorstand verhindert das Ueberschrauben. Der hintere Theil der Kapsel  $P$  ist vierkantig, um das Handspeichenrad  $D$  anstecken zu können, durch welches die Spindel ihre Bewegung erhält. Der vordere Theil ist nach der Form der Schildzapfen und Stossscheiben ausgehöhlt, äusserlich cylindrisch; in den Seitenwänden befinden sich vier halbkreisförmige Ausschnitte, durch welche die Bohrspäne herausfallen; an der vordern Fläche ist er durch zwei flach geneigte Ebenen geschlossen, an deren höchsten Punkten senkrechte Einschnitte für die Klingen angebracht sind. Die Klingen selbst sind nach der Form der Schildzapfen und Stossscheiben doppelt gebrochen; sie werden in die Einschnitte verkeilt und an die senkrechten Flächen der nur erwähnten Ebenen angeschraubt.

Sehr schwierig ist es, bei dieser Maschine das Geschützrohr in die richtige Lage zu bringen; dennoch hat man keine Controle, ob das Rohr unverrückt liegen bleibt, die Bewegung der Spindeln ist langsam und ungleich, endlich erfordert auch das Stellen der Klingen grossen Zeitaufwand. Der abzdrehende Theil der Stossscheiben ist nur sehr unbedeutend, da der stärkere Theil des Rohres die Arbeit bald unmöglich macht; es ist daher bei der folgenden für die zweite Art der horizontalen Bohrmaschinen construirten Maschine keine Rücksicht auf die Seitenflächen der Stossscheiben genommen, sondern die Klingen bearbeiten nur die Schildzapfen und die vordere Fläche der Stossscheiben. Da überhaupt nur wenig auf die vollkommene Abrundung der Stossscheiben ankommt, so bleibt diese Arbeit gänzlich dem Ciseleur überlassen. Diese Maschine ist *Fig. 141* (Taf. 102) in der vordern, *Fig. 142* in der obern und *Fig. 143* in der Seitenansicht und zum Theil im Durchschnitt dargestellt, *Fig. 144* zeigt die Drehspindel sammt Korb in doppeltem Massstabe; alle Theile der Maschine sind von Gusseisen oder Stahl. Die Lager  $D$  und  $E$  für das Rohr werden durch Schraubenbolzen in Schlitzten der eisernen Tafeln der Bohrbank so festgestellt, dass ihre Mittellinie die langen Schlitzte der Bohrbank senkrecht durchschneidet. Jeder Bock  $E$  (*Fig. 143*) besteht aus zwei Theilen, deren Vorstände  $v$  und  $t$  in einander greifen und deren Bewegung ausserdem durch die Nuthen des untern und die Falze des obern Theiles regulirt wird. Eine Schraube  $g$  dient zur Stellung des obern Theiles auf die erforderliche Höhe, kupferne Lagerscheiben werden in die Böcke eingesetzt und haben für jedes Caliber natürlich eine andere Ausrundung. Die Böcke  $A, A$  dagegen, zur Aufnahme der Drehspindel bestimmt, werden wie die Sättel der Bohrbank in den langen Schlitzten  $p, p$  (*Fig. 4* Taf. 98) durch Schraubenbolzen befestigt, nachdem man sie bis auf die entsprechende Nähe an einander geschoben hat. Durch den untern Theil beider Böcke geht die vierkantige Welle  $f$  der Bohrbank; sie ist deshalb mit runden Muffen  $d, d$  versehen, welche in der Mitte vierkantig gearbeitet sind, da die Räder  $C$  an dieselben gesteckt werden.

Durch den obern Theil jedes Backens *A* geht eine Drehspindel *m*, an welcher die Klingenkörbe *n* wie bei der obigen Maschine angeschraubt werden. Zwischen den zwei Ständern jedes Bockes ist die Spindel vierkantig, um die Räder *B* anstecken zu können, welche im Verein mit den Rädern *C* die gleichzeitige Bewegung beider Drehspindeln hervorbringen. Jede Spindel ist in ihrer Axe völlig durchbohrt, um den stählernen Stab *q* hindurchstecken zu können, der an seinem hintern Ende mit Gewinden, vorn aber mit einer kleinen Mutter versehen ist; mittels eines kleinen Schwengels kann er in der Spindel vor- und zurückgeschraubt werden. Der Druck gegen das Rohr wird durch eine starke Feder *x* bewirkt, welche an die Böcke angeschraubt wird und oben in eine ringförmige Erweiterung endigt, deren Vorstand auf die hintere Fläche der Spindel drückt. Der Korb *n* enthält vier Klängen *b*, welche in den Einschnitten der Seitenwände eingesetzt und durch Pressschrauben *s* gegen die Schildzapfen gedrückt werden; die Gestalt der Klängen ersieht man aus *Fig. 144*.

Um mit diesen Maschinen zu arbeiten, werden zuerst die Böcke *A* in der für jedes Caliber bekannten Entfernung von einander festgestellt, die Welle *f* und die Spindeln *m* aber, ohne Körbe und Stäbe *q*, durch ihre Lager geschoben, indem man dabei die Räder *B* und *C* ansteckt. Nun wird eine geradlinige lange eiserne Stange durch die Axenlöcher beider Spindeln gesteckt und durch eine Wage deren horizontale Lage untersucht. Dann stellt man die Böcke *D* und *E* auf, so dass sie ungefähr in der Mitte beider früher aufgestellten stehen, und setzt die Scheiben *a* in dieselben, welche da, wo die Axe des Geschützrohres hin zu liegen kommt, ein kleines rundes Loch haben, um eine Schnur hindurchzuziehen, welche die Seelenaxe des Geschützes markirt. Man stellt nun die Böcke nach und nach so, dass die oben erwähnte Schnur die eiserne Stange in ihrer Mitte rechtwinkelig durchschneidet; an der eisernen Stange kann zu diesem Zwecke das Mittel angegeben sein, auch kann dieselbe die nöthigen Marken zur Aufstellung der Böcke *A* für alle Caliber enthalten. Hierauf werden Stab und Schnur entfernt, die wirklichen Lagerscheiben *a* eingesetzt und das Geschützrohr eingelegt. Die Lage des Rohres würde zwar schon durch die Lagerscheiben der Böcke ziemlich genau bestimmt sein, doch erhält man diese vollkommen genau, indem man die Stäbe *q* in die Spindeln schraubt und in deren vordern Muttern kleine Spitzbohrer einsetzt, welche dann die Mittellinien der Schildzapfen berühren müssen. Nachdem man das Rohr in seinem Lager einmal herumgedreht hat, um zu untersuchen, ob die Mittellinien beider Schildzapfen übereinstimmen, stellt man dasselbe durch eine auf die Schildzapfen gestellte Winkelbleiwage horizontal, dann lässt man das Räderwerk angehen und bohrt eine kleine Vertiefung in die Schildzapfen, welche zu diesem Zwecke mit scheibenförmigen Vorständen von  $1\frac{1}{2}$ " Durchmesser und  $\frac{1}{2}$ " Höhe beim Giessen versehen worden sind. Nunmehr setzt man in die Mutter der Stäbe *q* einen Cylinderbohrer und dann einige kleine Schraubenbohrer ein, welche eine Mutter in den Vorstand der Schildzapfen ausarbeiten, in welche eine stählerne Schraube von 1" Durchmesser und  $\frac{1}{2}$ " Höhe eingesetzt wird. Bei dieser Arbeit, wie überhaupt bei dem ganzen Abdrehen der Schildzapfen, muss man die horizontale Stellung der Schildzapfen mehrmals beobachten; indessen ist es der Hauptvortheil dieser Methode, dass man eine Verrückung sogleich bemerken müsste. In den stählernen Schrauben der Schildzapfenvorstände sind genau centrirte  $\frac{1}{4}$ " tiefe kegelförmige Vertiefungen angebracht; in diese greifen gleichgeformte



Spitzen der Stäbe  $q$  und erlauben also dem Rohre während des Abdrehens keine unbemerkte Bewegung. Die Stäbe  $q$  dienen endlich auch, um das Vorschreiten der Spindeln zu reguliren, indem sie nach und nach zurückgeschraubt werden und dadurch der Spindel erlauben, gegen das Rohr vorzutreten.

Derjenige Theil des Geschützrohres, welcher wegen der Schildzapfen und Henkel nicht abgedreht werden konnte, sowie die Stossscheiben und Henkel selbst, bearbeitet nunmehr der Ciseleur oder Graveur. Er bedient sich hierzu verschiedener Meissel und Gravirstähle Fig. 130 — 137 (Taf. 101) und eines gewöhnlichen Schlägels oder Hammers; er beginnt die Arbeit aus dem Groben mit dem Schrot- oder Hohlmeissel (fr. *la gouge*) Fig. 133, indem er 4 — 5 Linien breite Furchen in das Metall haut, deren vorstehende Ränder dann mit den Schlichtmeisseln (fr. *ciseaux plats et larges*) Fig. 130 und 131 weggenommen werden; endlich wird durch Behämmern mit dem gewölbten Schlägel Fig. 138 die Fläche von allen Ungleichheiten befreit und möglichst geglättet. Für grössere Flächen bedient er sich zum Glätten auch der Stähle Fig. 134 und 136 mit breiten, gut gehärteten Schneiden. Die Ausarbeitung der Winkel und Verzierungen wird mittels des Zahnmeissels (fr. *le burin*) Fig. 132, dessen Spitze einem in Facetten geschnittenen Diamant gleicht, oder mittels des Spitzmeissels (fr. *ciseau étroit*) vollendet. Endlich arbeitet der Ciseleur die auf dem Rohre anzubringenden Schriftgravirungen aus, wobei er sich des Traçoirs Fig. 137 und der gewöhnlichen Gravirstähle bedient; Fig. 135 ist ein Radreisen (fr. *mattoir*), um das Metall zwischen erhabenen gearbeiteten Buchstaben matt zu machen.

Es dürfte hier der Ort sein, durch ungefähre Zahlenangaben den Unterschied der Bearbeitungszeit zu verdeutlichen, welcher sich durch Einführung der neuern Bohrmethode und durch ein gleichzeitiges Abdrehen der Röhre herausgestellt hat. Man rechnete früher auf das Bohren eines 24pfünders 8 bis 10 Tage, auf das Abdrehen eben so viel Zeit, für die Manövers, d. h. zum Transport von einer Maschine zur andern, und zum Auf- und Abbringen 4 Tage, also in Summa 20 bis 24 Tage oder 200 bis 240 Stunden. Jetzt wird ein 24pfünder in 50 Stunden gebohrt, das gleichzeitige Abdrehen kann die Arbeitszeit höchstens auf 60 Stunden bringen, die Manövers aber erfordern kaum 10 Stunden Zeit, demnach die ganze Bearbeitungszeit 70 Stunden, also  $\frac{1}{3}$  der frühern. Das Bohren kleinerer Caliber beträgt jetzt 14 Stunden, das der Wurfgeschütze 20 bis 60 Stunden. In den französischen Bohrwerken schreitet der Vorböhrer in einer Stunde  $\frac{2}{3}$ ' vor, der Bodenbohrer beendet seine Arbeit in einer Stunde, und der Schlichtbohrer bohrt in einer Stunde 1'; der Gang der Erweiterungsbohrer ist dem der Schlichtbohrer gleich zu stellen. In den neuern deutschen Bohrwerken ist das Fortschreiten der Bohrer noch bedeutender, bis zu 1 $\frac{1}{2}$ ' in einer Stunde. Auch die in früherer Zeit sehr langwierige Arbeit der Ciseleurs und Graveurs ist durch Einführung der Maschinen zum Abdrehen der Schildzapfen und durch Verbannung aller unnöthigen Verzierungen am Rohre sehr verkürzt worden.

Um das Geschützrohr völlig zum Dienste fertig zu machen, bleibt nun noch die Herstellung des Zündloches, die Anbringung des Richtvisirs und das Befestigen der Percussionszündungsvorrichtung übrig. Für das Richtvisir wird entweder eine Vertiefung in den Stoss des Geschützrohres zum Einlegen der Visirscheibe ausgearbeitet, oder vielmehr durch den Ciseleur berichtigt, welcher in diesem Falle auch die eigens geformte Traube

überarbeiten muss; oder es wird in den meisten Artillerien ein durch das Bodenstück gehendes Loch gebohrt, wozu man sich gewöhnlich der Maschinen zum Zündlochbohren bedienen wird. Besonders hierzu geeignet erscheint der Fig. 154 (Taf. 102) dargestellte Draufbohrer, welcher mit Beibehaltung desselben Gestelles in Schweden als Zündlochbohrer in Anwendung kommt. Das Gestelle besteht aus einem Bocke *A*, von dessen vier, in einem Rahmen *C* stehenden Füßen die beiden vordersten in der Figur als abgenommen betrachtet sind. Auf diesem Bocke ruht das Geschützrohr in horizontaler Lage und wird durch Keile *C* am Kopfe und Bodenstück, durch Klötze *b* und darüber liegende Keile *a* an den Schildzapfen unterstützt, vermittels der Ziehbänder *f* und ihrer Stege *g* fest an diese Unterlagen gezogen. Zwei durch die Säulen *O*, *P*, *Q* und den Rahmen *R* gebildete Wände schliessen den als Hebel dienenden Balken *D* zwischen sich ein und gestatten ihm nur eine senkrechte Bewegung. Der Hebel *D* ruht mit seinem eingelassenen Lager auf dem Bolzen *m*, welcher in den Löchern der Säulen *P* beliebig hoch eingesteckt werden kann; durch ein Gewicht *P* wird sein hinteres Ende niedergedrückt, wodurch das vordere mit der Klinge *G* den Leiter *I* hebt. Zwischen den Querriegeln der Bank *F* kann sich der Leiter *I* aus Eichenholz nur senkrecht auf- und niederbewegen; er ist an seinem obern Ende mit einem eisernen Rahmen *o* armirt, welcher durch Stellschrauben *i*, *i* gerichtet werden kann und eine Stahlplatte einschliesst, die mit einer kegelförmigen Vertiefung für den Draufbohrer *T* versehen ist. Bei dem Bohren des Loches muss man zuerst die kegelförmige Vertiefung der Stahlplatte und die auf dem Rohre bezeichneten Punkte des Ein- und Austrittes des Bohrers genau in eine Vertikale bringen, dann setzt man den Bohrer ein, lässt den Hebel niederdrücken und beginnt das Bohren anfangs langsam und bei geringem Drucke. Später kann man den Bohrer schneller drehen und das Gewicht *P* nach und nach bis auf einen Centner erhöhen, doch muss die Arbeit gleichmässig ohne ruckende Bewegung fortgesetzt werden, und erst, wenn der Bohrer die Oberfläche des Rohres ziemlich erreicht hat, vermindert man Geschwindigkeit und Druck wieder, um das Ausspringen und Ausbrechen des Metalls zu verhüten. An die Bohrspindel wird während der Arbeit eine Kapsel von Blech oder Kartepapier angebracht, um die Bohrspäne aufzufangen, welche sonst in die Vertiefung der Stahlplatte fallen würden. Die Bohrstähle selbst haben die Gestalt der später beschriebenen Zündlochbohrer.

Die Herstellung des Zündcanals. (Das Ausbrennen der Zündlöcher. — Bohren der Zündlöcher in eisernes Geschütz. — Verschrauben der Zündlöcher. — Verfertigung der Stollen. — Bohren und Einschneiden der Muttergewinde. — Einsetzen des Kernes.) Wie bekannt, entweicht ein grosser Theil des Gases bei Entzündung der Geschützladung mit Heftigkeit durch das Zündloch, so dass das umschliessende Metall weit eher zerstört wird als die übrigen Theile des Rohres. Die grosse Hitze vermindert die Cohäsion des Metalles, das Zinn wird aus der Bronze geseigert, diese dadurch porös und dem Angriff des Pulverrückstandes noch mehr ausgesetzt; durch das heftige Ausströmen des Gases wird endlich die Oeffnung auf mechanischem Wege schnell vergrössert. Auch das Eisen widersteht diesen Einflüssen nicht völlig, wenn auch in weit höherem Grade als die Bronze. Die Zerstörung erfolgt natürlich von der Seele aus aufwärts, erweitert aber später auch die obere Oeffnung des Zündloches trichterförmig, und nimmt endlich so überhand,



dass das Zündloch eine völlig unregelmässige Gestalt annimmt, keine Zündungsart mehr anwendbar erscheint und eine bedeutende Verminderung der Schussweiten durch den grossen Verlust an auf die Kugel wirkendem Gas eintritt. Um dieser Ausbrennung der Zündlöcher bei Zeiten zu begegnen, ist man genöthigt, ein Stück Metall, einen Zündlockern, in das Rohr einzusetzen und in dieses das neue Zündloch einzubohren; man nennt diese Manipulation das Verschrauben oder Verbüchsen der Röhre. Eine noch nicht ganz entschiedene Frage ist, welches Metall dem Ausbrennen am besten widersteht; nach d'ANTONI leistet das zusammengeschweisste und dann kalt geschmiedete Eisen den grössten Widerstand, dann folgen das Gusseisen, das Garkupfer und endlich die verschiedenen Bronzen. Ein hiermit übereinstimmendes Resultat gab ein Versuch zu Lüttich an einem eisernen 24pfünder Nr. 100 und einem neuen eisernen 6pfünder mit kupfernen Zündlockern. Aus dem ersten Geschütz, dessen Zündloch in das Gusseisen gebohrt war, wurden 1500 Schuss mit 3 Minuten Intervall gethan, und zwar 100 bei mittlerer Temperatur, 900 bei grosser Hitze und 500 bei heftiger Kälte, ehe das Verschrauben des Zündloches für nöthig befunden wurde. Dagegen musste bei dem zweiten Geschütz der Zündlockern nach 1221 in grössern Intervallen auf einander folgenden Schüssen ausgewechselt werden. In scheinbarem Widerspruch mit diesen Erfahrungen stehen die Resultate der Versuche, welche die Engländer 1813 zu Woolwich mit vier eisernen 24pfündern vornahmen, und die in folgender Tabelle angegeben sind.

Geschütz.	Beschaffenheit des Zündcanals.	Erweiterung des Zündloches.		Anmerkungen.
		An der Seele.	Aeusserlich.	
I.	Das Zündloch in das Gusseisen gebohrt	0,178	0,123	Aus jedem Geschütz wurden in 3 Tagen 400 Schuss mit 8 Pfund Ladung, einer Kugel und zwei Vorschlägen gethan, die erstern 100 Schuss mit 4 Minuten, die spätern mit 3 Minuten Intervall. Das Geschützrohr Nr. 1 war von WALKER, die drei andern von CARRON gegossen; keines derselben erlitt merkliche Beschädigungen in der Seele.
II.	Schmiedeeiserner Zündlockern.	0,250	0,208	
III.	Zündlockern von reinem Kupfer.	0,138	0,093	
IV.		0,033	0,017	

Die Versuche wurden nicht weiter fortgesetzt, da sich die kupfernen Stollen ausser allen Vergleich stellten; allein hätte man so viel Schüsse gethan, bis ein Auswechseln als nothwendig erschien, so würde man wahrscheinlich andere Resultate erhalten haben. Dieses Abbrechen der Versuche setzt um so mehr in Erstaunen, als die Engländer bei der Belagerung von St. Sebastian ganz entgegengesetzte Erfahrungen gemacht hatten. Für jetzt ist man allgemein darüber einig, dass eisernes Geschütz von Hause aus nicht zu verschrauben, sondern das Zündloch in das Gusseisen einzubohren ist; erst wenn dieses ausgebrannt ist, nimmt man die Verbüchsung mit kupfernen Zündlochstollen vor, und zwar in der Regel nur in Festungen, wo es an Ersatz fehlt, sonst wird man es vorziehen, eiserne Geschütze umzugüssen, da die durch das Verschrauben herbeigeführte Trennung der Eisentheile ein baldiges Zerspringen des Rohres

befürchten lässt. Bronzene Geschütze dagegen erhalten noch vor der ersten Beschiessung kupferne Zündlochkerne, da ein Zündloch in Bronze gebohrt kaum 400 bis 500 Schuss aushält, während ein Zündlochstollen doch gegen 2000 Schuss verträgt, ehe er ausgewechselt werden muss.

Das Bohren des Zündloches (fr. *percement de la lumière*) erfolgt entweder durch horizontal liegende Bogenbohrer oder durch Draufbohrer; erstere werden bald rechts bald links, letztere immer nach einer Richtung bewegt. Bei dem Draufbohrer kann das Geschützrohr über dem Bohrer liegen, wie bei der Maschine zum Bohren des Loches für das Richtvisir, oder das Rohr liegt unter dem Bohrer und dieser erhält dann den Druck durch ein Gewicht oder eine auf denselben wirkende Schraube. Man wendet die Draufbohrer gewöhnlich nur da an, wo zugleich das Loch für den Zündlochstollen auf derselben Maschine gebohrt werden soll; da, wo man bloss eiserne Geschütze fabricirt, bedient man sich immer des Bogenbohrers; es werden daher erstere Maschinen später erörtert und es genügt für jetzt die Beschreibung des in Lüttich eingeführten Zündlochbohrers. Diese in *Fig. 139* und *140* (Taf. 102) dargestellte Maschine besteht in einem Lager für das Geschützrohr und einem Bogenbohrergestelle. Das Lager bilden zwei Querschwellen *a, a*, durch eine aufgekämmte und aufgeschraubte Langschwelle *b* verbunden; in die erstern sind eiserne Laufschielen *v* eingelassen und durch Keile *r* befestigt, die Stege *c, c* sind auf denselben verschiebbar. Die mit Einsatzscheiben *o, o* versehenen Sättel *m, m* unterstützen das Geschützrohr am Mundstück und an der Traube, oder an einem Mörserrohr an dem cylindrischen, den verlorren Kopf ersetzenden Theil des Bodenstückes; sie sind auf den Stegen *c* nach Erfordern seitwärts zu verschieben. Das Rohr wird so eingelegt, dass die Seelenaxe horizontal zu liegen kommt, die Schildzapfenaxe aber eine vertikale Stellung erhält, welche Manipulation schon beim Abdrehen beschrieben worden ist. Ist das Rohr fest gelegt und der Stand des Zündloches von der Bodenfriese aus auf der Mittellinie aufgetragen, indem man dieses Mass vom Gussriß oder von einem Stabe abnimmt, auf welchem diese Abstände für alle Geschütze angegeben sind, so schreitet man zur Stellung des Bohrapparats. Dieser besteht in einer Bohrlade *d*, welche mittels des Bolzens *e* an eine Tafel befestigt ist, die auf der Säule *q* und auf der Pfoste *p* ruht, und auf welcher der Bohrlade jede beliebige Stellung ertheilt werden kann, da sie sich um den Bolzen *e* drehen und dieser sich im Einschnitt der Tafel bewegen lässt. Der Bogenbohrer *f* wird durch die sich in eine Schraube endigende Bohrspindel oder durch eine Zahnstange mittels einer Kurbel gegen das Rohr bewegt; er erhält seine Drehung durch einen Bogen *Fig. 150*, dessen Schnur aus Darmsaite oder Rosshaaren besteht und um die Bohrrolle geschlungen wird. Durch Hin- und Herbewegen des Bogens wird der Bohrer abwechselnd mehrmals nach der einen und dann nach der entgegengesetzten Richtung umgedreht; man fertigt die Bogen aus Bambusrohr oder alten Stahlklingen. Zur Stellung der Bohrlade bedient man sich eines hölzernen Lineals *Fig. 158*, von der Breite und Gestalt der Seele, aber um 6'' grösserer Länge; auf demselben ist die Linie *ab* markirt, welche die durch die Seele verlängerte Zündlochaxe bilden würde; die Linie *cd* bezeichnet die Länge der Seele, bis zu ihr erstreckt sich der Einschnitt *x* am vordern Ende des Lineals; endlich ist auch die Seelenlinie *fg* angegeben, welche der Ausschnitt *y* für die Stossscheibe tangirt. Nachdem mit diesem Lineal die Seelenlänge untersucht worden



ist, legt man es mit der breiten Seite so auf das Kanonenrohr, dass der Einschnitt  $y$  die Stossscheibe umschliesst, der hintere Theil auf der Bodenfriese aufliegt, der vordere auf der Kopffrise ruhende Theil aber mit der Linie  $cd$  der Mündungsfläche gleich liegt. Ein Bleiloth in den Einschnitt  $x$  gehalten muss die an der Mündungsfläche angegebene Vertikale durch das Centrum der Mündung decken, so dass die Mittellinie des Lineals und die Rohrxaxe in eine Vertikalebene fallen. Hierauf spannt man eine Schnur, welche über der Mitte der Bohrspindel befestigt wird, längs der Linie  $ab$  aus, setzt den Bohrer in die Spindel und mit seiner Schneide in den auf dem Rohre angegebenen Mittelpunkt des Zündlochs ein, und verschiebt nun die Bohrlade so lange, bis die Linie  $ab$ , der Bohrer und dessen Spindel mit der ausgespannten Schnur zusammenfallen; dann wird die Lade festgeschraubt und das Bohren beginnt. Die Construction dieses Bretes gründet sich auf die Eigenthümlichkeit der zu Lüttich gegossenen eisernen Geschütze, bei welchen die Schildzapfen die Rohrxaxe unterhalb tangiren und deren Stossscheiben oberhalb gleichlaufend mit der Seelenlinie abgeschnitten sind; für anders gestaltete Stossscheiben muss sich auch die Form des Lineals ändern. Bei den Mörsern bedient man sich eines ähnlich construirten Modellbretes, welches auf die aufrechtstehenden Schildzapfen und einen auf die Kopffrise gestellten Klotz gelegt wird.

Was die Bohrer betrifft, so bedient man sich in Lüttich zuerst des Vorbohrers  $C$  (Fig. 157), dann des Polirbohrers  $B$  und zuletzt zur obren Aussenkung des Zündlochs des Bohrers  $A$ ; die Bohrspitzen sind von gutem Stahl und werden bei Gussstahl bis roth, bei Cementstahl bis gelb angelassen.

Das Verbüchsen der Geschützröhre geschieht jetzt allgemein durch kaltes Verschrauben. Man gibt dem Kern Schraubengewinde, die den in das Rohr eingeschnittenen Muttergewinden entsprechen; früher hat man andere Methoden in Anwendung gebracht, aber sehr bald verlassen müssen. Man schnitt nämlich früher das angegriffene Metall ausgebrannter Zündlöcher aus, gab dem Loche eine regelmässige Form und versah es mit Schraubengewinden, hierauf füllte man den hintern Theil der Seele mit festgestampftem Formsand, erhitzte das Bodenstück bis zum Glühen, und füllte dann das Schraubenloch mit geschmolzenem Metall, in welches später das neue Zündloch eingbohrt wurde. Allein die Verbindung des Kernes mit dem Rohre war so unvollkommen, dass dieser häufig schon nach einigen Schüssen locker wurde und herausflog; ausserdem schadete die Erhitzung des Rohres der Legirung. Eben so wenig statthaft zeigte sich das Einsetzen kupferner Kerne in die Form von Bronzegeschütz, das glühende Metall verband sich nie innig mit dem Kupfer. Das kalte Verschrauben bleibt daher für jetzt das einzig anwendbare Verfahren, wenn es auch den Mangel hat, selbst bei sehr genauer Arbeit das Eindringen des Gases zwischen Kern und Metall des Rohres nicht gänzlich verhindern zu können. Ein in jeder Hinsicht besseres, wohlfeileres und vielleicht auch für den Feldgebrauch anwendbareres Verfahren liesse sich aller Wahrscheinlichkeit nach auf galvanoplastischem Wege erlangen; die Leichtigkeit, mit welcher sich Kupfer auf Bronze niederschlägt, berechtigt zu dieser Erwartung. Hakenförmige Vertiefungen, in die Seiten des von schadhaftem Metall befreiten Zündloches eingearbeitet, und ein Rauhmachen des untern Theils des Loches würde eine unauflöslche, an der Seele dicht schliessende Verbindung des Kernes mit dem Rohre her-

beiführen; der Kern würde seinem dichten Gefüge zufolge gewiss denselben Widerstand gegen das Ausbrennen leisten, und ein mehrmaliges Einsetzen der Kerne würde keinen Schwierigkeiten unterliegen.

Für jetzt werden die Zündstollen aus reinem Kupfer gebildet, welches durch kaltes Schmieden möglichst comprimirt wird; man bringt die cylindrischen Stücke Kupfer, meist von einer solchen Länge, dass sie zwei Nutzen geben, auf eine Drehbank und gibt ihnen die Form *a* Fig. 107 (Taf. 101), d. h. der untere Theil wird conisch gearbeitet, der darauf folgende cylindrisch, und der obere vierkantige Theil hat die Dimensionen der die Schraube schliessenden Platte. Auf der Bohrbank Fig. 107 und 108 kann nunmehr das Zündloch in den Kern gebohrt werden, da man hier sicher ist, das Zündloch genau in die Mitte des Kernes zu bohren, und sich von der innern Beschaffenheit des Kupfers überzeugen kann, ehe man das mühsame Einschneiden der Gewinde vornimmt. Häufig wird auch das Zündloch erst in den bereits eingesetzten Kern gebohrt, doch mit dem Verlust der eben erwähnten Vorzüge. Die Bohrmaschine Fig. 107 und 108 ist in den französischen Giessereien eingeführt und hat viel Aehnlichkeit mit einer Drehbank; die durch zwei Böcke *A* getragenen Wangen *B* nehmen in ihrem Einschnitt die Docken *C*, *D* und *E* auf, von denen die beiden letztern durch eingetriebene Keile *n, n* festgestellt werden. Die Docke *D* wird auf eine solche Entfernung von der ersten *C* gestellt, dass sie mit ihrem verschiebbaren Futter *b* den Kern da umfasst, wo sich dessen conischer Theil an den cylindrischen anschliesst. Der Kern muss vollkommen horizontal liegen und ist mit einer in die Vierkante ausgearbeiteten Vertiefung an die Pinne der Docke *D* gesteckt. In gleicher Höhe mit dieser Pinne liegt die durch den dritten Dockenstock *E* gehende Pressschraube *Q*, welche den Bogenbohrer *p* gegen den Kern drückt.

Die Gewinde des Kernes werden dreieckig gemacht, theils weil diese Form dem Eindringen des Pulverrückstandes, dem Stoss bei Entzündung der Ladung und der beim Einsetzen des Kernes angewandten Kraft besser widersteht, theils weil flache Gewinde schwieriger einzuschneiden sind und die dazu nöthigen Instrumente sich nicht überall vorfinden. Gewöhnlich erstrecken sich die Gewinde des Kernes bis zu einem conischen Ansatz (fr. *teton*), der glatt in das Rohr eingesetzt wird; nur in wenigen Artillerien ist der Kern durchaus cylindrisch und die Gewinde erstrecken sich dann bis an die Seele des Geschützrohres. Das Einschneiden der Gewinde erfolgt auf dem Blocke *x* Fig. 110 (Taf. 101) mit Hilfe einer Kluppe Fig. 151—153 (Taf. 102). Der Kern *a* wird hierzu in einen Schraubstock *b* verspannt, der an einem eichenen Klotze *x* befestigt wird; dieser letztere ist *4'* lang und hält *16''* ins Gevierte; er ist mit seinem untern Theile gut vermauert, so dass nur  $2\frac{1}{2}'$  über der Plateform hervorragen. Oben ist der Block mit einem eisernen Bunde armirt, welches durch zwei Schraubenbolzen angezogen wird, den Schraubstock sammt dem Kern umfasst und den letztern in senkrechter Stellung erhält. Der gabelförmige Körper *A* der Schmiedekluppe geht in einen langen Arm aus, die Backen *D* und *E* sind in die Falze der Arme *F* eingesetzt, der Steg *B* wird durch die Muttern *x, x* gehalten und bildet die Mutter für das mit Gewinden versehene Ende des zweiten Hebelarmes *C*. Die Kluppe wird horizontal um den Kern durch zwei Arbeiter gedreht, welche auf der Plattform *Y* (Fig. 110) um den Block schreiten und die Hebel *c, c* mit beiden Händen erfassen. Ein dritter Arbeiter steht in der Mitte am



Block und wacht über den horizontalen Gang der Kluppe; mittels eines vierkantigen Schlüssels *e* dreht er von Zeit zu Zeit den Arm *C*, so dass dessen Schraube auf den Backen *E* wirkt und diesen dem andern nähert. Bei jeder Stellung der Kluppe mittels des Schraubenschlüssels *e*, welchen der Arbeiter in der rechten Hand hält, unterstützt er dieselbe durch die eiserne Stange *g*, um das Werkzeug in horizontaler Lage zu erhalten. *Fig. 152* stellt einen Backen von innen gesehen vor und zeigt daher die eingeschnittenen Schraubengewinde; *Fig. 153* gibt die vordere Ansicht des Steges *B*. Für Bronzebeschütz werden die Gewinde des Kernes völlig rein ausgearbeitet, die Backen der Kluppe müssen sich daher berühren, und es scheint sonach besser, diese Kerne auf einem der neuern Schraubenschneidestühle zu bearbeiten. Die Kerne für eisernes Geschütz werden nur vorgeschritten, die reine Ausarbeitung der Gewinde erfolgt beim gewaltsamen Einschrauben in das Rohr durch die in das Eisen geschnittenen Muttergewinde.

Um die Mutterschraube für den Kern im Rohre zu erzeugen, bedient man sich früher, und zum Theil auch noch jetzt, der *Fig. 129* (Taf. 101) dargestellten horizontalen Bohrbank. Sie besteht aus einer Bohrspindel *W*, mit einem Futter zum Einsetzen der Bohrer und einem Handspeichenrad *R* zur Umdrehung versehen, einer Pressschraube *D*, deren spitzer Kopf *P* in die Vertiefung der Bohrspindel eingreift, und einem Lager für das Geschützrohr. Um den Bogenbohrer *T* anwenden zu können, wird in das Futter der Bohrspindel ein Metallprisma mit kegelförmiger Vertiefung eingesetzt.

In jeder Beziehung besser ist die jetzt ziemlich allgemein eingeführte vertikale Bohrmaschine *Fig. 155* (Taf. 102); sie besteht aus einem durch die Schwelle *E*, die beiden Säulen *B*, den Rahmen *A*, den Riegel *C* und die Streben *D* gebildeten Gestelle, einer vierarmigen Schraubenspindel *T*, deren Muttern in den Hölzern *A* und *C* eingelassen und durch Bolzen *c, c* befestigt sind, und einem Draufbohrer *S* mit einem Futter für die Bohrklingen. Das Rohr *K* ruht auf der ausgeschnittenen Schwelle *E* mit dem Bodenstück in dem metallenen Lager *m m*, und ist auf gleiche Art vom Mundstück unterstützt; das Rohr wird entweder mit horizontaler Seelenaxe eingelegt, und dann müssen die Säulen *B* unter einem solchen Winkel gegen die Schwelle stehen, dass sie mit der Richtung des einzubohrenden Loches gleichlaufen, oder man legt das Rohr nach vorn abfallend, um die Säulen senkrecht einzapfen zu können. Die Schraubenspindel dient zuweilen zugleich als Modellschraube für die Muttergewinde des Rohres, besser aber ist es, sie fein zu theilen, ihr statt des Kopfes einen Drilling mit weiter Verstärkung zu geben, und in diesen eine Schraube ohne Ende greifen zu lassen, welche durch eine Kurbel bewegt wird und ein gleichmässiges, langsames Abwärtsschreiten der Schraube bewirkt. Diese Einrichtung besteht in Oestreich man kann dann die Bohrspitzen unmittelbar in das Ende der Schraube einsetzen; die Spindel ist dort überdies mit einem Schlitten verbunden, der sich zwischen den Ständern des Gerüsts bewegt.

Für Bronzebeschütz bedient man sich zur Herstellung des ersten Bohrloches eines Spitzbohrers (fr. *amorçoir*) *Fig. 125* (Taf. 101); diesem folgen einige Erweiterungsbohrer mit cylindrischen Führern, ein Polirbohrer von der Form *Fig. 122* und eine Fraise oder ein Kolben zur Regulirung des Loches für den conischen Ansatz des Kernes. Bei der Verschraubung alter Belagerungs- oder Festungsgeschütze mit heiss einge-

setzten Zündlochstollen muss man jedoch eine grössere Anzahl Bohrer anwenden; in Frankreich bedient man sich für diesen Fall erst eines Spitzbohrers, der ungefähr 27 Linien tief in das alte Zündloch eindringt; der zweite Bohrer *Fig. 118* hat einen cylindrischen Führer und zwei einander gegenüber stehende Klingen; der dritte Bohrer *Fig. 119* ist flach abgerundet und oben schräg abgeschliffen, er dringt bis an den Anfang des conischen Theils des Loches vor. Der vierte Bohrer *Fig. 120* gleicht ziemlich dem zweiten, nur ist sein flach abgerundeter Kopf mit Feilzähnen versehen, um die vom vorhergegangenen Bohrer stehen gelassenen Unebenheiten wegzufeilen und den untern Theil des Bohrganges auszugleichen. Der fünfte Bohrer *Fig. 121* (fr. *foret à dent de loup*) hat einen runden Kopf mit zwei durchgehenden Löchern, von denen das eine die Klinge, das andere rechtwinkelig darauf gerichtete den Stift zur Befestigung der Klinge aufnimmt; die Klinge ist an ihrem Ende nach zwei Richtungen abgeschärft, so dass die Schneide 2 Linien vorspringt und einen scharfen Zahn bildet. Der sechste Bohrer *Fig. 122* (fr. *foret méplat*) ist halbrund, so dass die flache Seite in die Axe des Zündloches fällt; er hat eine schnabelförmige Spitze, welche von der rechten nach der linken Seite hinten hohl ausgeschliffen ist; dieser Bohrer stellt den Cylinder so weit her, dass die Gewinde eingeschnitten werden können. Der Hohlkegel für den Ansatz wird durch den siebenten Bohrer oder die Fraise *Fig. 123* (fr. *foret en fraise, fraise*) hergestellt; dieser Bohrer ist oben conisch, und durch Feilhiebe so cannelirt, dass ihn acht hinten abgerundete Zähne umgeben. Ob diese grosse Anzahl Bohrer wirklich für diesen Fall unentbehrlich ist, bleibt unentschieden, doch scheint es, als wolle man damit den in Frankreich sehr hoch gestellten Preis der Verbüchzung rechtfertigen.

Die Muttergewinde werden gewöhnlich mittels Schraubenbohrer oder Patronen geschnitten; früher wendete man vollkommen cylindrische Schraubenbohrer (fr. *tarands*) *Fig. 124* an, deren drei oberste Gewinde mit Feilzähnen versehen wurden, und die drei Längeneinschnitte zur Aufnahme der Bohrspäne erhalten; man wendete vier bis fünf solcher Bohrer von zunehmendem Durchmesser an. In neuerer Zeit bedient man sich eines conischen Vorreibers, und dann dreier Patronen von der Form *Fig. 185, 186 und 187* (Taf. 103); sie sind bei dem Schneiden der Muttergewinde für die Schwanzschraube später näher beschrieben; endlich kann man sich auch noch zuletzt einer gegossenen Polirschraube bedienen. Sobald die Schraubenspinde der Maschine zugleich als Modellschraube dient, kann man sich zur Erzeugung der Muttergewinde des Instrumentes *Fig. 159* (Taf. 102, in halber natürlicher Grösse abgebildet) bedienen; dasselbe wird entweder unmittelbar in das Ende der Schraubenspinde oder besser in ein Winkelbohrgestelle eingesetzt, welches mit dem obern Arme die herabgeschraubte Spindel umfasst, und daher beim Herabdrehen die Stahlfacette *e* veranlasst, Gewinde von gleichem Gange in dem Bohrloch auszuarbeiten; durch den Hebel *f* wird hierbei der Arm *b* mit der Facette gegen das Rohr gedrückt.

Bei der Verbüchzung eiserner Geschütze ist der Gang der Arbeit etwas abweichend; man gleicht zuerst das ausgebrannte Zündloch durch Meissel und Feilen möglichst aus, dann treibt man einen glühenden eisernen Pflock mit Gewalt ein, feilt denselben oben gleich und bestimmt das Zündlochmittel. In Lüttich bedient man sich hierauf zuerst eines Spitzbohrers *Fig. 125*, dessen Bohrgang innerhalb des eingetriebenen Pflockes



bleibt, und dem Führer *a* des zweiten Bohrers *Fig. 126* zur Richtung dient. Der zweite Bohrer dringt demnach auch nur so tief ein, als es sein Führer erlaubt, indessen doch zu einer solchen Tiefe, dass der hinter der Bohrklinge stehende Führer *b* des dritten Bohrers *Fig. 127* mit in den zweiten Bohrgang eingesetzt werden kann. Der dritte Bohrer geht durch die ganze Metallstärke, der vierte Bohrer *Fig. 128* dient zum Poliren des cylindrischen wie des conischen Theils des Bohrloches; man muss genau darauf achten, dass derselbe nicht tiefer eindringt, als bis man die Spitze der Schneide an der Seele bemerkt, da sonst der Hohlkegel zu gross ausfallen würde.

In Frankreich bedient man sich für die Feldgeschütze einer Maschine zum Einsetzen der Kerne (fr. *machine à remettre les grains de lumière*), welche in den Parks mit in das Feld geführt wird. Sie besteht aus einem eisernen Support, der auf dem Rohre ruht und durch einen Vorstecker an den Henkeln des Rohres befestigt wird, aus einer Coulisse, welche die Mutter der Pressschraube enthält, der Pressschraube mit Kurbel und einem Draufbohrergestelle. An dem aufrecht stehenden achteckigen Theil des Supports bewegt sich die Coulisse auf und nieder; dieselbe ist daher mit einem achteckigen Loche versehen. Am obern Ende des Supports befindet sich ein rechtwinkelig vorspringender Arm, der für die Schraubenspindel durchbohrt ist und diese im Verein mit der Coulisse in senkrechter Stellung erhält. Der obere Arm des Draufbohrers ist mit der Schraube durch einen Drehbolzen verbunden, dessen unterer achteckiger Theil in dem erstern durch einen Splint festgehalten wird. Der untere Arm des Draufbohrers dagegen erhält eine Menge vierkantiger Löcher (fr. *trous en amorçoirs*) zur Aufnahme der Bohrer. Bei dem Gebrauch dieser Maschine bleibt das Geschützrohr auf der Laffette, von welcher die Räder abgezogen werden, dann plongirt man das Rohr so weit, dass die Zündlochaxe eine vertikale Richtung erhält, befestigt den Support, und setzt in dem Draufbohrergestelle einen Spitzbohrer ein, durch welchen das Loch mit einem einzigen Bohrgange seine vorschrittmässige Form erhält. Dann erweitert man die obere Oeffnung des Loches mit einem eigens geformten Meissel (fr. *grain d'orge*), und gibt ihm eine solche Gestalt, dass die vierkantige Patrone zum Schneiden der Gewinde eingesetzt werden kann. Man hat natürlich zuvor den Support vom Rohre genommen, um die stählerne Patrone (fr. *mandrin d'acier*) mittels eines zweiarmligen Schraubenschlüssels umdrehen zu können.

Sowohl bei dem Zündlochbohren als bei dem Bohren für das Loch der Kernmutter schraube kommt es vor, dass ein Bohrer abbricht und man nicht im Stande ist, denselben zu fassen und herauszuziehen; man wird ihn alsdann durch verdünnte Schwefelsäure herauslösen müssen. Bei Bronzegeschütz kann dies ohne Nachtheil für das Rohr geschehen, bei eisernem Geschütz aber würde die Schwefelsäure das Eisen angreifen, man muss daher folgendes Verfahren einschlagen. Zuerst verstopft man das Zündloch bis zur abgebrochenen Klinge von der Seele aus dicht mit Harz und verschmilzt dieses mittels eines heissen Eisens, dann bestreicht man den hintern Theil der Seele mit Oelfirniss, lässt denselben völlig trocknen, und schiebt eine dünne kupferne Röhre durch das Zündloch bis auf das Harz und die abgebrochene Klinge hinab. Damit die Röhre dicht an das Rohr anschliesst, bestreicht man sie mit Graphitalbe; die eingegossene verdünnte Schwefelsäure kann dann nur noch unten auf die Klinge wirken, doch muss man die Röhre immer nachdrücken, sobald ein

Theil der Klinge aufgelöst worden ist. Wird die Bohrklinge endlich beweglich, so zieht man sie heraus und wäscht das Zündloch schnell mit vielem Wasser rein aus.

Das Einsetzen des Kernes in das Rohr erfolgt anfangs mittels eines gewöhnlichen Schraubenschlüssels, die letzten drei oder vier Gewinde aber wird man mit einem grossen zweiarmligen Schraubenschlüssel, an den sich vier bis sechs Mann anlegen, mit grosser Gewalt einschrauben. Das Einschrauben muss ziemlich langsam vor sich gehen, damit sich der Kern nicht erhitzt und beim Erkalten locker wird. Früher befeuchtete man die Muttergewinde mit Oel, um die Arbeit zu erleichtern, jetzt ist man davon zurückgekommen, da das eingeschlossene Oel ranzig wird und das Metall angreift. Das Drehen des Schlüssels wird gewöhnlich so lange fortgesetzt, bis die Vierkante des Kernes (fr. *masselotte*) über der Platte abspringt, dann wird die das Ueberschrauben verhindernde Platte abgesägt und der Kern gleichgefeilt, oder man lässt auch die Platte am Kerne, um mit derselben das Rohr wieder vom Kerne befreien zu können, was jedoch meist misslingen wird.

Der conische Ansatz des Kernes steht, wie *Fig. 116* (Taf. 101) zeigt, in der Seele einige Linien vor; dieser Theil muss daher auf der Bohrbank oder durch ein besonderes Instrument entfernt werden. Die Bohrschneiden werden bei dieser Arbeit sehr angegriffen, man wählt daher lieber das letztere Verfahren, und bedient sich hierzu eines langen Baumes, an dessen vorderes Ende ein Cylinder mit vorstehenden stählernen Schneiden (fr. *allésoir taillé en couteau*) *Fig. 115*, und später ein gleicher mit Feilzähnen verseher Cylinder (fr. *allésoir taillé en lime*) befestigt werden. Durch Hin- und Herdrehen in der Seele wird der Vorstand weggeschnitten, der Ansatz *m* verhindert das zu weite Vordringen des Instrumentes, an den Baum geschobene Rosetten vom Durchmesser der Seele erhalten denselben in der Axe des Rohres und verhüten einen Angriff der Seelenwände durch die Stahlschneiden. Man kann zu dieser Operation das Rohr senkrecht eingraben und den Druck durch angehangene Gewichte hervorbringen; die Drehung des Baumes bewirken zwei Arbeiter an einem oben durch den Baum gesteckten Querholz. Die in den französischen Artillerieparks mitgeführten Instrumente dieser Art (fr. *arbres d'allésoir*) werden durch eine an der Mündung des Rohres angebrachte, gabelförmige Stütze in der Richtung erhalten; diese Stütze enthält eine Rolle, über welche sich der Baum bewegt; der obere Theil der Stütze nimmt die Warze des Draufbohrergestelles auf, welches an das obere Ende des Baumes befestigt wird, der untere Theil dagegen bildet zwei Arme, die durch Ketten an die Retirirhaken der Laffette befestigt werden. Ehe man diese Stütze mit dem Baume verbindet, muss man den Schraubenschlüssel zur Umdrehung anstecken, die Rosetten anschieben und das Geschützrohr in horizontale Lage bringen.

In Frankreich werden die Zündlochstollen neuer Bronzegeschütze eingesetzt, ehe die Bohrung völlig vollendet worden ist, da man diese Geschütze einer Schiessprobe unterwirft, wenn am Bohrungs caliber der Kanonen noch 10 Punkte, am Caliber des Fluges bei Haubitzen und Mörsern noch 18 Punkte, am Durchmesser der Haubitzkammer 6 Punkte und der Mörserkammer 9 Punkte fehlen; nach dieser Probe erfolgt erst das Poliren der Seele. In allen andern Artillerien folgt die Beschiessprobe erst nach der Prüfung der Dimensionen; nachdem das Rohr völlig ausgearbeitet worden ist, wird diese von den zur Uebernahme des Geschützes



Bbeauftragten ausgeführt. Schon während der Verfertigung muss man sich jedoch in jeder guten Giesserei solchen Prüfungen unterziehen; man bedient sich dabei einer Menge verschieden construirter, oft sehr zusammengesetzter Instrumente, die theils zur Untersuchung der Massverhältnisse, der Excentricität und der Beschaffenheit der Oberfläche des Rohres, theils zur Prüfung der Cohäsion und Elasticität des zum Guss verwendeten Metalles dienen.

Bei der Bearbeitung dieses Artikels wurden benutzt: *MONGE, description de l'art de fabriquer les canons. Paris, an 2 de la république.* — *DARTEIN, Traité élémentaire sur la fabrication des bouches à feu d'artillerie. Strasbourg 1811.* — *LA MARTILLIÈRE, Réflexions sur la fabrication en général des bouches à feu. Paris 1817.* — *LAUNAY, Manuel du fondeur sur tous les métaux. Paris 1836. 2. édit.* — *HUGUENIN, Het Gietwezen in s'rijks Ijzer-geschutgieterij te Luik. s'Gravenhage 1826.* — *MÜLLER, Handbuch der Verfertigung des groben Geschützes. Göttingen 1807.* — *MEYER, Vorträge über die Artillerietechnik. Berlin 1833.* — *HARTMANN, Handbuch der Metallgiesserei. 1840.* — Ausserdem wurden Notizen aus *BREITHAUP'T's, ROUVROY's* und *MORLA's* Artillerien, aus *GASSENDI, Aide Mémoire* und *DUPIN, Force militaire de la Grande Bretagne* entnommen.

## II. Bohrmaschinen der Gewehrfabriken.

### a) Laufbohrmaschinen.

Die Seele der über den Dorn geschmiedeten Läufe aller Gattungen des kleinen Gewehres wird in den Gewehrfabriken in einer eigenen Werkstätte, der Bohrererei, mittels langer stählerner Bohrer oder Neber, auf der durch Wasser oder Dampf in Bewegung gesetzten Bohrbank, bis auf einen bestimmten Durchmesser ausgebohrt und dann polirt. Dieses Ausbohren zerfällt daher in zwei Abschnitte, von denen der erste den Namen Schwarz- oder Rauhbohrerei führt, da die Arbeit an dem vom Schmieden geschwärzten Laufe geschieht und in der calibermässigen Ausbohrung des Laufes bis auf einige Punkte besteht. Die fernere reine Ausarbeitung der Seele bildet den zweiten Abschnitt, und erhält den Namen Weiss- oder Polirbohrerei, da sie an dem durch ein äusserliches oberflächliches Abschleifen weiss gewordenen Laufe vorgenommen wird und die Seele glatt und kugelgleich herstellt.

Man unterscheidet auch hier, wie in der Geschützbohrerei, horizontale und vertikale Bohrbänke; die erstern sind fast in allen Gewehrfabriken gebräuchlich, letztere dagegen findet man nur selten, obgleich sie den Vortheil haben sollen, dass man nur sechs bis acht Bohrer anzuwenden braucht, um die Läufe eben so glatt und kugelgleich zu erhalten, als bei den 10 bis 12 Nebnern der horizontalen Bohrbänke. Noch auffallender ist dieser Unterschied, wenn man bedenkt, dass in Frankreich 22 und in den nach der Methode der Fabrik zu St. Etienne arbeitenden Etablissements 30 Bohrer gebraucht werden. Im Allgemeinen wird sich die Bohrerzahl immer nach der Art und Weise richten, wie man die Läufe schmiedet, bedarf man jedoch auch im Durchschnitt nur einer geringen Zahl zur Ausbohrung eines Laufes, so wird es immer nöthig sein, dass jede Bohrbank mindestens 30 Bohrer von verschiedenem Durchmesser erhält, um für alle mögliche Fälle gesichert zu sein, die

durch das Auffinden von Schmiedefehlern, Aschenflecken oder Schiefen und Gallen im Eisen entstehen können.

In den horizontalen Bohrbänken bewegen sich die Bohrer mit einer bedeutenden Geschwindigkeit um ihre Axen; so macht zu Chatellerault in Frankreich ein Bohrer in einer Minute 328 Umläufe, zu St. Blasien im Schwarzwald bewegt sich der Bohrer 26 mal schneller als die Welle des Wasserrades, das zwölf bis dreizehn Umschwünge in einer Minute macht. Das Räderwerk hat gemeinlich die *Fig. 160* (Taf. 103) dargestellte Zusammenstellung, die in der Zeichnung für zwölf Bohrbänke bestimmt und mit angeschriebenen Zahlen versehen ist, welche die Zahl der Zähne oder Kämme der Räder angeben, um den Effect der eben erwähnten Bohrmaschine zu erlangen. An der Welle *a* des Wasserrades befindet sich ein Stirnrad *A* von 130 Zähnen, welches in die Vorgelege *B* der Stirnräder *C* greift. Die Vorgelege haben 30 Zähne, die Räder *C* 108 Kämme; letztere werden bei einem Betriebe von zwölf oder sechzehn Bohrwellen durch Räder *D* von 78 Zähnen mit andern Stirnrädern *C* in Verbindung gesetzt. Jedes der Räder *C* treibt zwei Triebstöcke oder Getriebe *E*, Kolben genannt, von achtzehn Zähnen, so dass also bei den hier angegebenen drei Rädern *C* sechs Triebstöcke *E* und mithin zwölf Bohrwellen in Bewegung gesetzt werden, da die verlängerten Axen der Kolben auf beiden Seiten Bohrwellen bilden. Das Räderwerk liegt, die Kolben ausgenommen, unter dem Fussboden *x* der Bohrwerkstätte, und ist, um Beschädigungen der Arbeiter zu vermeiden, bedeckt; *x* gibt die obere Linie dieser Bedeckung an, welche quer durch die Bohrwerkstätte geht und in den *Fig. 162*, *164* und *165* mit *B* bezeichnet ist. Die Axen der Kolben liegen in der Linie der Bohrbänke *y* oder münden etwas unter dieser Linie in den Trögen *a* (*Fig. 165*) bei *C* aus; der über das Mauerwerk *B* hervorstehende Theil dieser Räder wird durch leicht abzunehmende hölzerne Kästen *m, m* verdeckt. Eine jede Bohrwellen arbeitet mit 90 bis 100  $\mathcal{H}$  Kraft, je zwei derselben haben für die vier correspondirenden Bohrbänke einen gemeinschaftlichen gemauerten Unterbau *mno p* (*Fig. 160*) und *A* (*Fig. 162*, *164* und *165*); der Zwischenraum *om* muss 5 bis 6' betragen, um den Bohrjungen die nöthige Freiheit zu geben. *Fig. 164* zeigt den Aufriss, *Fig. 165* den Grundriss und *Fig. 162* die vordere Ansicht eines solchen vier Bohrbänke umfassenden Unterbaues, *B* ist die Bedeckung des Räderwerkes, *a* sind die vier Tröge, in welche die Bohrwellen bei *C* einmünden. Jeder Trog ist auf beiden Seiten mit eisernen Schienen *xx* und *yy* belegt, von denen die innern *yy* mit Nuthen versehen sind, um den Gang der Bohrschlitten *S* zu reguliren. Die zu bohrenden Gewehrläufe *n* sind auf den Schlitten befestigt, und werden durch Krummeisen *K*, die an 2'' von einander entfernten Bolzen *d, d* angestemmt und gegen den vorstehenden Theil der Schlitten gedrückt werden, beliebig vor- oder zurückbewegt. Der Bohrer *b* ist mit seiner länglichen Vierkante *Fig. 161* in die Bohrwellen *w* eingesetzt; um das Herausspielen desselben zu verhindern, wird ein Ring *h* an den Bohrer geschoben und dieser durch die Gabel *C* zurückgehalten. *Fig. 163* zeigt die vordere und Seitenansicht der Gabel *C* und gibt zugleich die Durchschnitte der Bohrbank. Die Gabel wird an dem Griffe *g* in die Höhe gezogen, wenn man den Bohrer sammt Scheibe *h* herausnimmt; ein neuer Bohrer wird dann während des Ganges der Bohrwellen vom Bohrjungen eingesetzt, die Scheibe *h* angeschoben, und die Gabel wieder niedergelassen. Die Einrichtung und Befestigung der Gabelstütze ist aus



der Figur ersichtlich;  $f$  ist eine durch Schrauben anzuziehende Schiene, welche die Bohrwelle oberhalb umgreift und in der richtigen Lage erhält. Die Bohrer hängen über der Bohrbank an Balken  $UU$ , welche hierzu mit Stiften versehen sind, während die Vierkanten der Bohrer in der Mitte durchbohrt sind. Das beim Bohren stets in grosser Menge verbrauchte Wasser läuft durch die Röhren  $r$  und  $q$  in die Tröge, und hat einen Abfluss  $o$ , da es sich sehr schnell erwärmt und immer durch frisches ersetzt werden muss.

Die Bohrschlitten, auf welchen der Lauf sowohl zum Schwarzbohren als zum Poliren befestigt wird, gleichen sich ziemlich auf *Fig. 188* und *189*; sie sind *Fig. 172* und *173* dargestellt; ein jeder besteht aus einem eisernen, viereckigen Rahmen von  $1' 10''$  Länge,  $1' 2''$  Breite und 4 bis  $6''$  Dicke; an dem einen Ende steht ein eiserner Arm  $x$  hervor, an welchem das Krummeisen bei der Bewegung des Schlittens angelegt wird. Im untern Theile des Armes befindet sich ein ovales Loch  $y$ , in welches der Lauf gesteckt und verkeilt wird; auf der andern Platte des Rahmens ruht der Lauf bei dem Schlitten zum Schwarzbohren in einer Vertiefung  $u$  völlig frei, damit er beim Bohren nicht zu heftig angegriffen wird, sondern der federnden Bewegung des Bohrers folgen kann. Der Schlitten zum Poliren (*Fig. 173*) dagegen hat auch auf der entgegengesetzten Seite ein ovales Loch  $u$ , in welches der Lauf befestigt wird, da bei dem geringen Einschnelden des Weissbohrers der Lauf nicht so heftig angegriffen werden kann und also ein Abbrechen des Bohrers oder das Entstehen von Bohrringen nicht zu befürchten ist. Ausserdem hat dieser Schlitten eine grössere Länge von  $2' 8''$ ; die den Rahmen bildenden Schienen sind wie bei dem Schlitten zum Schwarzbohren  $2''$  breit.

Man sieht aus dem eben Gesagten, dass beim Schwarzbohren der Lauf so viel Freiheit als möglich haben muss; man befestigt ihn daher nicht vollständig im Schlitten, und lässt den letztern nur auf einer Seite in einer Nuth gehen. Aus demselben Grunde zieht man auch die Bewegungsart durch den Krummstab allen andern durch Zahnstangen, Schraubenspindeln u. s. w. zu erlangenden vor, da bei letztern der Lauf und Schlitten fixirt werden müsste und ein vollständiges Herausschieben des Schlittens mit dem Laufe nicht oder wenigstens nicht augenblicklich wie bei der ersten Art bewerkstelligt werden könnte, was zur Reinigung des Rohres von Bohrspänen, um Bohrringe zu verhüten, in der ersten Zeit öfters geschehen muss. Die später beschriebene Bajonnettillenbohrmaschine hat eine Bewegungsvorrichtung der letztern Art; der Angriff der Bohrer ist dabei so heftig, dass eine schlecht geschweisste Dille denselben nicht auszuhalten vermag.

Ein Schwarzbohrer (*Fig. 166*) hat  $4\frac{1}{2}$  bis  $5'$  Länge, welche durch Reparation abnimmt; er hat an seinem hintern Ende einen vierkantigen, länglichen Kopf  $a$  zum Einsetzen in die Bohrwelle; der Kopf ist durchbohrt, um den Bohrer aufhängen zu können.  $ab$  ist ein runder, in der Mitte etwas schwächerer Eisenstab von 4 bis  $6''$  Durchmesser, je nachdem der Durchmesser  $cd$  des Bohrers grösser oder kleiner ist. Von  $c$  an bis an die Spitze vor, welche Länge gegen  $\frac{1}{2}'$  beträgt, hat der Bohrer einen quadratischen Durchschnitt  $A$  (*Fig. 166*), indessen ist es nur der Theil  $de$  von höchstens  $2'$  Länge, welcher den Lauf angreift; derselbe muss daher sehr scharfkantig geschmiedet werden (da die Schwarzbohrer nicht geschliffen werden) und genau calibriert sein. Der eigentliche Bohrer  $gf$  wird übrigens abgesondert geschmiedet und dann an den Stab  $ag$

angeschweisst; der letztere kann, wenn er gut geschmiedet ist, sehr lange gebraucht werden, da man immer neue Bohrer an die alte Stange anschweissen kann. Der Bohrer wird aus einem Eisenstabe geschmiedet, der gegen 2' Länge hat. Er wird so weit rund gearbeitet, als die anzuschweisenden Stahlstücke reichen; deren Länge beträgt bei den ersten kleinern Bohrern 3", bei den mittlern 4", und bei den grössten 5"; sie werden bei den Schwarzbohrern 1" vom hintern Ende herein auf beide Seiten des gerundeten Stabes aufgelegt, durch eine Zange gehalten, und bei einer schwachen Hitze durch den Meister und seinen Zuschläger am einen Ende zusammengeschweisst; indem die Kanten umgeschlagen werden. Hierauf erhält der Bohrer eine zweite Hitze am äussern Ende, eine dritte in der Mitte der beiden ersten; nach jeder Hitze wird der Bohrer sogleich im Wasser abgekühlt und gehärtet. Die vierte, fünfte und sechste Hitze stellt die Verbindung der Stahlstücke mit dem Eisenstabe vollkommen her, und gibt dem Bohrer die erwähnte viereckige Gestalt, während der darüber vorstehende Eisenstab rund gearbeitet wird. Durch die siebente und achte Hitze und einige Rothwärmen erhält der Bohrer vollends die langgestreckte, vierkantige, genau calibrirte Form, wobei er seiner ganzen Länge nach so lange mit Wasser glatt und eben gehämmert wird, bis er unter dem Hammer schwarz geworden ist. Dann wird der fertige Bohrer an die Bohrstange geschweisst und dabei so wenig als möglich erhitzt. Bei den später beschriebenen Polirbohrern reichen die Stahlstücke bis an die Spitze des zum Bohren bestimmten Eisenstabes vor; derselbe wird daher auch bis dorthin rund geschmiedet, die Stahlstücke aber werden vor dem Schweissen etwas auswärts gebogen, damit sie die Hitzen gleichmässig durch und durch empfangen. Die Hitzen dürfen nur schwach sein, damit der Stahl nicht verdirbt, auch muss er nach jeder Schweiss-hitze durch Herumdrehen in feinem reinen Sand vor dem Verbrennen geschützt werden, da er leichter als das Eisen erhitzt wird und demnach leicht verderben könnte. Auch das Behämmern selbst muss sehr gleichmässig erfolgen, damit der Bohrer durchaus gleiche Dichtigkeit und Härte erhält. Nach dem Anschweissen der Bohrstange wird der Bohrer seiner ganzen Länge nach nochmals gleichmässig rothwarm gemacht, und dann senkrecht und langsam in Wasser getaucht und dadurch gleichmässig gehärtet. Um einen Polirbohrer gut zu schmieden, sind 3 Stunden Zeit und gegen 18 Hitzen erforderlich; ein Schwarzbohrer erfordert weniger Zeit und Hitzen. Fig. 170 stellt das Caliber dar, dessen sich der Bohrschmied bedient, um die Bohrer zu messen und auf das richtige Caliber zu bringen; es ist eine Stahlplatte, auf welcher zu beiden Seiten Eisenschienen aufgeschweisst werden; durch diesen langen 6" dicken Stab sind 20 bis 40 Löcher gebohrt, welche die Durchmesser der Bohrer vom kleinsten bis zum grössten angeben. Der Bohrschmied muss den Bohrer durch das Loch vom vorgeschriebenen Durchmesser schieben können, während er durch das nächst kleinere nicht gehen darf. Die Bohrer weichen in ihrem Durchmesser um 1 Punkt, oft auch selbst darunter ab. Zur Untersuchung des eben beschriebenen Calibers hat der Controlleur ein Gegencaliber *B* (Fig. 170), einen conischen Stahlstab, an dem die Stellen zur Untersuchung jedes Loches durch eingedrehte Ringe markirt sind. Wollte man die Bohrer ganz aus Stahl arbeiten, so würden sie beim Bohren zu wenig nachgeben und daher bei der grossen Härte, die sie erhalten müssen, leicht brechen. Der vierkantige Kopf des Bohrers muss noch einigen Spielraum in der Bohrwelle haben, doch



nicht so viel, dass er schleudert, sondern nur eine federnde Bewegung macht.

Sämmtliche Bohrer hängen nach der Grösse ihrer Durchmesser über der Bohrbank (Fig. 164); damit sie nicht verwechselt werden, muss der Bohrunge (so nennt man die übrigens erwachsenen Arbeiter in der Bohrererei) oder der Polirer sie nach jedesmaligem Gebrauche wieder an ihren Ort hängen; zur grösseren Sicherheit fasst er die bereits gebrauchten in einen offenen Ring *O* zusammen.

Das Verfahren beim Schwarzbohren ist folgendes. Der Bohrunge befestigt zuerst den Lauf in den Schlitten mittels kleiner eiserner Keile und probirt dann den kleinsten Bohrer in den Lauf, wobei er oft acht Bohrer überspringen kann, da der Seelendurchmesser der geschmiedeten Läufe sehr verschieden ausfällt. Dann bestreicht er die Bohrstelle mit Oel, setzt den Bohrer in die Welle ein, und beginnt nun das Bohren, indem er den Schlitten mittels des Krummeisens gegen den Bohrer vordrückt. Das Schwarzbohren geschieht von beiden Enden des Laufs aus bis in die Mitte, und zwar zuerst von der Mündung aus; wollte man den Lauf nach einer Richtung ganz durchbohren, so würden sich die Bohrspäne zu sehr ansammeln, und der Bohrer würde abbrechen oder sich fest bohren. Während des Bohrens begiesst er den Lauf fortwährend mit frischem Wasser aus dem Troge; je mehr der Bohrer eingreift, um so mehr erhitzt sich der Lauf und um so öfter muss er abgekühlt werden, um so häufiger muss man aber auch den Schlitten mit dem Laufe vom Bohrer zurückziehen, ausheben und durch Aufstossen auf den Boden den Lauf von Bohrspänen befreien; hierbei bleibt der Lauf auf dem Schlitten. Man untersucht ferner öfters, ob sich der Lauf nicht gekrümmt hat; ist dieses der Fall, so wird er abgenommen und vom Dressirer wieder gerichtet. Ist ein Bohrer von beiden Enden aus durch den Lauf gegangen, so wird er aus der Bohrwelle genommen und durch einen grösseren ersetzt, welches Verfahren so lange fortgesetzt wird, bis der Seele nur noch 3 Punkte am wahren Caliber fehlen. Der Schlitten muss während des Bohrens möglichst gleichmässig vorgedrückt werden, damit sich der Bohrer an keiner Stelle zu lange aufhält.

Nach dieser Arbeit erhält der Laufabrichter oder Dressirer den Lauf aufs neue und richtet ihn vollkommen gerade, wobei er ihn handwarm macht, um das durch Erhitzung und stete Abkühlung spröde gewordene Eisen etwas zu erweichen, und sich anfangs eines hölzernen Schlägels, später eiserner Hämmer bedient, um den Lauf in einem Gesenkambos abzurichten. Man kann sich hierzu jedoch auch einer Richtmaschine bedienen, bei welcher der Lauf durch eine Druckschraube in der Mitte emporgetrieben wird, während seine Enden durch hakenförmige Eisen niedergehalten werden. Indessen ist die Maschine von keinem grossen Vortheil, da der Dressirer einer genauen Nacharbeitung nicht überhoben wird. Der Dressirer untersucht zugleich die Seele aufs genaueste, da sich nunmehr Schmiedefehler zeigen, die früher nicht zu bemerken waren; er bezeichnet diese Stellen auf der Oberfläche des Laufes durch Kreidestriche, und übergibt in solchen Fällen den Lauf zur Reparatur dem Schmied. Bohrringe und vertiefte Stellen macht der Dressirer dadurch unschädlich, dass er auf diese Stellen so lange hämmert, bis sich eine Erhöhung in der Seele bildet, welche durch nochmaliges Bohren entfernt wird.

Der Lauf wird nun dem Polirer übergeben, welcher die drei am Caliber fehlenden Punkte auf einer gleich construirten Bohrbank ausbohrt;

seine Arbeit erfordert grössere Geschicklichkeit und mehr Aufmerksamkeit als das Schwarzbohren. Die Polirbohrer (*Fig. 167*) haben eine Länge von 5 bis 6'; sie haben keine eigentliche Bohrstelle wie die Schwarzbohrer, sondern der viereckige Bohrer verjüngt sich nach vorn, ohne indessen seiner ganzen Länge nach zu arbeiten. Die Anfertigung der Polirbohrer ist bereits beschrieben; sie werden mit Ausnahme des ersten sämtlich scharfkantig geschliffen; dieser würde zu oft geschliffen werden müssen, da er noch zu vielen Widerstand in der Seele findet. Bei der Arbeit wird neben dem Polirbohrer ein sogenannter Polirspan (*Fig. 169*) eingeführt; seine Länge beträgt gewöhnlich 2' 8", die Breite seiner flachen, an dem Bohrer anliegenden Seite  $7\frac{1}{2}$ "', seine Stärke  $3\frac{1}{3}$ "'; seine Durchschnittsform zeigt *C* (*Fig. 169*), dagegen *Fig. 171* den Durchschnitt eines Laufes mit dem Polirbohrer *a* und dem Polirspan *b*. Die Polirspäne sind von weichem Holze, am besten von Lindenholz; doch kann man auch Späne von Buchenholz bis zum letzten Punkt des Polirens verwenden. Vor dem Poliren wird jeder Span mit einem Messer nach dem Bohrer zu abgeschärft, und ein Weissbohrer zu demselben ausgesucht, der mit ihm die Seele genau ausfüllt. Man kann daher die Weissbohrer noch gebrauchen, wenn sie von ihrer ursprünglichen Stärke durch Reparatur bis zu 2 Linien verloren haben; ein neuer Bohrer hat gewöhnlich einen 4 bis 5 Punkte kleinern Durchmesser als die Seele und verjüngt sich nach vorn bis auf  $3\frac{1}{2}$ "'. Zu kleine Durchmesser sind zu verwerfen, da der Polirspan der schmalen Bohrerfläche wegen nicht mit im Laufe herumbewegt werden würde und sonach dessen Zweck, die von den Bohrschneiden angegriffene Seelenwand zu glätten, verloren ginge, ausserdem würde ein solcher Bohrer zu nachgiebig oder er würde wohl gar schleudern.

Der durch die Schwarzbohrer an beiden Enden des Laufes gebildete rauhe Grad würde die Polirspäne bald durchschneiden; man setzt daher einen Senkkolben (*Fig. 168*) in die Bohrwelle und kolbt beide Oeffnungen des Laufes glatt aus, wobei man sie etwas weniges erweitert. Der Senkkolben ist wie ein Bohrer gestaltet, mit Ausnahme des keilförmigen vierkantigen Kolbens; seine Länge beträgt 2' 2", sein Stab ist 6" stark, die Länge des Kolbens beträgt 2" und dessen grösster Durchmesser  $1''\ 2\frac{1}{4}$ "'. Bei dieser Arbeit wird der Lauf nicht in den Schlitten gelegt, sondern der Polirer hält ihn in der Hand. Das Poliren selbst geschieht auf folgende Weise. Nachdem man den Lauf in beiden Löchern des Polirschlittens verkeilt hat, steckt man den auf der gewölbten Seite gut mit Oel befeuchteten Polirspan in die Oeffnung am Pulversack und neben ihn, an die flache Seite des Spans, den zugehörigen Weissbohrer. Zur Mündung wird ein eiserner, 4' langer und 6" starker Cylinder eingeführt; dieser erhält den Bohrspan neben dem Bohrer. Der Weissbohrer muss zuvor genau untersucht werden, da er frei von jeder Scharte sein muss, indem hierdurch entstehende Ringe und Risse um so schwieriger zu entfernen sind, je näher man dem wahren Caliber der Seele kommt. Hierauf wird der Bohrschlitten an die Welle geschoben, der Bohrer in dieselbe eingesetzt, und das Poliren kann beginnen. Man bewegt den Schlitten dabei langsam vor und zurück, und polirt so nach einer Richtung den ganzen Lauf; der eiserne Cylinder wird dabei vom Bohrer fortgeschoben, so dass er endlich aus dem Laufe auf die zu diesem Zwecke im Troge angebrachten Stege *v, v* fällt. Tritt der Bohrer sammt dem Polirspan vor die Mündung heraus, so werden beide durch einen



angeschobenen eisernen Ring verbunden, um das Schleudern und das Brechen des Holzes zu verhüten. Auf diese Weise bleiben Bohrer und Polirspan immer neben einander im Rohre, und die geölte Wölbung des Spanes polirt im Herumdrehen die Stellen, welche die scharfen Kanten des Bohrers abgeschabt haben. Das Poliren erfolgt übrigens immer vom Pulversack aus nach der Mündung zu durch den ganzen Lauf; nach jedem Bohrgang zieht der Polirer den Lauf an einem an der Wand angebrachten, mit Lumpen umwickelten Putzstock aus, untersucht dann die Seele, und verbessert etwaige Mängel beim nächsten Bohrgange. Nachdem durch das erste Poliren der Seelendurchmesser um  $\frac{1}{12}$ ''' vergrößert worden ist, untersucht der Dressirer den Lauf mittels des Laufcirkels, gibt die abweichend grossen Eisenstärken auf dem Laufe durch Kreidestriche an, und übergibt hierauf den Lauf an den Schleifer, welcher denselben oberflächlich nach den Marken des Dressirers abschleift, theils um das spätere Abdrehen zu erleichtern, theils um etwaige äusserliche Fehler zu entdecken, die entweder noch durch den Laufschmied reparirt werden können, oder, wenn sie den Lauf verwerflich machen, des mühsamen völligen Auspolirens der Seele überheben. Nach dem Schleifen wird der Lauf nochmals untersucht und dann dem Polirer wieder übergeben, der den Seelendurchmesser aufs Neue um  $\frac{1}{12}$ ''' vergrößert; dann richtet der Dressirer den Lauf abermals nach dem Drahte, untersucht ihn genau und übergibt ihn dem Polirer zum dritten Male, der dann den noch fehlenden Punkt am Caliber der Seele auspolirt. Bei dem Auspoliren der beiden letzten Punkte bedient sich der Polirer zum Untersuchen des Seelendurchmessers kleiner, stählerner gehärteter oder auch eiserner Caliber, die er langsam durch den Lauf gleiten lässt, um dabei die ungleichen Stellen zu erkennen; diese Arbeit sowohl als das Controlliren der Läufe soll nur am Tage statt finden, während das Schwarzbohren und erste Poliren auch bei Licht vorgenommen werden kann.

Im Allgemeinen soll ein Bohrlänge täglich zehn Läufe bohren und eben so viel soll ein Polirer täglich bearbeiten; in Chatellerault werden auf den zwölf Bohrbänken monatlich 1000 Läufe zu Infanteriegewehren gebohrt und polirt, wonach auf die Bohrbank täglich fünf bis sechs Läufe kommen.

In den vertikalen Laufbohrmaschinen wird der Lauf in senkrechter Stellung in die Welle eines Getriebes eingesetzt, welches demselben eine Drehung um seine Axe mittheilt; der Bohrer dringt von oben in das Rohr ein, er ist fest in einen Schlitten verspannt, der in den Falzen des senkrechten Bohrrahmens auf und nieder geschoben werden kann. Die Bewegung des Bohrschlittens wird durch ein Kurbelgetriebe bewirkt, welches entweder in eine am Schlitten angebrachte Zahnstange greift, oder das Stirnrad einer Schraubenspindel in Bewegung setzt. Die Abkühlung des Laufes während des Bohrens wird durch eine Röhre bewirkt, welche Wasser in den Lauf tröpfeln lässt, wodurch man allerdings den Vortheil einer gleichmässigen Abkühlung und Härtung des Eisens erlangt. Obgleich man nun diesen Bohrmaschinen die Vortheile zuschreibt, dass man eine geringere Zahl Bohrer anzuwenden braucht und diese im Rohre weniger federn, so werden sie doch wenig in Gebrauch kommen, da, wie schon erwähnt, eine feste Verspannung des Laufes und Bohrers, wie sie hier statt finden muss, grosse Nachtheile hat, ein dann nicht selten stattfindendes Abbrechen der Bohrer den Lauf entweder verwerflich machen oder zu dem schädlichen Stauchen desselben führen wird und die grosse Hitze,

durch den heftigen Angriff der Bohrer bewirkt, nicht allein das Eisen sehr spröde, sondern auch die Bohrer sehr bald unbrauchbar macht. Endlich wird das genaue Einsetzen der Läufe und Bohrer, das zeitraubende Herausnehmen derselben und das viel langsamere Vordringen des Bohrers auch keinen wesentlichen Unterschied in der Arbeitszeit entstehen lassen, sobald man nämlich mit der gehörigen Vorsicht verfahren will.

In einigen Gewehrfabriken bewirkt man das letzte Poliren, welches die Seele auf das richtige Caliber bringt, auf besonderen Maschinen, Ausziehwerke genannt; diese lassen sich leicht mit der Bohrmaschine in Verbindung bringen, wenn man die Welle der Kolben so construirt, dass man den äusserlich achteckig geschmiedeten und abgeschliffenen Pulversack in dieselbe so verspannen kann, dass sich der Lauf um seine Axe dreht; die Welle kann hierzu einen kleinen cylindrischen Vorstand in ihrer Höhlung haben, welcher am Pulversack in denjenigen Theil der Seele eingreift, der später zum Anbringen der Schwanzschraubengewinde ausgedreht wird. Der Kolben ist eine eiserne Stange, in deren Kopf auf der einen Seite eine halbrunde Feile, auf der andern ein Polirspan von weichem Holze eingesetzt wird; letzterer wird gut eingeölt und der Kolben mit der Hand im Rohre hin und her geschoben; derselbe kann auch ausserhalb des Rohres eine Unterstützung erhalten, sowie der Lauf eine solche nahe an der Mündung erhält.

b) Das Ausdrehen des Pulversackes; die Windeisen und Schraubenbohrer zum Vorschneiden und Ausarbeiten der Gewinde für die Schwanzschraube.

Da der Durchmesser der Schwanzschraube den Durchmesser der Seele um fast 2''' übertrifft, so muss man den Theil des Pulversackes, wo die Schwanzschraubengewinde eingeschnitten werden sollen, auf die erforderliche Länge, um etwa 1 Linie erweitern. Diese Arbeit geschieht in der Schlossmechanik, gewöhnlich auf einem Drehstuhl von übrigens bekannter Einrichtung; der Lauf *R* (Fig. 174) wird gegen die in einer cylindrischen Gabel *a* eingesetzten und über dieselbe vorstehenden Klingen *s* gedrückt. Die Gabel dient dabei als Führer im Rohre und bewirkt dadurch eine concentrische Ausdehnung der Seele; die mit Schrauben versehene Bänder *o* erhalten die Klinge zwischen der Gabel, indem sie deren etwas federnde Lippen zusammenpressen. Eine zweite Klinge *n* dreht den hintern Theil des Laufes glatt und winkelrecht ab, wenn die Klinge *s* auf die gehörige Länge im Laufe vorgedrungen ist. Die auf diese Weise hergestellte Bohrung wird durch kurze stählerne, mit Griffen versehene cylindrische Caliber untersucht.

Um nun den Lauf zum äussern Abdrehen auf der Drehbank befestigen zu können, müssen die Gewinde für die Schwanzschraube oberflächlich eingeschnitten werden; ein völliges Ausarbeiten derselben wäre nicht rathsam, da die Gewinde durch das öftere Ein- und Ausschrauben leiden würden. Dieses Vorschneiden der Gewinde geschieht mit drei Schraubenbohrern (Fig. 185 — 187), welche sämmtlich vierkantige Köpfe *c* haben, um das Windeisen anstecken zu können. Die Läufe werden hierzu in hölzerne, vorn offene Kästen so eingesetzt, dass sie mit der Mündung über stählernen Dornen stehen, welche auf dem Boden des Kastens angebracht sind; in dem Deckel des Kastens sind correspondirende Löcher angebracht, wodurch der Lauf in senkrechter Stellung erhalten wird. Jeder Kasten hat zwei solche Dornen und in der den Deckel bildenden gehärteten Stahlplatte zwei achteckige Löcher, von denen das eine



die Dimensionen des Laufes bei dem Vorschneiden der Gewinde, das andere die des völlig äusserlich abgeschliffenen Rohres hat, also zur modellmässigen Ausarbeitung der Gewinde bestimmt ist.

Der erste Schraubenbohrer (*Fig. 185*) zum Vorschneiden der Gewinde ist conisch, so dass sein unterer Durchmesser ungefähr  $\frac{1}{3}$  kleiner als sein oberer ist; er wird dadurch leichter eingreifen. Wie der Durchschnitt *Fig. 185* zeigt, hat er vier flache Kanten *m* und vier Schneiden *s*, um den Eisenspänen den nöthigen Raum zu verschaffen; vorn hat er einen cylindrischen Kopf oder Führer *a*, um das Wanken und Abweichen von der Seelenaxe zu verhüten.

Der zweite Bohrer (*Fig. 186*) ist cylindrisch und von dem Durchmesser der grössern Flächen des ersten conischen Bohrers; er hat (*Fig. 186, A*) drei flache Kanten *m*, und demnach auch drei schneidende *s*.

Der dritte Bohrer hat einen um einen Punkt grössern Durchmesser, ist cylindrisch, mit einem Führer *a* versehen, und hat nur eine flache Seite *m* (*Fig. 187, A*).

Alle Bohrer haben einen vierkantigen Ansatz *b* zum Anstützen des Windeisens, und bei *x* einen tiefen Einstrich, bis zu welchem der Bohrer eingeführt wird. Völlig ausgearbeitet werden die Gewinde erst, nachdem der Lauf abgedreht und geschliffen worden ist; der Garnisseur oder Rohrverschrauber verrichtet diese Arbeit und bedient sich dabei derselben Vorrichtung, auch dreier Bohrer, deren Durchmesser um einen Punkt von einander und von dem dritten Bohrer zum Vorschneiden abweichen. Diese Bohrer haben dieselbe Gestalt (*Fig. 185 — 187*), nur dass der erste nicht conisch, sondern cylindrisch ist. Bei dem Bohren selbst müssen die Gewinde langsam und vorsichtig eingeschnitten, der Bohrer öfters eingölt und leicht geführt, die Eisenspäne aber fleissig entfernt und die Gewinde rein ausgewischt werden. Vor der Ansarbeitung der Gewinde wird der Lauf am Pulversack 1 bis  $1\frac{1}{2}$  lang über einem Holzkohlenfeuer schwach rothwarm gemacht, um dem Eisen die zum Gewindschneiden und zum Bohren oder Durchschlagen des Zündlochs erforderliche Weichheit zu geben. Man lässt den Lauf dann langsam erkalten, und beginnt das Gewindschneiden nicht eher, als bis er völlig erkaltet ist, da sonst das Oel am Gewindbohrer schnell verzehrt und derselbe bald stocken würde.

#### c) Das Bohren oder Durchschlagen und das Verbohren der Zündlöcher.

Das Bohren oder Durchschlagen des Zündlochs ist ebenfalls die Arbeit des Garnisseurs; er bestimmt hierzu den Stand des Zündlochs mittels einer an die zuvor genau abgefeilten Kanten des Laufes angelegten Chablone, auf welcher sich ein Körner befindet, mit welchem ein Strich quer über die Zündlochskante markirt wird. Mit Hülfe eines Winkels, auf dem der Mittelpunkt des Zündlochs und dessen Kanten angegeben sind, verzeichnet er dann mit Sorgfalt den Punkt mitten auf dem erwähnten Strich, in welchem er den Bohrer oder Durchschlag einsetzen muss. Das Bohren des Zündlochs kann mit einer gewöhnlichen Brustleier oder einem Bogenbohrer vorgenommen werden; doch zieht man jetzt allgemein das Durchschlagen des Zündloches vor, da das Eisen rings um das Zündloch verdichtet wird und daher nicht so leicht ausbrennt.

Um ein Zündloch durchzuschlagen, setzt der Garnisseur zuerst einen kegelförmigen, gut geölten stählernen Durchschlag auf den Lauf, und treibt denselben, indem er ihn oben etwas an sich hält, durch wenige, gleichmässige Hammerschläge durch das Eisen, wobei er fühlt, wenn der

Stahl durchgedrungen ist. Er darf den Durchschlag dann durchaus nicht weiter eintreiben, so dass sich ein conisches Loch von ungefähr 2 Linien oberem und  $\frac{3}{4}$  unterem Durchmesser bildet. Das Eisen hat sich hierdurch nicht allein rings um das Zündloch verdichtet, sondern auch einen erhabenen Grad sowohl in den Gewinden für die Schwanzschraube als hauptsächlich äusserlich am Laufe gebildet. Den äussern Grad schlägt er nun wieder vollkommen flach, wodurch sich die obere Oeffnung bedeutend verengt, so dass sie keine Linie im Durchmesser hat. Dann wird ein zweiter Durchschlag aufgesetzt; dieser hat einen cylindrischen Dorn von dem Caliber des Zündlochs, und wird, nachdem er gut geölt worden ist, bis an den stärkern Ansatz des Stahles eingetrieben. Dieser Dorn wird mehrmals eingeschlagen, indem jedesmal der Grad zuvor flach gehämmert und der Grad in der Seele durch den letzten Schraubenbohrer (*Fig. 187*) entfernt wird. Man muss vorsichtig sein, um den ersten conischen Durchschlag nicht zu tief einzutreiben, und überhaupt demselben nicht zu starke Dimensionen geben, da sonst das Zündloch in der Mitte einen grössern Durchmesser behält und eine birnförmige Gestalt annimmt.

Das Verbohren ausgebrannter Zündlöcher wird natürlich nicht in den Gewehrfabriken vorgenommen, sondern in den Werkstätten der Büchsenmacher, da es zu den Reparationsarbeiten zu rechnen ist. Man bohrt zu diesem Zwecke das Zündloch mit einem conischen und dann mit einem Cylinderbohrer bis auf  $2\frac{1}{2}$  Durchmesser aus und versieht es dann mit feinen Gewinden von 3 — 4 Durchmesser. In dieses Loch wird ein geschmiedeter eiserner Kern, an welchem genau passende Gewinde eingeschnitten worden sind, fest eingeschraubt; der über den Lauf hervorstehende Theil des Kernes wird dann breit gehämmert und abgefeilt und der in der Seele entstandene Grad durch den Schraubenbohrer entfernt, nachdem das überstehende Eisen abgestossen worden ist. Zuletzt bohrt man das Zündloch in den Kern, da ein Durchschlagen den Gewinden schaden würde, und bringt den Gewindbohrer nochmals in die Seele, um die Muttergewinde der Schwanzschraube völlig zu säubern. Das Verbohren ist eine sehr schwierige und mühsame Arbeit, die sich ein zweites Mal nicht wiederholen lässt, indem die Gewinde durch das Pulver leiden und eine nochmalige Erweiterung des Loches nicht rathsam sein dürfte.

#### d) Das Bohren des Kreuzschraubenloches.

Das Kreuzschraubenloch in der Schwanzschraube kann zwar mit der Brustleier gebohrt werden, indem man den Lauf in einen Schraubstock spannt; doch findet man fast in allen Gewehrfabriken eine zu diesem Zwecke eingerichtete Bohrbank (*Fig. 184*) oder eine besondere Maschine, welche in den *Fig. 181 — 183* dargestellt ist. Um den Punkt auf der Schwanzschraube zu finden, durch welchen das Loch gebohrt werden soll, bedient man sich des Calibers *Fig. 180*; dieses wird so auf den Schwanz der Schwanzschraube gesetzt, dass seine Lappen *bb* hinten an den Lauf anstossen; die Körner *x* markiren dann den Punkt, sobald man leicht auf das Caliber schlägt.

Die Bohrbank (*Fig. 184*) besteht aus einem vierbeinigen Bock oder Tisch, auf welchem das Rohr *L* schräg in den Lagern *m* und *n* ruht, so dass der Schwanz der Schwanzschraube horizontal zu stehen kommt und von dem Bohrer *x* senkrecht getroffen wird. Die Bohrwelle *F* wird mit der Hand gedreht und spielt oben in einem Körnerpunkt des Hebels *C*,



während der Druck durch das Trittbret *E* hervorgebracht wird. Dieses Trittbret bewegt sich in *a* um Zapfen, und ist mittels der Latte *D* in Verbindung mit dem Hebel *C* gebracht, welcher sich um den Bolzen *y* dreht, der an der Säule *B* beliebig hoch eingesteckt werden kann. Eine zweite Säule *B*<sub>1</sub> dient dem an beiden Enden gespaltenen Hebel zur Leitung. Nachdem das Loch auf dieser Bank gebohrt worden ist, wird es oben versenkt, d. h. trichterartig für den Kopf der Kreuzschraube erweitert; dies geschieht mit einer in der Brustleier eingesetzten Reibahle.

Die Maschine zum Bohren des Kreuzschraubenloches ist *Fig. 181* in der Seitenansicht dargestellt; sie wird mittels des Riemens ohne Ende *e* in Bewegung gesetzt, und kann daher mit einer Welle in Verbindung gesetzt werden, die ausserdem noch mehrere Maschinen treibt.

Die hölzerne Bank *A* ist mit einer Gussplatte *d* belegt, in welcher die eisernen Supports *a*, *a* befestigt sind. Die Welle oder Bohrspindel *w* nimmt vorn den Bohrer *x* und eine Reibahle *y* auf; sie ist vierkantig und daher in den Supports mit Muffen *n* von Messing versehen; in *o* hat sie eine Verstärkung, um das zu weite Vordringen der Reibahle zu verhindern. Um die hölzerne Scheibe *b* ist der Riemen ohne Ende *e* geschlungen, hinten ist die Welle auf einem kleinen Durchmesser rund abgedreht und wird daselbst von einer messingenen Gabel *z* umgriffen, so dass sie in derselben frei spielen kann. Durch den Griff *H*, der sich unten in einem Charniere bewegt, kann die Spindel vor- und zurückgeschoben werden, indem im erstern Falle der Griff gegen den Knopf der Welle gedrückt wird, während im zweiten Falle die Gabel rückwärts gegen den Knopf wirkt. Die Schwanzschraube *S* wird in der erforderlichen Stellung fest in die Klappe *R* mittels der Kurbel *p* und der Schraube *q* verspannt. *Fig. 183* gibt die vordere Ansicht der Klappe mit eingespannter Schwanzschraube, *Fig. 182* die hintere Ansicht des Griffes *H*; die punktirten Linien zeigen die Form der Gabel *z* und des Knopfes der Welle.

#### e) Bajonnetdillenbohrwerk.

Die Bohrbänke zum Bohren der Bajonnetdillen sind denen der Laufbohrerei ziemlich gleich; da man jedoch hier die Dille, wegen ihrer geringen Länge, ohne Nachtheil in den Schlitten solid befestigen kann, so wählt man die Bewegungsart durch ein Kurbelgetriebe und eine Zahnstange. *Fig. 177* ist die Längensicht, *Fig. 178* der Grundriss und *Fig. 179* der Durchschnitt einer solchen Bohrbank nach der Linie *XY*.

Die Bohrbank enthält einen Trog *m*, der ebenfalls durch Röhren mit frischem Wasser gespeist wird und einen Abzug hat. Auf der Bank sind die Schienen *p*, *p* aufgeschraubt, in deren Nuthen sich der Schlitten *F* bewegt; eine Zahnstange *z* ist mit dem Schlitten durch einen Schraubenbolzen verbunden, eine Welle mit Kurbel *K* und Getriebe *g* setzt die Schlitten in Bewegung. Auf dem Schlitten befindet sich ein Gehäuse *A*, in welches die Dille zwischen zwei Backen, mittels einer Schraube mit Kurbel, verspannt wird. Die Bohrwelle *w* hat in *D* ihr Lager, in welchem sie durch eine aufgeschraubte Schiene gehalten wird. Die Bohrer *b* werden wie bei der Laufbohrerei in die Bohrwelle befestigt; *C* ist die Gabel mit ihrem Gehäuse, *r* der an den Bohrer geschobene Ring, welcher das Herausspielen des Bohrers aus der Bohrwelle verhindert. In *B* hat der Bohrer ausserdem noch einen Support, welcher auch bloss die Form einer Gabel haben kann. Die Bohrwelle kann ein eigenes

Räderwerk haben, gewöhnlich aber wird sie von dem Stirnrad einer Welle getrieben, welche ausserdem noch mehrere Maschinen in Bewegung setzt.

Die Gestalt der Bohrer (*Fig. 175 und 176*) weicht von der der Laufbohrer ab; sie sind kürzer und stärker. Die runden eisernen Stäbe der Bohrer sind 2' 8" lang und haben längliche vierkantige Köpfe wie die Laufbohrer.

Der Rauhbohrer zum ersten Ausbohren der Klinge ist 10" 6" lang, vierkantig (*Fig. 175 D*), und nimmt nach vorn ab, so dass seine grösste Stärke 10", seine geringste am vordern Ende 8½" beträgt.

Der Polirbohrer *E* (*Fig. 176*) dagegen ist achteckig, 7" 10" lang, an dem grössten Durchmesser 9¾" und am vordern Ende 9" stark; er wird ohne Polirspan eingesetzt.

Beide Bohrer werden wie Laufbohrer scharfkantig geschmiedet, der Polirbohrer ausserdem geschliffen; sie bestehen wie diese innerlich aus Eisen und werden vor dem Bohren eingeölt. Beim Bohren ist ungefähr dasselbe zu beobachten wie bei der Laufbohrerei, obgleich die Dillen nicht so glatt ausgebohrt zu werden brauchen, indessen dürfen sie doch weder Bohrringe noch Ungleichheiten zeigen. Die Durchmesser der Dillenseele sind verschieden; die hintere Oeffnung ist die grössere, daher auch das Bohren immer von dieser Seite aus erfolgt. Das Abkühlen der Dille muss fleissig vorgenommen werden, da der Angriff der Bohrer so heftig ist, dass brüchiges oder schlecht geschweisstes Eisen aufreiss.

Ein Bohrjunge kann in einem Tage 250 Dillen bohren und poliren.

f) Das Bohren und Gewindschneiden der Löcher im Schlossblech und in den Schlosstheilen.

Besitzt die Gewehrfabrik eine Mechanik, so werden alle Löcher des Schlossbleches und der Schlosstheile in dieser gebohrt, wobei man die Theile in Matrizen legt, durch welche Löcher gebohrt sind, die genau den Ort für die neu zu bohrenden Löcher angeben. Die Matrizen sind mehrere Linien starke, gehärtete Stahlplatten, die nach der betreffenden Form ausgeschnitten sind; sie werden auf eine andere Stahlplatte aufgeschraubt, so dass die zu bearbeitenden Theile zwischen beiden Platten liegen. Die Gewinde werden mit kleinen Schraubenbohrern ebenfalls in der Mechanik vorgeschritten, der Schlossfeiler beendigt sie bei der Zusammensetzung des Schlosses. Grössere Löcher, wie das für die Nusswelle im Schlossblech und im Hahne, das Herz des Hahnes u. s. w. werden in der Mechanik durchgepresst. Fehlt einer Gewehrfabrik die Schlossmechanik, so fällt diese ganze Arbeit dem Schlossfeiler anheim, welcher die Schlosstheile noch vom Schmied erhält. Die in der Mechanik oder beim Schlossfeiler angewendeten Bohrmaschinen gleichen den gewöhnlichen kleinen Metallbohrmaschinen.

Der grössere Theil dieses Artikels wurde dem sehr empfehlenswerthen Werke: *Verfertigung der Handfeuerwaffen von FERDINAND WOLF, Grossherzogl. Badensch. Capitän. Karlsruhe 1832* entnommen, da es das einzige Werk ist, welches gründlich in das Detail der beschriebenen Maschinen eingeht. Ausserdem wurden benutzt: *ROUVROY, das kleine Feuer-gewehr, 1823.* — *BERALDO BIANDRINI, Abhandlung über Feuer- und Seiten-gewehre.* — *GASSENDI, Aide-mémoire etc.* — *COTTY, Mémoire sur la fabrication des armes portatives, 1806.* — *COTTY, Instruction pour les ateliers de réparations d'armes portatives etc. 1811.*

E. Weinlig.



**Bortenwirkerstuhl** s. POSAMENTIRSTUHL.

**Botheggen** (fr. *ratissoirs*; engl. *drags*) hat zuerst WILLIAMSON in seinen Grundsätzen des landwirthschaftlichen Maschinenwesens (deutsch von SCHILLING, Leipzig 1823. 8.) von den Eggen (fr. *herses*; engl. *harrows*) unterschieden und die theoretische Begründung dieses Unterschiedes, sowie die Bestimmung des Begriffs der Botheggen ist im Artikel ACKERBAUMASCHINEN bereits gegeben worden. Da indessen manche der hierher gehörigen Instrumente, was ihre Construction anlangt, fast ganz mit den Eggen zusammenfallen, so erscheint es zweckmässiger, beide Artikel unter EGGEN zu combiniren.

A. Weinlig.

**Brandzieher**, ein Instrument zum Herausziehen der im Hohlgeschosse eingesetzten Bränder. Das eiserne Gestelle dieses Instrumentes ist aus vier parallelen, paarweise gestellten Stäben zusammengesetzt, welche die Leitung für eine den Brand fassende Zange bilden, deren Lippen durch eine Schraube einander nach Erfordern genähert werden können. Eine ringförmige Fussplatte verbindet die Stäbe unten; mit dieser Platte wird das Instrument auf die Hohlkugel gesetzt, so dass der Brand im Centrum des Ausschnittes liegt; ein Strohkanz sichert die Lage der Kugel. Oben sind die Stäbe durch eine zweite Platte verbunden, welche die Mutter einer vertikalen Druckschraube aufnimmt; letztere wird durch einen Prägstock bewegt, und ist mittels einer Nuss mit der Zange verbunden, so dass sich die Zange mit dem Brande in der Leitung allmählig erhebt, wenn man die Schraube dreht. In den meisten Lehrbüchern der Artillerie findet man eine Beschreibung und Abbildungen dieses Instrumentes und die nöthigen Vorsichtsregeln, die man bei dessen Gebrauch zu beobachten hat.

E. Weinlig.

**Branntweinbrennerei**. Von diesem Gewerbe gilt dasselbe, was oben von der Bierbrauerei gesagt wurde. Ausser den SCHROTMÜHLEN und MALZQUETSCHMASCHINEN haben wir hier noch der KARTOFFELWASCHMASCHINEN, KARTOFFELQUETSCHEN, -REIBEN und -SCHNEIDMASCHINEN zu gedenken; unter den MAISCHMASCHINEN werden auch die Apparate aufgeführt werden müssen, welche gleichzeitig eine feinere Zerkleinerung der gekochten Kartoffeln beabsichtigen, z. B. von SIEMONS und SCHWARZ; auch wird dabei die beste Gelegenheit sein, an einigen Beispielen die beste Anordnung der in einer Brennerei vorhandenen Maschinen zu zeigen. Von den Kühlapparaten, Hebevorrichtungen u. s. w. gilt dasselbe, wie bei der Bierbrauerei; die Destillationsapparate selbst wird man, wenn sie auch häufig mit Rührwerkzeugen versehen sind, nicht zu den Maschinen rechnen können.

A. Weinlig.

**Brechmaschinen** für Flachs und Hanf (fr. *machines à broyer ou teiller le lin ou le chanvre*; engl. *machines for breaking flax or hemp*). Unter den mechanischen Operationen, welchen man Flachs, Hanf und ähnliche zu Darstellung webbarer Fasern geeignete Pflanzentheile (z. B. die Blätter von *Phormium tenax*, von Aloë- und Agave-Arten) unterwerfen muss, um die Längenfaser in einem gesonderten Zustande herzustellen, macht das sogenannte Brechen (Breken, Racken, fr. *broyage*; engl. *breaking*) den Anfang. Der Zweck dieser Operation geht bekanntlich dahin, die Längenfaser des Bastes, welche den spinnbaren Theil des Flachses bilden, aus ihrer Verbindung mit dem holzigen Stengeltheile

zu trennen und diesen letztern selbst herauszuschaffen oder wenigstens einer nachfolgenden Operation in dieser letztern Beziehung durch Zerkleinerung des holzigen Theiles vorzuarbeiten — alles das aber natürlich mit möglichst geringer Beschädigung der Flachsfasern selbst. In der Regel, ja fast ohne alle Ausnahme, ist der Flachs, bevor man ihn bricht, bereits geröstet worden, d. h. man hat durch Einweichen des Flachses in Wasser oder dadurch, dass man denselben den wechselnden atmosphärischen Einflüssen aussetzt, einen Zersetzungsprocess eingeleitet, welcher die kleberartige Substanz, die den Zusammenhang der Bastfasern unter sich und mit dem Holze vermittelt, grösstentheils zerstört. Nach dem Rösten wird durch das Dörren der Flachs wieder getrocknet und dem holzigen Theile die zum Brechen erforderliche Sprödigkeit ertheilt. Es ist sehr klar, dass dadurch die Zwecke des Brechens sehr befördert werden und dass die Trennung des Bastes vom Holze und die Entfernung des zerbrochenen Holzes durch die Zwischenräume der gesonderten Fasern bei geröstetem Flachs auf viel weniger Hindernisse stossen, auch mit weniger Gefahr für die Fasern selbst vor sich gehen wird. Nichtsdestoweniger ist es bekannt, dass man den Röstprocess wo möglich zu beseitigen gesucht hat, weil er allerdings auf chemische Weise leicht die Haltbarkeit der Fasern benachtheiligen kann, weil er an sich zeitraubend und der Gesundheit der Arbeiter nicht förderlich ist, weil er endlich eine durch das Bleichen schwer zu beseitigende Färbung der Faser bedingt. Diese Beseitigung des Röstverfahrens dürfte sich vielleicht durch Anwendung schneller wirkender chemischer Mittel, z. B. verdünnter Alkalien, erreichen lassen\*), durch bloss mechanische Mittel, also auch durch die zweckmässigsten Brechmaschinen, wird sie nicht gelingen, wie die Erfahrung hinlänglich gezeigt hat. Allemal dauert das Brechen ungerösteten Flachses länger und das Resultat ist entweder ein unvollständiges in Bezug auf die Trennung der Fasern, oder es ist zwar in dieser Beziehung vollständig, aber nur auf Kosten unverhältnissmässig vieler zerrissener Fasern. Das Product ist daher in der That in Qualität und Quantität geringer, da ein Vorzug in letzterer Beziehung nur von dem Mitwiegen des Klebers herrührt und daher auf einer Täuschung beruht. Bei vorsichtig geleiteter Röste ist auch der geröstete Flachs keineswegs weniger fest als der ungeröstete und hat dagegen die Vorzüge grösserer Feinheit und Glätte. Wenn sich daher auch ungerösteter Flachs in der That weit leichter bleicht als gerösteter, so kann dies allein nicht den Ausschlag geben. Es war nöthig, dies im voraus zu bemerken, weil die meisten Beschreibungen neuer Flachsbrechmaschinen auch mit grossen Hoffnungen und selbst Versprechungen in dieser Hinsicht begleitet sind, die wir nun nicht erst bei jeder einzelnen Maschine besonders zu widerlegen brauchen.

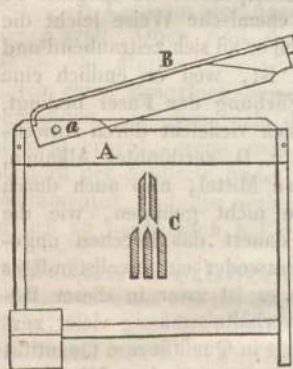
In vielen Gegenden unterstützt man die Arbeit des Brechens sehr zweckmässig durch eine andere mechanische Operation, das sogenannte *Boken* (Poken, Klopfen, Bläuen, fr. *piler*). Dieses besteht darin, dass man den Flachs auf einer harten und ebenen Unterlage (meist von Eichenholz oder auch von Stein) mittels eines hölzernen Hammers (Bläuers oder *Bökers*, fr. *pilou*) klopft, oder auch in einer sogenannten *POK-MÜHLE* (fr. *moulin à piler*), einer am gehörigen Orte zu beschreibenden, nach dem Principe der Stampfwerke eingerichteten Vorrichtung, einer

\*) Denn die Umständlichkeit und Kostspieligkeit dieser Ersatzmittel würde bei zweckmässiger Ausführung wohl nicht so gross sein, als man meint.



ähnlichen Einwirkung unterwirft. Man lässt diese Operation entweder nur dem Brechen vorausgehen, oder wiederholt sie wohl auch dazwischen. Es ist klar, dass die Trennung der Fasern ohne Nachtheil für ihre Festigkeit dadurch sehr begünstigt werden muss. Ja man kann durch anhaltendes Boken das Brechen ganz ersetzen. (Man vergleiche über die bisher berührten Gegenstände: BREUNLIN, Anleitung zur vorteilhaften Cultur und Bearbeitung des Flachses. Stuttgart 1832. PRECHTL's Encyclopädie Art. Flachs. KARMARSH mechanische Technologie II. 584 ff.)

Das Brechen selbst besteht in einem gewaltsamen Hin- und Herbiegen der Flachsstengel, dem zwar die Bastfasern in einem ziemlichen Grade widerstehen, wodurch aber die spröden Holztheile zerbrochen werden. Um die zu diesem Zwecke vorgeschlagenen Maschinen besser beurtheilen zu können, ist es nöthig, sich die Construction des gewöhnlich zu dieser Arbeit verwendeten Handwerkszeugs, der sogenannten Breche (Brake, Racke, fr. *broïe*, *macque*, *machoire*, *chevalet*; engl. *brake*) zu vergegenwärtigen. Die Breche ist ein scheerenartiges Instrument, ganz von Holz construirt, und welches, wie beistehender Holzschnitt zeigt, aus



einem mit Füßen versehenen feststehenden Theile, der sogenannten Lade, A und einem um den Zapfen a drehbaren, beweglichen Theile, dem Deckel oder Schlägel, B besteht, welcher letztere bei dem Griffe b erfasst und auf- und niederbewegt wird. Bei dem einfachen Brechen ist nun die Lade bloss ein der Länge nach gespaltenes Holzstück und der Deckel eine unten zugeschärfte Holzschiene, die beim Herabbewegen des Griffs in den Spalt eintritt. Schiebt nun der Arbeiter die gehörig gleichgezogenen Flachsbündel zwischen beide Theile, so muss das

Herabgehen des Deckels eine scharfe Biegung der Flachsstengel bewirken. Durch Fortziehen des Bündels mit der linken Hand kommen nun allmählig alle Theile der Stengel in diese Lage. Bei der doppelten Breche hat die Lade einen doppelten Spalt und der Deckel besteht aus zwei Schienen, wie dies der Durchschnitt C versinnlicht. In der Regel bricht man zweimal hinter einander und dann das erste Mal mit einer einfachen, das zweite Mal mit einer doppelten Breche, oder erst mit einer weiteren, dann mit einer engeren. Dazwischen bokt man hier und da den Flachs wieder, dörft ihn wohl auch nochmals. Es ist an sich klar, dass die Einwirkung der Breche um so nachtheiliger sein wird, je tiefer der Deckel zwischen die Lade greift, je schiefer die Kanten des Deckels sind und je gewaltsamer das Instrument gehandhabt wird. Dazu kommt, dass durch ein Schlottern des Deckels im Drehpunkte häufig ein Klemmen, d. h. ein dichtes Anstreifen der Deckelschienen an den Wänden der Ladenspalten eintritt, wodurch viel Fasern zerrissen werden. Lehrt nun auch die Erfahrung täglich, dass bei vorsichtiger Behandlung mit gut construirten Brechen ein ganz schönes Resultat erzielt wird, so hat doch der Wunsch, sich in dieser Beziehung von der Geschicklichkeit der Arbeiter unabhängiger zu machen und bei gleichmässigerer Arbeit — die hier, wo man ohne grossen Zeitverlust die Stengel öfter durch die

Maschine passiren lassen kann, sich sehr schonend einrichten lässt — doch auch ein grösseres Quantum zu fördern und dadurch an Arbeitslohn zu sparen, zu vielfachen Vorschlägen von Brechmaschinen Veranlassung gegeben \*). Wir werden sehen, dass unter den sehr zahlreichen Vorrichtungen dieser Art manche sind, die allen Anforderungen in Bezug auf schonende und völlig gleichförmige Behandlung des Materials entsprechen und zugleich bei voller Beschäftigung eine beträchtliche Ersparung an Arbeitslohn bedingen müssen. Dennoch sind nur wenige, in Deutschland vielleicht nur eine, unter allen diesen Maschinen ins practische Leben eingedrungen. Der Grund davon liegt in den äusseren Verhältnissen. Nicht nur der Bau, sondern auch die ganze Vorbereitung des Flachses inclusive des Hechelns, fällt überall dem Landwirthe zu, und wohl nirgends wird der Flachs in solchen Quantitäten von einem Eigenthümer erzeugt, dass derselbe eine grössere Brechmaschine in hinreichendem Grade beschäftigen könnte, um das Anlagecapital zu verzinsen. Leider haben gerade die vorzüglicheren Vorschläge zu Brechmaschinen fast ohne Ausnahme gar keine Rücksicht darauf genommen, dass Preise von 100 Thlrn. und mehr hier viel zu hoch sind und dass eine recht practische Brechmaschine, ihrem Character als landwirthschaftliche Maschine getreu, in ihrer Construction stets so beschaffen sein sollte, dass sie von einem geschickten Tischler, Stellmacher oder Zimmermann, wie sie überall leicht zu erlangen sind, wo nicht mit der erforderlichen Genauigkeit neu verfertigt, doch wenigstens ohne Schwierigkeit stets reparirt werden könne. In dieser Beziehung verdient fast allein die vom Bürgermeister KUTHE in Egelu bei Magdeburg erfundene und in der That in einem Theile des flachsbauenden Deutschlands verbreitete Maschine ungetheiltes Lob.

Man würde indessen den Vorwurf der Einseitigkeit auf sich laden, wenn man deshalb an diesem Orte ausschliesslich die zuletzt erwähnte Maschine abhandeln wollte. Einmal nämlich sind einige der andern Maschinen interessant genug, um der Hauptsache nach gekannt zu werden; ferner leiden obige Einwürfe viel weniger Anwendung auf Hanf und neu-seeländischen Flachs, die häufig in grossen Quantitäten verarbeitet werden, und endlich kann man nicht wissen, ob nicht in gleicher Weise, wie durch die Flachsspinnerei mit Maschinen das Hecheln zum Theil an letztere übergegangen ist, auch über kurz oder lang in dem bisher üblichen Betriebe der ersten mechanischen Vorbereitungsoperationen Veränderungen vor sich gehen werden, die es dann wünschenswerth machen, auch die vorzüglicheren unter den grösseren vielleistenden Brechmaschinen zu kennen. Es folgt daher hier eine Uebersicht der meisten bis jetzt vorgeschlagenen Brechmaschinen nach ihren verschiedenen Principien, wobei wir nur die vorzüglicheren und interessanteren ausführlicher beschreiben. Die Uebersicht, welche KARMARSCHE S. 129 ff. des zweiten Bandes seiner Einleitung in die mechanischen Lehren der Technologie gibt, hat dabei zum Anhalt gedient; man findet an diesem Orte auch die

\*) Auch die in Belgien hier und da an die Stelle des Brechens getretene Arbeit mit dem Botthammer, d. h. das Klopfen des auf einer ebenen Unterlage ausgebreiteten Flachses mit einem, an einem krummen Stiele befestigten, auf der untern Fläche mit mehreren dreieckigen 5—6 Linien tiefen Kerben versehenen Holzstücke, verdankt jenen Nachtheilen der Breche ihren Ursprung und soll ein vorzügliches Product liefern. Man wird sehen, dass manche der vorgeschlagenen Brechmaschinen eigentlich auf demselben Gedanken beruhen, wie der Botthammer.



Literatur sehr vollständig angegeben. Es bedarf kaum der Bemerkung, dass ein wesentlicher Unterschied in den Vorrichtungen dadurch nicht entsteht, dass man mit denselben nicht bloss Flachs, sondern auch Hanf u. s. w. verarbeitet; nur die Dimensionen und die Schwere der Theile werden bei gröberen Materialien entsprechend grösser sein müssen.

#### A. Vorrichtungen, welche der Handbreche nachgebildet sind.

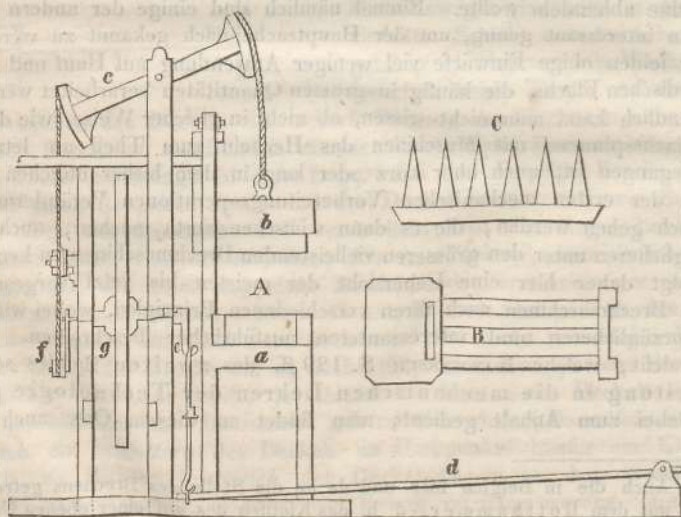
Diese haben alle mit einander die geradlinig hin- und hergehende Bewegung der brechenden Theile gemein. Es gehören hierher:

1) Die Maschine von BOND, 1806. (Abgebildet in den *Transact. of the Soc. for the Encour. of Arts XXV.* 147 und im *Bullet. de la Soc. d'Encour. XVII.* 104.) Wesentlich eine Handbreche, deren Deckel durch eine Daumenwelle gehoben wird und durch sein eigenes Gewicht wieder herabfällt.

2) DURAND's Maschine, 1813. (Abgebildet im *Bull. de la Soc. d'Encour. XV.* 60.) Die Lade ist ein festliegender horizontaler Balken mit drei dreieckigen Kanten; der Deckel ist durch Gewinde an der Lade beweglich und hat zwei Kanten, die in die Zwischenräume der vorigen passen; das Heben des Deckels geschieht durch einen Zieharm, das Niederfallen wird durch eine starke Feder verstärkt. Eine Vorrichtung zum Klopfen des Flachses durch Schlägel, die an einer Welle sitzen, ist damit verbunden.

3) LOWDER's *Decorticator*, 1819. Nur durch eine unvollständige Patentbeschreibung im *Rep. of pat. Inv.* 1819, Nov. bekannt.

4) LEE's erste Maschine (abgebildet in *NICHOLSON's operative Mechanic pl.* 61, aber ohne Beschreibung) wird aus beistehendem Holzschnitte, in welchem A einen Aufriss der ganzen Maschine, B eine obere



Ansicht und C einen grösseren Querdurchschnitt der Lade darstellt, hinreichend deutlich werden. Man sieht, dass die wesentlichen Theile aus einer feststehenden Lade a mit sechs transversalen dreieckigen Erhöhungen und aus einem ähnlich gestalteten Deckel b bestehen, dessen als Basis

dienender Klotz aber nach Art eines Rammklotzes in Nuthen zwischen zwei leitenden Säulen auf- und niedergleitet. Der Deckel hängt zu diesem Behuf an dem einen Ende eines hölzernen Balanciers *c*, dessen anderes Ende von dem Fusstritte *d* aus durch die Kurbeln *e* und *f*, an deren Verbindungswelle ein Schwungrad *g* sitzt, auf und nieder bewegt wird. Der Balancier liegt schräg, so dass der an der Seite *a* an der Lade stehende und den Flachs einlegende Arbeiter mit dem einen Fusse den Tritt in Bewegung setzen kann, ohne in seiner Arbeit gehindert zu werden.

5) BUNDY's neueste Maschine, 1822. (Abgebildet in  *Lond. Journ.* 1823, *Sept.* und daraus in  *DINGL. Journ.* XV. 307.) Von dieser complicirtesten unter allen in diesen Abschnitt gehörigen Vorrichtungen wird der vertikale Querschnitt  *Fig. 1* (Taf. 104) wenigstens das Princip klar machen. Die ganze Maschine ist etwa 6 Fuss hoch, 4 Fuss breit, 3 Fuss lang. Das Gestelle besteht aus Holz, und zwar aus einem breiteren untern und einem schmaleren obern Theile; jeder Theil enthält zwei aus den Balken *a, a, a* bestehende, etwa 3' im Lichten von einander entfernte Seitentheile, welche durch Querschwellen *b, b, b, b* verbunden sind. Zwischen diesen Querschwellen befinden sich oben und unten noch sieben kurze Transversalstücke *c c*, welche die Zapfenlager für die beweglichen sechs obern und sechs untern Hebel tragen. Die Stelle der Brechlade vertreten zwei hölzerne, aus den Seitentheilen *d, d*, den untern Querstücken *e, e* und den obern Querstücken *f, f* zusammengesetzte Rahmen. Diese Rahmen, welche so zwischen die Gestellwände passen, dass sie oben noch Flucht zur Bewegung haben, lassen sich, da sie unten bei *e* durch Charniere mit den Querbälzern *b* verbunden sind, so weit zurücklegen, dass sie sich an die mittleren Querbälzern anlegen; während der Arbeit der Maschine befinden sie sich aber in vertikaler Stellung und werden in derselben durch Bolzen *g* und Stützen *h* festgehalten. Von oben herein sind die Seitentheile dieser Rahmen so gespalten, dass sie in einigem Grade federnd wirken und beim Anschlagen der Deckel etwas nachgeben. Die innere Seite der obern Querstücke *f* ist mit dreieckigen querlaufenden harthölzernen Leisten versehen, welche zwei Abtheilungen bilden, eine untere aus drei gröbereren, eine obere aus drei feineren Leisten bestehend. Die Stelle des Deckels vertreten nun oscillirende Hebel *i, i*, von denen sechs neben einander mit ihren Zapfen an den obern Querstücken *c, c* schwingen, die sechs andern dagegen auf den untern Querstücken *c, c* ebenfalls mit Zapfen ruhen. Die Enden der obern und untern Hebel stehen nur gerade so weit von einander ab, dass sie sich frei an einander vorüber bewegen können und dass die an den äussern Seiten der Hebel angebrachten dreieckigen Leistenpaare beim Schwingen der Hebel gerade in die Zwischenräume der feststehenden Leisten — denen sie in der Feinheit entsprechen — eingreifen. Das Schwingen der Hebel wird durch Excentrica *k, k* bewirkt, welche, an zwei Wellen *l, l* sitzend, sich in den Ausschnitten der Hebel bewegen. Die eine der Wellen *l* nimmt die bewegende Kraft unmittelbar auf, die andere empfängt sie durch Zahnräder von der ersten; die Excentrica sitzen so, dass die obern und untern Hebel gleichzeitig nach den entgegengesetzten Seiten ausschlagen. So viel Hebel, so viel Flachsbüschelchen hängen nun zwischen den Leistenreihen herab; sie sind deshalb in Zangen *n*, die aus zwei querüberlaufenden, durch Schrauben genäherten Latten bestehen, festgeklemmt und diese Zangen hängen an Schnüren *o, o*, die über Rollen *p, p* gehen. Zu Anfang der Arbeit nehmen die Zangen die tiefste Stellung



an, sie werden aber allmählig in die Höhe gewunden, indem die Enden der Schnuren sich auf Walzen  $q$  aufwinden, welche durch Zahnräder von einer an der Hauptwelle sitzenden endlosen Schraube aus ihre Bewegung empfangen. Es erfährt demgemäss jede Stelle der Flachsbindel zuerst die Einwirkung der gröberen und dann die der feineren Leisten. Das Holz fällt zwar zum grossen Theile selbst aus, doch werden die Flachsbindel noch durch eine Reihe von Drahtspitzen durchgeführt; diese Spitzen sitzen an einer durch die Arme  $r, r$  getragenen Querleiste  $s$ , die sich zurückschlagen lässt, aber durch eine Spiralfeder, die um den starken, beide Drehungspunkte der Arme  $r, r$  vereinigenden Draht befestigt ist, nach vorn gedrückt wird. Ein an den Hebeln befestigter Arm stösst bei jedem Anschlage des Hebels die Drahtspitzen zurück und lässt sie dann wieder vorfallen, so dass eine Art von Kämmen statt findet. Eine am Gestelle selbst befestigte Querleiste  $t$ , eine andere an den Ladenrahmen durch Arme  $u$  befestigte Leiste  $v$  und ein Draht  $w$  dienen den Flachsbindeln als Leitung. — Sind die Flachsbindel ganz durchgegangen, so rückt man die Maschine aus (was auch die Zange selbst mittels einer Hebelverbindung thun kann, indem sie an den Stab  $x$  anstösst), schlägt die Ladenrahmen durch Ausheben der Stützen  $h$  zurück und lässt nun entweder die Zangen sogleich wieder herabsteigen, um den Flachs nochmals zu bearbeiten, oder man stürzt die Flachsbindel oder legt neue ein. — Practische Resultate über die Wirkung dieser Maschine sind nicht bekannt geworden.

6) Endlich würden hierher wohl noch jene Vorrichtungen aus der Kategorie der Pokmühlen gehören, deren Stampfen und Unterlagen mit dreieckigen Leisten versehen sind, wie z. B. die Pokmühle von DE BEIL (*Brevets belg. T. I. p. 19*); doch verweisen wir darüber auf den Artikel POKMÜHLEN.

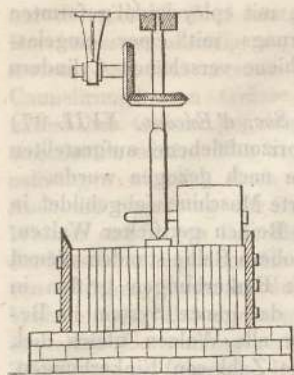
### B. Brechmaschinen mit Riffelwalzen.

Hierher gehören bei weitem die meisten der vorgeschlagenen Brechmaschinen; sie zerfallen aber in zwei grosse Abtheilungen, jenachdem sie aus Walzen und einer Fläche, oder aus lauter sich paarweise oder in anderer Anordnung gegen einander drehenden Walzen bestehen.

#### a) Brechmaschinen mit Walzen und einer Fläche.

7) Die unvollkommenste Form, an der weder Walze noch Fläche geriffelt sind, stellt eine im *Depart. du Puy-de-Dome* übliche, von LASTÉXRIE (*Collect. I. p. 72*) abgebildete Vorrichtung dar, die aus einer kreisrunden steinernen Tonne und einem sich darauf herumwälzenden, am horizontalen Arme einer im Mittelpunkt der Tonne errichteten vertikalen Welle befestigten Mühlsteine besteht. Als Vervollkommnung derselben ist anzusehen

8) WATSON'S Brechmaschine, in England und Belgien 1839 patentirt (*Lond. Journ. of Arts 1840, June* und *Brev. belg. II. 131*). Diese Maschine wurde zunächst für Bearbeitung des *Phormium tenax* empfohlen; bestehender Holzschnitt (S. 511) wird sie genügend erläutern. Auf einem gemauerten Grunde wird aus lauter vertikalen vierseitigen Pfählen ein kurzer Cylinder errichtet, aussen mit starken Fassdauben umgeben und durch eiserne Reifen gebunden. Die Fassdauben bilden rings herum einen vorstehenden Rand. Die durch die obern Pfählenden



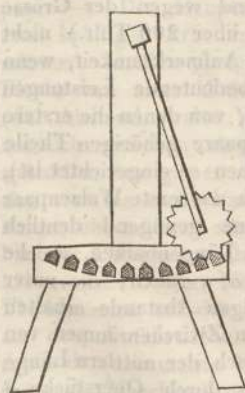
gebildete Tonne ist dadurch absichtlich uneben gemacht, dass niemals zwei Pfähle neben einander in genau gleicher Höhe abgeschnitten sind. Auf dem Mittelpunkte der Tonne liegt die Pfanne für eine vertikale Welle, die an ihrem horizontalen Arme einen cancellirten Mühlstein oder eine eiserne Riffelwalze herumführt.

9) SACCO's Maschine (*E. SACCO, sopra un nuovo metodo di preparare il lino ecc. Milano 1823.* 4.) besteht aus einer einzelnen Riffelwalze, die auf einer ebenfalls gekerbten, geraden Fläche hin und her läuft.

10) LEE's neuere Maschinen, 1819 patentirt (*NICHOLSON p. 406. Rep. of pat. Inv. 1821, Apr.*), bestehen ebenfalls aus schweren Riffelwalzen und gekerbten ebenen Unterlagen, aber der Walzen sind stets mehrere und die Unterlage ist entweder eine lange, vierseitige, und dann gehen die Walzen gerade hin und her, indem sie sämmtlich in einem sich hin- und herschiebenden Rahmen befestigt sind, oder sie ist eine runde, radial geriffelte, und dann ist die Anordnung der Walzen ähnlich wie bei WATSON.

11) MOLARD's Maschine (*Bullet. de la Soc. d'Encour. XVII. 259.*) besteht aus einer gekrümmten geriffelten Unterlage, auf welcher man eine Riffelwalze mit den Händen hin und her führt. Sie kommt daher wesentlich überein mit der

12) böhmischen Breche, einer in mehreren Gegenden Böhmens üblichen, recht practischen Vorrichtung. Dieselbe besteht aus einem hölzernen Gestelle, zwischen dessen Seitenwänden eine im Kreisbogen gekrümmte, aus lauter einzelnen, nach oben etwas abgeschragten, zwischen sich offene Zwischenräume lassenden Latten bestehende Unterlage



für den Flachs angebracht ist. Auf dem Gestelle erheben sich zwei Ständer und zwischen diesen dreht sich eine Welle, an welcher durch zwei Arme (oder durch einen Arm, der unten einen die Walze umfassenden Bügel trägt) ein geriffelter hölzerner Cylinder so hängt, dass er sich gerade auf der Unterlage mit einigem Eingreifen seiner Kerben zwischen den Latten hin- und herrollen lässt, wenn man die Arme mit den Händen ergreift. Der Mittelpunkt des Kreises, von dem die Unterlage ein Stück bildet, muss demnach gerade in die horizontale Welle am obern Theile der Vorrichtung fallen. Beistehender Holzschnitt wird diese Vorrichtung, die in andern Theilen Deutschlands nicht bekannt zu sein scheint, erläutern.

## b) Brechmaschinen mit lauter Walzen.

### a) Mit paarweise angeordneten Walzen.

13) Ein einfaches Paar gekerbter Walzen, durch Räder in entgegengesetzter Richtung umgedreht (*POPPE, Encycl. I. 482.*)

14) CHRISTIAN's ältere Maschine (*Borgnis Traité compl. de mécanique etc. III. 221*) liess die Flachsstengel erst zwischen zwei dünnern



Riffelwalzen und dann zwischen zwei grösseren, mit epicycloidal geformten Kerbungen und auf der Höhe jedes Vorsprungs mit einer einglasenen, wenig vorstehenden, fein gezahnten Schiene versehenen Cylindern durchgehen.

15) LEE's zweite Maschine (*Bull. de la Soc. d'Encour. XVII. 97*) bestand aus mehreren geriffelten, in einer Horizontalebene aufgestellten Walzenpaaren, durch die der Flachs der Reihe nach gezogen wurde.

16) TISSOT's in Frankreich 1819 patentirte Maschine (abgebildet in DINGLER's Magaz. III. 258) bestand aus zwei Reihen geriffelter Walzen, jede Reihe enthielt sechs, aber die Walzen der obren Reihe standen allemal über den Zwischenräumen in der unteren; alle Einkerbungen griffen in einander, so dass von der ersten Walze aus das ganze System in Bewegung gesetzt werden konnte. Obgleich aber alle Walzen gleich dick waren, so besaßen sie doch eine verschiedene Zahl von Einkerbungen, und zwar in folgender Progression:

obere Reihe:	24	26	28	30	32	34
untere Reihe:	25	27	29	31	33	35.

Es wurden daher die Kerben nach dem Ende der Maschine zu immer feiner. Es ist aber ersichtlich, dass in diesem Falle, wenn die Umdrehung nicht durch besondere Räder, sondern durch das Eingreifen der Kerben bewirkt wurde, die Umdrehungsgeschwindigkeit der Walzen abnehmen musste, was bei gleichem Durchmesser aller Walzen zur Folge hat, dass durch die letzten Walzen weniger Flachs in gleicher Zeit passirt, als durch die ersten, also eine Anhäufung des Materials zwischen den Walzen entsteht, welche die ganze Maschine völlig unpractisch macht. Dieser Uebelstand ist in der folgenden Maschine ganz vermieden.

17) SPRENGEL's Flachsbrechmaschine. Diese, bis jetzt noch nicht beschriebene, so viel bekannt nur in einem einzigen Exemplare in Braunschweig vor mehreren Jahren ausgeführte und wegen der Grösse ihrer Leistung und ihres Preises (sie kostet wohl über 200 Thlr.) nicht in die Praxis übergegangene Maschine verdient alle Aufmerksamkeit, wenn es sich um eine zweckmässige Vorrichtung für bedeutende Leistungen handelt. Die skizzirten *Fig. 2* und *3* auf *Taf. 104*, von denen die erstere einen Aufriss (an dem nur die zum ersten Walzenpaare gehörigen Theile ausgeführt sind, da an den andern Paaren alles eben so eingerichtet ist), die zweite aber einen vertikalen Durchschnitt durch das erste Walzenpaar darstellt, werden die Einrichtung dieser Maschine genügend deutlich machen. Das Gestell *AA* besteht aus zwei starken Längsbalken, welche in den erforderlichen Zwischenräumen auf Füßen *a, a* ruhen, die unter einander durch Bolzen *b* verbunden und im gehörigen Abstände erhalten werden. Auf diesen Längsbalken sind in gleichen Zwischenräumen von *l'* (der Abstand von Mitte zu Mitte richtet sich nach der mittlern Länge der Flachsfasern) Ständer *c, c* errichtet und oben durch Querstücke *d* verbunden. In diesen Ständern befinden sich unten die Zapfenlager für die untere Walze jedes Paares, darüber aber Schlitze *e*, in denen die Klötzchen *f* mit den Zapfenlagern für die obere Walze auf- und nieder gleiten können. Auf den obren Rändern dieser Klötzchen ruhen die Enden einer Feder *g*, welche durch die von oben durch das Querstück *d* gehende Holzschraube *h* gespannt wird und den Druck der obren Walze auf die untere bestimmt. Alle diese Theile, mit Ausnahme der Federn, sind von Holz. Die Walzen selbst sind ebenfalls von hartem Holze und

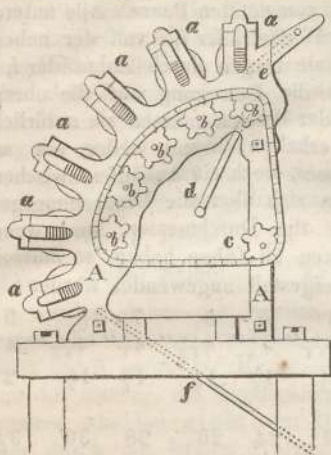
nur die vier bis fünf letztern Paare von Gusseisen; sie nehmen in ihren Durchmessern allmählig ab, so dass, wenn das erste Paar 8" im Durchmesser hat, das neunte nur 4 Zoll erhält; dabei nehmen auch die Cannelirungen an Grösse ab, wie dies durch die Fig. 4 und 5 in natürlicher Grösse gegebenen Abschnitte der ersten und letzten Walze angedeutet wird. Man sieht aus diesen Figuren zugleich, dass die Cannelirungen ziemlich flach sind, um den Flachs möglichst zu schonen. Auch die Spannung der Federn steigt bis zum letzten Paare. Alle untern Walzen empfangen ihre Bewegung durch Winkelräder  $i, i$  von der neben der Maschine liegenden Hauptwelle  $k$  aus; sie tragen durch Zahnräder  $l, l$  von gleicher Zahnzahl am andern Ende die Bewegung auf die obern Walzen über. Bei der ungleichen Grösse der Walzen müssen sie natürlich ungleiche Umdrehungsgeschwindigkeiten erhalten, wenn weder ein zu Zerreißen führendes Dehnen des Flachses, noch ein Anhäufen zwischen den Walzen statt finden soll. Es müssen sich aber die Umdrehungsgeschwindigkeiten umgekehrt verhalten wie die Durchmesser, und wenn daher alle Kegelräder an den untern Walzen 16 Zähne haben, so müssen die übrigen Verhältnisse ungefähr folgendergestalt angewendet werden:

	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Durchmesser der Walzen:	8"	7 $\frac{1}{4}$ "	6 $\frac{2}{3}$ "	5 $\frac{9}{11}$ "	5 $\frac{1}{3}$ "	4 $\frac{1}{3}$ "	4 $\frac{4}{7}$ "	4 $\frac{4}{5}$ "	4"
Umdrehungszahlen:	1	1 $\frac{1}{8}$	1 $\frac{2}{8}$	1 $\frac{3}{8}$	1 $\frac{4}{8}$	1 $\frac{5}{8}$	1 $\frac{6}{8}$	1 $\frac{7}{8}$	2
Zahnzahl des zugehörigen Kegelrades an der Betriebswelle:	16	18	20	22	24	26	28	30	32

Von der Hauptwelle aus wird auch die eine der beiden Walzen  $m, m$  in Bewegung gesetzt, über welche das Zuführtuch gespannt ist, auf dem ein Arbeiter den Flachs ausbreitet. Haben diese Walzen 4" Durchmesser, so gelten hier dieselben Zahnverhältnisse wie für das letzte Riffelwalzenpaar. — Die Hauptwelle wird durch Kurbel, Rad und Getriebe von zwei kräftigen Arbeitern, die nach höchstens 6 Stunden abgelöst werden müssen, in Bewegung gesetzt. — Im Anfange der Arbeit muss der Flachs von einer Walze zu der andern mit den Händen geführt werden (der Abstand zweier Walzenmittel ist so gross, dass jeder Stengel sich zugleich zwischen zwei Walzenpaaren mit seinen Enden befinden kann), späterhin bewegt er sich ohne Nachhülfe durch die Maschine. Ausser den vier bis sechs starken Arbeitern, welche zum Umdrehen zur Disposition sein müssen, sind an Weibern und Kindern noch erforderlich: zwei bis vier Personen, welche den Flachs gleich ziehen und in kleinen Partien kreuzweise in der Nähe der Maschine aufschichten; zwei, welche die Flachspartien auf dem Zuführtuche ausbreiten; eine endlich, welche den auf dem Abföhrtische  $u$  ankommenden gebrochenen Flachs abreisst, ausschüttelt (das meiste Holz fällt durch Zwischenräume zwischen den Walzen unter die Maschine) und weglegt. — Dass die Leistung dieser Maschine ausserordentlich gross ist, geht schon aus der Beschreibung hervor; eben darin liegt aber eine Ursache ihrer Nichtanwendbarkeit unter gegenwärtigen Umständen. Dass die Maschine sehr gut arbeitet, hat sich bei den in Braunschweig angestellten Versuchen ergeben, selbst wenn der Flachs feucht geworden war. — Einiges über die Erfordernisse der hölzernen sowohl als der eisernen Riffelwalzen an derartigen Maschinen wird später noch erwähnt werden.



18) BELLAFINET'S Maschine (abgebildet und beschrieben in BERTUCH und ROTHSTEIN Magazin für deutschen Flachs- und Hanfbau. Weimar 1820. 4. Heft 2 und in KARMARSCHE Einleitung in die mechan. Technologie I. 198) besteht aus fünf geriffelten Walzenpaaren von gleichem Durchmesser ( $2\frac{1}{2}$ —3'' bei 15'' Länge), aber verschiedener Feinheit der Kerbung, welche in einem Quadranten auf die aus beistehendem Holzschnitte, der eine Endansicht der Maschine gibt, ersichtliche Weise



angeordnet ist. Das oberste Paar hat 24, das zweite 30, das dritte 35, das vierte 40 und das fünfte 45 Auskerbungen. Die ersten beiden Walzenpaare sind von Gusseisen, die andern von hartem Holze. Die innern Walzen haben feste Zapfenlager in den Seitenwänden des Gestelles A, die Lager der äussern Walzen sind dagegen in den geschlitzten Ansätzen a, a verschiebbar; sie werden durch starke Spiralfedern, die den nicht schraffirten Theil dieser Schlitz (welche alle durch Abnahme der Deckel geöffnet werden können) ausfüllen, angepresst. Die äussern Walzen erhalten ihre Bewegung von den innern ohne Räder, die innern Walzen tragen an dem einen Ende an ihren über das Gestell hinaus verlängerten Zapfen Getriebe b, b, über welche mit Hülfe eines sechsten Rades c eine Kette ohne Ende gespannt ist, in deren Maschen die Zähne aller Getriebe eingreifen, so dass bei Umdrehung der an der ersten Walze angebrachten Kurbel d alle Walzen sich drehen. e ist der Zuführ-, f der Abföhrtisch.

β) Mit Walzen, die um eine Centralwalze geordnet sind.

19) Die schottische Brechmaschine (*Bullet. de la Soc. d'Encour. XV. 61 u. 276. JAMIESON dict. of mech. Sc. p. 3*), wesentlich übereinstimmend mit einer ältern spanischen Maschine (*Atti della società patr. di MILANO. Vol. II. 1789. p. XCVI*), besteht aus drei über einander in einem Gestelle befindlichen geriffelten gusseisernen Walzen (s. den Aufriss Fig. 6) a, b, c, von denen die grössere und mittlere a mittels der Riemenscheibe d unmittelbar von der bewegenden Kraft gedreht, jede der beiden andern aber nur von der mittlern mitgenommen wird. Die Walze a liegt in ihren Zapfenlagern fest, die andern beiden Walzen haben dagegen verschiebbare Lager; auf den Lagern der Walze b liegen die Enden eines in Nuthen gleitenden Bretes e, welches durch eine Schraube f beliebig gestellt und angepresst werden kann, die Lager der Walze c dagegen ruhen auf einer Latte g, welche an beiden Enden durch über Rollen h gehende Schnuren i dergestalt aufgehängt ist, dass man den Druck der Walze b gegen a durch die Gewichte k reguliren kann. — Die Flachsbindel werden von einem Arbeiter einerseits zwischen a und b gebracht, auf der andern Seite von einem andern Arbeiter erfasst, der sie zwischen a und c zurückpassiren lässt, u. s. f. Die Maschine hat in England practische Anwendung gefunden und JAMIESON gibt einen Aufriss einer ganzen sogenannten *Flax-mill*, wo in dem untern Geschosse

eine schottische Brechmaschine, im obern eine grosse Schwingmaschine von einer Wasserradwelle aus in Bewegung gesetzt wird.

20) KUTHE's Brechmaschine (BREUNLIN, Flachsbaum S. 57. PRECHTL Encyclopädie VI. 179) ist vielleicht unter allen jetzt vorhandenen Vorrichtungen diejenige, welche bei angemessener Vermehrung und Verbesserung der Arbeit doch für den allgemeinen Gebrauch durch Einfachheit der Construction und durch Billigkeit — das Exemplar wird in Hohenheim zu 20 Fl. hergestellt — geeignet, daher auch, zum Theil mit Abänderungen, im Hannöverschen und Magdeburgischen wirklich in die Praxis übergegangen ist. *Fig. 7* gibt eine Seiten-, *Fig. 9* eine Vorderansicht der Maschine, *Fig. 8* dagegen (worin der Zuführtisch und die Kerbung der Walzen der Deutlichkeit wegen weggelassen sind) eine Ansicht der innern Seite einer Gestellwand. Das Gestell besteht aus zwei Säulen *A, A*, welche in die Bodenhölzer *B, B* eingezapft, durch Seitenstreben *C* und durch Querriegel *D* befestigt und unter einander verbunden sind; in jede der Säulen ist noch in schräger Richtung ein Arm *E* eingezapft und beide Arme durch einen Querriegel *F* verbunden. Zwischen den beiden Säulen dreht sich zunächst in festen mit Messing gefütterten Zapfenlagern eine 8'' starke geriffelte harthölzerne (rothbüchene) Walze mit eisernen Zapfen, deren einer über das Gestell hinaus verlängert und mit einer Kurbel versehen ist. *Fig. 13* zeigt die Kerbungen der Walze in natürlicher Grösse. Am Umfange dieser Hauptwalze bewegen sich zwei kleinere, 4'' starke, ebenfalls mit eisernen Zapfen versehene, hölzerne Riffelwalzen. Die Lager dieser kleinern Walzen liegen jedoch nicht fest, sondern es sind für die Zapfen erstens in den Seitenwänden (nämlich in den Säulen *A* und in den Ansätzen *E*) längliche mit Messing gefütterte Einschnitte und zweitens an der innern Seite der Seitenwände die zwischen zwei Leisten in Falze eingeschobenen, mit runden Löchern für den Durchgang des Zapfens versehenen Schieber (Zapfendeckel) vorhanden. Diese Schieber oder Lager sind in grösserem Massstabe von drei verschiedenen Seiten in *Fig. 10, 11* und *12* dargestellt. Ueber die obern rinnenartig gestalteten Ränder der beweglichen Lager läuft eine starke Schnur, welche an einem Knopfe befestigt ist, und geht dann senkrecht herab. Längs des Laufes der Schnur sind die Seitenwände des Gestelles etwas ausgenommen. Beide Schnüre (denn Alles ist von beiden Seiten gleich) sind durch ein Querholz verbunden und auf diesem Querholze ruht der sich hinten an den Querriegel *D* stützende Hebel, an dessen vordern Ende ein Gewicht hängt; es ist an sich klar, dass mit Veränderung der Stellung des Gewichtes auch der ganze Druck der kleineren Walzen gegen die grosse verändert wird. Die Zuführtische mit ihren Stützen bedürfen keiner weitem Erläuterung. — Eine in manchen Beziehungen einfachere, aber auch etwas plumpere Abänderung der KUTHE'schen Maschine ist

21) die Brechmaschine aus der Gegend von Lüchow, welche STIEGER in den Hannöv. Mittheilungen 1836. S. 122 beschrieben hat, und von der *Fig. 14* eine Vorderansicht, *Fig. 15* einen Durchschnitt gibt. Das Gestell besteht hier nur aus zwei massiven eichenen Wänden *A, A* und zwei Querriegeln *B, B*. Die Walzen verhalten sich wie bei der vorigen Maschine, nur sind drei kleinere Walzen *a, b* und *c* nebst einer grösseren *d* vorhanden. *d* liegt auch hier in festen, *a, b, c* in verschiebbaren Lagern von ähnlicher Construction. Die Lager bestehen nämlich aus kurzen Leisten *e, e, e*, die mittels eines nicht zu starken Grathes in



die Seitenwände eingelassen sind. Die sich entsprechenden Lager beider Seiten sind querüber durch Leisten  $f, f, f$  verbunden und über diese Verbindungsleisten legt sich der Riemen  $g$ , an welchem der am Ende eines Hebels befestigte Steinkasten  $h$  zieht. Die Tische  $i$  und  $k$  sind hier nicht verstellbar, sondern in die Gestellwände eingelassen. Die ganze Maschine ist für 8 Thlr. herzustellen. Die Art der Arbeit ist bei beiden eben beschriebenen Maschinen gleich. Der Flachs wird, mit den Wurzeln gegen die Walzen gekehrt, in kleinen gleichgezogenen Partien auf einem der beiden Zuführtische ausgebreitet und nun durch abwechselndes Umdrehen der Kurbel nach der einen und der andern Richtung zwischen den Walzen hin- und hergezogen, bis alles Holz herausgefallen und nur der Bast in breiten Bändern übrig ist. Zuweilen zieht man dann die Spitzen der Bündel durch grobe Hecheln, lässt den Flachs im Keller Feuchtigkeit anziehen und dann nochmals durch die Breche passiren, wodurch er sehr weich wird. Beide Maschinen haben folgende Vortheile gemein: sie nehmen wenig Platz weg, lassen sich von geschickten Dorfhandwerkern erbauen und repariren, zerreißen viel weniger Flachs, verwirren ihn viel weniger als die Handbreche und erlauben auch die Bearbeitung des kürzesten Flachses. Die Leistung scheint bei beiden nicht ganz gleich zu sein, denn während bei der KUTHE'schen Maschine (bei doppelter Leistung, wie mit der Handbreche) dieselbe Person füglich mit der linken Hand den Flachs vorlegen und mit der rechten die Kurbel drehen kann, ohne sich zu sehr anzustrengen, soll die von STIEGER beschriebene Maschine, bei einer  $2\frac{1}{2}$  mal so grossen Leistung als die eines gewandten Mannes auf der Handbreche, einen starken Mann zum Drehen und zwei Kinder zum Unterschieben und Wegnehmen des Flachses erfordern. Sollen übrigens die Vortheile dieser Maschine in voller Grösse gefühlt werden, so muss auf das gleichmässige Ausbreiten und Gleichziehen des Flachses, auf allmälige Steigerung der Umdrehungsgeschwindigkeit, auf gehörige Steigerung des Druckes bei Bearbeitung härterer Theile u. s. w. gehörige Sorgfalt verwendet werden. Eigentliches Dörren des Flachses ist nicht nöthig, wohl aber lufttrockner Zustand wünschenswerth.

22) CHRISTIAN's neuere Maschine (CHRISTIAN, über die Art, Flachs und Hanf ohne Rüste zu bereiten. Aus dem Franz. von LAWÄTZ. Kopenhagen 1820. 8.) besteht wesentlich aus einem grossen gekerbten Cylinder, welcher von 12 bis 14 kleineren umgeben ist. Der Erfinder besteht sehr darauf, dass der grosse Cylinder immer mindestens 1' im Durchmesser habe, um den Flachs zu schonen, was indessen nur dann so genau zu nehmen ist, wenn man, wie CHRISTIAN, das Rösten ganz weglässt. Auch andere von CHRISTIAN gegebene Regeln verlieren an Wichtigkeit, wenn man nicht mehr daran denkt, das Rösten durch eine solche Maschine ganz überflüssig zu machen. CHRISTIAN hält nämlich auch eine Anzahl von mindestens zwölf kleinen Walzen für nothwendig, da man bei einer geringern Anzahl eine gleiche Beschleunigung der Arbeit nur durch vergrösserten Druck zu erreichen im Stande sei, der die Fasern leicht beeinträchtigen könne; die zu Bewegung der Maschine nöthige Kraft werde aber durch einige Walzen mehr nicht sehr vergrössert. Wolle man an Leichtigkeit gewinnen, so sei es besser, die Walzen nur 8 — 10" lang zu machen, als ihre Zahl zu vermindern. Diesen Principien gemäss haben denn an CHRISTIAN's Maschinen die grossen Cylinder 1', die kleinen 2 — 3" im Durchmesser; die Auskerbungen sind an allen kleinen Cylindern gleich gross, und Fig. 20 zeigt einen Abschnitt eines kleineren,

Fig. 19 einen Abschnitt des grossen Cylinders in natürlicher Grösse. Die Anordnung der Cylinder wird aus Fig. 18, welche theils als Seitenansicht, theils als Durchschnitt gehalten ist und die einfachste, ganz von Holz construirte, Form darstellt, klar werden. Das Gestell besteht aus zwei, die Seitenwände bildenden und durch Riegel *B* verbundenen Holzkreuzen *A*; im Kreuzungspunkte liegen zugleich die festen Zapfenlager *a* des grossen Cylinders *C*. An beiden Gestellwänden sind starke hölzerne Ringe befestigt und in diesen Ringen sind vom Rande herein so viel Einschnitte angebracht, als kleine Walzen vorhanden sind. In den Einschnitten schieben sich die beweglichen Zapfenlager *b, b* der kleinern Walzen, welche ganz dieselbe Einrichtung haben, wie bei der Maschine von KUTHE. Ueber alle diese Lager weg ist (auf jeder Seite) eine starke Schnur *cc* geschlungen, und letztere wird gespannt, indem man die Schraubenmutter *d* anzieht und dadurch die spannende Wirkung der Feder *e*, durch welche der den Strick fassende Haken *f* hindurchgeht, vermehrt. Alle diese Theile sind auf beiden Seiten gleich vorhanden. Uebelstände bei dieser Einrichtung sind, dass alle kleine Walzen bloss durch die Schnur zurückgehalten werden und die untern herausfallen, wenn man die Schnur verkürzen will, was Anfangs wegen der bei der Länge der Schnur ziemlich bedeutenden bleibenden Verlängerung derselben häufig nöthig ist. Die erste der kleinen Walzen ist nicht verschiebbar, sie hat im Gestelle selbst ihre festen Lager und der eine verlängerte Zapfen trägt die Kurbel zur Bewegung des Ganzen. — CHRISTIAN selbst hält es für vorzüglicher, wenn der grosse Cylinder und die ersten kleinern von Gusseisen sind. Dann gibt er auch dem Gestelle eine noch stabilere Form. Eine solche eiserne Maschine von den Dimensionen der gezeichneten soll nach CHRISTIAN von einem Manne und einem Kinde bedient werden können und dabei — bei Anwendung ungerösteten Flachses — 40 — 50  $\mathcal{H}$  Flachs oder Hanf liefern. Da wir bereits oben angeführt haben, dass eine völlige Ersetzung des Röstens und Schwingens durch Brechmaschinen nicht wohl möglich sei, so gehen wir in die nähere Beschreibung der von CHRISTIAN angegebenen Manipulationen mit dieser Maschine nicht ein. Für gerösteten Flachs wird sie eben so zu behandeln sein, wie die vorigen, in ihrer einfachsten Form bedeutend mehr kosten und unbedingt grössern Kraftaufwand erfordern, keinesfalls aber eine entsprechend vergrösserte Leistung gewähren.

23) Wesentlich übereinstimmend mit der hölzernen CHRISTIAN'schen Maschine ist die vom Stellmacher FISCHER in Anderten bei Hannover gebaute. Sie hat einen grossen, 18" starken, 21" langen und dreizehn kleine, 4" starke Cylinder; von letztern ist der erste von Eisen; alle haben 20 Cannelirungen. Der kleine eiserne Cylinder ist mit der Kurbel und anderseits mit einem Schwungrad versehen. Sie erfordert — bei 58 Umgängen des eisernen Cylinders in einer Minute — zwei Mann zum Drehen, zwei Weiber zum Zureichen, einen Mann zum Einlegen, eine Frau zum Herausziehen und zwei zum Zusammenlegen des gebrochenen Flachses. Bei einem in Hannover angestellten Versuche verarbeitete in gleichen Zeiten (in  $1\frac{1}{4}$  Stunde) die Maschine 79  $\mathcal{H}$ , die von einer kräftigen Frau bediente Handbreche 11  $\mathcal{H}$  ziemlich trocknen ungebokten Flachses mittlerer Qualität. Das Product wog bei der Maschine 47  $\mathcal{H}$ , bei der Handbreche  $4\frac{1}{2}$   $\mathcal{H}$ . Die Qualität des von der Maschine gelieferten Products war so, dass man annehmen konnte, bei gehöriger Sorgfalt im Einlegen und Ausziehen des Flachses würde darin nichts zu wünschen übrig bleiben. Die grosse Schonung



der Fasern durch die Maschine wurde sehr deutlich beim nachherigen Schwingen und Hecheln, denn da gab der durch die Maschine gebrochene Flachs  $\frac{1}{4}$  mehr gehechelten Flachs und  $\frac{1}{2}$  mehr spinnbare Faden, als der durch die Handbreche gegangene. Der Preis einer FISCHER'schen Maschine dürfte sich mindestens auf 40 Thlr. stellen. (Hannöv. Mittheil. 1834 — 1835. S. 369.)

Es ist hier der Ort, Einiges über die bei solchen Brechmaschinen vorkommenden Riffelwalzen und die von ihnen zu fordernden Eigenschaften, sowie ihre Anfertigung anzuführen. Eine hauptsächlich und da, wo die Walzen unmittelbar durch ihre Kerben in einander greifen, unerlässliche Bedingung ist möglichste Gleichheit der Cannelirungen, die natürlich ganz von der Sorgfalt bei der Verfertigung abhängt und bei den kleineren durch Anwendung von Maschinen zum Riffeln (wie sie auch zu Verfertigung der Riffelwalzen für Spinnereien vorkommen) leicht zu erreichen sein wird. Eiserne Walzen werden entweder gleich geriffelt gegossen, was jedoch nur bei grössern Cylindern zu empfehlen sein dürfte, oder man giesst sie glatt und riffelt sie nachher. Hölzerne Walzen dreht man rund ab, theilt den Umfang in so viel gleiche Theile, als Kerbungen angebracht werden sollen, und stösst dann mittels eigner Hobel mit dreiseitigen Eisen die Kerben hinein, wobei durch passende Befestigung der Walze für genaue Beibehaltung der radialen Richtung gesorgt wird. Grosse Cylinder, wie z. B. den mittlern an CHRISTIAN'S Maschine, setzt man wie eine Trommel aus einzelnen Stücken zusammen, nämlich zwei Böden mit einem massiven Ringe und starkem Speichenkreuze und einzelnen, daubenartig gekrümmten, mit den Kerben versehenen Sektoren, die in Schlitze der Bodenstücke eingeschoben und durch übergetriebene Reifen (daher die Kerben nicht ganz bis an den Rand laufen) zurückgehalten werden. Bei eisernen Cylindern werden alle diese Theile am besten gegossen. — Wenn übrigens die Riffelwalzen beim Gebrauche ihre Gestalt lange beibehalten sollen, so muss bei den eisernen auf sehr gleichförmigen Guss, bei den hölzernen aber ganz besonders auf die Qualität des Holzes gesehen werden. Am besten scheint sich gutes trocknes Rothbuchenholz zu eignen. Es bedarf kaum der Bemerkung, dass die Holzfasern in die Richtung der Walzenaxe zu liegen kommen. — Was nun endlich die Gestalt der Zähne oder Kerben anlangt, so ist sie in der Regel dreiseitig. Diese Form entspricht auch dem Zwecke am besten und gestattet eine ganz freie Auslösung der Walzen, so dass, wenn man die Kanten der Dreiecke nur nicht schneidig scharf macht, jede sorgfältig abgerundete oder epicycloidale Gestaltung der Kerben unnöthig ist. Den peripherischen Winkel der Dreiecke beträchtlich spitzer als einen rechten zu machen, ist nicht zu rathen; theils wird dabei der Flachs wenig geschont, theils beim Eingreifen der Walzen viel Kraft consumirt; dagegen hat ein stumpfer Winkel den Vortheil, die Faser sehr zu schonen, und wenn auch dabei die brechende Einwirkung geringer ist, so kann man durch Vermehrung des Walzendruckes und durch mehrmalige Passage abhelfen. In der Form der Kerbungen ist unter allen Maschinen die SPRENGEL'sche unstreitig die vorzüglichste. Wo kleine Walzen in grosse greifen, da muss natürlich die Basisbreite der Cannelirungen an beiden übereinstimmen; dagegen ist nicht gleiche Höhe nöthig, da man ohnehin die Walzen nicht so in einander greifen lassen kann, dass die Kerben der einen bis in den Grund der Vertiefungen der andern eindringen. — Die Zapfen der Walzen sind stets von Schmiedeeisen und

auch bei den einfachsten Maschinen wird man stets wohl thun, die Löcher, in denen sich die Zapfen drehen, mit Messing zu füttern.

24) **ROGGERO's Brechmaschine** (**BORGNI'S VII. 30**) ist der **CHRISTIAN'schen** etwas ähnlich, aber die Cancellirungen der Walzen gehen nicht den Axen parallel, sondern schräg. Man lässt den Flachs erst in der einen Richtung durch die Maschine gehen, stürzt ihn dann und lässt ihn zurückpassiren, so dass sich die gemachten schrägen Eindrücke kreuzen.

25) **Brechmaschine von HILL u. BUNDY, 1818** in England patentirt (*Repert. of pat. Inv. 1818, March. Bull. de la Soc. d'Encour. XVII. 97. DINGLER's Magaz. I. 105. Cyclopaed. metropol. art. Manufactures p. 703. Pl. LXX. NICHOLSON p. 402*). Diese Maschine hat die grosse Eigenthümlichkeit, dass die hölzernen Cylinder, aus denen sie besteht, nicht geriffelt, sondern (auf ähnliche Weise, wie dies mit den Sägeblättern an den Rübenreihen geschieht) mit eingelassenen, abgerundeten, eisernen Schienen (parallel den Axen) versehen sind, die abwechselnd 1 und 2" Höhe und alle einen Abstand von  $\frac{1}{2}$ " haben. Dadurch soll, offenbar nicht zum Vortheil des Flachses, die Wirkung der Handbreche besser nachgeahmt werden. Die Art, wie die fünf Walzen der Maschine angeordnet sind, wie ihr Druck und ihre Bewegung regulirt wird, bietet einiges Interessante dar, daher wir in *Fig. 16* und *17* zwei einander entgegengesetzte Ansichten der Maschine gegeben haben. Von den fünf sämmtlich gleich grossen Walzen *A, B, C, D* und *E* liegen die ersten drei in einer Ebene auf dem obern Rande des Gestelles in festen Zapfenlagern. Durch die mittlere Walze *A* geht die Hauptwelle *a*. Die Walzen *D* und *E* haben bewegliche Zapfenlager *b* und *c*, die an den Enden der Stangen *d* und *e* angebracht sind. Diese Stangen sind unten durch ein Querstück *f* und dieses wieder durch eine längere, unten mit einer Schraube versehene Stange *g* mit dem Hebel *h* verbunden, der am freien Ende ein Gewicht *i* trägt. Mittels eines andern Hebels *lm*, der durch den Ring *k* an den ersten angehängt ist, in *n* aber seinen festen Drehpunkt hat, lässt sich das ganze eben beschriebene System von Theilen heben. Die Bewegung aller Walzen geschieht von *A* aus. An der Welle *a* sitzt einerseits ein Sperrrad *p*, andererseits ein Zahnrad *q*; in das Sperrrad greift der Zahn eines kurzen Hebels, in das Zahnrad der Zahnbogen *s*, beide werden durch Zugstangen *t* und *u* in hin- und hergehende Bewegung versetzt. Die Zugstangen sind nämlich durch Kurbeln mit der Welle *w* verbunden, die durch die Zahnräder *x* und *y* von der mit Riemenscheibe und Schwungrad versehenen Welle *z* ihre Bewegung empfängt. Es ist nun augenfällig, dass der Zahnbogen *s* zwar eine stets hin- und hergehende Bewegung aller Walzen bedingt, dass aber wegen des Sperrrads *p*, das durch den Hebel an *t* bei jedem Hin- und Hergange um einen Zahn fortgestossen wird, doch ein langsames Fortschreiten der Bewegung nach der einen Richtung statt findet. Der Zahnbogen *s* und seine Zugstange *u* müssen so angeordnet sein, dass in der einen Richtung der Zahnbogen nie ausser Eingriff mit *q* kommt, in der andern dagegen im Moment des Umkehrens der Bewegung auf einen Augenblick das Rad *q* ganz verlässt; dieser Moment ist es, wo der Hebel an *t* das Sperrrad fortstösst. — Der Flachs wird der Maschine auf einem Zuführbrette *o* dargeboten; er geht zwischen *B* und *D*, dann zwischen *A* und *E* und kommt zwischen *C* und *E* wieder heraus. — Dass die Maschine nicht unter die billigeren gehört, kann man sich denken.

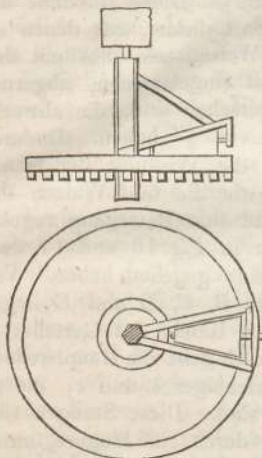


## C. Brechmaschinen mit Kegeln.

## a) Mit Kegeln und einer Ebene.

26) Eine nach LASTEYRIE (*Collect. I. 73*) in mehreren Gegenden Italiens gebräuchliche Vorrichtung ist der oben Nr. 7 erwähnten ganz ähnlich, aber statt des Mühlsteins wird ein glatter Kegel auf der kreisförmigen Tonne herumgeführt.

27) Die Brechmaschine von HERNALSTEEN (*Brevets belg. II. p. 41*) ist nach demselben Principe construirt, aber mit einem geriffelten Kegel und einer radial geriffelten Tonne versehen. Wie beistehender Holzschnitt im Grundrisse und Aufrisse zeigt, ist die Tonne am Umfange nach unten gezahnt und dreht sich daher um ihre vertikale Welle, während der cannelirte Kegel mit seinen Zapfen in einem feststehenden Rahmen ruht. Aehnliche Einrichtungen kommen auch bei Knetmaschinen u. s. w. vor.



28) CATLINETTI'S Brechmaschine (über die neue Methode, Flachs und Hanf zu brechen u. s. w. von CATLINETTI, a. d. Ital. Leipzig 1822. S. KARMARSCH, Einleitung I. 199) unterscheidet sich von der vorigen dadurch, dass sie nicht einen, sondern neun geriffelte Kegel hat und dass die ebenfalls radial geriffelte Scheibe durch den ersten Kegel ihre Bewegung empfängt, wodurch sich auch die andern Kegel, jedoch an ihrem Orte bleibend, auf ihr umdrehen. Die Disposition der Theile ist aus der Skizze Fig. 21 ersichtlich. Alle Bewegungen werden nur durch den Eingriff der Kerben vermittelt. Die Kegel sind, mit Ausnahme des ersten und letzten, welche von Eisen sind, hölzern; die Zapfen haben ihre Lager sämmtlich in den beiden Bügeln a und b, welche durch Stahlfedern abwärts gedrückt werden. Alles Uebrige ist von selbst klar.

## b) Mit lauter Kegeln.

29) BUNDY'S 1819 in England patentirte Maschine (*Repert. of pat. Inv. 1820, June. NICHOLSON p. 404. URE Diction. Art. Flax*), deren allgemeine Einrichtung durch Fig. 22 erläutert wird, enthält drei abgestutzte geriffelte Cylinder, von denen zwei (die Figur lässt nur den einen sehen) neben einander (ohne sich zu berühren) im Gestelle fest, aber drehbar, liegen, der dritte obere aber dem Zwischenraume beider entspricht. Dieser dritte hat seine Lager an dem Deckel, der sich um ein Gewinde dreht, aber durch eine mit einem Tritte verbundene Zugstange niedergezogen werden kann, so dass der Arbeitende den Druck der Kegel durch den Tritt vollkommen reguliren kann. Sowie man den Tritt loslässt, wird der Deckel durch eine Feder gehoben. Die Art der Arbeit mit dieser Maschine ist sehr einfach, sie besteht bloss in einem mit den Händen bewirkten Hin- und Herziehen der zwischen die Kegel geschobenen Flachsbündel.

Die Anwendung geriffelter Kegel kann nicht empfohlen werden, denn abgesehen davon, dass genau geriffelte Kegel schwieriger anzufertigen sind als Walzen, und dadurch ohne Noth die Maschinen vertheuert werden, ist auch sehr klar, dass die Kerben an kreisförmigen Tonnen und an Kegeln, wenn die erforderliche Regelmässigkeit vorhanden sein soll, nicht von gleicher Breite sein können, sondern nach der Peripherie zu breiter werden müssen; dadurch ändert sich aber auch der Winkel der Kerbung und jede solche Maschine wird nicht an allen Stellen gleich schnell und gut arbeiten. Bei einer auf blosser Handarbeit berechneten Vorrichtung, wie die von BUNDY, kann dies durch geschickte Arbeiter freilich vortheilhaft benutzt werden.

A. Weinlig.

**Brems** (fr. *frein*; engl. *break*). An sehr vielen, ihrer Natur nach von einander verschiedenen Maschinen im Allgemeinen, insbesondere aber an solchen, durch welche zu wiederholten Malen Lasten bis auf bestimmte Höhen emporgehoben oder bis zu gewissen Tiefen herabgelassen und da abgesetzt werden (wie an Aufzügen, Göpeln, Haspeln, Krähnen, Winden), ferner an Maschinen zur Fortschaffung von Gegenständen in mehr wagerechter Richtung (also an Fuhrwerken aller Art), dann an Maschinen, welche entweder durch veränderliche Kräfte bewegt werden, wie z. B. an Windmühlen, oder bei denen die zu transportirende Last, ohne Verminderung ihres Volumens, ihr der Kraft widerstehendes Moment ändert, wie z. B. bei Fuhrwerken auf unebenen Wegen, in Gebirgsgegenden u. s. w., sind gewisse Vorrichtungen nöthig, durch welche die Bewegung derselben ganz nach Willkür entweder nur moderirt, egalisirt, verzögert, — in welchem Falle sie von beschleunigt zunehmender Art ist, — oder auf eine beliebige Zeitdauer gänzlich und zwar fast augenblicklich vernichtet oder unterbrochen werden kann. Dergleichen Vorrichtungen bezeichnet man, wenn ihre auf einzelne Theile der Maschine sich äussernde hemmende Wirkung in gleitender Reibung besteht, allgemein mit dem Namen Brems, Bremswerke, zum Unterschiede von denjenigen Vorrichtungen, welche zwar ähnliche Wirkungen, jedoch nur von sehr beschränkter Art, hervorbringen, und die unter den Benennungen: CATARACT, REGULATOREN, SPERRRAD u. s. w. eigene Artikel bilden.

Unter Brems gehören daher alle diejenigen Vorrichtungen, deren wesentliche aus festen Körpern bestehende Theile gegen andere in Bewegung begriffene Theile der Maschine, die gewöhnlich in Wellen oder in auf diesen eigens dazu angebrachten Scheiben — den sogenannten Bremskränzen, Bremsrädern — bestehen, folglich rotiren, mit einer gewissen Kraft gepresst werden und so auf diese Weise eine Reibung erzeugen, welche den beabsichtigten Zweck zu erfüllen vermag.

So einfach übrigens die Bremse, dem so eben angeführten Principe nach, auf welchem ihre Wirkung beruht, zu sein scheinen, so gibt es doch je nach Art der Anwendung der die Reibung unmittelbar erzeugenden Theile unter verschiedenen — meist von der Natur der zu hemmenden Maschine abhängigen — Formen, nach der Anordnung derselben unter sich und gegen die mit ihnen zu verbindenden nothwendigen Bewegungsmechanismen, sowie überhaupt je nach der Beschaffenheit und Stärke der Maschinen, woran sie angebracht werden sollen, eine Menge Verschiedenheiten derselben. So bedarf eine gegen äussere Einflüsse sowohl als an sich schon sehr empfindliche Maschine, wie z. B. eine Uhr, wenn sie plötzlich



angehalten werden soll, ohne dass dadurch der Maschine selbst ein Schaden zugefügt werde, nur einer verhältnissmässig leichten und einfachen Vorrichtung, wogegen bei grössern, kräftigern Maschinen zur Hemmung ihrer Bewegung schon ein ziemlich starker Brems mit Uebersetzung der ihn bethätigenden Kraft durch eines der bekannten Mittel, wie z. B. durch Hebelverbindungen, Schrauben u. s. w., erforderlich werden kann. Ja sogar bei sehr starken Maschinen sieht man sich meist genöthigt, von den bekannten kräftigsten Mitteln Gebrauch zu machen, um mittels einer verhältnissmässig geringen Kraft, die gewöhnlich nur zu Gebote steht, eine sehr bedeutende Reibung zur Vertilgung der Bewegung hervorzubringen. Unter dieser zuletzt angeführten Art, die übrigens auch bei schwächeren Maschinen eben so gut mit Vortheil angewendet werden kann, ist vorzugsweise die Anwendung elastischer (federnder) Bänder oder die gewöhnlicher Seile oder Riemen auf Wellen oder Scheiben zu verstehen, durch welche bekanntlich, wie aus der weiter unten folgenden Theorie der Bremse hervorgehen wird, die Reibung sehr ansehnlich zu vermehren ist.

Den wesentlichen Bestandtheilen, nämlich den die Reibung selbst hervorbringenden Theilen nach, lassen die Bremse sich einteilen:

- 1) in Backen-, Laschen- oder Wangenbremse;
- 2) in Gurt-, Band-, Ring- oder Kragenbremse, welche gewöhnlich einige Elasticität oder Federkraft besitzen;
- 3) in Glieder- oder Kettenbremse, die hinsichtlich des Wirkungsvermögens nahe das Mittel zwischen den vorigen beiden Arten halten;
- 4) in excentrische Bremse;
- 5) in Seilbremse und
- 6) in Kegelbremse.

Im Folgenden sollen die gebräuchlichsten und vorzüglichsten dieser Arten von Bremsen, für verschiedene Maschinen eingerichtet, mit Angabe ihrer Bewegungsmechanismen behandelt, auch die für gewöhnliche Räderfahrwerke früher und zum Theil noch jetzt üblichen Hemmungsmittel kurz angegeben werden. Bevor wir indess zur Beschreibung derselben übergehen, wollen wir vorerst noch im Allgemeinen die Regeln angeben, welche bei der Anlage der Bremse überhaupt zu beobachten sind.

Soll ein Brems seinen Zweck möglichst vollkommen erfüllen, so muss er nicht nur schnell, leicht und mit Sicherheit zu jeder beliebigen Zeit zu handhaben sein, sondern auch nie eine nachtheilige Wirkung auf die Maschine, die er hemmt, äussern. Um diesen Bedingungen zu genügen, muss daher der Brems an denjenigen Theilen der Maschine angebracht sein, welche durch die im Verhältniss zur Stärke der Maschine stehende geringste Kraft (Reibung des Bremses) aufgehalten werden können. Von dieser allgemeinen Regel ist indess bei allen denjenigen Maschinen eine Ausnahme zu machen, welche entweder an sich schon sehr viel rotirende Masse enthalten, oder welche ihrer Natur nach, behufs der Hervorbringung einer möglichst gleichförmigen Bewegung, mit Schwungrädern versehen werden müssen. In solchen Fällen nämlich ist es vortheilhafter, den Brems gerade an den das grösste Masse- oder Trägheitsmoment besitzenden Theilen anzubringen; denn wird das Moment dieser Theile vom Brems zunächst und unmittelbar aufgenommen und vertilgt, so fehlt es den übrigen in Bewegung begriffenen Theilen der Maschine an Masse, um auf sich selbst oder auf andere in sich eingreifende Theile der Maschine

schädlich einwirken zu können. Da nun gewöhnlich der Kraft empfangende Theil oder das Schwungrad solcher Maschinen die grösste Masse oder das grösste Trägheitsmoment enthält, wie z. B. das Wasserrad bei Wassergöpel, die stehende Welle bei Pferdegöpel, das Schwungrad bei Schwungradhaspeln oder Winden, so bringt man den Brems an diesen Theilen unmittelbar oder, wo dies nicht angeht, mittelbar an besonderen Bremskränzen an, welche auf den Wellen, wo die grösste Schwungkraft statt findet, befestigt und eben so hoch als diese Theile gemacht werden. Uebrigens wird bei Maschinen, die sehr empfindlich sind, und bei denen es vorzüglich darauf ankommt, den Stillstand eines gewissen Theiles derselben augenblicklich zu bewirken, wie z. B. bei einem Chronometer das Zeigerwerk, der Brems entweder unmittelbar an diesem Theile, oder, wenn dies nicht angeht, an einem in dessen Nähe befindlichen anderen, wie z. B. an der Unruhe beim Chronometer, welcher ebenfalls, so wie er gehemmt wird, den plötzlichen Stillstand jenes Theiles hervorzubringen vermag, angebracht.

Da bei den mehrsten Maschinen nach erfolgtem Bremsen einen plötzlichen Stillstand hervorzubringen deshalb nicht rätlich ist, weil dadurch die Maschine auf eine eben so nachtheilige Weise, wie durch eine, aus den so eben angeführten Umständen sich leicht ergebende fehlerhafte Anbringung des Bremses erschüttert werden kann, sondern vielmehr die Bewegung der Maschine, nach eingetretener Wirkung des Bremses, noch eine, wenn auch kurze Zeit hindurch allmähig abnehmend fort dauert, bis sie endlich auf Null reducirt ist, durch eine solche Bewegung aber nothwendigerweise eine Abnutzung an den sich reibenden Theilen des Bremses herbeigeführt wird; so erfordert eine unter allen Umständen wünschenswerthe Erhaltung des Bremses auf lange Zeit, dass die Grösse der Reibung selbst durch Anwendung hoher Bremsseiben herabgezogen werde, dass ferner die die Reibung erzeugenden Berührungsflächen möglichst gross gemacht werden, und endlich dass man zu den Bremstheilen Substanzen wähle, welche, ohne sich schnell abzunutzen, grosse Reibungscoefficienten gewähren. Auch ist es, und zwar in öconomischer Beziehung, zweckmässig, die sich reibenden Theile am Bremsen überhaupt nur so gross zu machen, als es der Zweck und die Stabilität derselben unumgänglich erheischt, und sie behufs leichten, mit geringem Kostenaufwande verbundenen Auswechsels an die übrige Bremsvorrichtung anzuschrauben. Dieser letztere Umstand verdient insbesondere bei den aus starren, unbiegsamen Hebeln bestehenden Bremsen, an welche Backen, Wangen oder Laschen angeschraubt oder auf irgend eine andere geeignete Weise befestigt werden können, beachtet zu werden.

Anlangend die Substanzen, welche man zu den die Reibung erzeugenden Theilen des Bremses anzuwenden hat, so ist hier aus Gründen, die im Art. REIBUNG näher beleuchtet werden, anzuführen, dass man am liebsten beide Theile, nämlich Bremsseibe und Bremsbacken oder Gurt u. s. w., aus einer und derselben Substanz fertigt, oder dazu, wie es auch häufig der Fall ist, Eisen auf Holz oder umgekehrt anwendet. Unter den Holzarten gewähren vorzüglich grosse Reibung, neben grosser Festigkeit, Zähigkeit und Dauer, das Eichen-, Buchen-, Ulmen- und Eschenholz, dagegen unter den Metallen Schmiedeeisen auf Schmiedeeisen, dann vorzüglich Eiche auf Schmiede- oder Gusseisen. Bei Metallen erhöht sich übrigens die Reibung noch durch die unter starken Drückungen stattfindende Erwärmung der sich berührenden Theile, wie z. B. bei



schnell bewegten Fahrwerken. Lederriemen und hanfene Seile werden, da sie sich schnell abnutzen, nur selten, meist nur in den Fällen als Mittel der Aushilfe angewendet, wo das Bremsen einer Maschine als eine zufällige Erscheinung anzusehen und folglich eine solide Bremsvorrichtung nicht vorhanden ist.

Die Coefficienten, welche angeben, der wievielste Theil die Reibung der sich berührenden Substanzen von dem Drucke ist, welcher normal auf die Berührungsflächen derselben ausgeübt wird, sind für die gewöhnlich gebrauchten Stoffe während der Bewegung aus folgender Zusammenstellung nach MORIN's Hülfsbuch für practische Mechanik zu ersehen.

Benennung der Stoffe, welche sich reiben.	Lage der Fasern der sich reibenden Stoffe.	Zustand der Berührungsflächen.	Reibungscoefficienten.
Eiche auf Eiche . . . . .	{ parallel . .	trocken . .	0,48
		{ trocken . .	0,34
Ulme auf Eiche . . . . .	{ rechtwinkelig	{ nass . .	0,25
		trocken . .	0,25
Esche, Tanne, Buche auf Eiche	{ rechtwinkelig	trocken . .	0,45
		parallel . .	trocken . .
Schmiedeeisen auf Eiche . . .	parallel . .	trocken . .	0,62
		{ nass . .	0,26
Gusseisen auf Eiche . . . . .	parallel . .	trocken . .	0,49
		{ nass . .	0,22
Schmiedeeisen auf Ulme . . .	parallel . .	trocken . .	0,25
Gusseisen auf Ulme . . . . .	parallel . .	trocken . .	0,20
Lederriemen auf Eiche . . . .	parallel . .	trocken . .	0,27
Hanfseil auf Eiche . . . . .	parallel . .	trocken . .	0,80
Eiche oder Ulme auf Gusseisen	parallel . .	trocken . .	0,38
Schmiedeeisen auf Schmiedeeisen	parallel . .	trocken . .	0,44
Schmiedeeisen auf Gusseisen .	parallel . .	wenig fett	0,18
Gusseisen auf Gusseisen . . .	parallel . .	trocken . .	0,15

Wir kommen nun zu der speciellen Beschreibung der gebräuchlichen Arten von Bremsen, und zwar wollen wir zunächst die an feststehenden Maschinen behandeln.

Die einfachste, am häufigsten angewendete Art eines Backen-, Laschen- oder Wangenbremses stellen die *Fig. 1* und *2* (Taf. 105) im Auf- und Grundrisse vor, wie man sie meist an Haspeln und Winden anbringt, die zum Herablassen oder Hängen von Lasten auf tiefere Punkte durch Menschen bestimmt sind. Er besteht aus dem bei *a* an und zwischen zwei Säulen fest unterstützten und drehbaren einarmigen Hebel, dem Bremsdrücker *b*, an welchem der Backen *c* von hartem Holze angeschraubt ist, der mittels seines Drückels gegen die aus hart-hölzernen Auftrigelatten gebildete kreisrunde Scheibe *d* an dem einen Ende der Welle oder des Rundbaumes *e* gepresst wird. Die hierdurch nach Massgabe der Grösse des Druckes auf dem Drückel erzeugte Reibung am Umfange der Scheibe *d* bewirkt daher, dass entweder die an einem der Seile *f, f* hängende Last mit einer angemessenen gleichförmigen (gefahrlosen) Geschwindigkeit herabsteigt, oder dass der Haspel sammt der Last in Stillstand versetzt wird, sowie die Last an dem Orte ihrer Bestimmung angekommen ist. Da der Bremsdrücker schon durch sein eigenes Gewicht eine Reibung auf dem Rundbaume *e* ausübt, so muss derselbe in dem Falle, wo er nicht gebraucht wird, wie z. B. beim Anholen des leeren Seiles u. s. w., von dem Haspel entfernt gehalten werden, was durch einen Vorstecker *g* an der Säule *h* bewirkt wird.

Eine schon zusammengesetztere, aber auch etwas zweckmässigere Einrichtung eines Backenbremses, vorzugsweise für Haspel und Winden anwendbar, zeigt *Fig. 3* im Aufrisse. Hier besteht der Brems aus zwei wagerecht unter einander liegenden Hebeln *a* und *b*, welche mit ihren angeschraubten Backen *c, c*, die Scheibe *d* des Rundbaumes *e* umfassen und diese an zwei einander gegenüberliegenden Punkten drücken. Man nennt diese Einrichtung einen liegenden Doppelbrems. Beide Drückel *a* und *b* sind zwischen zwei Paar Säulen, wovon man in *Fig. 3* nur die hinter den Drückeln liegenden *f* und *g* sieht, angebracht, welche ihnen nicht nur zur Führung, sondern auch zur Unterstützung durch die in Lagern gehenden Axen *h* und *i* dienen. Die Verbindung beider Drückel durch die in Bolzen der Kappen *k* und *l* hängende eiserne Schiene *m* und der Umstand, dass der Drückel *a* ein doppelarmiger, dagegen der untere, nämlich *b*, ein einarmiger Hebel ist, bewirken, dass, wenn der obere Drückel *a* an seinem verlängerten Ende niedergedrückt wird, der untere Hebel *b* zugleich emporgeht, dass also beide Hebel und somit auch ihre Backen *c, c* gegen die Bremscheibe *d* gepresst werden. Hierbei trifft man gewöhnlich die Einrichtung durch die Lage der Drehpunkte *h* und *i* gegen die Enden der Bremshebel so, dass sich der Brems selbst öffnet, sowie der Druck auf den Angriff des obern Drückels gänzlich nachlässt. Die Vortheile, welche dieser Brems gegen den oben beschriebenen einfachen Brems (*Fig. 1*) gewährt, bestehen wesentlich darin, dass durch die gleichzeitige Wirkung des Bremses auf zwei einander gegenüberliegende Punkte der Scheibe *d* nur ein geringer oder gar kein Druck auf die Axen der Welle *e* erzeugt, also dadurch weder die Abnutzung dieser beschleunigt, noch eine Verbiegung derselben herbeigeführt wird, und dass bei unter übrigens gleichen Umständen noch einmal so grossen Berührungsflächen zwischen Bremsbacken und Scheibe jene in weit späterer Zeit erst ausgewechselt zu werden brauchen.

Statt der wagerecht liegenden Bremshebel wendet man in vielen Fällen auch zwei lothrecht stehende an und nennt einen aus solchen zusammengesetzten Brems dann einen stehenden Doppelbrems. Ein Brems dieser Art für eine Winde, wie man häufig bei Bremsbergen (schiefen Ebenen, Rampen) anwendet, ist in den *Fig. 4, 5* und *6* dargestellt, wo *Fig. 4* eine Seitenansicht rechtwinkelig auf die Axe der Welle und *Fig. 5* die obere Ansicht davon gibt, *Fig. 6* aber den Bewegungsmechanismus desselben von der mit der Axe der Welle parallel gerichteten Seite zeigt. Dieser Brems besteht aus zwei einarmigen, lothrecht stehenden Hebeln *a, a*, welche bei *b, b* an zwei wagerecht liegenden starken Balken *c, c*, um Bolzen drehbar, frei aufgehangen werden. Die untern Enden dieser Hebel verbindet man mittels der eisernen Zugschienen *d, d* mit den lothrecht stehenden Armen *e, e* der in der Mitte beider Bremshebel und parallel mit der Axe der Welle oder des Rundbaumes *f* liegenden Welle *g*, welche in auf dem Fussboden *h h* gehörig befestigten Zapfenständern *i, i* neben der Förderbahn ruht. Mittels des an der Welle *g* befestigten Hebels oder Drückels *kl* können daher, indem man ihn bei *l* erfasst und niederdrückt, die Bremshebel *a, a* mit ihren Backen *m, m* der an der Welle *f* befindlichen Scheibe *n* dergestalt genähert werden, dass dadurch die Welle *f* nach dem jedesmaligen Bedürfnisse gebremst oder in ihrer Bewegung aufgehalten werden kann.

Sollen Wasserräder gebremst werden, wie z. B. die sogenannten Kehrräder bei Wassergöppeln, welche abwechselnd rechts und links zu



laufen haben, so bringt man entweder zwischen den beiden an einer Welle befindlichen Wasserrädern einen besondern Kranz für den Brems an, oder man benutzt hierzu, wenn beide Räder in eins vereinigt werden, wie dies in der neuern Zeit wegen gewisser Vorzüge (s. GÖPEL) immer der Fall ist, den beide Radabtheilungen *a* und *b* (Fig. 8) verbindenden mittleren, aus der Seitenansicht Fig. 7 und der obern Ansicht Fig. 8 ersichtlichen Kranz *c*, welchen man zu diesem Behufe etwas stärker und höher als jeden der beiden äussern Schaufelkränze macht, insbesondere Bremskranz nennt. Auf diesen lässt man die an zwei einander gegenüberstehenden, bei *d, d* an Axen gehenden, übrigens fest unterstützten Bäumen, den sogenannten Bremsäulen *de, de*, geschraubten Backen *f, f*, nach Massgabe der Grösse des Bewegungsmomentes am Rade, drückend einwirken, indem man die obern Enden dieser Bäume, nämlich *e, e*, kräftig gegen einander zieht, was man das Schliessen des Bremses nennt. Dieses Schliessen pflegt gewöhnlich durch zwei mit den Bremsäulen verbundene hölzerne Zugstangen *g, g* (Fig. 7, 8 und 9) zu geschehen, welche entweder, wie in Fig. 7 und 8, mit zwei kleinen eisernen Armen der über dem Scheitel des Rades liegenden Welle *h*, oder, wie in Fig. 9 in der Seitenansicht dargestellt ist, mit einem gewöhnlich gusseisernen herzförmigen Blatte *h* in Verbindung stehen und durch die Zugstange *i* (Bremsstange, auch Bremsgestänge genannt) vereinigt mit dem wagerechten Arme der Welle *h* (Fig. 7 und 8) oder mit dem Herze *h* (Fig. 9) in Thätigkeit gesetzt werden. Uebrigens wird die Bewegung der Bremsstange *i* in der Regel durch einen, über Tage in der Nähe der Schachtbrüstung befindlichen Hebel oder Drückel *k*, welcher in Fig. 10 mit einem Theil des Gestänges *i* in der Seitenansicht und in Fig. 11 in der Vorderansicht abgebildet ist, bewirkt. Damit dieser Drückel *k* sowohl im gebremsten als nicht gebremsten Zustande beharren kann, befindet sich an ihm das  $\frac{1}{4}$  bis  $\frac{3}{8}$  Zoll starke Blech *l* aufgeschraubt, dessen etwas vorstehende Seite entweder in einen der rechtwinkeligen Einschnitte *m* oder in einen der spitzwinkeligen Einschnitte *n* (Fig. 11) der an einer der beiden als Führung für den Drückel dienenden Säulen *o* befestigten eisernen Schiene *mn* respective gehoben oder gedrückt wird, jenachdem der Brems geöffnet oder unter einem gewissen Drucke geschlossen erhalten werden soll.

Da der zugleich als Schaufelkranz für die beiden Radabtheilungen *a* und *b* dienende Bremskranz *c* keine besondern Arme erhält, mithin derselbe sammt den übrigen Theilen des Rades in Folge des nicht selten, namentlich beim Hängen schwerer Gegenstände in die Grube, vorkommenden plötzlichen und starken Bremsens leicht zusammengedrückt oder wenigstens der Zusammenhang seiner einzelnen Theile gestört werden könnte, zumal dann, wenn das Rad anfängt defect zu werden, so ist es unumgänglich nothwendig, demselben eine angemessene Unterstützung zu geben. Diese wird in der Regel durch sogenannte Sattel- oder Achselhölzer *p, p*, wie Fig. 9 zwei dergleichen im Querdurchschnitte zeigt, bewerkstelligt, welche zwischen je zwei einander gegenüberliegende, die äussern Kränze des Rades unmittelbar tragende Arme mit Versatzung (auch Achselung genannt) dergestalt eingesetzt sind, dass sie an dem innern Umfange des Bremskranzes scharf anliegen.

Uebrigens darf nicht unbemerkt bleiben, dass der Bremskranz *c*, wegen der durch das häufige Bremsen erfolgenden Abnutzung, stets etwas höher als die beiden äussern Kränze des Rades gemacht werden muss.

Da nun die Höhe der äussern Kränze des Rades als die kleinste für den Bremskranz anzusehen ist, bis zu welcher derselbe überhaupt abgenutzt werden darf, die Einwechselung eines neuen dergleichen aber mit vielem Geld- und Zeitverlust verbunden sein würde, so gibt man ihm gewöhnlich an Höhe wenigstens so viel zu, als zu gleichzeitiger Abnutzung desselben mit dem Rade nöthig ist. Dieser Zusatz an Höhe beträgt, nach den in Freiberg hierüber gemachten Erfahrungen, bei 7 Zoll breiten, aus Tannen- oder Fichtenholz bestehenden Bremskränzen an Kehrädern, die fast durchweg Tag und Nacht im Gange sind,  $1\frac{1}{2}$ , höchstens 2 rheinl. Zoll.

Diesem Bremse sehr ähnlich sind gewöhnlich die Bremse an Pferdögöpel, welche zur Förderung der Erze u. s. w. aus Schächten dienen, eingerichtet. Den wesentlichen Unterschied der Einrichtung dieser von der jenes Bremses bedingt die entgegengesetzte Lage der Bremsäulen (hier Bremsbäume genannt), welche, wie überhaupt bei allen vertikalen Wellen, die unmittelbar gebremst werden sollen, eine wagerechte (horizontale) ist. Die sowohl wegen ihrer Einfachheit, als wegen ihrer zuverlässigen Wirkung am häufigsten in Anwendung kommende Construction eines solchen Bremses an dem Korbe eines Pferdögöpel zeigen *Fig. 12* und *13* (Taf. 106), erstere Figur in der Seitenansicht, letztere im Grundrisse. Der in der Regel aus weichhölzernen Pfosten zusammengesetzte, 7 Zoll dicke Bremskranz *a*, von einem etwas grösserm Durchmesser als die beiden Seilfächer *b* und *c* des Korbes, wird meist unmittelbar unter diesen Seilfächern angebracht und mit denselben innigst verbunden. In der Ebene dieses Kranzes *a* und einander gerade gegenüber werden die beiden Bremshebel *d* und *e* (hier sogenannte Bremsbäume) bei *d* zwischen Riegeln zweier Säulen liegend und um einen Bolzen drehbar gemacht und jeder bei *e* an einer vom Sparrenwerke des Göpels frei herabhängenden eisernen Stange *f* hängend angebracht, welche mittels der mit Armen der stehenden Welle *g* in Verbindung gesetzten Zugstangen *h*, *h* dem Bremskranze genähert und an diesen stark angedrückt werden können, sowie man das mittels eines Armes an der Welle *g* befestigte, bei *i* durch ein gewöhnliches Kreuz gebrochene Bremsgestänge *kk* mittels eines in der Nähe der Schachtbrüstung befindlichen Drückels anzieht, welchem übrigens dieselbe Einrichtung wie *Fig. 10* und *11* (Taf. 105) gegeben wird.

Ein bei Krähen sehr gebräuchlicher Hebelbremse ist aus den *Fig. 14* und *15* (Taf. 106) ersichtlich. Denselben zeigt *Fig. 14* von der Seite, *Fig. 15* von oben. Er besteht aus dem schmiedeeisernen Hebel *abc*, welcher um die Stütze *d* drehbar ist und sich bei *a* und *b* auf zwei gleich hohen gusseisernen Scheiben *e* und *f* der Wellen *g* und *h* gleichzeitig aufpressen lässt, sowie die Bewegung dieser Wellen gehemmt werden soll.

Von weit grösserer Wirksamkeit als die so eben behandelten Backenbremse an feststehenden Maschinen sind die Gurt-, Band- oder Krabgebremse, indem die durch dieselben auf den Bremscheiben erzeugte Reibung, insofern sie einige Elasticität besitzen, nach dem nämlichen Gesetze zunimmt, wie die Reibung bei Seilen, die auf einer Welle aufliegen. Man wendet sie deshalb und wegen ihrer grossen Einfachheit fast durchgehends bei Windmühlen, Krähen, überhaupt aber bei allen denjenigen Maschinen an, welche zu ihrer Hemmung eine starke Reibung erfordern und bei welchen hohe Bremscheiben nicht füglich angebracht werden können. Im Allgemeinen bestehen diese Bremse ausschliesslich nur aus schmiedeeisernen, allenthalben gleich starken und breiten elastischen Bän-



dern, welche meist über abgedrehte gusseiserne, wohl auch schmiedeeiserne, noch seltener aber hölzerne Scheiben gelegt und gegen diese entweder nur an einem oder an beiden Enden angezogen werden. Die am häufigsten gebräuchlichen Arten dieser Bremsvorrichtungen sieht man in den *Fig. 16 — 25* dargestellt.

*Fig. 16, 17* und *18* zeigen einen Bandbrems, wie er zur Hemmung der Bewegung eines Windmühle sich eignet, respective in der Seitenansicht, Stirnansicht und im Grundrisse. Auf dem Umfange des zum Betriebe der Mühle dienenden oder eines besonders auf der Ruthenwelle *a* befestigten gusseisernen Bremsrades *bb*, welches mit zwei vorstehenden Rändern zu versehen ist, wird das Bremsband *cde* aufgelegt, das bei *c* und *e* zwei angeschweisste Oesen enthält, die in der Gabel des Bremshebels *ef* gemeinschaftlich, jedoch in einiger Entfernung von einander mittels Bolzen befestigt sind. Der eine dieser Bolzen, nämlich *e*, ist zugleich an dem zur Seite des Rades *bb* liegenden Balken *gg* durch Schrauben befestigt, so zwar, dass er sich weder drehen noch seinen Ort verändern kann, wogegen der andere Bolzen *c* sammt dem daran befindlichen Ende des Bremsbandes der Bewegung des Hebels *ef* folgen muss, welche mittels der Bremsstange *h* hervorgebracht wird.

Vermöge dieser Einrichtung kann daher das Bremsband angezogen oder nachgelassen werden, jenachdem man an der Bremsstange *h* zieht oder schiebt. Als Stütze für das Bremsband *cde* im geöffneten Zustande dient übrigens die an dem Balken *g* befestigte kleine Rolle *i*, ohne welche das Bremsband auf dem Bremsrade auch in diesem Zustande, also unnöthigerweise und zum Nachtheil für die bewegende Kraft der Mühle sowohl als für die Dauer des Bremses selbst, mit seinem eignen Gewichte aufliegen und schleifen würde.

Von etwas einfacherer Art ist der in *Fig. 19* dargestellte Bandbrems. Hier wird das auf dem Bremsrade *aa* irgend einer Welle *b* aufliegende Bremsband *cc* an seinen beiden mit Oesen versehenen Enden von der Gabel des Bremshebels *de*, wovon *Fig. 20* die obere Ansicht gibt, zugleich erfasst, somit dasselbe an beiden Enden gleich stark angezogen, sowie der um die Axe *d* drehbare Hebel *de* bei *e* niedergedrückt wird. Da der Hebel eines solchen Bremsbandes gerade unter der Axe des Bremsrades *aa* angebracht werden kann und unter diesem Umstande das Bremsband *cc* von dem Rade *aa* vermöge seiner Federkraft nach aussen sich selbst entfernt, sowie der Hebel *de* hoch genug gehoben und in dieser Lage z. B. mittels eines Vorsteckers unterstützt wird, so kann auch hier die das Band im offenen Zustand tragende Rolle, wie *i* bei der Einrichtung *Fig. 16, 17* und *18*, ganz entbehrt werden.

Eine mit dieser Bremsvorrichtung gleich wirksame, aber etwas modificirte Einrichtung zeigt *Fig. 21* von der Seite und *Fig. 22* von oben. Bei derselben besteht das auf dem Bremsrade *aa* aufliegende Band aus zwei Hälften *b* und *c*, welche bei *d* und *e* an zwei um die Stütze *f* beweglichen Gliedern (Wangen) *g* mittels Bolzen gehangen, dagegen bei *h* und *i* an den Enden eines gleichschenkeligen Winkelhebels *hni* befestigt sind, welcher letztere mit dem Bremshebel *k* und seiner Zugstange *l* in Verbindung steht. Das bei *i* angehangene Gewicht *m* hat den Zweck, den Brems zu öffnen, sowie die denselben schliessende Kraft an der Zugstange *l* nachlässt. Dass bei dieser Einrichtung die Schenkel *hn* und *in* des Winkelhebels *hni* gegen die an ihnen befestigten Enden

des Bremsbandes winkelrecht gerichtet sein müssen, damit das eine Band eben so stark wie das andere angezogen wird, braucht kaum erst erwähnt zu werden.

Bei Anwendung eines halben Bremsbandes, d. i. eines solchen, welches nur den halben Umfang einer Scheibe einnimmt, wie *Fig. 23* die Einrichtung davon in der Seitenansicht nachweist, und welches bei *c* mit einem doppelarmigen Hebel *cd* in solcher Verbindung steht, dass es durch denselben gegen die untere Hälfte des Umfanges der Bremsscheibe *e* gepresst werden kann, lüftet sich der Brems von der Scheibe *e* durch sein eigenes Gewicht, wenn die Druckkraft am Griffe *d* des Hebels *cd* wegfällt.

Statt dieser Vorrichtung bedient man sich an Krabnen auch der in *Fig. 24* und *25* in zwei gegeneinander rechtwinkelig gerichteten Seitenansichten dargestellten Construction. Diese unterscheidet sich von jener wesentlich dadurch, dass ein fast den ganzen Umfang der Bremsscheiben *a* berührendes elastisches Bremsband *bb*, verbunden mit den gleich langen Armen *c, c* des bei *d* unterstützten Bremsdrückels *de*, durch gleich starkes Anziehen seiner beiden Enden, mittels des letztern, welchen man bei *e* handhabt (wie bei den Einrichtungen *Fig. 19* und *21*), gegen den Umfang der Bremsscheibe gepresst werden kann. Auch hier kann man übrigens die Einrichtung so treffen, dass sich der Brems durch sein eigenes Gewicht von der Scheibe *a* frei macht, wenn das Bremsen aufhören soll.

An Maschinen, wo zwei neben einander liegende Wellen oder darauf befestigte Scheiben zugleich gebremst werden können, wie z. B. die Scheiben *e* und *f* eines Krabnes, wovon in *Fig. 14* und *15* ein Theil dargestellt ist, lassen sich zwei elastische Bremsbänder in der übrigens sehr einfachen Art, wie *Fig. 26* zeigt, mit wesentlichem Vorzuge vor dem zu gleichem Zwecke dienenden Hebel, wie *abc Fig. 14* und *15*, anbringen und unter sich so vereinigen, dass beide durch einen gemeinschaftlichen Drückel *a* gleichzeitig wirksam gemacht werden können. *b, b* würden für diesen Fall die Befestigungspunkte der Bänder *c, c* an dem Maschinengestelle sein.

Der Fall, wo das halbe Bremsband nicht, wie in *Fig. 23*, die untere Hälfte der Bremsscheiben belegt, sondern auf deren oberer Hälfte aufliegt, kommt bei dem sehr zweckmässig eingerichteten Aufzug vor, welcher zum Transportiren von Arbeitern und Waaren von einem Saale zum andern in Fabriken dient und wovon auf *Taf. 30 Bd. I.* dieses Werkes vollständige Abbildungen gegeben worden sind. Statt dieses halben Bremsbandes können jedoch auch zwei dergleichen in der Art, wie *Fig. 27* und *28* (*Taf. 106*) zeigen, angebracht werden. Hier werden nämlich die beiden, mittels Klammern *e* und *f* an dem Maschinengestelle hinreichend unterstützten Bremsbänder *g* und *h*, deren andere Enden an Bolzen *c* und *i* des die Scheibe *aa* gabelförmig umgebenden und an der Welle *b* unmittelbar unterstützten Hebels *cd* hängen, mittels dieses letztern gegen den Umfang der Bremsscheibe gedrückt oder von demselben entfernt werden können, jenachdem man *d* niederdrückt oder emporhebt.

Uebrigens können auch die elastischen Bremsbänder der beschriebenen und in *Fig. 16 — 28* abgebildeten Arten von Gurt- oder Bandbremsen an ihren innern, mit den Bremsscheiben in Berührung tretenden Seiten entweder mit Holz, Eisen oder mit sonst einem andern geeigneten Materiale bekleidet werden, was indessen nur selten der Fall ist, da diese Bremsbänder schon an sich sehr wohlfeil hergestellt werden können, mithin durch eine solche Auskleidung nur wenig oder nichts zu ersparen ist.



Hölzerne, aus Theilen zusammengesetzte Gurtbremse, welche Glieder- oder Kettenbremse genannt werden können und bestimmt sind, Räder oder Scheiben auf eine grosse Extension ihres Umfanges zu klemmen, werden, seitdem die schmiedeeisernen Bremsbänder in Anwendung gekommen sind, überhaupt nur wenig mehr in Gebrauch genommen; denn sie sind, wegen der Verbindung ihrer einzelnen Theile unter sich, theurer, nutzen sich in kürzerer Zeit als diese ab, und erfordern für gleiche Leistungen überdies eine etwas grössere Kraft, wie aus der Theorie der Bremse ersehen werden wird. Der Vervollständigung dieses Artikels wegen ist indess ein solcher Brems für Windmühlen, wo er heutzutage noch am häufigsten angewendet wird, aufgenommen und in *Fig. 29* und *30* dargestellt worden. Derselbe besteht aus fünf bis sechs aus Holz gearbeiteten Cirkelstücken *a, a*, welche unter sich mittels Verzahnung (s. *Fig. 30*), Legeisen und Bolzen zu einem ringähnlichen Ganzen dergestalt verbunden sind, dass sie an ihren Verbindungsstellen meist eine kleine Biegung oder Bewegung zulassen, damit sie sich um so leichter und etwas kräftiger gegen den Umfang der hölzernen Bremscheibe *bb* anpressen lassen. Die Enden eines solchen Ringes verbindet man gewöhnlich mittels der beiden Zugstangen *c, c* mit dem Winkelhebel *dd* und zieht sie durch den damit verbundenen Bremsdrücker *e* an, wenn gebremst werden soll, oder lässt sie im Gegenfalle etwas zurückgehen, was meist ein Gegengewicht *f* besorgt.

In der Regel werden die Bremse durch den Maschinenwärter oder durch irgend eine andere Person, welche bei der Maschine fortwährend beschäftigt ist, in Bewegung gesetzt; deshalb müssen sie mit einem Mechanismus ausgestattet werden, der ohne grosse Anstrengung dergestalt zu handhaben ist, dass dadurch der jedesmal und unter allen Umständen erforderliche Grad der Hemmung der Maschine hervorgebracht werden kann. Es gibt jedoch auch hin und wieder Einrichtungen an Bremsen, durch welche sich die Maschine selbst ausser Thätigkeit setzen kann. Eine solche Bremsenrichtung von sehr einfacher Art zeigt *Fig. 31* von der Seite. Hier liegt auf dem Umfange der an irgend einer Welle *a* der Maschine befestigten Bremscheibe *b* der mit einem Bremsbacken versehene Hebel *cd*, welcher in *c* seinen Stützpunkt hat und bei *d* durch ein oder zwei eiserne Gelenkglieder *e* mit einem zweiten über ihm befindlichen Hebel *fgh* verbunden ist, der sich um den Stützpunkt *g* in der Bremsebene dreht und bei *f* eine angehangene Stange *i* (Zugstange) enthält, welche am andern Ende mit einer Handhabe versehen ist. Diese Stange, welche, wie *Fig. 32* deutlich zeigt, geschlitzt ist und einen Bolzen *k* enthält, kann einem zur Seite der Bremscheiben befindlichen Sperrrade *l* so genähert werden, dass ein Zahn desselben den Bolzen *k* erfasst, die Stange *i* sammt dem ganzen Bremswerke gewaltsam anzieht und einen fast plötzlichen Stillstand der Maschine zu bewirken vermag. Ein am Ende *h* des Hebels *fgh* angebrachtes Gegengewicht, welches in der Zeichnung wegen Mangels an Platz weggelassen ist, hat, sowie die Stange *i* vom Sperrrade entfernt wird, den Brems eben nur so weit zu öffnen, dass die Bremscheibe ungehindert sich bewegen kann.

Selbstwirkende Bremse an Lauf- und Treträdern von solcher Einrichtung, dass durch ein Gewicht diese Räder auf einer Seite aufgehoben und gegen einen Brems gedrückt werden, sowie die zu bewegende Last zufällig plötzlich wegfällt, wie z. B. ein emporzuhebendes Gewicht durch Reissen des Seiles, sind nicht zu empfehlen, da auf solche Weise einge-

richtete Maschinen leicht lahm werden und Bremse dieser Art, namentlich an Lauf- oder Treträdern, dadurch entbehrlich gemacht werden können, dass man Griffe und Tritte in der Nähe der Arbeiter am Rade auf geeignete Weise anbringt, durch welche diese vor gefährlichen Beschädigungen sich sofort und zuverlässig bewahren können (s. LAUF- und TRETRÄDER), sowie ein Seilbruch sich ereignet. Auch gehören jene Bremse an Aufzügen, wo sich Brems scheiben an der Aufziehwelle seitweise gegen Bremsriegel reibend anlegen, unter die unvollkommenen Einrichtungen, namentlich wenn man durch gewisse Grade von Drückungen der Brems scheiben auf die zur Seite derselben angebrachten, übrigens unbeweglichen Bremslatten eine rückgängige Bewegung des Aufzugs oder einen Stillstand desselben bezwecken will. Bremse dieser Art können übrigens nachgesehen werden in HAINDL's Maschinenkunde und Maschinenzeichnen S. 194 — 197 des Textes und Taf. 27 des Atlases.

Bremse an Chronometern nennt man insbesondere Auslösungen. Eine der gebräuchlichsten sieht man in Fig. 33 in natürlicher Grösse abgebildet. Dieselbe besteht meist in einer dünnen und verhältnissmässig langen Stahlfeder *a*, welche an einer Welle *b* befestigt ist und mittels des Armes *c* an derselben Welle gegen den äussern Umfang der Unruhe *d* stets nur sanft angedrückt werden kann, wenn man den zur Bewegung des Armes *c* dienenden Winkelhebel *e*, der seinerseits durch die Druckfeder *f* in jeder Lage erhalten wird, in der Richtung des beigezeichneten Pfeiles bewegt. Eine entgegengesetzte Bewegung des Hebels *e* entfernt die Auslösung von der Unruhe und die Uhr tritt wieder in Bewegung.

Excentrische Bremse werden nur selten angewendet und dann gewöhnlich nur statt der Sperrräder, da sie auf ähnliche Weise, wie diese, die rückgängige Bewegung einer Welle verhindern sollen. Sie sind jedoch nicht ganz so zuverlässig, als die Sperrräder, weshalb man auch letztere lieber anwendet. Fig. 34 zeigt eine solche excentrische Bremseinrichtung von der Seite. Auf den Umfang einer an der Welle *a* befestigten Scheibe *b* legt sich entweder eine ganz excentrische Scheibe, oder, da eine solche nicht ganz erforderlich ist, ein Theil einer excentrischen Scheibe (wie z. B. *c*, welcher sich um die Welle oder Axe *d* drehen kann) mit seiner convexen Oberfläche und wird gegen diese Scheibe durch ein angehängtes Gewicht *e* stark gedrückt, so dass dadurch, sowie die Scheibe *b* mit ihrer Welle eine dem Pfeile entgegengesetzte Bewegung annehmen will, dieser Krümmling *c* sich gegen den Umfang der Scheibe *b* einstimmt und diese zum Stillstehen veranlasst. Dass hierbei der Winkel, welchen die Axe der Wellen *a* und *d* mit dem Berührungspunkte des Krümmlings und der Scheibe bildet, ein sehr stumpfer, sich 180 Grad mehr nähernder Winkel sein muss, damit die Scheibe *b* nicht, wie sonst natürlich, an dem Umfange des Krümmlings gleiten oder rutschen könne, sondern dieser von jener vermöge der Reibung mitgenommen werde, versteht sich von selbst. Auch hat man dergleichen excentrische Krümmlinge wohl zu beiden Seiten einer Scheibe, einander gerade gegenüberstehend, angebracht.

Auch der Gebrauch der Seilbremse ist wegen schneller Abnutzung des Seiles sehr beschränkt, obschon dieselben unter allen Arten von Bremsen den höchsten Grad von Wirksamkeit gewähren, und zwar dadurch, dass, wie schon hinlänglich bekannt ist, die Reibung des Seiles mit der Anzahl der Umschläge um eine Welle oder Scheibe ungemein wächst, und stets so viele Umwickelungen des Seiles angewendet werden können, als nach



den jedesmaligen Bedürfnissen erforderlich sind. *Fig. 35* ist die Seitenansicht eines dergleichen, übrigens höchst einfachen Seilbremses. Das Seil, welches ein oder mehrere Male um die Welle oder Scheibe *a* geschlungen ist, wird mit dem einen Ende *b* an dem Maschinengestelle oder an einer in der Nähe befindlichen Säule *c* befestigt, dagegen mit dem andern Ende mit einem Drückel *d* in Verbindung gesetzt. Wird mittels dieses Drückels das Seil angespannt, so legen sich die Umschläge desselben auf der Welle oder Scheibe so stark auf, dass die dadurch erzeugte Reibung zwischen Seil und Scheibe die Bewegung der letztern zu verhindern vermag. Man bedient sich dieses Verfahrens, eine Last zu bremsen, besonders sehr häufig bei dem zufällig sich nöthig machenden Hängen von Gegenständen in Schächte durch Haspel, an welchen keiner der gewöhnlichen Bremse angebracht ist. In diesem Falle fixirt man gewöhnlich den Rundbaum des Haspels, schlingt ein Seil um ihn ein oder nach Befinden auch mehrere Male, hängt an das eine Ende den in den Schacht zu hängenden Gegenstand und lässt das Seil hinter den Umwickelungen durch beide Hände mit einem solchen Widerstande dem in Folge seiner eigenen Schwere sinkenden Gegenstände nachfolgen, dass dieser nur mit einer angemessenen, weder für sich noch für die Umgebungen nachtheiligen Geschwindigkeit sich bewegt.

Uebrigens können für gleichen Zweck auch Lederriemen, metallene Ketten oder Drähte, mehrere Male um die Bremsscheibe oder Welle gewunden, statt der Seile angewendet werden. So z. B. zeigen *Fig. 77* und *78* (Taf. 110) die Einrichtung eines Drahtbremses an einer Krahnwelle.

An der zu hemmenden Welle *a* befestigt man eine mit Spurränzen versehene metallene Scheibe *b*, auf deren Umfang man einen  $\frac{1}{4}$  Zoll dicken Eisendraht, wie ein Seil, auflegt. Während man das eine Ende dieses Drahtes, nämlich *c*, an dem Wellen- oder Krahnständer *d* mittels eines Bolzens befestigt, hängt man an das andere Ende desselben ein Gewicht *e*, um den Draht anzuspannen. Dreht man daher die Welle *a* in der Richtung des beigezeichneten Pfeiles um, so wird der Draht vermöge seiner eigenen Schwere und des Gewichtes *e* zwar eine entsprechende Reibung auf dem Umfange der Scheibe *b* erzeugen, die jedoch für diese Bewegungsrichtung der Scheibe nur sehr gering ist und dem Gewicht *e* noch nicht gleich kommt. Sowie aber die die Welle *a* treibende Kraft zu wirken aufhört, wodurch die Welle *a* die entgegengesetzte Bewegung anzunehmen sich bestrebt, wird in Folge der Umstände, dass das Ende *c* des Drahtes am Wellengestelle befestigt ist und das Gewicht *e* sämtliche Drahtumschläge mit der Bremsscheibe in Berührung bringt, eine sehr ansehnliche Reibung, ähnlich wie bei einem hanfenen Seile, erzeugt und dadurch die Bewegung der Welle *a* völlig aufgehoben werden, dafern diese Reibung durch eine entsprechende Anzahl Umschläge des Drahtes auf der Scheibe und durch die Grösse des Gewichtes *e* grösser als die an der Welle *a* hängende Last wird.

Will man die Welle *a*, nachdem man eine Last bis zu ihrem Bestimmungsorte gehoben und da abgehängt hat, absichtlich zurückbewegen, so hängt man das Gewicht *e* ab und löst auch das andere Ende *c* des Drahtes vom Ständer *d*, indem man den Bolzen *f* herauszieht und das Verbindungsglied *g* am Ständer herabhängen lässt. Der Draht dreht sich alsdann mit seiner Scheibe gemeinschaftlich und ungehindert im Kreise herum.

Einen ebenfalls sehr wirksamen Brems gewährt die Anwendung der sogenannten Frictionskegel. Einen solchen Brems, bei einer Winde ausgeführt, sieht man in den *Fig. 79* und *80* (Taf. 110) abgebildet \*). An der zu bremsenden Welle *a* sind wegen Vermeidung alles Seitenschubes gewöhnlich zwei gegen einander gerichtete hohle metallene Kegel *b, b*, die unter sich mit Schrauben verbunden sind, mittels eines gemeinschaftlichen Standstiftes befestigt, gegen deren innere gut abgedrehte Oberflächen zwei andere entsprechende und an der Welle *a* verschiebbare Kegel *c, c* gepresst werden können. Zur Bewegung dieser innern Kegel in der Richtung der Axe der Welle *a* dienen die beiden Presshebel *d, d*, wovon ein jeder an seinem untern Ende gegabelt ist, um die äusserlich vierkantige Nabe des entsprechend gelegenen innern Kegels, an welcher er mittels eingeschraubter Zapfen drehbar befestigt ist, zu umfassen, und ausserdem eine feste Drehaxe im Bolzen einer Docke zu finden, welche an dem unterhalb der Welle *a* parallel mit ihr liegenden und am Wellengestelle befestigten Riegel *e* aufgegossen ist. Die andern nach oben gerichteten Enden dieser Hebel stehen mittels der beiden Stangen *f, f* mit der Scheibe *g* in Verbindung, deren Axe genau in der Mitte über den Bremskegeln normal zur Bremswelle *a* gelagert ist und zur Seite der Scheibe den Hebel *h* trägt, welcher am Ende mit der Zugstange *i* ausgestattet ist. Wenn man daher an dieser Zugstange *i* zieht, so werden die beiden innern Kegel in die äussern hineingeschoben und gegen diese stark angepresst, wodurch eine bedeutende Reibung erzeugt wird, welche, weil die innern Kegel der Bewegung der Welle *a* vermöge der Art der Verbindung mit den Presshebeln *d, d* nicht folgen können, die Bewegung der Welle *a* moderirt oder gänzlich vernichtet.

Das am andern Arme des Hebels *h* angebrachte Gegengewicht *k* bewirkt die rückgängige Bewegung der Vorrichtung, also das Oeffnen des Bremses, sobald die Zugkraft an der Stange *i* zu wirken aufhört.

Die auf einander reibenden conischen Flächen der Bremskegel, welche sorgfältig abgedreht sein und vollkommen dicht an einander passen müssen, wenn sie gute Dienste leisten sollen, können zur Verminderung der Abnutzung in Schmiere erhalten werden. Uebrigens sind die innern Kegel an der sie mit der Nabe verbindenden Grundfläche, oder die äussern Kegel dicht an ihrer vollen Wand mit Löchern zu versehen, damit die von den Kegeln gefangene Luft, welche das Spiel des Bremses hindern würde, entweichen kann.

Die SALADIN'sche Sperrung durch Friction und andere dieser ähnliche Vorrichtungen, wodurch sich die Bewegung einer Maschine ebenfalls verändern lässt, gehören mehr dem Artikel SPERRVORRICHTUNGEN an, wohin deshalb verwiesen wird.

Hiermit glauben wir nun die gebräuchlichsten Arten von Bremsen an feststehenden (fixirten) Maschinen der Hauptsache nach beschrieben zu haben; es bleiben uns daher nur noch alle diejenigen Bremsvorrichtungen zu behandeln übrig, welche zur Hemmung locomotiver Maschinen oder aller Räderfahrwerke dienen.

Bekanntlich bewegt sich jeder Körper auf einer gegen die Richtung der Schwerkraft geneigten schiefen Fläche nach den Gesetzen frei fallen-

\*) W. SALZENBERG's Vorträge über Maschinenbau, Abtheilung I. S. 211. Berlin 1842.



der Körper mit beschleunigter Geschwindigkeit herab, dafern nur sein relatives Gewicht (oder sein Herabgleitungstrieb) etwas grösser ist als der Reibungswiderstand, welchen er auf der schiefen Fläche erleidet. Die Grösse einer solchen beschleunigten Bewegung hängt demnach von dem Neigungswinkel der schiefen Ebene gegen den Horizont, sowie von dem Verhältnisse des dieser Bewegung sich entgegengesetzten Reibungswiderstandes zur ganzen in Bewegung begriffenen Last ab. Je kleiner dieses Verhältniss und je grösser der Neigungswinkel der schiefen Ebene ist, desto grösser wird auch das Moment der beschleunigten Bewegung sein. Dieser Fall würde sich an Fuhrwerken, wo es, beiläufig erwähnt, ein Gegenstand von grosser Wichtigkeit ist, den erwähnten Reibungswiderstand durch die Verwandlung der gleitenden Reibung in die weit geringere wälzende (rollende) mittels Räder zu vermindern, namentlich auf Wegen in gebirgigen Gegenden ausserordentlich häufig und auffallend zeigen, wenn nicht Mittel angewendet würden, die diese in ihren Folgen höchst gefährliche Bewegung bis zu einer noch zulässigen gleichförmigen herabzustimmen vermöchten.

Diese Mittel sind von dreierlei Art.

Das erste und älteste, aber auch das unvollkommenste und unsicherste Mittel, die Bewegung eines gewöhnlichen Räderfuhrwerks zu hemmen, bestand darin, dass man einen gewöhnlich harthölzernen, zähen und festen Stab (Reitel) am Wagen so befestigte, dass er mit ansehnlicher Kraft gegen die Speichen eines der Räder am Wagen schlug. Hierdurch konnte jedoch, wie leicht einzusehen ist, das Hemmen des Wagens nur sehr unvollkommen bewirkt werden, und man war dabei immer grosser Gefahr ausgesetzt, da, zumal auf steilen Wegen, wo dieser Reitel gegen das Rad heftig schlagend angebracht werden musste, ein Zerschlagen der Radspeichen eine gar nicht seltene Erscheinung war. Es konnte daher nicht fehlen, dass statt dieser Methode bald andere passendere, in ihrer Wirkung weit zuverlässigere Arten von Hemmungen in Anwendung gebracht wurden, welche hinsichtlich des ihnen gemeinschaftlich zu Grunde liegenden Wirkungsprincipes als die zweite Art der Wagenhemmungen angesehen werden können. Diese Methoden von Hemmungen bestehen nämlich im Allgemeinen darin, dass man die rollende Reibung eines oder nach Befinden auch mehrerer Räder am Wagen in die weit grössere gleitende umwandelt, indem man ein oder mehrere Räder am Wagengestelle fixirt.

Die einfachste dieser Methoden, welche übrigens heutzutage noch häufig vorkommt, besteht in der Anwendung einer Kette *ab* (Fig. 36 Taf. 107), welche an dem Langbaum des Wagens bei *a* befestigt und an einem der hintern Räder eines vierrädrigen (oder an einem der beiden Räder eines zweirädrigen) Wagens bei *b* um eine Speiche und die Felge desselben geschlungen und mit diesen gehörig fest verbunden wird. In Folge dieser Verbindung des Rades mit dem Wagengestelle kann sich daher das Rad *d* um seine Axe nicht drehen, sondern gleitet mit seinem untersten Punkte (dem Aufstande) längs des geneigten Weges *fe* hin, und erzeugt auf diese Weise einen Widerstand, welcher in den meisten Fällen schon den beabsichtigten Zweck erfüllt. Wo übrigens die Hemmung eines Rades am Wagen noch nicht zureichend ist, hemmt man wohl auch zwei Räder auf diese Weise, wodurch der Widerstand verdoppelt wird, dafern die Last oder ein Theil derselben auf die gehemmtten Räder gleich vertheilt ist. Aber auch diese

Methode, so einfach, wirksam und sicher sie übrigens ist, hat das Unvollkommene, dass die Räder in Folge der Reibung an den mit dem Wege in Berührung stehenden Stellen ihrer Umfänge sich sehnartig abnutzen, folglich mit der Zeit unrund werden und dadurch den Effect des Fuhrwerkes in etwas herabziehen.

Weit besser und zugleich mit weniger Umständlichkeit verbunden, auch den eben erwähnten Uebelstand vollkommen beseitigend, ist die Hemmung der Wagen mittels des sogenannten Rad- oder Hemmschuhes, welcher entweder von Holz oder Schmiedeeisen sein kann. Der hölzerne Radschuh, welcher wegen längerer Dauer meist aus einem wurzelreichen Stocke weichen oder harten Holzes gefertigt wird, erhält gewöhnlich diejenige Gestalt, welche aus den im doppelten Massstabe gezeichneten Ansichten *Fig. 37, 38 und 39* ohne weitere Erklärung hinreichend deutlich hervorgeht, während die schmiedeeisernen aus einem flachen  $\frac{3}{4}$  bis  $\frac{5}{8}$  Zoll dicken eisernen, nach dem Umfange des Rades gekrümmten Blatte bestehen, welches nach vorn behufs der Aufnahme einer Kette in ein Ohr sich endigt, und auf der concaven Seite zwei aufgeschmiedete Backen enthält, zwischen welche sich die Radfelge stellt. Ein solcher eiserner oder hölzerner Radschuh *a* (*Fig. 37 — 40*) wird, an der Kette *b* (*Fig. 40*) befestigt, unter das Rad *c* geschoben, und wirkt nun, indem er das Rad trägt und gegen den Weg gedrückt wird, eben so wie die Hemmung *Fig. 36*. Nur in seltenen Fällen — bei sehr stark geneigten Wegen und grossen Frachtwagen — befestigt man den Hemmschuh wohl auch noch mit einer kleinen Kette an der Felge des Rades, um ihn gegen das in diesem Falle mögliche Auspringen zu sichern.

Auf mit sehr glatten Eiskrusten (Glatteis) belegten Wegen, wo auch die gleitende Reibung sehr gering ist, reicht schon bei geringer Neigung des Weges weder die Hemmung mit der Kette (*Fig. 36*) noch die mit dem Radschuh (*Fig. 40*) zu, sondern es muss in diesem Falle der Reibungswiderstand entweder noch durch Unterwerfen einer aus starken Gliedern bestehenden Kette (welche man an dem untern Theile der Radfelge festwickelt), der sogenannten Eiskette *aa* (*Fig. 41*), oder durch Anhängen eines, in der neuern Zeit häufig angewendeten, vierseitigen schmiedeeisernen starken Ringes *a* (*Fig. 42 und 43*) an die Backen eines eisernen Radschuhes *b* namhaft verstärkt werden. Sowohl die mit dem Glatteis in Berührung stehenden Glieder der Kette *aa* (*Fig. 41*) als die unter dem Radschuh *b* (*Fig. 42 und 43*) liegende Seite des Ringes *a*, beide von geringer Oberfläche, drücken sich nämlich in Folge der auf ihnen ruhenden Last in die Eiskrusten ein und zerstören, indem das mittels einer Kette *c* (*Fig. 41*) an der Umdrehung um seine Axe verhinderte Rad *d* längs des Weges fortrutscht, den Zusammenhang des zunächst vorliegenden Eises, wozu unter diesen Umständen eine nicht ganz geringe Kraft erforderlich ist, die nun den beabsichtigten Grad der Hemmung bewirkt. Dass man den mit dem Ringe *a* ausgestatteten Hemmschuh *b* (*Fig. 42 und 43*) an die Felge des Rades mittels einer Kette fest anzuhängen hat, um ein Auspringen desselben zu verhindern, dürfte als schon bekannt vorausgesetzt werden.

Radschuhe an Kutschen hat man übrigens hin und wieder mit einem Mechanismus versehen, durch welchen man, um das Absteigen zu ersparen, das Hemmen vom Bocke aus ohne Weiteres besorgen kann. Allein weil diese Vorrichtungen sehr leicht lahm und dann in der Handhabung unsicher werden, statt deren aber nachstehende Art fast schon allgemein



mit wesentlichen Vorzügen eingeführt ist, so dürfte hier eine blosser Andeutung dieser Einrichtung genügen.

In vielen Fällen kann weder die eine noch die andere der so eben beschriebenen Hemmungsmethoden an Wagen, weil sie unmittelbar eine mehr constante kräftige Wirkung gewähren, mit Vortheil für den Motor angewendet werden. Man hat dieserhalb vor noch nicht langer Zeit den bei feststehenden Maschinen so häufig gebräuchlichen Brems unter mancherlei Modificationen auch bei den Fuhrwerken in Anwendung zu bringen gesucht, durch welche (in vielen Fällen wenigstens) alle Grade von Hemmungen ganz nach Willkür hervorgebracht werden können. Diese Art von Hemmung dürfte, ihrer Eigenthümlichkeit nach, als die dritte Methode, Radfuhrwerke in ihrer Bewegung zu hemmen, angesehen werden. Man nennt sie insbesondere Schleifzeuge, weil die bremsenden Theile derselben auf den Rädern schleifen.

Alle diese Arten von Bremsen bestehen fast durchweg in Backen von Holz oder Eisen, welche man gegen ein, zwei oder vier Räder des Wagens mit Hülfe von Schrauben, Hebeln u. s. w. entweder durch Menschenhände oder durch Dampf bei Dampfswagen, schiebend oder ziehend nach den erforderlichen Umständen presst. Die gebräuchlichsten dieser Bremsvorrichtungen, für verschiedenartige Fuhrwerke eingerichtet, mögen nun hier näher beschrieben werden.

An Frachtwagen bremst man gewöhnlich die hintern beiden Räder (wenn sie nämlich vierräderig sind) entweder auf der hintern oder auf der vordern Seite. Zwei Arten von Bremsen, welche auf die hintern Seiten der Räder wirken, sind in *Fig. 44* — *47* dargestellt. Jede derselben besteht aus einem parallel mit der Axe beider Räder liegenden Stücke Holz *a*, dem Bremsholze, welches entweder, wie *Fig. 44* und *45*, mittels zweier eiserner Bügel an den nach hinten verlängerten Leiterbäumen *b, b* leicht verschiebbar aufgehängt oder, wie in *Fig. 46* und *47*, zwischen den beiden Leiterbäumen *b, b* und dem Langbaume *c*, von diesem getragen und von jenem geführt, angebracht wird. An jedem Ende dieses Bremsholzes befestigt man mittels Schrauben einen entweder hölzernen (*Fig. 46* und *47*) oder schmiedeeisernen (*Fig. 44* und *45*) Bremsbacken oder Schuh *d*, dessen dem Rade zugekehrte Seite nach dem Umfange des letztern ausgehöhlt ist und sich allenthalben auf einen gleich langen Bogen des Radreifens auflegen kann. Hinter dem Bremsholze *a* und zwar in dessen Mitte, winkelrecht auf seine Länge gerichtet, befindet sich eine mit diesem gewerbeatig verbundene gewöhnlich flachwindige Schraube *e* angebracht, welche bei *f* in einer unverrückbaren Mutter geht, die entweder, wie in *Fig. 46* und *47*, am Langbaume *c* oder an dem parallel mit *a* laufenden und an den Leiterbäumen *b, b* mittels Schrauben befestigten Holze *g* (*Fig. 44* und *45*) fixirt ist. Mittels der am andern Ende dieser Schraube angebrachten Kurbel *h* (*Fig. 44* u. *45*) oder des Knöbels *h* (*Fig. 46*) kann nun das Bremsholz *a* mit seinen Bremsbacken gegen die Umfänge der beiden Räder gepresst und dadurch jeder erforderliche Grad der Hemmung bewirkt werden.

Ein an Frachtfuhrwerken am häufigsten vorkommendes Schleifzeug sieht man in *Fig. 48* und *49* in der Seitenansicht und von unten angesehen dargestellt. Dasselbe besteht meist nur aus einem vor den Rädern an den Leiterbäumen mittels der Ketten *a, a* aufgehängten gewöhnlichen Stücke Holz *b*, meist ohne besondere Bremsbacken, welches in der Mitte seiner Länge von der Kette *c* erfasst und mittels der an der untern

Seite des Langbaumes *d* parallel mit diesem liegenden Schraube *e*, welche die mit der Kette *c* in Verbindung stehende Mutter *f* enthält, gegen die Radumfänge angezogen und gepresst werden kann. Die mit einer Kurbel *g* ausgestattete Schraube *e* verändert in diesem Falle ihre Lage nicht, sondern bewegt die an ihrem angeschweissten Haken *h* bei *i* in einer Gabel geführte Mutter *f* vor- oder rückwärts, jenachdem man die Kurbel *g* behufs des Bremsens oder Nichtbremsens rechts oder links umdreht. Statt die Mutter *f* (Fig. 48 und 49) in einer Gabel zu führen, damit sie sich nicht um ihre Schraube drehe, kann man sie auch mittels eines vorstehenden Zapfens in dem Schlitze eines unter dem Langbaum *d* (Fig. 50, welche einen solchen Bremsmechanismus, in doppeltem Massstabe gezeichnet, darstellt) und durch die Schraubenstützen *h* und *i* befestigten Eisens *k* gehen lassen und dann die Kette *c* unmittelbar unter ihr einhängen. Auch kann man, um ein Zurückgehen der Schraubenmutter gänzlich zu verhindern, an der Schraube unmittelbar hinter der Kurbel *g* ein Sperrrad *l* anbringen, dessen Falle oder Klinke *m* (Fig. 50 und 51) an der Stirne des, übrigens auf die Länge der Bremsschraube mit starkem Bleche belegten, Langbaumes *d* zu befestigen ist. Wenn jedoch das Gewinde an der Bremsschraube kein steiles ist, so kann das Sperrrad völlig entbehrt werden.

Häufig richtet man auch den zum Anziehen des Bremsbaumes *b* (Fig. 48) dienenden Mechanismus so ein, dass sich die Schraube in der Richtung ihrer Axe fortbewegt. Man versieht dann die bei *d* viereckige, von dem Halter *h* geführte Schraubenspindel *de* (Fig. 52) an dem den Rädern zugewandten Ende mit einem Haken zur Aufnahme der Zugkette *c* (Fig. 48) und bringt an der gegen den vordern Führer *i* sich stemmenden Schraubenmutter *f* unmittelbar die Kurbel *g* an.

Zwei Arten von Bremsen oder Schleifzeugen an Fuhrwerken auf gewöhnlichen Strassen, mit solchen Mechanismen versehen, mittels welcher das Bremsen der hintern Räder vom Bocke (dem Sitze des Kutschers) aus leicht und bequem sofort bewirkt werden kann, zeigen die Fig. 53—58 (Taf. 108). Die erstere dieser beiden Arten, nämlich die in Fig. 53—55 dargestellte, bringt man gewöhnlich an leichteren Fuhrwerken, wie z. B. an ein- bis zweispännigen Kutschen, Planwagen, Rollwagen u. s. w. an, während man sich der zweiten, aus Fig. 56—58 ersichtlichen Art meist an schwereren Fuhrwerken, z. B. an Postwagen, bedient.

Bei der ersteren Art (Fig. 53 und 54), welche an einem Rollwagen angebracht dargestellt ist, hängt der vor den hintern Rädern des Wagens angebrachte, meist harthölzerne Bremsbaum *a* mit den an seinen beiden Enden befindlichen eisernen Bremsbacken *b* an zwei eisernen Stäbchen *c, c*, welche unten an dem Gestelle oder Kasten des Wagens mit Bolzen befestigt sind. Dieser Bremsbaum *a* steht, wie aus der untern Ansicht des Wagens Fig. 54 deutlich zu sehen ist, mittels der beiden eisernen Stäbchen *d, d* mit dem kurzen Schenkel des doppelarmigen Hebels *ef* (Fig. 54) in Verbindung, dessen Stütze an das Axenholz *g* der hintern Räder geschraubt ist. Am Ende des langen Schenkels dieses Hebels bei *f* ist die eiserne Zugstange *h* befestigt, deren anderes Ende vorn am Wagen, unmittelbar über der Axe der vordern Räder, mit dem kurzen Arme des innerhalb des Wagens, zur Seite des Kutschers angebrachten, doppelarmigen Hebels *i* verbunden ist. Dieser Hebel *i*, welcher unter seinem obern, mit einem Griffe versehenen Ende in einer Art Scheere *km* geht, wovon Fig. 55 die obere Ansicht zeigt, wird, sowie gebremst werden



soll, am obern Ende ergriffen, nach dem Sitze zu bewegt, wodurch die Bremsbacken *b* gegen die Radumfänge gepresst werden, und nachdem der erforderliche Grad des Bremsens eingetreten ist, in eine Larve der sägeartig gezahnten Seite *m* (Fig. 55) jener Scheere eingelegt. Vermöge dieser Einrichtung kann daher das Hemmen der Bewegung des Wagens so oft gesteigert werden, als überhaupt Zähne an *m* vorhanden sind, wenn, wie sich von selbst versteht, schon beim Einlegen des Hebels *i* zwischen den beiden ersten Zähnen von *m* das Schleifzeug sich gegen die Umfänge der hintern Räder drückend anlegt.

Diesem Wagenbremse in der Einrichtung sehr ähnlich ist der aus Fig. 56 — 58 (Taf. 108) ersichtliche, welcher, wie schon erwähnt wurde, gewöhnlich an grösseren Kutschen angebracht wird. Der an seinen Enden mit eisernen Bremsbacken ausgestattete Bremsbaum *a* liegt hier hinter den hintern Rädern des Wagens und wird von den am Wagenkasten stark, jedoch in der Richtung der Bewegung des Wagens drehbar, verbolzten Hängeeisen *b* getragen. Zwei an dessen vordere Seite sich anlegende, ebenfalls an dem hintern Theile des Wagenkastens unten befestigte Stahlfedern *c, c* halten ihn in einiger Entfernung von den Rädern und verhindern namentlich die pendelartige Bewegung und das Anschlagen seiner Bremsbacken an die Radreifen, was im ungebremsten Zustande des Wagens ohne diese unfehlbar eintreten würde. Von der innern Seite dieses Bremsbaumes *a*, und zwar von Punkten aus, welche den Bremsbacken nahe liegen, gehen, wie bei dem Bremse Fig. 53 und 54, die beiden schmiedeeisernen Stangen *d, d* nach der Mitte des Wagens, und sind bei *e* (Fig. 58) in der Oese eines einarmigen Hebels *fg* eingehängt, welcher an der hintern Seite des Axenholzes *h* wagerecht angebracht und bei *f* an demselben gehörig unterstützt ist. Vorn, bei *g*, steht dieser Hebel mit der Zugstange *i* in Verbindung, die durch das Axenholz *h* hindurchgeht, um auf diese Weise den Hebel *fg* sammt den Stangen *d, d* vollends zu unterstützen und vor dem Lahmwerden zu schützen. An dem andern Ende dieser Zugstange *i*, welche bis unter den Sitz *k* des Kutschers oder Wagenleiters geführt ist, befindet sich die mit flachem Gewinde versehene Schraube *l*, an welche die mit einer Kurbel ausgestattete Mutter *m* geschraubt ist, die sich gegen die zugleich als Führung für die Schraube *l* dienende Stütze *n* anlegt. Mittels der Kurbel an der Mutter *m* kann daher, jenachdem man sie vor- oder rückwärts dreht, der Bremsbaum *a* den hintern Rädern genähert (diese also gebremst) oder von denselben entfernt werden.

An Wagen, die bei Bergwerken zur Förderung auf Schienenwegen dienen und deren Vorder- und Hinterräder gewöhnlich einander sehr nahe liegen, bremst man meist zwei hinter einander liegende Räder zugleich mittels einer Vorrichtung, welche sammt dem Wagen in Fig. 59 in der Seitenansicht abgebildet ist. Diese gleicht der in Fig. 14 und 15 (Taf. 106) dargestellten, besteht daher in einem krummgebogenen eisernen Hebel *ab*, welcher bei *a* um eine am Boden des Wagengestelles befestigte Axe sich drehen lässt. In gleichen Entfernungen von dieser Axe sind an diesem Hebel die beiden hölzernen Bremsstücke *c* und *d*, welche leicht ausgewechselt werden können, angeschraubt, die gleichzeitig an die entsprechend gelegenen Räder angepresst werden, sowie man den Hebel bei *b* niederdrückt. Soll nicht gebremst werden, so hebt man letztern bei *b* etwas auf und steckt unter ihn den Vorsteckbolzen *e* in seiner Oeffnung am Wagenkasten wieder ein.

Wagen, welche zum Transport der Erde bei Eisenbahnarbeiten auf interimistisch angelegten Eisenbahnen gebraucht werden, sind immer mit einem Bremse versehen, da an dergleichen Bahnen, die nur auf eine bestimmte kurze Zeit gebraucht und dieserhalb mit weniger Sorgfalt ausgeführt werden, Gefälle (sogenannte Gradienten) sehr häufig vorkommen. Eine sehr übliche Construction eines solchen Bremses sieht man auf Taf. 109 abgebildet und zwar ist *Fig. 60* die Seitenansicht, *Fig. 61* die obere und *Fig. 62* die Queransicht desselben mit den zunächst liegenden Theilen des Wagens \*). Derselbe besteht zunächst aus einem quer unter dem Wagengestelle liegenden, vierkantig gearbeiteten Stücke Holz *a*, welches in der Mitte der Wagenbreite an einem Bolzen *b* des Querriegels *c* um denselben drehbar, dagegen an der einen Seite des Wagengestelles mit einer Art Klammer *d* von Schmiedeeisen dergestalt aufgehängt ist, dass es sich innerhalb dieser Klammer vor- und rückwärts bewegen lässt. An diesem Stücke Holz (welches man den Bremsträger nennen kann) befindet sich der hölzerne Bremsbacken oder Bremsschuh *e* seitwärts angeschraubt, welcher auf den Umfang eines der vordern Räder, nämlich *f*, trifft und gegen diesen gepresst werden kann. Dieses Anpressen oder Bremsen geschieht mittels eines an der Seite des Wagengestelles angebrachten, um den Bolzen *g* drehbaren, schmiedeeisernen Winkelhebels *hgi*, dessen kurzer Schenkel *h* in eine Vertiefung des Bremsträgers *a* greift, indem man das in einen Griff ausgehende Ende seines längern Schenkels *i* anfasst und niederdrückt. Uebrigens wird der Hebel *hgi* in derjenigen Lage, wo der Bremsbacken *e* mit dem Umfange des Rades ausser Berührung getreten ist, durch den am Wagengestelle angebrachten Haken *k*, auf welchen er gehoben wird, oder wohl auch durch einen Vorsteckbolzen erhalten.

Locomotive, Tender, Personen- und Güterwagen auf Eisenbahnen bremst man, da bei ihnen je zwei Räder an einer in besonders Lagern sich drehenden Axe gemeinschaftlich befestigt sind, gewöhnlich nur auf einer Seite und zwar fast immer an zwei hinter einander liegenden Rädern zugleich. Die Vorrichtungen, wodurch dies zu geschehen pflegt, sind von mancherlei Art, wovon die einfachern, in ihrer Wirkung sehr kräftigen, übrigens leicht und bequem zu handhabenden jetzt näher beschrieben werden sollen.

Der von SHARP und ROBERT an Tendern angewendete Brems ist von folgender Construction.

Auf der einen Seite des Tenders (auf der linken in *Fig. 63* und *64*) befinden sich an zwei mit den Axen der Vorder- und Hinterräder parallel liegenden und an den untern Seitentheilen des Tenders drehbar befestigten Wellen *a* und *b*, die beide einander fast gleichen, die schmiedeeisernen starken Winkelhebel *c* und *d*, welche an ihren mehr lothrecht herabhängenden Armen mit den angeschraubten hölzernen Bremsbacken *e, e*, welche auf die Umfänge der Räder *f, f* treffen, ausgestattet sind, dagegen an ihren mehr wagerecht liegenden, einander zugekehrten Armen *c* und *d* durch ein kurzes Gelenkglied *i* dergestalt vereinigt sind, dass sie sich gemeinschaftlich um ihre Axen bewegen lassen. An der einen der beiden Wellen, gewöhnlich an der hintern, nämlich an *a*, ist noch ein zweiter, aber einfacher, mehr wagerecht liegender Hebel *k* neben dem Winkelhebel *c* an-

\*) Dieser und die folgenden Bremsen sind aus ARMANGAUD'S Eisenbahnwesen, deutsche Ausgabe, Weimar 1841, entlehnt worden.



gebracht, dessen Ende gegabelt ist, um die mit Axen versehene Schraubenmutter *m* (Fig. 64) aufzunehmen, durch welche die lothrecht stehende Schraube *n* mit flachem Gewinde geht. Diese Schraube ist das Ende einer Stange, welche bis an den Obertheil des Tenders heraufreicht, hier in einer Führung geht und über dieser mit einem Griffe oder einer Kurbel ausgestattet ist, womit sie umgedreht werden kann. Wenn daher der Maschinen- oder Locomotivenführer mittels dieses Griffels, der ihm bequem zur Hand liegt, die Schraube *n* nach derjenigen Richtung umdreht, dass dadurch die Mutter *m* an ihr aufsteigt, so wird auch der Hebel *k* aufwärts bewegt, was das Andrücken der Bremsbacken *e, e* gegen die Umfänge der Räder *f, f*, folglich die Hemmung des Tenders und somit die des ganzen Wagenzuges zur Folge hat. Dreht man hingegen die Schraube *n* in entgegengesetzter Richtung um, wodurch die Mutter *m* niederzuehen gezwungen wird, so entfernen sich beide Bremsbacken von den Rädern *f, f* und der Zustand der Hemmung des Wagens wird aufgehoben.

Eine andere, ebenfalls an Tendern gebräuchliche Art Brems zeigen die Fig. 65 und 66, jene in der Seitenansicht, diese von unten angesehen. Hier sind die ringausschnittförmigen hölzernen Bremsbacken *a, a* durch Schrauben an starke eiserne Bänder *b, b* geschraubt, die an Bolzen *c, c* des Tendergestelles hängen und sich sammt den Bremsbacken um diese pendelartig drehen lassen. Auf der Rückseite eines jeden solchen Bandes befindet sich ein Oehr *d* angeschweisst, an welchem eine Schraube *e* verbolzt ist. Diese Schrauben stehen mit den Muttern der Kappeneisen *f, f* in Verbindung, die ihrerseits mittels Bolzen an den Enden des doppelarmigen, gleichschenkeligen Hebels *g* befestigt sind, welcher letztere an einer mit den Axen der Wagenräder parallel liegenden und in Zapfenstühlen *h* des Wagengestelles ruhenden Welle *i* festsetzt. Das eine etwas verlängerte Ende der Welle *i* trägt den langen Hebel (Bremsdrücker) *k*, mittels dessen nun der Maschinist, indem er denselben am Ende erfasst und niederdrückt, den erforderlichen Grad des Hemmens am Wagen hervorzubringen im Stande ist. Geführt wird der Hebel *k* übrigens zwischen den Wagen und dem an ihn befestigten langen schmiedeeisernen Bügel *ll* (Fig. 65), an welchem letzteren er noch in jeder Lage mittels eines Vorsteckbolzens fixirt werden kann. Es ist leicht einzusehen, dass durch die mittels Schraube und Mutter hergestellte Verbindung zwischen den Bremsbacken *a, a* und dem Hebel *g* bezweckt wird, den Bremsbacken *k* in seine ursprüngliche Lage zurückführen, ihn also gehörig spannen zu können, sowie er in Folge der Abnutzung der hölzernen Backen *a, a* zu tief herabgesunken sein und deshalb eine kräftige Bremsung nicht mehr zulassen sollte.

Noch eine andere Art von Bremsvorrichtungen an Tendern geht aus der Seitenansicht (Fig. 67) deutlich hervor. Die beiden an schmiedeeisernen Hängeschienen *a* und *b* verschraubten hölzernen Bremsbacken *c, c* werden bei dieser Vorrichtung mittels eines, in den Oehren *b* jener Schienen geführten, schmiedeeisernen Keiles *d* gegen die Umfänge *e, e* der beiden hinter einander stehenden Räder gepresst, sowie man diesen mittels einer an seiner Stange *f* oben angebrachten Schraube aufwärts zieht. Schraubt man dagegen diesen Keil *d* zurück, so fallen die bei *a* um Bolzen drehbaren Bremsbacken mit ihren Schienen durch den Druck, welchen sie vermöge ihres eigenen Gewichtes gegen die Keilflächen ausüben, zusammen und treten ausser Berührung mit den Wagenrädern.

Bedeckte Wagen zum Transporte von Personen und Gütern auf Eisenbahnen, deren Vorder- und Hinterräder gewöhnlich weit von einander abstehen, versieht man meist mit Bremsen, deren Einrichtung aus Fig. 68, 69 und 70 hervorgeht. Am untern Theile des Wagenkastens sind die etwas gekrümmten eisernen Stäbe *a* und *b*, welche unten die hölzernen Bremsbacken *c, c* angeschraubt enthalten, mittels Bolzen pendelartig angehängt, welche durch die Oesen *a* dieser Stäbe gehen. Auf der Rückenseite dieser Stäbe und in der Mitte der Länge der Bremsbacken *c* sind Oesen aufgeschweisst, welche mit den Druckstangen *d* und *e*, die nach Massgabe der Abnutzung der Bremsbacken durch Zurückschrauben ihrer Enden in den Kappen *d* verlängert werden können, in Verbindung stehen, welche bei *e* ein Knie nach unten bilden und hier in Gemeinschaft mit der vertikalen Zugstange *f* durch einen Bolzen vereinigt sind. Das obere Ende dieser Stange *f* steht mittels eines Gelenkes mit dem Bügel *g* in Verbindung, dessen oberer Theil (die Kappe) *h* eine Schraubenmutter ist, in welcher die flachwindige Schraube *i* geht. Diese ist befestigt in einer Art Zwinke *k* von Schmiedeeisen, welche gewöhnlich an einer Säule auf dem Verdecke oder im Innern des Wagens seitwärts angeschraubt ist, und enthält über derselben eine Kurbel *l*, durch welche das Bremsen des Wagens oder des ganzen Wagenzuges bewerkstelligt wird. Dreht man nämlich die Kurbel *l* in derjenigen Richtung um, welche die Stange *f* emporsteigen macht, so gehen, da hierdurch der von beiden Stangen *d* und *e* gebildete einspringende Winkel *d c d* immer grösser und grösser wird, die gebrochene Linie *d e d* sich also einer geraden Linie mehr und mehr nähert, die beiden Punkte *d, d* weiter von einander und es können somit auf diese Art die beiden Bremsbacken *c, c* gegen die Umfänge *m, m* der Räder mit grosser Gewalt gepresst werden.

Die Bremse, welche an Dampfwagen angebracht werden, kann man recht füglich auch durch Dampf in Thätigkeit setzen. Eine derartige Einrichtung für eine sechsräderige Locomotive, worauf sich ROBERT STEPHENSON im Jahre 1833 ein Patent ertheilen liess, ist in Fig. 71 (Taf. 108) in der Seitenansicht, jedoch der Deutlichkeit wegen mit durchschnittenem Cylinder abgebildet\*). Die zwischen dem Hauptrade *a* und dem hintern Rade *b* der Locomotive mittels der Stäbe *c, c* an letztere pendelartig aufgehängten Bremsbacken *d, d* sind mit einander, wie die in der Fig. 68 (Taf. 109) angegebenen Einrichtung, durch die beiden, ein Knie nach unten bildenden Presstangen (Gelenkstücke) *e, e* verbunden, und können gegen die Umfänge dieser Räder *a* und *b* dadurch gepresst werden, dass man die mit *e e* verbundene Stange *f* mittels des Hebels *g*, der seinen Stützpunkt in *h* am Wagengestelle hat, emporhebt, was hier durch Einlassen von Dampf in den Cylinder *k*, der den mönchartig eingerichteten und am Hebel *g* angehängten Kolben aufwärts zu schieben strebt, mittels des Hahnes *l* und der Verbindungsröhre *m* bewirkt wird. Der Dampf strömt aus dem Cylinder *k* durch eine über dem Hahn *l* angebrachte Oeffnung wieder aus, sowie dieser geschlossen wird.

Noch hat der Mechaniker SPENCER in London neuerdings vorgeschlagen, statt der auf den Eisenbahnen bis jetzt üblichen Backenbremse das Bremsband (engl. *friction band*) anzuwenden, und führt unter andern als Fehler der erstern namentlich an, dass ihre Kraft, indem sie nur auf

\*) DINGLER's polyt. Journal. Bd. LIV. S. 429.



einen kleinen Theil der Radumfänge wirke, bedeutend beschränkt sei, und dass es dem Wagenführer sehr schwer falle, den zum Hemmen des Wagens erforderlichen Grad von Druck beurtheilen zu können, weil die Bremse an den Wagenkasten befestigt wären und zwischen sich und den zu bremsenden Rädern die Federn des Wagens enthielten.

Abgesehen davon, dass diese Fehler nicht von solchem Belange sind, als vielleicht SPENCER glaubt, indem nicht nur die jetzt gebräuchlichen Bremse mit Backen an Eisenbahnwagen hinreichend genügend befunden werden, wenn auch der dadurch hervorzubringende Widerstand zur Behinderung der Bewegung eines Theiles oder des ganzen Wagenzuges jenen eines Bremsbandes (versteht sich bei Anwendung einer und derselben Kraft unter übrigens gleichen Umständen) nicht zu erreichen vermag, sondern auch der letztgenannte Fehler immer dadurch, wenigstens grösstentheils, zu vermeiden gesucht wird, dass man meist die Bremsbacken mittels gekrümmter Bänder, wie z. B. mittels *ab* Fig. 68 (Taf. 109) am Wagengestelle aufhängt, wodurch sie selbst einen gewissen Grad von Elasticität oder Nachgiebigkeit erlangen, die hinreichend ist, um die Bremsbacken an den Umfängen der Räder constant drückend zu erhalten, so dürfte doch die Anwendung des Bremsbandes bei Fuhrwerken auf Eisenbahnen schon wegen der Einfachheit desselben und seiner Bewegungstheile, sowie wegen ihrer vortheilhaften Wirksamkeit zu empfehlen sein. Wir halten uns deshalb dazu berechtigt, die SPENCER'sche Einrichtung eines solchen Bremswerkes an einem Tender hier folgen zu lassen\*).

Fig. 72 (Taf. 108) zeigt denselben von der Seite an einem im Längendurchschnitte abgebildeten Tender. An der vordern und hintern Axe des Wagens befinden sich die gegen die Bahnräder etwas niedrigeren, übrigens einander gleich hohen, gusseisernen Scheiben *a, a* befestigt, auf deren abgedrehten Umfängen die beiden schmiedeeisernen Bremsbänder *b, b* liegen, die bei *cc* an dem Träger *cc* mittels Bolzen angehängt sind und bei *dd* mit einer Zugstange *e* in Verbindung stehen. Der Träger *cc*, welcher am geeignetsten aus zwei Theilen bestehen kann, befindet sich zu beiden Seiten der Bremscheiben *a, a* an den Wagenaxen aufgehängt, und enthält die Stützen *f, f*, in deren Enden die Stange *e* geführt wird. Vorn, an der Verlängerung des Trägers bei *g*, ist der aufrecht stehende Bremshebel *h* mit einem Bolzen, um welchen er sich drehen kann, unterstützt, welcher unten mit der Zugstange *e* in Verbindung steht, oben dagegen in dem auf der innern Seite gezahnten Bügel *i* geht. Wenn daher der Hebel *h* nach dem Tenderkasten zu gedrückt wird, so werden die Bremsbänder mittels der Stange *e* angezogen und gegen die Umfänge ihrer Räder gedrückt, wodurch eine bedeutende Reibung zwischen diesen, nach Massgabe des ausgeübten Druckes, am Ende des Hebels *h* hervor gebracht, mithin die Bewegung des Wagens gemässigt oder gänzlich gehemmt werden kann.

Eine Modification des SPENCER'schen Tenderbremses ist die von BUNNETT zu Deptford getroffene Einrichtung eines Locomotivenbremses\*\*). Derselbe besteht, wie Fig. 81 (Taf. 110) in der Seitenansicht zeigt, für jede Seite der Locomotive aus zwei federnden Bändern *a* und *b*, welche gleichzeitig auf die obere Hälfte der Treibräder und auf die der hintern

\*) J. A. ROMBERG's Zeitschrift für practische Baukunst Jahrgang 1841. S. 282.

\*\*\*) Aus dem *Civil Engineer and Architect's Journal*, März 1842, S. 71. DINGLER's polyt. Journal. Bd. LXXXIV. S. 325.

Geleis- oder Spurräder wirken. Diese Bänder sind an einem starken eisernen flach an dem Locomotivgestelle anliegenden Träger *c*, welcher in der Mitte der Federn *d* befestigt ist und frei in einer an dem Wagen- gestelle fixirten Führung *e* gleitet, um den Federn *d* einigen Spielraum zu gewähren, seitwärts angebracht und stehen ausserdem noch mit dem kurzen Schenkel des am Träger *c* unmittelbar unterhalb der Führung *e* befestigten Hebels *f* in Verbindung, dessen längerer Schenkel am Ende einen gezahnten Sector trägt, in welchen ein Getriebe *g* einer unterhalb des Wagengestelles horizontal gelagerten Welle eingreift. In der Mitte dieser Welle befindet sich an derselben noch ein Rad, in welches die am Ende der lothrecht stehenden Welle *h* angebrachte endlose Schraube eingreift. Wenn man daher mittels der Kurbel *i* die Hebel *f* in die dargestellte Lage bringt, so werden die Bremsbänder zu beiden Seiten des Wagens auf den obern Theil der Räder herabgezogen und gegen diesen gepresst; dreht man dagegen die Kurbel *i* nach entgegengesetzter Richtung um, wodurch die Hebel *f* emporgehoben werden, so entfernen sich sämtliche Bremsbänder von den Rädern und nehmen die durch Punktirung angedeutete Lage ein. Uebrigens können an die untern Seiten dieser Bremsbänder nach Befinden Futter von irgend einem elastischen Stoffe, Holz u. s. w., welche die Abnutzung allein zu erleiden haben, angeschraubt werden.

Einrichtungen von Bremsen an Eisenbahnwagen, die durch Aufseher oder Bahnwärter in Wirksamkeit gesetzt werden, sowie es für nöthig erachtet wird, einen vorübereilenden Wagenzug vor drohender Gefahr zu sichern, ingleichen selbstthätige Hemmungsapparate, ferner solche Hemmungen, die sich, statt sich auf die Räder zu legen, gegen die Bahnschienen kräftig stemmen und darauf fortrutschen u. a. m., haben sich noch von geringer practischer Brauchbarkeit gezeigt. Wir lassen diese deshalb weg, verweisen vorzugsweise auf DINGLER's polyt. Journal, in welchem viele dergleichen patentirte Apparate nachgesehen werden können, und fügen nur noch die Beschreibung des kürzlich von BUNNETT construirten selbstthätigen Bremses an Bahnwagen (s. *Civil Engineer and Architect's Journal* März 1842, p. 71), welchem eine practische Nützlichkeit zugestanden werden dürfte, bei.

Fig. 82 (Taf. 110) ist der Aufriss eines Bahnwagengestelles mit diesem Bremse. In der Mitte der beiden, mit ihren Enden an den Stangen der neben einander befindlichen Buffer befestigten eisernen Querriegel *a, a* sind die starken eisernen Stangen *b, b* befestigt, deren andere Enden geschlitzt sind, um die Federn *c, c*, deren Enden gegen die Querstangen oder Träger *d, d* sich lehnen, zu umfassen. An den Enden dieser Träger befinden sich die hölzernen Bremsbacken *e, e* auf die früher schon beschriebene Art befestigt, die sich gegen den Umfang der Räder anlegen. *f* ist einer der beiden krummen Stege oder Unterlagen, auf welchen die Enden der Querstangen *d, d* ruhen und mittels angebrachter Büchsen (Oesen) geführt werden. Uebrigens lassen sich die Stangen *b, b* der Länge nach justiren, so dass die Bremsbacken *e, e* in Thätigkeit kommen, sowie die Buffer bis auf einen gewissen Punkt einwärts getrieben worden sind.

Die Einwirkung des Bremses auf alle vier Räder des Wagens erfolgt gleichzeitig und seine Kraft ist gleich der Stärke des Druckes, welchen die Federn *c, c* beim Eintreiben der Buffer erleiden.



Da die Bremsbacken  $e, e$  sich in Folge der Bufferfedern und der Federn  $c, c$  allmählig an die Räder anlegen, so gewährt diese Art Brems den Vortheil, dass die beim Eintritte des Bremsens vorkommenden Erschütterungen sehr gemildert werden.

Auch das am Tender von SHARP und ROBERT angewendete Bremswerk mit vier Bremsbacken, welche auf die Umfänge zweier hinter einander stehenden Räder drücken, kann mit der Bemerkung hier übergangen werden, dass damit weiter nichts als eine etwas längere Dauer der angeschraubten Bremshölzer gewonnen wird, dass dieser sehr kleine Vortheil aber nicht im Verhältnisse zu dem Aufwande steht, womit eine solche Einrichtung von zusammengesetzterer Art zu unterhalten ist. Uebrigens dürfte es wohl auch schwer sein, alle Backen stets gleich stark auf die Räder drückend einzurichten.

Endlich dürfte noch einer eigenthümlichen Anwendung des Bremses, nämlich der als Druckgewicht bei Bohrmaschinen, zu gedenken sein. Ein Engländer, WHITWORTH, hat nämlich das bei Metallbohrmaschinen den Bohrer gegen den zu durchbohrenden Gegenstand drückende Gewicht durch eine mit einem Brems versehene, sehr sinnreiche Einrichtung zu ersetzen gesucht, welche in Fig. 73—76 (Taf. 108) sammt der übrigen Einrichtung einer einfachen, an einer Wand angeschraubten Bohrmaschine abgebildet ist.

$aa$  ist der an der Wand  $bb$  befestigte gusseiserne Stuhl der Bohrmaschine, dessen wagerecht liegende beide Arme vorn die Bohrspindel  $c$  tragen, die am untern Ende den Bohrer  $d$ , mittels einer Schraube befestigt, enthält. Durch die beiden Winkelräder  $e$  und  $f$  und durch einen auf dem mit der horizontalen Welle fest verbundenen Würtel  $g$  aufliegenden Riemen, welcher in der Zeichnung weggelassen ist, wird diese Bohrspindel in rotirende Bewegung gesetzt, da ihr durch das Rad  $e$  gehendes rundes Ende auf seine ganze Länge einen vierseitigen Splint angeschraubt enthält, welcher in einer entsprechenden Nuth in der Nabe dieses übrigens in Metallfuttern des obren Gestellarmes sich drehenden Rades läuft. Vermöge dieser Einrichtung kann daher diese Bohrspindel ausser der Bewegung um ihre Axe auch auf- oder niederwärts steigen, jenachdem man den Riemen auf dem festen Würtel  $g$  vor- oder rückwärts laufen lässt. Um nun den Bohrer  $d$  gegen den auf der verschiebbar eingerichteten Unterlage  $h$  befindlichen Gegenstand, welcher gebohrt werden soll, mit der erforderlichen Kraft zu drücken, ist an der Spindel  $cc$  innerhalb der beiden Gestellarme, welche sie führen, ein flaches Schraubengewinde  $i$  angeschnitten, dessen Gänge in entsprechende, auf dem ganzen Umfange angebrachte Vertiefungen der einander vollkommen gegenüber liegenden stählernen Walzen  $k, k$  (eine Art helicoidischer Räder), die von den Gestellarmen  $l$  getragen werden, eingreifen und somit diese als eine gewöhnliche Mutter für die Schraube  $i$  dienen. An den verlängerten Axen der Walzen  $k, k$  befinden sich die vollkommen abgedrehten Scheiben  $m, m$ , welche in Fig. 75 im Durchschnitte gezeichnet zu sehen sind, angeschweisst, welche von den beiden Bremsbacken  $n, n$  umgeben sind, die gegen deren Umfänge mittels der Schraube  $o$  gemeinschaftlich gepresst werden können. Wenn daher der Bohrer auf dem Gegenstande, welcher gebohrt werden soll, aufsitzt und sammt seiner Spindel umgedreht wird, ohne dass die Bremsbacken  $n, n$  gegen ihre Scheiben  $m, m$  drücken, so wird der Bohrer nur in Folge seines Gewichtes und des Gewichtes seiner Spindel in diesen Gegenstand einzudringen vermögen, und die Walzen  $k, k$

sich um ihre eigenen Axen drehen, gerade so, wie Räder, die durch Schrauben ohne Ende in Bewegung gesetzt werden. Sowie man aber die Bremsbacken  $n$  so gegen einander schraubt, dass sie sich an den Umfängen der Scheiben  $m, m$  reiben, so werden zwar die Walzen  $k, k$  durch die Spindel  $c$  immer noch ungedreht werden, diese aber die Bohrspindel sammt dem Bohrer noch mit einer Kraft niederwärts drücken, welche dem auf ihren Umfang reducirten Reibungswiderstande an den Bremscheiben  $m$  gleich kommt, vermöge welcher Einrichtung daher das Eindringen des Bohrers in den darunter liegenden Gegenstand nach Belieben, und zwar durch Anwendung verschiedener Grade von Pressungen auf den Scheiben  $m$  mittels der Backen  $n$ , befördert werden kann.

### Theorie des Bremses.

Auf irgend eine Maschine, welche eine auf den Umfang ihrer Bremscheibe reducirte träge Masse  $= M$  besitzt, die sich mit der gleichförmigen Geschwindigkeit dieses Umfanges  $= c$  bewegt (unter  $c$  kann auch die mittlere Geschwindigkeit des Umfanges einer Bremscheibe, welche einer periodisch gleichförmig bewegten Maschine, wie z. B. einer mit Krummzapfen arbeitenden Maschine, angehört, verstanden werden), wirke plötzlich eine constante Ueberwuchtkraft ein, welche auf den Umfang der Bremscheibe reducirt  $= P$  betrage; dann wird diese Ueberwuchtkraft am Ende der Zeit  $t$  der Maschine eine Geschwindigkeit

$$= \frac{P}{M} g \cdot t$$

am Umfange der Bremscheibe noch mitgetheilt haben, so dass in diesem Augenblicke die Geschwindigkeit dieses Umfanges

$$1) c_1 = c + \frac{P}{M} \cdot g \cdot t$$

sein wird, wo  $g = 31,25$  rheinl. Fuss die Beschleunigung der Schwere bezeichnet.

Sowie diese Geschwindigkeit  $c_1$  eingetreten ist, werde die Maschine mit einem, der Ueberwucht  $P$  entgegengerichteten Widerstande  $= W$  am Umfange der Bremscheibe gebremst. Es wird daher nach Verlauf der Zeit  $t_1$ , welche vom Ende der Zeit  $t$  an verfließt, die Bewegung der Maschine durch die neue beschleunigende Kraft  $\frac{P-W}{M}$  eine anderweitige Beschleunigung erhalten haben, und zwar wird am Ende der Zeit  $t_1$  der Zuwachs der Geschwindigkeit am Umfange der Bremscheibe

$$= \frac{P-W}{M} \cdot g \cdot t_1$$

sein, so dass die Maschine an gedachtem Umfange am Ende der Zeit  $t + t_1$  überhaupt die Geschwindigkeit

$$2) c_2 = c + \frac{P}{M} \cdot g \cdot t + \frac{P-W}{M} \cdot g \cdot t_1$$

besitzen wird.

Diese Geschwindigkeit lässt sich auch durch die von der Masse  $M$  mit den nach einander wirkenden Ueberwuchten  $P$  und  $P-W$  in den diesen zugehörigen Zeiten  $t$  und  $t_1$  durchlaufenen Räume  $s$  und  $s_1$  aus-



drücken. Nach den Gesetzen der Bewegung ist nämlich am Ende der Zeit  $t$  die Geschwindigkeit der Masse  $M$ , d. i.:

$$c_1 = \sqrt{c^2 + 2 \frac{P}{M} g \cdot s},$$

und weil mit dem letzten Augenblicke von  $t$  die neue Ueberwucht  $P - W$  an die Stelle von  $P$  tritt, mithin  $c_1$  als die anfängliche Geschwindigkeit jener neuen Ueberwucht anzusehen ist, so ist nach Verlauf der Zeit  $t_1$  die Geschwindigkeit der Masse  $M$

$$3) c_2 = \sqrt{c_1^2 + 2 \frac{P - W}{M} g \cdot s_1} = \sqrt{c^2 + 2 \frac{P}{M} g \cdot s + 2 \frac{P - W}{M} g \cdot s_1}.$$

Diese unter 2 und 3 gegebenen Ausdrücke für die Geschwindigkeit des Bremsumfanges sind die allgemeinen Bedingungsgleichungen, nach welchen die Einrichtung des Bremses bei irgend einer Maschine zu treffen ist.

Wie bereits im Eingange dieses Artikels erwähnt wurde, kann der Brems entweder angewendet werden, um die durch zufällige Umstände beschleunigte Bewegung einer Maschine zu moderiren oder zu reguliren, oder um die Bewegung derselben (sei diese gleich- oder ungleichförmig) gänzlich zu unterbrechen. Wir haben demnach, hinsichtlich der Anwendung des Bremses, die beiden Fälle, nämlich:

a) den Brems als Regulierungsmittel }  
 b) den Brems als Vernichtungsmittel } der Bewegung einer Maschine zu betrachten.

#### a. Brems als Regulierungsmittel der Bewegung.

Soll durch den Brems die von einer Maschine angenommene beschleunigte Bewegung vermindert werden, welcher Fall sehr häufig bei Fuhrwerken vorkommt, so bezweckt man durch das Bremsen eigentlich weiter nichts, als die Bewegung der Maschine auf die normale, gleichförmige, wieder zurückzuführen; dies wird erreicht, wenn

$$c_2 = c$$

wird. Man hat daher nach der Gleichung 2

$$c = c + \frac{P}{M} \cdot g \cdot t + \frac{P - W}{M} \cdot g \cdot t_1,$$

woraus

$$4) W = \frac{t + t_1}{t_1} \cdot P$$

folgt, oder nach der Gleichung 3

$$c^2 = c^2 + 2 \frac{P}{M} g \cdot s + 2 \cdot \frac{P - W}{M} \cdot g \cdot s_1,$$

und hieraus

$$5) W = \frac{s + s_1}{s_1} \cdot P.$$

Macht die Bremsseibe oder ihre Welle in der Zeit  $t$ , in welcher die Ueberwucht  $P$  thätig ist,  $n_1$ , und in der Zeit  $t_1$ , wo die Ueberwucht nur noch  $P - W$  beträgt,  $n_2$  Umdrehungen, so ist

$$s = 2r \cdot \pi \cdot n_1 \quad \text{und}$$

$$s_1 = 2r \cdot \pi \cdot n_2,$$

wenn  $r$  den Halbmesser der Bremsscheibe bezeichnet. Man hat daher auch

$$6) \quad W = \frac{n_1 + n_2}{n_2} \cdot P.$$

Aus diesen Gleichungen 4, 5 und 6 folgt, dass durch den Brems nur die Ueberwucht  $P$  wieder zu vernichten ist, um die normale Geschwindigkeit der Maschine wiederherzustellen, und dies kann nur nach Verlauf einer gewissen Zeit  $t_1$  von der Zeit  $t$  an gerechnet geschehen, da ein augenblickliches Zurückführen der Geschwindigkeit der Maschine auf ihre ursprüngliche, gleichförmige,  $t_1 = 0$ , mithin (nach Gleichung 4) ein  $W = \infty \cdot P$  voraussetzt, was nicht gewährt werden kann.

Wäre  $n_2 = \text{Null}$ , mithin auch  $t$  und  $s = 0$ , d. i. fände die Ueberwucht und der Bremswiderstand gleichzeitig statt, wie z. B. bei Krahnern oder Bremshaspeln, womit Lasten abwärts gefördert werden, so würde

$$W = P$$

zu machen sein, um die Ueberwucht  $P$ , welche hier die zu fördernde reine Last ausdrückt, mit einer gleichförmigen Geschwindigkeit zu bewegen. Allein weil in diesem Falle zum Herablassen der Last eine besondere Kraft am Krahn u. s. w. nicht angewendet, sondern die Bewegung derselben lediglich durch den Brems allein bewirkt wird, so ist hier gewöhnlich

$$W < P.$$

#### b. Brems als Vernichtungsmittel der Bewegung.

Wird der Brems angewendet, um eine durch irgend einen Umstand in Beschleunigung gerathene Maschine in gänzlichen Stillstand zu versetzen, so muss der Widerstand an der Bremsscheibe, nämlich  $W$ , von der Art sein, dass nach Verlauf der Zeit  $t + t_1$ , nämlich von dem Augenblicke an, wo die beschleunigte Bewegung der Maschine beginnt, die Geschwindigkeit am Umfange der Bremsscheibe, nämlich:

$$c = 0$$

wird. Für diesen Fall hat man daher nach Gleichung 2

$$0 = c + \frac{P}{M} \cdot g \cdot t + \frac{P - W}{M} \cdot g \cdot t_1,$$

woraus folgt:

$$7) \quad W = \frac{c + \frac{P}{M} \cdot g \cdot (t + t_1)}{g \cdot t_1} \cdot M = \frac{c}{g \cdot t_1} M + \frac{t + t_1}{t_1} \cdot P,$$

oder, wenn statt  $t$  und  $t_1$  die durchlaufenen Räume  $s$  und  $s_1$  gegeben sind, oder vorausgesetzt werden, nach Gleichung 3

$$0 = c^2 + 2 \cdot \frac{P}{M} \cdot g \cdot s + 2 \cdot \frac{P - W}{M} \cdot g \cdot s_1,$$

woraus



$$8) W = \frac{c^2 + 2 \cdot \frac{P}{M} \cdot g (s + s_1)}{2 g \cdot s_1} \cdot M$$

sich ergibt.

Setzt man auch hier, wie bei Fall I,

$$s = 2 r \cdot \pi \cdot n_1,$$

$$s_1 = 2 r \cdot \pi \cdot n_2$$

und noch

$$c = \frac{r \cdot \pi}{30} \cdot n,$$

wo  $n$  die Anzahl Umdrehungen der Bremsscheibe in einer Minute für den Beharrungszustand der Maschine bedeutet, so ist auch

$$9) W = \frac{r \cdot \pi \cdot n^2 + 3600 \frac{P}{M} \cdot g (n_1 + n_2)}{3600 \cdot g \cdot n_2} \cdot M.$$

Aus diesen Gleichungen 7, 8 und 9 lassen sich nachstehende Folgerungen ableiten.

Wäre  $t_1 = 0$ , also  $s_1 = 0$ ,  $n_2 = 0$ , d. i. sollte die Maschine am Ende der Zeit  $t$  plötzlich in Ruhe kommen, so würde dazu, wie im Falle I,

$$10) W = \infty \cdot M$$

erforderlich werden, was unmöglich ist. Es wird daher unter allen Umständen eine mit irgend einem in der Ausführung möglichen grössten Widerstande  $W$  gebremste Maschine noch eine, wenn auch kurze Zeit lang mit abnehmender Geschwindigkeit fortgehen, ehe sie ganz zur Ruhe gelangt.

Wäre  $t = 0$ , mithin auch  $s = 0$ ,  $n_1 = 0$ , d. h. träte das Bremsen mit der die Maschine zu beschleunigter Bewegung veranlassenden Ueberwuchtkraft  $P$  gleichzeitig ein, so würde

$$11) W = \frac{r \pi \cdot n^2 + 3600 \cdot \frac{P}{M} \cdot g \cdot n_2}{3600 \cdot g \cdot n_2} \cdot M$$

$$= \frac{r \pi \cdot n^2}{3600 \cdot g \cdot n_2} M + P$$

gemacht werden müssen.

Fände endlich, wie es bei den meisten Maschinen der Fall ist, eine Ueberwuchtkraft nicht statt, wäre also  $P = 0$ , und die am Umfange der Bremsscheibe mit der gleichförmigen Geschwindigkeit  $c$  sich bewegende Maschine soll durch dem Brems still gehalten werden, so müsste

$$12) W = \frac{c}{g \cdot t_1} \cdot M \text{ oder}$$

$$= \frac{c^2}{2 g \cdot s_1} \cdot M \text{ oder}$$

$$= \frac{r \cdot \pi \cdot n^2}{3600 \cdot g \cdot n_2} \cdot M$$

genommen werden, jenachdem  $t_1$ ,  $s_1$  oder  $n_2$  gegeben oder als bekannt

vorausgesetzt und dabei die Geschwindigkeit der Maschine am Umfange der Bremscheibe entweder unmittelbar oder durch die von letzterer in einer Minute beschriebene Anzahl Umdrehungen  $= n$  ausgedrückt in Rechnung gezogen wird.

Da in der Regel die Kraft, welche zum Bremsen irgend einer Maschine angewendet werden soll, eine gegebene ist, so haben wir nur noch für die verschiedenen Arten von Bremsen die Verhältnisse auszumitteln, unter welchen durch diese disponible Kraft, welche allgemein  $K$  heißen mag, der Widerstand  $W$  hervorgebracht werden kann.

Betrachten wir zunächst den Backen-, Laschen- oder Wangenbrems, wie z. B. die in *Fig. 1, 3, 4* und *7* u. s. w., nennen wir die Sehne des vom Bremsbacken (wie z. B. *c* *Fig. 1*) berührten Bogens an der Bremscheibe  $= h$ , bezeichnen wir ferner den auf die Mitte des Bremsbackens unmittelbar einwirkenden, gegen die Axe der Bremscheibe gerichteten Druck mit  $Q$ , den Coefficienten der Reibung zwischen Bremscheibe und Backen mit  $\varphi$ , und lassen wir den bereits eingeführten Bezeichnungen ihre Bedeutung, so findet sich unter der Voraussetzung, dass sowohl Bremsbacken als Bremscheibe vollkommen unnachgiebig und unelastisch sind,

$$13) \quad W = \varphi \cdot \frac{2 \cdot r \cdot \text{arc.} \left( \sin = \frac{h}{2r} \right)}{h} \cdot Q,$$

wo  $\frac{2 \cdot r \cdot \text{arc.} \left( \sin = \frac{h}{2r} \right) \cdot Q}{h}$  den längs der Berührungsfläche am Bremsbacken allenthalben radial gegen die Axe der Bremscheibe gerichteten Druck bedeutet.

Aus diesem Ausdrücke (13) geht hervor, dass für die beiden Extreme

$$h = 0$$

$$h = 2 \cdot r$$

$$W = \varphi \cdot Q$$

$$W = \varphi \cdot \frac{\pi}{2} Q,$$

wird, woraus folgt, dass für gleiche Widerstände  $W$  der bei dem einen halben Umfang der Bremscheibe einnehmenden Bremsbacken erforderliche Druck  $Q_1$  nur  $= \frac{2}{\pi}$  von demjenigen Drucke betrage, welcher für Bremsbacken ohne Ausdehnung, d. i. für solche, welche die Bremscheibe nur in einem Punkte berühren, wie z. B. bei dem excentrischen Bremse *Fig. 34* nöthig ist.

Da indess hiernach durch lange Bremsbacken an drückender Kraft  $Q$ , also auch an Abnutzung nicht viel zu ersparen ist, im höchsten Falle nämlich nur

$$= \left( 1 - \frac{2}{\pi} \right) Q = \frac{1,141}{3,141} \cdot Q,$$

lange Bremsbacken aber schwer und unbehülflich werden, theurer anzukaufen und zu unterhalten sind, auch, wegen des starken Seitendruckes, dem sie in der Richtung ihrer Länge ausgesetzt sind, nicht fest genug unterstützt werden könnten, so macht man sie gewöhnlich nicht sehr lang,



und man kann deshalb für alle Fälle der Anwendung bei Backenbremsen setzen

$$14) W = \varphi \cdot Q.$$

In der Regel wird der Druck  $Q$  auf den Brems mittels eines Hebels oder mittels eines Systems von Hebeln oder durch Schrauben u. s. w., an welchen die Kraft  $K$  einwirkt, hervorgebracht. Die mechanischen Verhältnisse aller dieser Bewegungsmechanismen ergeben sich aus dem Verhältnisse  $Q:K$ , wovon einige der gebräuchlichsten Vorrichtungen jetzt angegeben werden sollen.

Der einfachste Backenbrems ist *Fig. 1*. Nennt man bei diesem die Entfernung der Backenmitte vom Stützpunkte  $= a$ , die Entfernung der am Ende des Hebels wirksamen Kraft  $K$  von demselben Stützpunkte  $= b$ , so haben wir für diese Bremsanordnung, wenn von Nebenhindernissen, wie z. B. von der Reibung an der Axe  $a$ , wegen ihrer Unbedeutendheit abstrahirt wird:

$$15) W = \varphi \cdot \frac{b}{a} \cdot K.$$

Dieser Ausdruck gilt auch für die Einrichtung *Fig. 3*, wenn sich die Grössen  $a$  und  $b$  auf den obern Hebel  $a$ , vom Stützpunkte  $h$  aus gemessen, beziehen; denn obgleich der am Ende dieses Hebels ausgeübte Druck nach unten sich auf die beiden Bremsbacken vertheilt, so ist doch die Summe der Reibungen an beiden Backen nicht grösser als die, welche durch  $K$  mittels des Hebels  $a$  allein hervorgebracht würde, wenn der Hebel  $b$  nicht vorhanden wäre. Die Vorzüge dieser Bremsanordnung vor der in *Fig. 1* dargestellten sind übrigens früher schon angeführt worden.

Für die Einrichtung des Doppelbremses *Fig. 4, 5 und 6* ergibt sich:

$$16) W = \varphi \cdot \frac{b_2}{a \cdot a_1} \left( \frac{b + b_1}{2} \right) \cdot K,$$

wenn  $b$  und  $b_1$  die mechanischen Armlängen der Hebel  $a, a_1$ ;  $b_2$  die Entfernung der auf  $l$  wirkenden Kraft  $K$  an der Axe  $g$ ;  $a$  den Abstand der Bremsbackenmitte von den Stütz- oder Aufhängepunkten  $b$  der Hebel, sowie  $a_1$  die mechanischen Längen der Arme  $e$  bezeichnen.

Auf eine ähnliche, übrigens sehr leichte Weise, lässt sich der Widerstand  $W$  für die Bremsconstructions *Fig. 7, 12 und 13*, sowie überhaupt für alle solche, welche durch Hebel oder Drückel allein bewegt werden, finden.

Bezeichnet man in *Fig. 9* den einspringenden Winkel welchen die beiden Zugstangen  $g, g$  bei  $h$  in völlig gebremstem Zustande mit einander bilden, mit  $\alpha$ , ferner die mechanische Länge der Bremsäulen  $e$  mit  $b$ , sowie die Entfernung der Bremsbackenmitte vom Stützpunkte dieser Säulen mit  $a$ , so ist für die Construction, wenn die in der Richtung der Zugstange  $i$  thätige Kraft  $K_1$  heisst,

$$17) W = \varphi \cdot \frac{b}{a} \cdot K_1 \cdot \tan \frac{\alpha}{2}.$$

Ist aber die Zugstange  $i$  noch mit einem Drückel wie *Fig. 10* verbunden, dessen Drehpunkt von der Stange  $i$  um  $a_1$  und von der am andern Ende wirkenden Kraft  $K$  um  $b_1$  entfernt liegt, so ist

$$K_1 = \frac{b_1}{a_1} \cdot K,$$

mithin

$$18) W = \varphi \cdot \frac{b}{a} \cdot \frac{b_1}{a_1} \cdot K \cdot \tan \frac{\alpha}{2}.$$

Wird der Bremsbacken mittels einer Schraube gegen den Umfang einer Scheibe unmittelbar gepresst, wie z. B. bei den Bremsrichtungen Fig. 44 — 52, der mittlere Halbmesser dieser Schraube  $r_1$ , die Höhe jedes ihrer Schraubengänge  $h_1$ , die Höhe der an der Schraube angebrachten Kurbel, an welcher die Kraft  $K$  wirkt  $h_2$ , sowie der Reibungscoefficient zwischen der Schraube und ihrer Mutter  $\varphi_1$  genannt, so ist, mit Rücksicht auf den bei Schrauben überhaupt vorkommenden ansehnlichen Reibungswiderstand, nach der Theorie der Schraube mit flachem Gewinde, wie sie zu diesem und ähnlichen Behufe durchgehends angewendet wird (s. SCHRAUBE),

$$19) W = \varphi \cdot \frac{h_2}{r_1} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot r_1 - \varphi_1 \cdot h_1}{h_1 + 2 \pi \varphi_1 r_1} \cdot K$$

zu setzen, wo  $\pi = 3,1415 \dots$  ist.

Für gut zusammengelaufene und geschmierte Schrauben kann  $\varphi_1 = \frac{1}{3}$  bis  $\frac{1}{2}$  angenommen werden.

Da die Schraube, nachdem die Kraft  $K$  zu wirken aufgehört hat, nicht zurückgeht, wenn  $h_1 < 2 \cdot \pi \varphi_1 r_1$  ist, also  $h_1$  selbst für  $\varphi_1 = \frac{1}{2}$ , beinahe  $= 0,8975 \cdot r_1$  sein könnte, welcher Werth nur Schrauben von sehr steilem Gewinde oder mehreren Gängen angehört; so ist es hiermit einleuchtend, warum in den meisten Fällen Schrauben zu vorliegendem und anderem ähnlichen Behufe mit einem Sperrrade in der Regel nicht versehen werden.

Ist zwischen dem eingelegten Bremse und der Schraube etwa, wie bei dem Wagenbremse Fig. 56 — 58, ein Hebel  $gf$  vorhanden, dessen Arme  $fe = a$ ;  $fg = b$  sind, so hat man

$$20) W = \varphi \cdot \frac{b}{a} \cdot \frac{h_2}{r_1} \cdot \frac{2 \pi r_1 - \varphi_1 h_1}{h_1 + 2 \pi \varphi_1 r_1} \cdot K.$$

Dieser Ausdruck gilt auch für die Einrichtung Fig. 63 und 64 unmittelbar, wenn unter  $a$  die Entfernung der Bremsbackenmitte von der zugehörigen Umdrehungsaxe  $a$  oder  $b$  und unter  $b$  die mechanische Länge des Hebels  $k$  verstanden wird.

Werden zwei Bremsbacken, wie in Fig. 67, mittels eines Keiles  $d$  gegen die Umfänge zweier Räder gepresst, dessen beide Seitenflächen einen Winkel  $= \beta$  mit einander bilden, und steht dieser Keil durch eine Stange  $f$  mit einer Schraube von der Einrichtung, wie in Fig. 44, in Verbindung, so hat man für einen derartigen Bremsmechanismus, unter Berücksichtigung der Reibung des Keiles, deren Coefficient  $= \varphi_2$  sein mag,

$$21) W = \varphi \cdot \frac{1}{\cos \frac{\beta}{2} \left( \sin \frac{\beta}{2} + \varphi_2 \cdot \cos \frac{\beta}{2} \right)} \cdot \frac{h_2}{r_1} \cdot \frac{2 \pi r_1 - \varphi_1 \cdot h_1}{h_1 + 2 \cdot \pi \cdot \varphi_1 \cdot r_1} \cdot K,$$

dafern der den Widerstand  $W$  erzeugende Druck normal gegen die Axe der Zugstange  $f$  (Fig. 67) gerichtet angenommen wird und  $K$  die am Griffe der Schraubenkurbel wirkende Kraft bezeichnet.



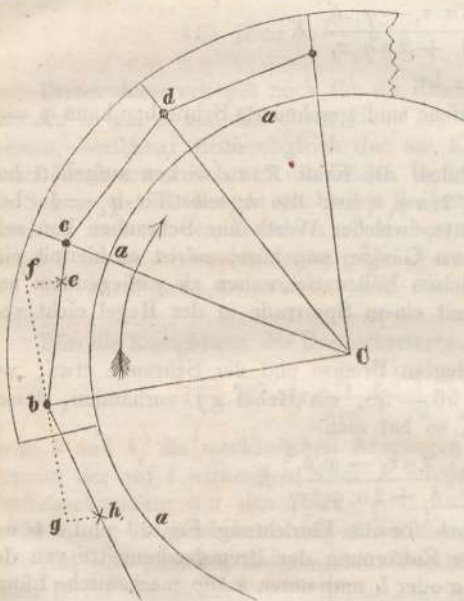
Verbindet man endlich die Schraube noch mit einer Art Kniehebel, wie in Fig. 68, und bezeichnet man den einspringenden Winkel, welchen die Kniehebelstangen  $d$  und  $e$  im gebremsten Zustande mit einander bilden, nämlich den Winkel  $ded$ , mit  $\alpha$ , dann ist für eine solche Bremsvorrichtung

$$22) W = \varphi \cdot \frac{h_2}{r_1} \cdot \frac{2\pi \cdot r_1 - \varphi_1 \cdot h_1}{h_1 + 2\pi \cdot \varphi_1 \cdot r_1} \cdot K \cdot \tan \frac{\alpha}{2}$$

zu setzen.

Eine viel grössere Wirkung als durch den Backenbrems kann, unter übrigens gleichen Umständen, mittels eines Glieder- oder Kettenbremses hervorgebracht werden. Das Verhältniss zwischen der Reibung eines solchen Bremses und der dazu angewendeten Kraft, nämlich das Verhältniss  $W$  zu  $K$  lässt sich auf folgende Weise entwickeln.

Sei in beistehender Figur  $C$  der Mittelpunkt oder die Axe der Bremscheibe,  $aaa$  deren Umfang, und stellen  $bc$ ,  $cd$  u. s. w. Glieder



eines Kettenbremses vor, welche auf dem Umfange  $aa$  liegen und in den Verbindungspunkten  $b, c, d$  u. s. w. Gelenke, wie z. B. die Glieder einer Bandkette, haben, so bilden je zwei solche Glieder einen Winkel  $dc b = cbh$ , welcher, wenn der Centriwinkel eines Gliedes, nämlich  $bCc = cCd = \delta$  gesetzt wird,  $= 180^\circ - \delta$  ist. Wirkt nun auf das erste Gelenke  $b$  eine Kraft  $be = K_1$  in der Richtung  $bc$  ein, so wird, wenn das Glied etwa im Punkte  $h$  oder in irgend einem andern Punkte der Linie  $bh$ , welche mit  $bc$  den Winkel  $180^\circ - \delta$  einschliesst, fest angehängen ist, dieser Kraft  $K_1$  in der Richtung  $bh$  ein Widerstand entgegenge-

stellt werden, welcher  $= bh = K_1$  ist. Diese beiden Kräfte,  $bh$  und  $be$ , welche unter dem Winkel  $ebh = 180^\circ - \delta$  gegen einander gerichtet sind, können in die rechtwinkeligen Seitenkräfte  $bg$  und  $gh$ , und  $bf$  und  $fe$  zerlegt werden, wovon die in einer Richtung liegenden Kräfte  $bg$  und  $bf$  normal gegen den Halbmesser  $bC$  der Bremscheibe gerichtet sein sollen, während die beiden andern Seitenkräfte, nämlich  $gh$  und  $fe$ , auf den Punkt  $b$  gemeinschaftlich so einwirken, dass sie diesen in der Richtung des Halbmessers  $bC$ , also normal gegen den Umfang  $aa$  der Bremscheibe zu drücken streben. Da zufolge der Voraussetzung und Construction der Winkel

$$fbe = gbh = \frac{1}{2} \cdot bCc = \frac{1}{2} \delta$$

ist, und folglich die beiden einander vollkommen entgegengerichteten Kräfte

$$bg = bf = eb \cdot \cos \frac{1}{2} \delta = hb \cdot \cos \frac{1}{2} \delta = K_1 \cos \frac{1}{2} \delta$$

einander aufheben, so können auch nur die beiden Kräfte  $gh$  und  $ef$ , deren Summe

$$= gh + fe = 2 \cdot gh = 2 \cdot K_1 \sin \frac{\delta}{2}$$

ist, Reibung auf dem Umfange der Bremstheile erzeugen. Diese ist für den Punkt  $b$  oder das erste Glied des Bremsses

$$R_1 = 2 \cdot \varphi \cdot K_1 \cdot \sin \frac{\delta}{2},$$

wenn  $\varphi$  den Coefficienten der gleitenden Reibung zwischen einem Bremsgliede und der Bremsscheibe bezeichnet.

Auf den Punkt  $c$  des zweiten Bremsgliedes, nämlich  $cd$ , wirkt in der Richtung  $cd$  ebenfalls die Kraft  $K_1$ . Diese wird aber, wenn die Bewegung der Bremsscheiben mit der Kraft  $K_1$  gleiche Richtung hat, um den Betrag der Reibung des ersten Bremsgliedes vermehrt, so dass die in den Richtungen  $cb$  und  $cd$  wirkenden einander gleichen Kräfte, jede von der Grösse  $K_1 + R_1$ , den Punkt  $c$  gegen den Umfang der Bremsscheibe zu drücken vermögen. Es ist daher, wenn hier eine Zerlegung dieser Kräfte, wie für das erste Glied oder den Punkt  $b$  vorgenommen wird, die Reibung des zweiten Gliedes, d. i.

$$R_2 = 2 \varphi \cdot (K_1 + R_1) \sin \frac{\delta}{2} = 2 \varphi \cdot K_1 \sin \frac{\delta}{2} \left( 1 + 2 \cdot \varphi \cdot \sin \frac{\delta}{2} \right).$$

Rechnet man auf diese Weise fort, und bezeichnet man die Reibung des dritten, vierten und fünften u. s. w.  $m$ ten Gliedes der Reihe nach mit  $R_3, R_4, R_5 \dots R_m$ , so bekommt man

$$R_3 = 2 \varphi K_1 \sin \frac{\delta}{2} \left[ 1 + 2 \left( 2 \varphi \sin \frac{\delta}{2} \right) + \left( 2 \varphi \cdot \sin \frac{\delta}{2} \right)^2 \right]$$

$$R_4 = 2 \varphi K_1 \sin \frac{\delta}{2} \left[ 1 + 3 \left( 2 \varphi \sin \frac{\delta}{2} \right) + 3 \left( 2 \varphi \cdot \sin \frac{\delta}{2} \right)^2 + \left( 2 \varphi \cdot \sin \frac{\delta}{2} \right)^3 \right]$$

$$R_5 = 2 \varphi K_1 \sin \frac{\delta}{2} \left[ 1 + 4 \left( 2 \varphi \sin \frac{\delta}{2} \right) + 6 \left( 2 \varphi \cdot \sin \frac{\delta}{2} \right)^2 + 4 \left( 2 \varphi \cdot \sin \frac{\delta}{2} \right)^3 + \left( 2 \varphi \sin \frac{\delta}{2} \right)^4 \right] \text{ u. s. w.}$$

Da die in den Parenthesen enthaltenen Grössen Potenzen des Binomiums

$$\left( 1 + 2 \cdot \varphi \cdot \sin \frac{\delta}{2} \right)$$

sind, so hat man auch

$$R_1 = 2 \varphi \cdot K_1 \cdot \sin \frac{\delta}{2} \left( 1 + 2 \varphi \cdot \sin \frac{\delta}{2} \right)^0$$

$$R_2 = 2 \varphi \cdot K_1 \cdot \sin \frac{\delta}{2} \left( 1 + 2 \varphi \cdot \sin \frac{\delta}{2} \right)^1$$

$$R_3 = 2 \varphi \cdot K_1 \cdot \sin \frac{\delta}{2} \left( 1 + 2 \varphi \cdot \sin \frac{\delta}{2} \right)^2$$



$$R_2 = 2\varphi \cdot K_1 \cdot \sin \frac{\delta}{2} \left(1 + 2\varphi \cdot \sin \frac{\delta}{2}\right)^2$$

$$\vdots$$

$$R_m = 2\varphi \cdot K_1 \cdot \sin \frac{\delta}{2} \left(1 + 2\varphi \cdot \sin \frac{\delta}{2}\right)^{m-1}$$

Es ist demnach die gesammte Reibung der  $m$  Bremsglieder =

$$W = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + \dots + R_m,$$

d. i.:

$$W = 2\varphi \cdot K_1 \cdot \sin \frac{\delta}{2} \left\{ \begin{array}{l} 1 + \left(1 + 2\varphi \cdot \sin \frac{\delta}{2}\right) + \left(1 + 2\varphi \cdot \sin \frac{\delta}{2}\right)^2 \\ + \left(1 + 2\varphi \cdot \sin \frac{\delta}{2}\right)^3 + \left(1 + 2\varphi \cdot \sin \frac{\delta}{2}\right)^4 \\ + \dots + \left(1 + 2\varphi \cdot \sin \frac{\delta}{2}\right)^{m-1} \end{array} \right\}$$

$$= \left[ \left(1 + 2\varphi \cdot \sin \frac{\delta}{2}\right)^m - 1 \right] K_1.$$

Bezeichnet man noch die Länge jedes Bremsgliedes, d. i.  $bc = cd$  mit  $l$ , sowie die Dicke derselben, also  $2.ac$  mit  $d$ , so ist

$$\sin \frac{\delta}{2} = \frac{l}{2r + d};$$

folglich ergibt sich

$$W = \left[ \left(1 + \varphi \cdot \frac{2 \cdot l}{2r + d}\right)^m - 1 \right] K_1.$$

Wird die Kraft  $K_1$  nicht unmittelbar, sondern etwa mittels einer Hebelverbindung, wie z. B. mittels der Hebel  $d$  und  $e$  (Fig. 29 Taf. 106), deren mechanische Längen resp.  $a$  und  $b$  heissen mögen, dadurch hervor gebracht, dass man am Ende des Hebels  $e$  die Kraft  $K$  wirken lässt, so findet sich für eine solche Bremsvorrichtung

$$23) \quad W = \frac{b}{a} \left[ \left(1 + \varphi \cdot \frac{2 \cdot l}{2r + d}\right)^m - 1 \right] \cdot K.$$

Noch um vieles wirksamer als die Glieder- oder Kettenbremse sind die Band-, Gurt- und Seilbremse. Nach der Theorie der Reibung eines Seiles auf einer Welle oder runden Scheibe beträgt nämlich der Seilreibungswiderstand

$$24) \quad W = (e^{\varphi \cdot \alpha_1} - 1) K_1,$$

wenn  $e = 2,71828 \dots$  die Basis der natürlichen Logarithmen,  $\alpha_1$  den vom Seil oder Gurte bedeckten Bogen der Bremscheibe für den Halbmesser  $= 1$  bezeichnen, und  $W$ ,  $K_1$  und  $\varphi$  ihre frühere Bedeutung beibehalten.

Dieser Ausdruck für  $W$  lässt sich auch für federnde schmiedeeiserne Bänder oder Gurte (Fig. 16 — 28 und 72) unmittelbar anwenden, indem diese gewöhnlich nach dem Umfange ihrer Bremscheibe gebogen sind, und deshalb zur Ueberwindung ihrer eigenen Federkraft bis zum Eintritte der bremsenden Wirkung nur eine geringe Kraft erfordern, welche füglich vernachlässigt werden kann.

Die Kraft  $K$ , welche am Angriffspunkte des Bremswerkes, wie z. B. an der Zugstange  $h$  (Fig. 16) anzuwenden nöthig ist, um die am Bremsbänder oder Seile unmittelbar ziehende Kraft  $K_1$  zu erzeugen, lässt sich nun leicht angeben, dafern nur die Verhältnisse der zwischen  $K$  und  $K_1$  angebrachten Mechanismen bekannt sind. Wäre dieser Mechanismus z. B. ein einfacher Hebel  $ef$  (Fig. 16), an welchem bei  $c$  die Kraft  $K_1$ , dagegen bei  $f$  die Kraft  $K$  in Entfernungen  $ec = a$ ,  $ef = b$  von seinem Standpunkte  $e$  wirkten, so findet sich

$$25) \quad W = \frac{b}{a} \cdot (e^{\varphi \cdot a_1} - 1) K.$$

Dieser Ausdruck findet seine Anwendung auch bei Bremsen, wo zwei Bänder oder Gurte, wie z. B. in Fig. 27 auf einer Scheibe, oder wie in Fig. 26 und 72 auf zwei Scheiben aufliegen und gleichzeitig bremsen sollen; nur ist dann unter  $a_1$  das arithmetische Mittel der Bogen für den Halbmesser  $= 1$  zu verstehen, welche beide Bremsgurte belegen.

Beispiel 1. Ein im Beharrungszustand befindlicher Wassergöpel soll durch einen am Kehrade angebrachten Backenbrems von der Einrichtung Fig. 9 und 10 in Stillstand versetzt werden.

Für diesen Fall hat man nach den Gleichungen 12 und 18, wenn man sie, um  $W$  zu eliminiren, von einander abzieht,

$$\frac{r \cdot x \cdot n^2}{3600 \cdot g \cdot n_2} \cdot M = \varphi \cdot \frac{b}{a} \cdot \frac{b_1}{a_1} \cdot K \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2},$$

woraus z. B. die am Ende des Drückels  $k$  (Fig. 10), welcher mit der Bremsstange  $i$  (Fig. 9) in Verbindung stehen soll, erforderliche Kraft, nämlich

$$K = \frac{\pi \cdot r \cdot n^2 \cdot a \cdot a_1}{\varphi \cdot 3600 \cdot g \cdot n_2 \cdot b \cdot b_1 \cdot \operatorname{tang} \frac{\alpha}{2}} \cdot M$$

folgt.

Wäre z. B. der Halbmesser der Bremsscheibe am Kehrade, nämlich  $r = 18$  Fuss; die auf den Umfang der Bremsscheibe reducirte in Bewegung begriffene Masse des Göpels, d. i.  $M = 20000$  Pfunde für  $n = 5$  Umgänge des Rades in einer Minute; wäre ferner  $a = 15$  Fuss;  $b = 35$  Fuss;  $a_1 = 2$ , und  $b_1 = 10$  Fuss; der Winkel  $\alpha = 120$  Grade; der Reibungscoefficient  $\varphi = 0,3$ ; und sollte das Kehr rad in  $n_2 = \frac{1}{4}$  Umgang, vom Eintritte des Bremsens an gerechnet, ganz zur Ruhe kommen, so hätte man, indem noch  $g = 31,25$  rheinl. Fuss und  $\pi = 3,141$  ist,

$$K = \frac{3,141 \cdot 18 \cdot 5^2 \cdot 15 \cdot 2 \cdot 20000}{0,3 \cdot 3600 \cdot 31,25 \cdot \frac{1}{4} \cdot 35 \cdot 10 \cdot \operatorname{tang} 60^\circ} = 16,58 \text{ Pfunde.}$$

Beispiel 2. Ein Dampfzug an Gewicht von 100000 Pfund, welcher sich auf einer sölhigen Strecke seiner Eisenbahn mit einer Geschwindigkeit  $= 40$  Fuss gleichförmig fortbewege, komme auf eine Gradiante, welche ihm eine Ueberwucht von 30 Pfund ertheilt. Mit dieser constant wirkenden Ueberwucht bewege er sich 200 Fuss weit fort und habe dann nur noch eine Strecke von 400 Fuss bis zur nächsten Station zu durchlaufen; es fragt sich nun, wie viel Bremse von der Einrichtung Fig. 68 (Taf. 109) sind mit einer Kraft von 40 Pfund an der Kurbel  $l$  in Thätigkeit zu setzen, damit der Wagenzug an jener Station Halt mache,



ohne dass man die Kraft der Locomotive zu schwächen oder gar zu vernichten brauche?

Bezeichnet man die Anzahl der erforderlichen Bremsen mit  $N$ , so hat man nach Gleichung 22

$$W = N \cdot \varphi \cdot \frac{h_2}{r_1} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot r_1 - \varphi_1 \cdot h_1}{h_1 + 2 \cdot \pi \cdot \varphi_1 \cdot r_1} \cdot K \cdot \tan \frac{\alpha}{2}.$$

Es ist aber für diesen Fall nach Gleichung 8

$$W = \frac{c^2 + 2 \frac{P}{M} g (s + s_1)}{2 \cdot g \cdot s_1} \cdot M,$$

folglich hat man

$$\frac{c^2 + 2 \frac{P}{M} g (s + s_1)}{2 \cdot g \cdot s_1} \cdot M = N \cdot \varphi \cdot \frac{h_2}{r_1} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot r_1 - \varphi_1 \cdot h_1}{h_1 + 2 \cdot \pi \cdot \varphi_1 \cdot r_1} \cdot K \cdot \tan \frac{\alpha}{2},$$

woraus allgemein

$$N = \frac{r_1 (h_1 + 2 \cdot \pi \cdot \varphi_1 \cdot r_1) \left( c^2 + 2 \frac{P}{M} g (s + s_1) \right) M}{2 \cdot \varphi \cdot g \cdot (2 \pi r_1 - \varphi_1 h_1) s_1 h_2 \cdot K \cdot \tan \frac{\alpha}{2}}$$

sich ergibt.

Für das angeführte Beispiel ist:

$$M = 100000 \text{ } \mathcal{E}; \quad P = 30 \text{ } \mathcal{E}; \quad K = 40 \text{ } \mathcal{E}; \\ c = 40 \text{ Fuss}; \quad s = 200 \text{ Fuss}; \quad s_1 = 400 \text{ Fuss};$$

und wenn

$$r_1 = \frac{1}{18} \text{ Fuss}; \quad h_1 = \frac{1}{5} \text{ Fuss}; \quad h_2 = \frac{2}{3} \text{ Fuss}; \quad \alpha = 120 \text{ Grade}$$

gesetzt wird, und

$$g = 31,25 \text{ Fuss}; \quad \varphi = 0,5; \quad \varphi_1 = \frac{1}{5}$$

ist, so erhält man

$$N = \frac{1 \cdot \left( \frac{1}{25} + 2,3,141 \cdot \frac{1}{5} \cdot \frac{1}{18} \right) \left( 40^2 + 2 \cdot \frac{30}{100000} \cdot 31,25 \cdot (200 + 400) \right) 100000}{18 \cdot 2 \cdot 0,5 \cdot 31,25 \cdot \left( 2,3,141 \cdot \frac{1}{18} - \frac{1}{5} \cdot \frac{1}{25} \right) 400 \cdot \frac{2}{3} \cdot 40 \cdot \tan 60^\circ} \\ = 4,8 \dots$$

Es müssten demnach fünf Wagen des Zuges, jeder mit einer Kraft von 40  $\mathcal{E}$  an der Kurbel  $l$  (Fig. 68) auf die Zeit, in welcher diese jene 400 Fuss bis an die Station zu durchlaufen haben, gebremst werden. Allein weil in solchen und ähnlichen Fällen auch der Dampf der Locomotive gänzlich abgesperrt, also die Triebkraft der letztern vernichtet wird, so reicht eine kleinere Anzahl von Bremsen hin, um den in der Aufgabe gestellten Zweck zu erreichen.

Auch diese Anzahl lässt sich durch den allgemeinen Ausdruck für  $N$  leicht ermitteln, indem man nur für  $P$  die um die stattfindende Ueberwucht verminderte Triebkraft der Maschine negativ zu setzen braucht.

Was das Moment des Reibungswiderstandes beim Kegelbremse (Fig. 79 und 80 Taf. 110) anlangt, so lässt sich dieses auf folgende Art ermitteln.

Bezeichnet  $W$  (wie früher) den gesammten Widerstand der Reibung an den Umfängen beider innern Bremskegel, reducirt auf den mittlern Halbmesser  $r$  der in Berührung tretenden conischen Flächen derselben;  $K$  die an der Zugstange  $i$  wirkende Kraft;  $a$  die normale Entfernung der Zugstange  $i$  von der Axe der Scheibe  $g$ ;  $b$  den Abstand der Bolzen an der Scheibe von der Axe der letztern;  $a_1$  die Länge der Bremshebel  $d$  von ihrem Drehpunkte bis zur Bolzenaxe der Stangen  $f$ ;  $b_1$  die Entfernung der Zapfenaxe der innern Kegelnabe von Stützpunkten des Bremshebels  $d$ ; ferner  $\varphi$  den Coefficienten der Reibung zwischen den Umfängen der innern und äussern Bremskegel; endlich  $\alpha$  den Winkel, welchen die Seite eines jeden innern Kegels mit deren Axe bildet; so hat man unter der Voraussetzung, dass sich der Brems durch das Gegengewicht  $k$  (Fig. 79) mit einer in der Richtung der Zugstange  $i$  der Kraft  $K$  entgegenwirkenden Kraft  $P$  selbst öffnet, sowie die Kraft  $K$  zu wirken aufhört, zunächst die in der Richtung der Axe beider innern Kegel thätige Kraft, nämlich:

$$K_1 = \frac{a}{b} \cdot \frac{a_1}{b_1} \cdot (K - P)$$

hinreichend genau.

Der Normaldruck  $N$ , welcher aus dieser Kraft  $K_1$  auf die Umfänge der Kegel entspringt, ist nach der Lehre vom Keil, mit dessen Wirkungsweise die der Bremskegel vollkommen übereinstimmt,

$$N = \frac{K_1}{\sin \alpha + \varphi \cdot \cos \alpha},$$

und wenn für  $K_1$  der gleichbedeutende Werth gesetzt wird,

$$N = \frac{a \cdot a_1}{b \cdot b_1} \cdot \frac{K - P}{\sin \alpha + \varphi \cdot \cos \alpha}.$$

Aber zum Oeffnen des Bremses ist, sowie die Kraft  $K$  zu wirken nachlässt, in der Richtung der Axe der Bremskegel eine Kraft vom Betrage

$$= (\varphi \cdot \cos \alpha - \sin \alpha) N$$

erforderlich, welche, auf die Axe der Zugstange  $i$  (Fig. 79) reducirt,

$$P = \frac{b \cdot b_1}{a \cdot a_1} \cdot (\varphi \cdot \cos \alpha - \sin \alpha) N$$

gibt. Substituirt man diesen Werth in die Gleichung für  $N$ , so wird erhalten:

$$N = \frac{a \cdot a_1}{b \cdot b_1} \cdot \frac{K}{2 \varphi \cdot \cos \alpha}.$$

Die mit diesem Normaldrucke erzeugte Reibung ist:

$$\varphi \cdot N = \frac{a \cdot a_1}{b \cdot b_1} \cdot \frac{K}{2 \cdot \cos \alpha}.$$

Da der mittlere Halbmesser dieser Reibung ähnlich wie bei der Reibung eines stehenden ringförmigen Zapfens (s. REIBUNG) d. i.:

$$x = \frac{2}{3} \cdot \frac{r_1^2 + r_1 \cdot r_2 + r_2^2}{r_1 + r_2},$$

ist, wenn  $r_1$  den grössern und  $r_2$  den kleinern Halbmesser der sich berührenden conischen Flächen der Bremskegel bedeutet, so lässt sich



das statische Moment der Reibung an den Umfängen der Bremskegel ausdrücken durch

$$\varphi \cdot x \cdot N = \frac{1}{3} \cdot \frac{r_1^2 + r_1 \cdot r_2 + r_2^2}{r_1 + r_2} \cdot \frac{a \cdot a_1}{b \cdot b_1} \cdot \frac{K}{\cos \alpha}$$

Für den mittlern Halbmesser des in Berührung tretenden Theiles der conischen Kegel, nämlich für  $r = \frac{r_1 + r_2}{2}$ , beträgt demnach der Reibungswiderstand an beiden Bremskegeln

$$W = 2 \cdot \frac{x \varphi \cdot N}{r_1 + r_2} = \frac{2}{3} \cdot \frac{r_1^2 + r_1 \cdot r_2 + r_2^2}{(r_1 + r_2)^2} \cdot \frac{a \cdot a_1}{b \cdot b_1} \cdot \frac{K}{\cos \alpha}$$

Bezeichnet man die Länge eines jeden Bremskegels, welche den Halbmessern  $r_1$  und  $r_2$  entspricht, mit  $l$ , so hat man

$$\cos \alpha = \frac{l}{\sqrt{l^2 + (r_1 - r_2)^2}}$$

folglich ist auch:

$$W = \frac{2}{3} \cdot \frac{r_1^2 + r_1 \cdot r_2 + r_2^2}{(r_1 + r_2)^2} \cdot \frac{a \cdot a_1}{b \cdot b_1} \cdot \frac{\sqrt{l^2 + (r_1 - r_2)^2}}{l} \cdot K$$

Setzt man  $\frac{r_1 + r_2}{2} = r$  und noch  $r_1 - r_2 = d$ , so wird erhalten:

$$26) \quad W = \frac{1}{2} \left( 1 + \frac{d^2}{12 r^2} \right) \frac{\sqrt{l^2 + d^2}}{l} \cdot \frac{a \cdot a_1}{b \cdot b_1} \cdot K$$

Daher kann für Fälle, wo  $d$  kleiner als  $\frac{1}{3}r$  ist, ohne einen erheblichen Fehler zu begehen, genommen werden:

$$27) \quad W = \frac{\sqrt{l^2 + d^2}}{2 \cdot l} \cdot \frac{a \cdot a_1}{b \cdot b_1} \cdot K$$

Die Kraft zum Oeffnen des Bremses durch das Gegengewicht  $k$  (Fig. 79), reducirt auf die Axe der Zugstange  $i$ , war

$$P = \frac{b \cdot b_1}{a \cdot a_1} \cdot (\varphi \cdot \cos \alpha - \sin \alpha) N$$

Substituirt man für  $N$  den oben gefundenen Werth, so wird

$$28) \quad P = \frac{\varphi \cdot \cos \alpha - \sin \alpha}{2 \varphi \cdot \cos \alpha} \cdot K$$

Offenbar wird die Einrichtung eines sich selbst öffnenden Kegelschleppens am zweckmässigsten getroffen sein, wenn man mit der Kraft  $K$  am kraftvollsten zu bremsen vermag. Diese Bedingung wird erfüllt für

$$P = 0,$$

für den Fall nämlich, dass das Gegengewicht  $k$  (Fig. 79) nur vorhanden ist, um dem längeren Arme des Hebels  $h$  sammt der daran hängenden Zugstange  $i$  das Gleichgewicht zu halten.

Aber  $P$  wird = Null, wenn

$$\varphi \cdot \cos \alpha - \sin \alpha = 0,$$

oder wenn

$$\tan \alpha = \varphi$$

gemacht wird.

Es ist aber

$$\operatorname{tang} \alpha = \frac{d}{l},$$

folglich hat man

$$\frac{d}{l} = \varphi \quad \text{und}$$

$$l = \frac{d}{\varphi} = \frac{r_1 - r_2}{\varphi}.$$

Setzt man diesen Werth für  $l$  in obige Gleichung für  $W$ , so bekommt man:

$$29) \quad W = \frac{1}{2} \left( 1 + \frac{d^2}{12 r^2} \right) \sqrt{(1 + \varphi^2)} \cdot \frac{a \cdot a_1}{b \cdot b_1} \cdot K,$$

und für metallene Bremskegel, die stets in Schmiere erhalten werden und bei welchen  $d$  kleiner als  $\frac{2}{3} r$  ist, etwas weniger genau

$$30) \quad W = \frac{1}{2} \cdot \frac{a \cdot a_1}{b \cdot b_1} \cdot K.$$

Aus einer dieser beiden Gleichungen 29 und 30 lassen sich nun leicht die Verhältnisse des Bremses berechnen, sowie man für  $W$  denjenigen Werth aus einer der unter 6, 11 und 12 gegebenen Gleichungen substituirt, welcher den Erfordernissen des Bremses entspricht.

Endlich dürfte noch der Wirkung des Radschuhes und der Hemmkette bei Fuhrwerken auf gewöhnlichen Landstrassen mit einigen Worten zu gedenken sein.

Sei das Gewicht des Wagens sammt der Ladung  $= Q$ ; der generale Coefficient der Reibung an den Umfängen und Axen der Räder  $= \varphi$ ; sei ferner der Coefficient der gleitenden Reibung für denselben Weg oder dieselbe Strasse, worauf  $\varphi$  statt findet,  $= \varphi_1$ ; habe endlich die Strasse, worauf der Wagen gelangt, eine Neigung von  $\alpha$  Graden gegen den Horizont, so wird der Wagen mit der Kraft

$$Q \cdot \sin \alpha$$

längs der Strasse herabzugleiten streben, dagegen auf diese einen Normaldruck von

$$Q \cdot \cos \alpha$$

ausüben, welcher einen Reibungswiderstand von

$$\varphi \cdot Q \cdot \cos \alpha$$

für den Wagen herbeiführt, wenn nicht eingehemmt wird.

Der Wagen würde daher von der beschleunigenden Kraft

$$Q \cdot \sin \alpha - \varphi \cdot Q \cdot \cos \alpha$$

getrieben werden, dafern  $\sin \alpha > \varphi \cdot \cos \alpha$  wäre; für  $\sin \alpha < \varphi \cdot \cos \alpha$  aber kann von einer solchen Kraft nicht die Rede sein, sondern in diesem Falle müsste der Wagen mit einer Kraft von

$$\varphi \cdot Q \cdot \cos \alpha - Q \cdot \sin \alpha$$

noch gezogen werden.

Ist aber  $\alpha$  so gross, dass  $\sin \alpha > \varphi \cdot \cos \alpha$  sich ergibt, so wird es nöthig, wenigstens einen Theil der Last  $Q$  zu hemmen. Hat der Wagen überhaupt  $n$  Räder, auf welche die Ladung  $Q$  gleichmässig vertheilt



sein soll, und sollen davon  $u_1$  Räder entweder durch Ketten oder Radschuhe gehemmt werden, so zwar, dass noch, wie es immer nöthig ist, eine gewisse Zugkraft  $p$  für das angespannte Vieh übrig bleibe, so ist klar, dass

$$p = \left[ \varphi \cdot \frac{u - u_1}{u} + \varphi_1 \cdot \frac{u_1}{u} \right] \cdot Q \cdot \cos \alpha - Q \cdot \sin \alpha$$

$$= \left[ \left( \varphi + \frac{u_1}{u} (\varphi_1 - \varphi) \right) \cos \alpha - \sin \alpha \right] \cdot Q$$

sein muss.

Aus dieser Gleichung ergibt sich die Anzahl der mit Ketten oder Radschuhen zu hemmenden Räder, d. i.:

$$u_1 = \frac{u}{\varphi_1 - \varphi} \left( \frac{p}{Q \cdot \cos \alpha} + \tan \alpha - \varphi \right).$$

Da, ohne Gefahr befürchten zu dürfen,  $p = 0$  sein darf, ja sogar dieser Umstand den Vortheil gewährt, dass das Zugvieh auf dergleichen Wegen sich etwas erholen, und dann, wenn nöthig, verhältnissmässig kräftiger ziehen kann, so ist man berechtigt, für alle Fälle

$$u_1 = \frac{u}{\varphi_1 - \varphi} (\tan \alpha - \varphi)$$

zu setzen und für jeden, nach diesem Ausdrucke gefundenen Zahlenwerth  $u_1$  die nächst höhere ganze Zahl zu nehmen.

Ueber die Grösse der Reibungscoefficienten für Strassen von verschiedenen Materialien sehe man übrigens den Artikel WAGEN nach.

F. W. Schwamkrug.

**Bremsberg**, im bergmännischen Sprachgebrauche so viel als schiefe Fläche, Rampe; s. RAMPE.

**Bremsdynamometer** (fr. *appareil dynamique, dynamomètre à frein de M. de Prony*; engl. *break*), Frictionszaum, Prony'scher Zaum heisst eine Vorrichtung, durch welche die mechanische Arbeit einer Welle, die zur Hervorbringung irgend einer Wirkung angewendet wird, gefunden werden kann. Das Verfahren dabei besteht darin, dass man den gewöhnlichen Gang der Welle bei Hervorbringung dieser Wirkung beobachtet, dieselbe dann ausser Verbindung mit dieser Wirkung setzt, und an ihr einen Reibungswiderstand von solcher Grösse anbringt, dass zur Ueberwindung desselben eine eben so grosse mechanische Arbeit erforderlich ist, als vorher zur Hervorbringung der gewöhnlichen Wirkung, was sich dadurch zu erkennen gibt, dass unter Voraussetzung einer immer gleich einwirkenden Bewegkraft die Welle wieder denselben Gang annimmt, welchen die frühere Beobachtung bei angerückten wirkenden Maschinen ergab. Kann man nun die Grösse der mechanischen Arbeit in diesem Reibungswiderstande bestimmen, so ist damit auch die an der Welle ausgeübte mechanische Arbeit gemessen.

Es ergibt sich hieraus, dass das Bremsdynamometer in Bezug auf Bewegkräfte denselben Zweck erfüllt, welchen die Wage in Bezug auf Gewichte ausführt. Es lässt sich aber zugleich auch schliessen, dass das Bremsdynamometer nur für drehende Bewegungen anwendbar ist, und dann nur bei solchen Wellen seinen Zweck erfüllt, welche sich von den ausübenden Maschinentheilen, deren mechanische Arbeit bestimmt werden soll, trennen lassen. Man kann dann allerdings entweder die gesammte mechanische Arbeit, welche eine Welle ausübt, oder nur die, welche sie

zur Erreichung eines bestimmten Zweckes ausübt, durch das Bremsdynamometer bestimmen. Bringt man dasselbe z. B. auf die Welle einer Dampfmaschine, rückt von dieser das ganze gangbare Zeug ab, so dass die Dampfmaschine keinen Widerstand zu überwinden hat, als die Reibung des Bremses, und verändert nun diesen Widerstand so lange, bis die Maschine ihren normalen Gang annimmt, so erhält man die ganze von der Dampfmaschine ausgeübte Bewegkraft; wenn man dagegen z. B. bei einer Sägemühle, deren normalen Gang man kennt, bei stets gleichem Wasserzfluss nur die Sägeblätter aushängt, aber die ganze Maschinerie mit dem Wasserrade in Verbindung lässt, und nun durch den Brems auf der Wasserradwelle einen solchen Reibungswiderstand erzeugt, dass die Maschine wieder ihren normalen Gang annimmt, so wird, da alle übrigen Widerstände bleiben, der gefundene Reibungswiderstand hier die mechanische Arbeit messen, welche zur Trennung der Holzfasern durch die Säge verwendet werden muss, welche also in dem aufgestellten Beispiele als die reine Wirkung erscheint. Es muss hierbei freilich noch bemerkt werden, dass diese reine Wirkung gewöhnlich noch mit Widerständen behaftet ist, welche sich von ihr nicht gut trennen lassen; so wird in dem angegebenen Beispiele die Reibung des Gatters, die Zapfenreibung und die Reibung von Zahn auf Zahn in der Maschine stärker sein, wenn die Säge wirkt, als wenn sie nur leer geht, und dennoch gehören diese Widerstände nicht direct zu der mechanischen Arbeit, welche zur Trennung der Fasern verwendet wird. Will man daher in einem bestimmten Falle die reine Wirkung abgesondert von allen durch sie selbst hervorgebrachten und mit ihr proportionalen Widerständen erhalten, so muss man das Verhältniss der letzteren zur erstern noch auf andere Art bestimmen.

Die allgemeine Einrichtung des Bremsdynamometers wird durch *Fig. 2* auf *Taf. 110* dargestellt. Hier ist über der Welle *A* oberhalb der Balken *BC*, unterhalb der Balken *DE* angebracht; beide sind durch Schraubenbolzen *F* und *G* mit einander so verbunden, dass beim Anziehen der Muttern *I* und *K* die Balken stärker auf die Welle *A* aufgedrückt werden. An dem einen Balken, hier *DE*, befindet sich entweder ein Laufgewicht *H*, oder es ist an seinem Ende eine Gewichtsschale oder eine Federwage angebracht. Der Zaum *BCDE* kann so angeordnet sein, dass sein Schwerpunkt mit der Umdrehungsaxe der Welle zusammenfällt, was dann der Fall ist, wenn alle Theile desselben symmetrisch in Bezug auf eine durch die Axe gehende Vertikalebene vertheilt sind; er kann aber auch, wenn das letztere nicht der Fall ist, einen ausserhalb dieser Axe liegenden Schwerpunkt haben. Vermöge des Druckes, welchen der Zaum gegen die Welle ausübt, entsteht auf letzterer eine Reibung, welche auf den Zaum so wirkt, dass derselbe veranlasst wird, an der drehenden Bewegung der Welle Theil zu nehmen, aber das in *H* wirkende Gewicht äussert ein Bestreben, den Zaum nach entgegengesetzter Richtung um die Welle zu drehen; jenachdem nun die eine oder die andere Einwirkung grösser ist, wird sich der Zaum heben oder senken. Da man aber für eine bestimmte Grösse des Reibungswiderstandes die Wirkung des Gewichtes entweder durch Vergrösserung desselben oder durch Vergrösserung seines Hebelarmes dem erstern gleich machen kann, so wird sich auch der Hebelarm *DE* ziemlich horizontal erhalten lassen, und da sich durch Anziehen der Schrauben *I* und *K* der Reibungswider-



stand vergrößern lässt, so wird es auch möglich sein, denselben der zu messenden mechanischen Arbeit gleich zu machen.

Bezeichnet nun  $r$  den Halbmesser der Welle  $A$ ,  $Q$  das auf  $DE$  angebrachte Gewicht,  $a$  den Hebelarm desselben,  $q$  das auf den Hebelarm  $a$  reducirte Gewicht des ganzen Zaumes für den Fall, dass sein Schwerpunkt nicht mit der Umdrehungsaxe zusammenfällt,  $P$  die auf den Halbmesser  $r$  reducirte Kraft der Welle, durch welche der Reibungswiderstand des Bremsdynamometers überwunden wird,  $v$  die Geschwindigkeit eines Punktes auf dem Umfange der Welle und  $n$  die Anzahl Umdrehungen der Welle in einer Minute, ferner  $D$  den senkrecht auf den Umfang der Welle ausgeübten Druck, durch welchen die Reibung hervorgebracht wird, und  $f$  den Coefficienten für diese Reibung, so ist die auf den Reibungswiderstand des Bremsdynamometers verwendete mechanische Arbeit der Welle  $= P v$ , dieser Widerstand selbst  $= f D v$ , daher, unter Voraussetzung gleichförmiger Bewegung der Welle,

$$P v = f D v.$$

Bleibt ferner der Hebelarm  $DE$  in horizontaler Lage, so muss durch  $Q + q$  auch der Widerstand  $f D v$  überwunden werden; es ist nun aber das auf den Halbmesser  $r$  reducirte Gewicht des beschwerten Zaumes  $\frac{(Q + q) a}{r}$ , daher

$$f D v = \frac{(Q + q) a v}{r},$$

oder da

$$v = \frac{2 r \pi n}{60}$$

ist,

$$f D v = \frac{(Q + q) a n \pi}{30};$$

daher auch

$$1) P v = 0,10472 (Q + q) a n,$$

wobei

$$\log \frac{\pi}{30} = 0,0200286 - 1$$

ist. Ferner wird bei Anlage eines Bremsdynamometers für die ungefähr bekannte mechanische Arbeit  $P v$  bei der Belastung  $Q$  der Hebelarm  $a$  so zu wählen sein, dass

$$2) a = \frac{9,5493 (P - q_1) v}{Q n},$$

oder, wenn  $a$  angegeben ist, die Belastung so, dass

$$3) Q = \frac{9,5493 (P - q_1) v}{a n}$$

wird, wobei  $q_1$  unter denselben Bedingungen, wie vorher  $q$ , das auf den Halbmesser  $r$  reducirte Gewicht des Zaumes oder  $a q = r q_1$  ist.

Hiernach verschwinden der Halbmesser der Welle und der Reibungscoefficient ganz aus der Effectberechnung, und es kommt bei derselben vorzugsweise nur auf das statische Moment des angehängten Gewichtes

und die Anzahl der Umdrehungen der Welle an. Macht letztere in  $t$  Minuten  $N$  Umdrehungen, so ist  $n = \frac{N}{t}$ .

Nachdem im Vorhergehenden die allgemeine Idee des Bremsdynamometers aufgestellt worden ist, wollen wir nun in chronologischer Folge die über dasselbe bekannt gewordenen Untersuchungen mittheilen.

Die erste Idee des Bremsdynamometers scheint JAMES WHITE aufgefasst zu haben, welcher in seinem 1808 erschienenen Handbuche für Mechaniker (nach HACHETTE *traité élémentaire des machines* p. 460) die in Fig. 1 (Taf. 110) dargestellte Einrichtung angab. Auf den Zapfen der Welle  $A$  ist die Stütze  $B$  aufgesetzt, welche oberhalb bei  $E$  den Drehpunkt des Hebels  $DF$  enthält; etwas tiefer ist an ihr das eine Ende des Bremsbandes (fr. *frein flexible*)  $CC$  befestigt, welches um einen grossen Theil von  $A$  gelegt und an dem andern Ende mit  $D$  verbunden ist. Auf dem Hebelarm  $EF$  befindet sich das Laufgewicht  $G$ , welches nun offenbar  $CC$  gleichmässig auf  $A$  aufdrückt und dadurch den erforderlichen Reibungswiderstand hervorbringen kann. Die Einrichtung von WHITE trat nicht in das practische Leben über.

Im Jahre 1811 gab HACHETTE (*traité élémentaire des machines* p. 459) sein dynamometrisches Bremsrad (fr. *roue dynamométrique à freins*) an, welches sich von den andern Bremsdynamometern dadurch unterscheidet, dass der Reibungswiderstand zur Verrichtung der zu messenden mechanischen Arbeit von einem feststehenden Brems ausgeübt wird; die Grösse des Reibungswiderstandes kann daher auch nicht durch den belasteten Hebel gemessen, sondern muss durch die Spannung von Federn angegeben werden, welche zwischen zwei mit einander verbundenen Rädern angebracht sind. Fig. 43 (Taf. 112) enthält die Darstellung dieser Vorrichtung.

Das Zahnrad  $A$ , welches mit seiner Welle  $C$  auf zwei Säulen eines mit einer Bodenplatte versehenen und leicht transportablen Gestelles ruht, steht mit dem Zahnrade  $B$  im Eingriff, welches auf die Welle  $D$  aufgeschoben wird, deren Effect untersucht werden soll; ausserdem ist es durch eine dynamometrische Kuppelung (s. DYNAMOMETER) mit dem Bremsrade  $E$  verbunden. An den Armen des Bremsrades  $E$ , welches auf der Axe  $C$  beweglich aufgeschoben ist, sind nämlich bei  $G$  Vorsprünge angebracht, welche zwischen die Arme des Rades  $AA$  eingreifen und mit eingeschobenen, durch Schraubenbolzen befestigten Haken versehen sind, welche den eben so stehenden Haken  $F$  an den Armen des Rades  $AA$  entsprechen. Zwischen je zwei einander gegenüberstehenden Haken ist eine Federwage oder ein Dynamometer eingehängt, und es muss daher die von  $A$  auf  $E$  übergehende Kraft erst die Federwagen  $H$  spannen, bevor sie eine Wirkung auf  $E$  hervorbringen kann. Die Grösse der Spannung dieser Federwagen wird an einer bei denselben angebrachten (hier aber nicht gezeichneten) Eintheilung abgemessen, welche sich freilich während des Ganges schwer wird beobachten lassen; denkt man sich nun die Wagen selbst schon früher durch Anhängen von Gewichten für jeden Scalentheil justirt, so ergibt die Gesamtsumme der von den Federwagen übertragenen Kräfte die Grösse der Kraft in einem durch die Mitte der Federwagen gehenden Kreise. Am Bremsrade  $E$  ist nun noch ein hier nur durch die beiden abgebrochenen Balken  $II$  und  $KK$  und



die zwischenliegenden Schraubenbolzen angedeuteter feststehender Brems angebracht.

Wird nun das Rad  $B$  auf die zu untersuchende Welle  $D$  geschoben, das bewegliche dynamometrische Bremsrad aber mit seinem Gestell so befestigt, dass  $A$  genau mit  $B$  im Eingriffe steht und die Welle von  $A$  mit der zu untersuchenden vollkommen parallel liegt; trennt man hierauf die ausübende Maschinerie von der zu untersuchenden Welle, und setzt den Brems durch Anziehen so lange in Thätigkeit, bis die zu messende Wirkung durch die Reibung  $E$  vollkommen aufgenommen wird, was sich dadurch zu erkennen gibt, dass die Welle von  $B$  wieder ihre normale Umdrehungszahl macht, beobachtet man endlich die gesammte durch die Federwagen  $H$  übertragene Kraft  $= Q$  und die Anzahl der Umdrehungen von  $A$ , nämlich  $= n$ , so ist für den mittlern Abstand der Federwagen von der Umdrehungsaxe  $= r$  der an  $A$  übergehende Effect

$$4) P_v = 0,10472 rn Q,$$

welcher noch um den Reibungswiderstand zwischen den Zähnen der Zahnräder  $B$  und  $A$ , der sich bei sorgfältiger Ausführung und guter Einstellung des Apparates sehr gering machen lässt, kleiner ist als der an der zu untersuchenden Welle hervorgebrachte Effect.

HACHETTE gab seinem dynamometrischen Bremsrade die eben beschriebene Einrichtung in der Absicht, es transportabel und so einzurichten, dass es ohne viele Mühe mit irgend einer zu untersuchenden Welle verbunden werden kann und nicht als ein bloss für einen bestimmten Fall construirtes Instrument bestimmt erscheint, was bei den gewöhnlichen Kuppelungen, durch Federn allerdings fast durchgehends der Fall ist. Die Schwierigkeit, sich von dem genauen Stande der Scalen an den Federwagen zu überzeugen, welche durch Laufzeiger, die nur das Maximum geben, nicht gehoben werden kann, wird immer ein wesentlicher Einwand gegen die HACHETTE'sche Einrichtung bleiben.

PRONY wendete das Bremsdynamometer (fr. *dynamomètre à frein*) zur Bestimmung einer Nebenwirkung der Wasserhebungsampfmaschine zu Gros-Caillou zum ersten Male am 11. Juli 1821 an, bei Gelegenheit eines zwischen dem Erbauer und dem Käufer dieser Dampfmaschine in Paris geführten Processes (*Annales des Mines* 1826. T. XII. p. 1 folg. findet man die Beschreibung der Versuche). Die Einrichtung war die in Fig. 2 (Taf. 110) skizzirte, bei welcher die beiden Bremsbalken  $BC$  und  $DE$  (fr. *mâchoires de frein*) einander in Bezug auf die Umdrehungsaxe von  $A$  im Gleichgewichte halten, was dann der Fall ist, wenn der Schwerpunkt des Bremses in der Axe von  $A$  liegt; daher war nach der oben angegebenen Bezeichnung  $q$  und  $q_1 = 0$ . Es lässt sich aus der von PRONY (*Annales de chimie et de physique* 1822. T. XIX. p. 165 und *Annales des Mines* 1826. T. XII. p. 91) gegebenen Beschreibung des Apparates nicht abnehmen, dass derselbe auf die zu untersuchende Welle erst einen Ring aufgetragen habe, gegen welchen die Bremsbacken wirkten, vielmehr ist es wahrscheinlich, dass die letztern unmittelbar auf die Welle drückten. Sogleich nach dem ersten Versuche ergab sich, dass ein Arbeiter, welcher die eine der Schrauben  $I$  und  $K$  mit einem Schlüssel regiert, wenn er je nach dem Bedürfnisse zu- oder aufschraubt, bei einiger Einübung im Stande ist, während des Ganges der Maschine den Zaum ziemlich stetig in horizontaler Lage zu erhalten. Um den Wirkungen der bei der starken Reibung eintretenden Erhitzung zu begegnen, gibt

PRONY an, dass man die mit der Welle in Berührung kommenden Theile des Zaumes mit Eisen- oder Kupferblech belegen müsse.

Die äusseren Dimensionen der von PRONY zuerst angewendeten Vorrichtung lassen sich nur aus der Angabe schliessen, dass der Hebelarm, an welchem das Laufgewicht  $Q$  wirkte, also die oben mit  $a$  bezeichnete Grösse  $1,91^m$  bis  $2,214^m$  betrug. Da nun  $Q$  selbst im ersten Falle  $60 - 80^k$ , im zweiten Falle  $70^k$  war, und die Welle höchstens 18 Umdrehungen in einer Minute machte, so betrug die untersuchte mechanische Arbeit höchstens

$$Pv = 0,10472 \cdot 70 \cdot 2,214 \cdot 18 = 292,13 \text{ Kilogr. Meter} \\ = 3,9 \text{ Pferdekkräfte à } 75 \text{ Kilogr. Meter.}$$

Eine zweite Form des ursprünglichen PRONY'schen Bremsdynamometers stellt PONCELET in seinem (lithographirten) *Cours de mécanique appliquée aux machines*, *Lect. VII. nr. 123* auf, nämlich wie sie in *Fig. 3* wiedergegeben ist. Hier ist der Hebelarm des Gewichtes constant, und bei  $H$  eine Wagschale angebracht, auf welche das erforderliche Gewicht gestellt werden kann; in den obern Pressbalken ist der Sattel  $L$  eingelassen und unter den nach beiden Seiten zu vorragenden Pressbalken  $DE$  sind zur Vermeidung zu grosser und Gefahr drohender Schwankungen die beiden Böcke  $M$  und  $N$  untergesetzt. Uebrigens ist hier der ganzen Anordnung des Apparates zufolge  $q$  nicht, wie vorher, zu vernachlässigen.

HACHETTE schlug vor, statt des Gewichtes  $Q$  im Punkte  $H$  eine Federwage anzubringen (s. Art. DYNAMOMETER), welche mit dem andern Ende unterhalb an dem Fussboden befestigt ist; wird dann durch Zuschrauben der Muttern am Bremsdynamometer die Reibung vermehrt, so wird der Balken  $DE$ , indem er sich zu heben sucht, einen stärkern Zug auf diese Wage ausüben. Der Reibungswiderstand wird hier durch die Stärke der Anspannung der Feder überwunden, welche auf der Einteilung derselben abzulesen ist; der Hebelarm  $a$  aber wird in diesem Falle durch die Senkrechte dargestellt, welche man von der Umdrehungsaxe aus auf die Richtungslinie ziehen kann, in welcher die Spannung der Feder wirkt. Hat die zu beobachtende Welle eine gleichförmige Bewegung, so lassen sich bei einiger Uebung die Schwankungen leicht in solchen Gränzen halten, dass die Beobachtungen an der Federwage mit einiger Sicherheit angestellt werden können; ist dagegen die Bewegung der Welle nicht gleichförmig, etwa, wie dies so häufig vorkommt, innerhalb bestimmter Zeiten nach einem gewissen Gesetze veränderlich, so können die verschiedenen Werthe an der Wage nicht mit Sicherheit beobachtet werden.

HACHETTE stellte in Gemeinschaft mit BUSCHE Versuche mit dem Bremsdynamometer an einer Mühle zu Corbeil an, über welche er der königl. Academie der Wissenschaften zu Paris am 13. Octbr. 1823 Bericht erstattete. (S. HACHETTE *traité élémentaire des machines* p. 462.) Sein Apparat war nach *Fig. 4<sup>b</sup>* eingerichtet. Die hölzerne Wasserradwelle  $A$ , welche ungefähr 4 Decim. Durchmesser hatte, wurde nämlich mit einem eisernen Ringe versehen und um den halben Umfang desselben ein Blechband  $BC$  gelegt, welches mit seinen Enden durch den hier abgebrochen gezeichneten Balken  $DE$  hindurchragte und hier mit Schraubenspindeln zum Anziehen durch die Muttern  $I$  und  $K$  versehen war. Zwischen Ring und Balken befand sich der ebenfalls mit Eisen gefütterte Sattel  $L$ . Im



Endpunkte des Hebels *DE* wirkte das Gewicht *Q*. Um die Reibung gleichförmiger und weniger veränderlich zu machen, wurde zwischen das Band und den Ring eine Schmiere aus schwarzer Seife und gepulvertem Graphit gestrichen. Die Welle machte 11 bis 18 Umdrehungen in einer Minute und erreichte bei 12 Umdrehungen das Maximum ihres Effectes; die gesammte mechanische Arbeit betrug etwa 5 Pferdekräfte zu 75 Kilogr. Meter.

PONCELET stellte im Jahre 1826 mit einem durch *Fig. 5* dargestellten Apparate an einem nach seiner Angabe construirten unterschlägigen Wasserrade bei DE NICÉVILLE in Metz Versuche an, welche in der zweiten Ausgabe des *Mémoire sur les roues hydrauliques à aubes courbes, mues par dessous*. Metz 1827 beschrieben sind. Nach p. 75 ff. unterscheidet sich dieser Apparat nur dadurch von dem PRONY'schen, dass der untere Pressbalken, wie bei HACHETTE, durch ein eisernes Band *BC* von 16 Centim. Breite ersetzt wurde, was der Raum gebot, da unter der Welle ein paar Balken hingingen. Das Band war nur 2 Linien stark und legte sich gleichmässig überall an den Wellbaum an, der sich oberhalb gegen den ebenfalls mit Eisenblech gefütterten eichenen Sattel *B* von 16 Centim. Breite drückte. Die eine der beiden Schrauben *I* und *K* konnte während der Versuche ganz bequem von einem Arbeiter regiert werden. Der Hebel *DE* war von Fichtenholz, ungefähr 12' lang und an seinem starken Ende 6" dick und 7" hoch; am Ende trug er einen Haken, in welchen die Gewichte *Q* eingehängt wurden; der Hebelarm *a* war für die horizontale Stellung 3,2<sup>m</sup> lang. Beim Versuche wurden die Schwingungen des Hebels dadurch gemässigt, dass der Bock *N* untergestellt und der Hebel mit dem Seil *M* um einen am Erdboden befestigten Ring geschlungen wurde; zwischen beiden Hemmungspunkten hatte der Hebel genügend freien Spielraum, um sich jedesmal davon überzeugen zu können, dass derselbe ins Gleichgewicht gekommen sei. Da bei dieser Anordnung der Schwerpunkt des Zaumes nicht mit der Umdrehungsaxe der Welle zusammenfallen kann, so wurde der Werth von *q* dadurch gefunden, dass man vor Anfang und nach Beendigung der Versuche den Zaum von der Welle abnahm, mit der Mitte des Sattels *L* auf die scharfe Kante eines prismatischen Körpers legte, und mit einer Schnur den Haken am andern Ende des Hebels an eine Federwage anknüpfte. Der Werth von *q* wurde jedesmal zu 17 Kilogr. gefunden.

Damit bei längerem Gange keine zu grosse Erhitzung eintrat, wurde über dem Apparate ein Wasserbehälter angebracht, aus welchem stetig ein regelmässiger Wasserstrahl auf den Zaum geleitet wurde. Die Anzahl der Umdrehungen des Rades betrug im Durchschnitt 15 und die grösste untersuchte Kraft ungefähr 9 Pferdekräfte zu 75 Kilogr. Meter.

PONCELET schlägt in seinem *Cours de mécanique* (a. a. O. Nr. 124) vor (s. *Fig. 4*), das Ende des Hebels *DE* mit einer Federwage *O* zu verbinden, welche auf der einen Seite an dem Gestelle *P* befestigt ist und an der andern, wo sie mit der Schnur vom Punkte *H* verbunden ist, einen Stift trägt, welcher sich an einer Scheibe *QQ* bewegt, die durch eine Riemenscheibe und Schnur mit der zu untersuchenden Welle verbunden wird. Die Schwankungen des Endpunktes von dem Hebel *DE* werden den Zeichenstift zu entsprechenden Bahnen veranlassen, und da derselbe dabei an eine in drehender Bewegung befindliche Scheibe drückt, so beschreibt er auf der letzteren Bahnen, welche mit ihren Ausbiegungen die Veränderungen in der Grösse der einwirkenden Kraft repräsentiren.

Wird nun die Scheibe  $QQ$  so gestellt, dass der Zeichenstift ihrer Axe entspricht, wenn die Feder gar nicht gespannt ist, und nimmt man an, dass die Wege, welche der Zeichenstift beschreibt, proportional den einwirkenden Zugkräften sind, so können die aufgezeichneten Linien zugleich mit dazu verwendet werden, die Grösse der mechanischen Arbeit zu bestimmen, welche durch Einwirkung der gespannten Feder auf den Zaum verrichtet wird. Da nämlich der Druck der Feder proportional ist der Entfernung vom Mittelpunkte, die Winkelgeschwindigkeit der Scheibe aber proportional dem von einem Punkte an der Oberfläche der Welle zurückgelegten Wege, so ist das Product aus beiden oder der vom Radiusvector des zeichnenden Punktes überstrichene Flächenraum ein Mass für den durch die Spannung der Feder aufgehobenen Effect. Es ist dabei noch zu bemerken, dass der eine Factor, durch welchen die verrichtete mechanische Arbeit gemessen wird, nämlich der Druck im Punkte  $H$ , aus den beiden Theilen  $Q$  und  $q$  besteht, und dass durch den angegebenen Flächenraum nur die durch den ersten der beiden Theile hervorgebrachte Wirkung gemessen werden kann, welche daher stets noch um den durch den zweiten bewirkten Effect zu vermehren ist, wenn man die Gesamtwirkung erhalten will. Ausführlicher wird der Artikel DYNAMOMETER über aufzeichnende und registrirende Vorrichtungen zur Kraftbestimmung handeln.

Obleich nach der unter Nr. I angegebenen Formel die Grösse des Durchmessers der reibenden Fläche gleichgültig ist, insofern dieselbe im endlichen Resultate nicht mit erscheint, so steht sie doch in naher Beziehung zu der Grösse des Druckes, der nothwendig erforderlich ist, um den gewünschten Reibungswiderstand zu erzeugen; es lässt sich daher denken, dass der Durchmesser einer Welle zu gering und daher auch die Geschwindigkeit eines Punktes an der Oberfläche zu klein ist, um mit den gewöhnlichen Mitteln einen Druck zu erzeugen, welcher einen genügenden Reibungswiderstand hervorzubringen vermag. Hierauf und auf andern später anzugebenden Momenten beruht der Vortheil, welcher mit besonders auf die Wellen aufzuschraubenden grösseren Bremsringen, wie sie EGEN angegeben hat, verbunden ist. Es unterliegt durchaus keiner Schwierigkeit, den Durchmesser des Bremsringes unter der Voraussetzung zu berechnen, dass bei einem ungefähr bekannten Effecte in der Welle die in dem Schraubenbolzen erforderliche Anspannung nicht grösser wird, als die, welche ein oder zwei Arbeiter mit einem Schraubenschlüssel von bekannten Dimensionen an der Schraube hervorzubringen im Stande sind; PONCELET gibt in dieser Beziehung folgende Grössenverhältnisse des Reibungsringes bei gegebener Umdrehungszahl und mechanischer Arbeit an:

Durchmesser.	Umdrehungszahl.	Mechanische Arbeit.
$0,16^m$	20 — 30	6 — 8 Pferdekräfte.
$0,30^m$ — $0,40^m$	15 — 30	15 — 25 „
$0,65^m$ — $0,80^m$	15 — 30	40 — 60 „

Uebrigens empfiehlt PONCELET, um bei plötzlichen Stössen zu starke Schwankungen des Hebels zu vermeiden, nicht die in *Fig. 5* abgebildete Vorsichtsmassregel zu wählen, bei welcher der Hebel durch ein Seil  $M$  mit einem Ringe am Fussboden verbunden wird, sondern lieber, weil bei dieser Befestigung immer noch Gefahr eines plötzlichen Seilbruches vorhanden ist, nach *Fig. 3* den Hebel über die Welle hinaus zu verlängern und auf der andern Seite ebenfalls einen Bock  $M$  unterzu-



stellen, wo sich durch angemessene Höhe beider Böcke die Schwingungen auf eine ganz geringe Grösse zurückführen lassen und wo bei einem etwa plötzlich eintretenden Zufalle ohne weitere Gefahr entweder das Band oder einer der Bolzen zerrissen würde.

Damit endlich das Beharrungsvermögen der bewegten Massen keinen Einfluss auf das Resultat ausüben kann, ist es durchaus erforderlich, sich durch eine längere Beobachtung genau davon zu überzeugen, dass die Bewegung der Welle, wenn nicht gleichförmig, doch nur mit periodisch wiederkehrenden Ungleichförmigkeiten behaftet sei; denn befände sich die Welle in einer beschleunigten oder verzögerten Bewegung, so würden die bewegten Massen entweder einen Theil der zu bestimmenden Kraft in sich aufnehmen, oder auch ausüben, man würde daher im ersten Falle die mechanische Arbeit zu klein, im andern Falle zu gross finden.

Bei Gelegenheit der Beurtheilung der später zu erwähnenden, von SAINT-LÉGER angestellten Versuche rath PONCELET (*Bulletin de la Soc. d'Encouragement*, 1837, p. 221 und *Comptes rendus hebdomadaires des séances de l'Académie des sciences* 1837, p. 678 und 885), den Zaum an einem Punkte der Welle anzubringen, welcher einem Zapfenlager möglichst nahe liegt, und schlägt dann vor, um sich von dem Systeme freier Schwankungen zu entfernen, nach welchem die Vorrichtung der gewöhnlichen Wage ähnlich ist, am Endpunkte des Hebels ein spiralförmiges Bogenstück anzubringen, über welches das Gewichtseil heruntergeht, so dass, wenn der Hebel seine mittlere Stellung nach der einen Seite zu überschreitet, der Hebelarm, an welchem das Seil wirkt, grösser, wenn er sich aber nach der andern Seite zu bewegt, kleiner wird, wodurch den zufälligen Ungleichförmigkeiten in der Reibung sogleich eine dieselben aufhebende Verminderung im Gewichte entgegentritt. Da z. B. in *Fig. 5* eine aufwärtsgehende Bewegung von *E* durch einen vermehrten Reibungswiderstand hervorgebracht wird, so muss auch bei derselben eine Vergrösserung der Wirkung von *Q* eintreten, und so umgekehrt bei einer niederwärtsgehenden Bewegung von *E*; es wird daher in *E* ein Bogen anzubringen sein, bei welchem für die in *Fig. 5* gezeichnete Stellung die unter der durch den Mittelpunkt von *A* gehenden Horizontalinie liegenden Punkte weiter von diesem Mittelpunkte entfernt liegen, die oberhalb liegenden Punkte aber diesem Mittelpunkte näher stehen.

Ein selbstwirkendes Bremsdynamometer, d. h. ein solches, bei welchem sich die Grösse des Druckes auf den Ring nach dem jedesmaligen Bedürfnisse der zu messenden mechanischen Arbeit regulirt, hat PONCELET ebenfalls angegeben; es wird durch *Fig. 41* (Taf. 112) in der obern Ansicht und durch *Fig. 42* in der Seitenansicht dargestellt, und zwar so, dass der Hebel in der mittlern oder Gleichgewichtsstellung sich befindet.

Auf die Welle *A* ist der Bremsring *A*<sub>1</sub> durch die drei Press- und Justirschrauben *A*<sub>2</sub> so befestigt, dass seine Axe mit der Umdrehungsaxe zusammenfällt; auf ihm ruht mit dem Sattel *L* der abgebrochen dargestellte Hebel *DE*, unterhalb legt sich gegen ihn das gegliederte Bremsband *BC*, welches in die beiden durch den Hebel *DE* geschobenen Bolzen *F* und *G* ausläuft, über deren oben angeschnittene Schraubenspindeln sich die Muttern *I* und *K* wegschrauben, welche äusserlich mit Zähnen versehen sind, in welche die an der Welle *U* zu beiden Seiten sitzenden Schnecken eingreifen. Der eine Rand *O* des Bremsringes ist mit einer Schnurscheibe versehen, welche mit einer andern Schnurscheibe *P*

verbunden ist, deren Welle in Lagern ruht, die auf *DE* aufgeschraubt sind. An gleicher Axe mit *P* befindet sich das Winkelrad *R*, in welches die beiden frei um die Welle *U* drehbaren Winkelräder *S* und *T* eingreifen. Die Welle *U* ruht in vier auf *DE* aufgeschraubten Lagern, von denen zwei zugleich den Winkelrädern *S* und *T* ihre richtige Stellung anweisen. Durch die zwischen *S* und *T* stehende Klauenbüchse *V* kann, jenachdem dieselbe rechts oder links geschoben wird, entweder *T* oder *S* mit der Welle *U* so verbunden werden, dass sich die Umdrehung von *R* auf *U* überträgt. Da nun beide an *U* befindliche Schnecken nach übereinstimmender Richtung gewunden und die beiden am Ende von *F* und *G* befindlichen Schrauben in gleichem Sinne geschnitten sind, so wird auch eine Einwirkung der Klauenbüchse nach *S* oder *T* entweder ein gleichzeitiges Auf- oder ein Zuschrauben der Muttern bei *I* und *K* zur Folge haben. Die Bewegung der Kuppelungsbüchse *V* ist aber dadurch von der Stellung des Hebels *DE*, d. h. von der Veränderung, welche der zu messende Effect erfährt, abhängig gemacht, dass von dem über der Welle stehenden Bocke *XX* aus ein fester Stab *W* in die Spur der Klauenbüchse hineinragt, welcher dieser zur Leitung dient.

Es lässt sich nun leicht übersehen, dass, wenn bei zu grossem Reibungswiderstande der Hebel etwa in *E* sich senkt, während *W* unverändert stehen bleibt, *V* nach links zu geschoben wird und *S* mit der Welle *U* verbindet; ist dies geschehen, so wird von *R* aus *U* so gedreht, dass die beiden Schnecken die Schraubenmutter bei *I* und *K* aufschrauben; *T* läuft hierbei in entgegengesetzter Richtung als *S* leer um die Welle *U*. Bei vermindertem Reibungswiderstande steigt nun *E* nieder; findet dies in zu hohem Grade statt, wenn nämlich der Reibungswiderstand zu gering geworden ist, so wird *V* durch *W* mit *T* verbunden, und es erfolgt nun die Drehung von *U* und von *I* und *K* in entgegengesetzter Richtung, was wieder ein Wachsen des Reibungswiderstandes zur Folge hat. Ist nun aber einmal der Reibungswiderstand auf seine normale Grösse gekommen, so steht, wie in der vorliegenden Abbildung, der Hebel *DE* horizontal, und die Kuppelungsbüchse befindet sich frei zwischen *S* und *T*, so dass beide während der Umdrehung von *R* frei um die Welle *U* laufen.

MOLARD und MALLET stellten (*Bulletin de la Société d'Encouragement. Vol. XXVII.*) Untersuchungen über das von DE THIVILLE erfundene Wasserrad mit Beaufschlagung von innen an, und wendeten ein kleines Bremsdynamometer an, welches nur etwa  $\frac{1}{5}$  Pferdekraft anzugeben hatte. Für solche Fälle empfiehlt MOLARD die Anwendung von Kupfer, welches ohne Schmiermittel gegen Eisen reibt, als sehr vortheilhaft, um eine sanfte Reibung zu erhalten. Bei starkem Druck würde das Kupfer kaum genügenden Widerstand darbieten.

PERKINS bediente sich nach Dr. ALBAN's Versicherung (DINGLER's polytechn. Journ. 1828. Bd. XXVII. S. 353) zur angenäherten Bestimmung der Kraft der von ihm erfundenen Dampfmaschine eines Hebels, welcher mit einem Sattel auf dem Umfange des Schwungrades ruhte und an seinem andern Ende mit einem Gewichtkasten von etwa 140 ℥ Gewicht versehen war. Das Verhältniss der Hebelarme war wie 1 zu 7.

Dr. ERNST ALBAN hatte durch viele Versuche an den von ihm angegebenen Dampfmaschinen, die er namentlich auch in London anstellte, gefunden (DINGLER's polyt. Journ. 1828. Bd. XXX. S. 321), dass eine genaue Regulirung der Friction in der Art, dass der Hebel stets schwebend



erhalten werde, mit grossen Schwierigkeiten verbunden sei, und dass der die Schraube bedienende Arbeiter, wenn er auch die eine Hand auf den Balken halte, kaum bei der grössten Aufmerksamkeit im Stande sei, den angegebenen Zweck zu erreichen. Er gab daher eine mechanische Vorrichtung zur Regulirung der Grösse des Reibungswiderstandes am Zaume an, welche von der oben beschriebenen nach PONCELET ganz abweicht und in *Fig. 48* (Taf. 112) in der Seitenansicht, in *Fig. 49* von oben, und zwar nachdem der Regulator weggeschnitten ist, dargestellt wird. Seine Vorrichtung soll zugleich noch dem Zwecke entsprechen, in jedem Augenblicke die Geschwindigkeit der zu untersuchenden Welle und die Grösse des am Balken wirkenden Zuges durch ein paar an Eintheilungen hingehende Zeiger zu bestimmen.

ALBAN hält die Anbringung eines besondern Frictionsringes an der Welle für vortheilhafter als die directe Auflegung des Zaumes auf die Welle, da die Oberfläche des Ringes viel vollkommener hergestellt werden kann, als die Oberflächen hölzerner und eiserner Wellen gewöhnlich sind, da derselbe ferner, wenn er einmal vorgerichtet ist, für viele Wellen dienen kann, indem man ihn auf denselben angemessen befestigt, und da die Oberfläche des Ringes eine grössere Ausdehnung hat, als die der Welle, deshalb auch der zur Hervorbringung des erforderlichen Reibungswiderstandes auszuübende Druck geringer sein kann als bei einer weniger starken Welle. Er bildet den Zaum ähnlich wie ein gewöhnliches Zapfenlager, füttert denselben mit Messing, und lässt am Ringe *B* zu beiden Seiten einen vorstehenden Rand über die Backen des Zaumes übergreifen. Der Ring ist in der vorliegenden Abbildung durch einen Vorstecker mit der Welle *A* verbunden. Der obere Balken *C* des Zaumes, welcher hier abgebrochen gezeichnet ist, geht in seiner Verlängerung durch eine in einer vertikalen Säule angebrachte Oeffnung, innerhalb welcher er nach oben und unten nur so viel Spielraum hat, als für die gestatteten Schwankungen erforderlich ist. Hinter dieser Oeffnung ist er mit einer Federwage verbunden, deren Zeiger längs des für ihn getheilten Zifferblattes die Grösse der Anspannung angibt. Von den beiden Schraubenbolzen, welche die beiden Backen des Zaumes verbinden, ist der eine angemessen angeschraubt, der andere *D* stemmt sich unten mit seinem hervorstehenden Kopfe gegen eine an den untern Backen angelegte Unterlegscheibe und schraubt sich, wenn er gedreht wird, in eine oberhalb in den Balken *C* versenkte Mutter. Die Gewinde seiner Schraube sind fein und gehen leicht in der Mutter. Der Kopf verläuft unten in einen vierkantigen Zapfen, welcher so, dass einige Beweglichkeit gestattet ist, in eine Hülse einpasst, die sich an der Welle *E* befindet. Diese Welle ruht unten in einem Lager auf dem Gestelle und trägt das Rad *F*, auf welches in der später zu beschreibenden Art der Regulator einwirkt; die geringen Schwankungen, welchen der Zaum und daher auch der mit der Welle *E* zu verbindende Kopf ausgesetzt ist, machen nothwendig, dass diese Welle auch im Fusslager einige Flucht habe. Im obern Balken *C* ist über der Axe der Welle ein Canal zur Zuführung des Schmiermittels angebracht.

Zur Regulirung des Reibungswiderstandes dient ein gewöhnlicher Centrifugalregulator, welcher durch eine Schnur von der Welle aus in Umdrehung gesetzt wird. Seine Welle *G* ruht in einem Gestelle *H*, welches über der Welle *A* aufgestellt ist und zugleich die übrigen beweglichen Theile trägt. In diesem Gestelle sind oberhalb zwei Querstege angebracht, von denen der obere eine Führung, der untere das Fusslager

für die Welle *G* enthält; über dem erstern trägt die Welle *G* die Schnur-scheibe *I*, durch welche ihr die Bewegung mitgetheilt wird, unter dem-selben das Getriebe *K*, welches in ein Zahnrad *L* eingreift, welches viermal so viel Zähne als dieses Getriebe hat. Das Zahnrad ist an der durch die ganze Höhe des Gestelles gehenden Welle *M* frei drehbar aufgeschoben, mit dem Winkelrade *N* aber fest verbunden; letzteres greift in ein anderes Winkelrad *O*, welches sich um eine an das Gestell horizontal angesetzte Welle dreht, und ist mit dem dritten Winkelrade *P* im Eingriff, welches ebenfalls um die Welle *M* frei drehbar aufgeschoben ist. Zwischen den beiden Winkelrädern *N* und *P* liegt die Kuppelungs-büchse *Q*. Unterhalb ist an der Welle *M* ein Getriebe *R* angebracht, welches in das Zahnrad *F* von vierfacher Zähnezahle eingreift, das an der vorher erwähnten Welle *E* sich befindet.

Der Regulator hebt und senkt bei seiner Bewegung wie gewöhnlich die Büchse *S*; in die Spur desselben greift die Gabel des Hebels *T*, welcher auf der Säule *U* seinen Drehpunkt hat und durch die Hänge-stange *V* mit dem Hebel *W* verbunden ist, der auf der Säule *X* seinen Drehpunkt hat und mit seinem gegabelten Ende in die Spur der Kuppelungsbüchse *Q* eingreift. Diese letztere kann sich an der Welle *M* zwischen den Rädern *N* und *P* auf- und niederschieben, nimmt aber durch Nuth und Feder an der drehenden Bewegung der Welle Theil; befindet sie sich in der mittlern Stellung zwischen beiden Rädern, so drehen sich sowohl *N* als *P* frei um die Welle *M* herum, jedoch, da sie beide mit *O* im Eingriffe sind, nach entgegengesetzten Richtungen; in diesem Falle übt der Regulator gar keinen Einfluss auf die Schraube *D* und folglich auch keinen auf den ganzen Zaum; sobald aber, durch die Bewegung der Schwungkugeln und Büchse veranlasst, die Kuppelungsbüchse in ihre höchste oder tiefste Stellung tritt, so verbindet sie entweder das Rad *N* oder das Rad *P* mit *M* und trägt dabei die drehende Bewegung auf *E* und den Schraubenbolzen *D* über, und zwar in der Art, dass, wenn die Schwungkugeln aus einander gehen, *D* stärker zugeschraubt, wenn sie aber zusammenfallen, aufgeschraubt wird. Nach Verhältniss der an einander gerückten Räder machen *E* und *D* eine Umdrehung, wenn *G* deren sechzehn vollendet hat.

Um nun zugleich die Umdrehungsgeschwindigkeit der Regulator-welle und dadurch auch die der bewegten Welle *A* anzugeben, ist die Hängestange *V* an einer Stelle fein gezahnt, und befindet sich hier im Eingriff mit einer entsprechend gezahnten Scheibe, an deren Axe sich der Zeiger *Y* befindet, welcher sich an der mit entsprechender Eintheilung versehenen Scale *Z* vorüberbewegt. Es lässt sich nämlich leicht einsehen, dass bei grösserer Umdrehungsgeschwindigkeit der Welle *G* der Endpunkt des Hebels *T* und somit auch die Hängestange *V* tiefer stehen muss als bei geringerer Umdrehungsgeschwindigkeit, folglich lässt sich auch durch den mit dem Zeiger *Y* bestimmten Stand dieser Hängestange auf die gerade stattfindende Umdrehungsgeschwindigkeit schliessen.

Die *Société industrielle de Mulhouse* hatte für das Jahr 1828 (s. *Bulletin Vol. I.*) eine Preismedaille für den ausgesetzt, welcher mit dem PRONY'schen Zaum oder irgend einem andern Dynamometer die mecha-nische Arbeit mehrerer Umtriebsmaschinen von wenigstens 10 Pferdekraft messen und dadurch ein Kraftbestimmungsmittel an die Hand geben würde. Im Programm ist auf die bereits früher erwähnten Andeutungen von PRONY, HACHETTE u. s. w. verwiesen.



FOURNEYRON, welcher den Preis erhielt, unterrichtete die Gesellschaft von seinen an einem Wasserrad, welches zwei Blechwalzwerke in Gang setzte, und an seiner eben erfundenen Turbine vorgenommenen Untersuchungen. (*Bulletin de la Soc. ind. d. Mulh. Vol. II. p. 14 ff.*) Er brachte nämlich das eine Walzwerk ausser Verbindung mit dem Wasserrade, hob die obere Walze des andern ab, und brachte auf der festliegenden untern den Apparat in der durch Fig. 6 (Taf. 110) dargestellten Einrichtung an, welche wegen Uebereinstimmung der Buchstabenbezeichnung mit den frühern Figuren durch sich selbst deutlich ist. Damit bei der Schwierigkeit, den Balken *DE* immer horizontal zu halten, trotz der eintretenden Schwankungen der Hebelarm des Gewichtes sich nicht ändere, wurde am Endpunkte *E* ein Bogenstück mit *DE* verbunden, dessen Mittelpunkt sich in der Axe von *A* befand; von diesem aus ging ein Seil über die Leitrollen *O, O* nach der Gewichtsschale *Q*. Die Grösse der Schwankungen des Hebels nach der einen und andern Seite wurde durch das Auftreffen des Bogenstückes *H* oder der Gewichtsschale bestimmt. Der Halbmesser des Bogenstückes und somit auch der mechanische Hebelarm der Last betrug 14 Fuss; das Seil war  $\frac{5}{16}$  Zoll stark, daher befand sich in dem Bogenstück *H* eine Spur von  $\frac{5}{12}$  Zoll Tiefe. Sowohl vom Endpunkte des Bogens *H* als von der Gewichtsschale aus hing ein Seil herunter, wodurch das Seilgewicht so ausgeglichen wurde, dass nicht bei einer Veränderung der Stellung des Balkens *DE* mehr oder weniger Seilgewicht einwirken konnte. Der Balken *DE* bestand aus Eichenholz und war 7 Zoll breit, 8 Zoll hoch, die beiden Backen *CB* und *L* aber waren 14 Zoll breit und senkrecht über und unter der Welle 5 Zoll stark; die Walze hatte  $15\frac{1}{2}$  Zoll Durchmesser und daher eine reibende Fläche von 881 Quadratzoll.

Die Art der Beobachtung war folgende. Zuerst wurde der Zaum äquilibrirt (fr. *équilibré, taré*), wobei sich ergab, dass sein wirksames Gewicht auf den Umfang des Bogens *H* reducirt 124 Kil. betrug. Hierauf wurde das Wasserrad angelassen, und nachdem es seine grösste Geschwindigkeit angenommen hatte, der Zaum bei einem bestimmten aufgelegten Gewichte so lange zugeschraubt, bis die Welle eine gleichförmige Geschwindigkeit annahm; für diese wurde die Anzahl der Umdrehungen gezählt, dann ein neues Gewicht aufgelegt und auf gleiche Art verfahren, und so fort, so dass zuletzt aus den Angaben der Versuche berechnet werden konnte, bei welcher Geschwindigkeit das Wasserrad ein Maximum der Wirkung vollbrachte. Bei einer dieser Beobachtungen ergab sich, dass die Welle bei 16 Umdrehungen in einer Minute eine Gesamtbelastung von 213 Kilogr. tragen könnte; es war daher die mechanische Arbeit derselben nach Nr. 1, wenn man  $1' = 4,55^m$  annimmt,  $= 0,10472 \cdot 213 \cdot 4,55 \cdot 16 = 1623,84$  Kilogr. Meter  $= 21,65$  Pferdekräfte.

Am 26. April 1827 stellte FOURNEYRON mit THIRRIA Versuche an seiner zu *Pont sur l'Ognon* aufgestellten Turbine an, und fand die Wirkung derselben durch den Zaum 0,83 pCt. der aufgewendeten Bewegkraft oder zu 6,03 Pferdekräften.

In einigen allgemeinen, bei seinem Aufsätze befindlichen Andeutungen empfiehlt FOURNEYRON Bremsbacken, welche mit Holz oder Kupfer berühren, sorgsames Einschmieren und Besprengen mit Wasser; bei den Versuchen seien drei Arbeiter anzuwenden, von denen einer an der Pressschraube, einer an der Gewichtsschale stehen soll, während der dritte die Umgänge zählt und ausruft. Um eine vollständige Scale der Wirkungsart

der zu untersuchenden Maschine sich zu bilden, schlägt er vor, zuerst etwa 10 Kilogr. auf die Wagschale zu legen, und dann je 10 Kilogr. zuzulegen, bei jeder Belastung aber den Zaum zu voller Wirkung kommen zu lassen.

In Bezug auf den von FOURNEYRON am Ende angebrachten Bogen macht EGEN (Untersuchungen über den Effect einiger in Rheinland-Westphalen bestehender Wasserwerke. 1831. S. 52) die Bemerkung, dass FOURNEYRON sehr irre, wenn er glaube, durch denselben einen gleichen Abstand des Seiles von der Drehaxe zu erhalten, ist aber dabei insofern im Irrthum, als er voraussetzt, dass FOURNEYRON einen Bogen angebracht habe, dessen Mittelpunkt in *DE* liegt; vielmehr ist sowohl aus der Zeichnung als auch aus dem Text (a. a. O. p. 20) deutlich zu entnehmen, dass der Mittelpunkt des Bogens in der Umdrehungsaxe lag. Es lässt sich daher nur anführen, dass bei Anbringung eines solchen Bogens der Zweck, im Zaume ein immer gleiches statisches Moment der Last zu erhalten, deshalb nicht ganz erreicht wird, weil bei einer Lagenveränderung des Zaumes der Schwerpunkt desselben ebenfalls seinen Ort und daher auch seine Entfernung von der Umdrehungsaxe ändert, so dass von den beiden in Nr. 1 auftretenden Grössen  $aQ$  und  $aq$  zwar die erste immer gleichen Werth behält, die zweite aber für jede Stellung des Zaumes vermöge der Veränderlichkeit von  $q$  einen etwas andern Werth hat.

ALBERT SCHLUMBERGER (*Bulletin* a. a. O. p. 34) wiederholte die von FOURNEYRON beschriebenen Versuche mit dem Zaum an einer Dampfmaschine von  $4\frac{1}{2}$  Pferdekraften. Sein Apparat war dem FOURNEYRON'schen fast ganz ähnlich; der mechanische Halbmesser des ebenfalls an einem Bogen gehenden Seiles betrug 10 Fuss, die Länge der Backen  $1' 5''$ , ihre Breite  $6''$ , ihre Dicke  $4''$ , die Stärke der Welle  $4''$ , die Stärke eines Bolzens  $\frac{3}{4}$  Zoll, die Höhe eines Schraubenganges 0,64 Linie. Um den erforderlichen Druck hervorbringen zu können, wurden die Schraubenmuttern nicht direct, sondern durch die in *Fig. 7* in oberer Ansicht abgebildete Vorrichtung gedreht; die Schraubenmuttern *I* und *K* bestanden nämlich in Zahnrädern von 52 Zähnen, und zwischen beiden stand in beide eingreifend ein Getriebe von neun Zähnen, welches mit vier Armen *R* von 1 Fuss Länge versehen war. Die auf das Ende von *R* wirkende Kraft wurde hiernach 8168 mal vergrößert, die Reibungsfläche der Welle betrug 80 Quadratzoll und die der Backen 68 Quadratzoll. Die Welle machte 39 Umdrehungen in einer Minute. Bei der geringen Stärke der Welle war ein sehr bedeutender Druck erforderlich, und es entstand eine bedeutende Erhitzung.

SCHLUMBERGER schlägt, durch die Missverhältnisse seines Apparats belehrt, vor, einen aus zwei Theilen zusammenschraubenden Reibungsring von starken Dimensionen anzuwenden, welcher durch Keile oder Pressschrauben auf die zu untersuchenden Wellen aufzubringen sein würde, und zieht hölzerne Backen, welche, um nicht so leicht verkohlt zu werden, gehörig mit Wasser durchzogen sind, den mit Metall gefütterten vor.

ÉMILE DOLLFUS berichtet der *Société industrielle* ebenfalls (*Bulletin* a. a. O. p. 42) über Versuche, welche er bei Gelegenheit von FOURNEYRON's Preisbewerbung angestellt hatte. Diese Versuche wurden an einer stehenden Welle, die von einer Dampfmaschine bewegt wurde, angestellt, und zwar mit dem in *Fig. 8* von oben, in *Fig. 9* im Durchschnitt dargestellten Apparate. Die Reibungsfläche bildet ein Ring  $A_1$  von 24 Zoll Durchmesser und 12 Zoll Breite, mit einer zwischen zwei vorstehenden



Rändern liegenden abgedrehten Cylinderfläche. Im Ringe befindet sich eine quadratische Oeffnung von 8 Zoll Seite. Um den Ring auf einer Welle *A* zu befestigen, kann erst, wie es in *Fig. 8* und *9* abgebildet ist, eine geeignete Hülse zwischen beide eingeschoben und dann die Zwischenräume mit Keilen ausgesetzt werden; die Bremsbacken bestanden aus 5 — 6 Zoll tief eingeschnittenen Ahornstücken, deren gesammte Reibungsfläche etwa 531 Quadratzoll ausmachte; die Schraubenbolzen waren  $1\frac{1}{2}$  Zoll stark, der mechanische Hebelarm des Gewichtes bis zur Oberfläche des angesetzten Bogens betrug 15 Fuss. Von dem horizontalliegenden Bogenstück aus ging das Seil über eine Leitrolle in die vertikale Richtung nach der Gewichtsschale über. Die Anwendung von Wasser auf den reibenden Flächen zeigte sich als unvortheilhaft, es wurde ein ungleicher und vibrirender Gang hervorgebracht, welcher bei Anwendung von Schmiere verschwand. Um den Hebel *DE* besser in seiner Lage halten zu können und ihm nicht ein zu grosses Uebergewicht zu geben, wurde er nach dem Ende zu schwächer hergestellt; ausserdem erhielten die vorstehenden Ränder von *a* den Zaum in seiner Lage, und die Backen waren, wo sie unten auf dem Rande auflagen, mit Metall gefüttert.

Vor Anstellung der Versuche wurden die leeren Zwischenräume zwischen den Keilen verklebt, und der hohle nach oben gekehrte Raum des Ringes mit Wasser gefüllt, um den Ring kühl zu halten, was für eine nicht zu lange Dauer des Versuches auch erreicht wurde. Die Welle machte 41 Umdrehungen in einer Minute, trug auf der Wagschale ein Gewicht von 100 Kilogr. und hatte ungefähr 22 Pferdekräfte.

JOSEPH KÖCHLIN untersuchte im October 1828 im Auftrage der *Soc. industrielle* zu Mühlhausen (*Bulletin Vol. II. p. 250*) den Kraftüberschuss, welcher bei einer Woolf'schen Dampfmaschine vorhanden war, die in der Spinnerei von SCHLUMBERGER, STEINER u. Comp. 6800 Spindeln bewegte. Die Länge des mechanischen Hebelarmes betrug  $13' 7''$ , der aufgelegte Bremsring bestand aus zwei zusammengeschraubten Hälften und hatte  $30''$  Durchmesser und  $12''$  Breite, die Pressbacken waren dieselben wie vorher; der untere wurde auf der innern Seite verlängert und mit einem Gewicht zur Aequilibrirung des Zaumes beschwert. Ging die Maschine leer, so erforderte sie bei 26 Umdrehungen in einer Minute 158 Kilogr.; trieb sie dagegen die Spinnerei ohne den ausgerückten Etaleur, nur 86 Kilogr. Hiernach war ihr durch den Zaum gemessener Effect im ersten Falle 25,3, in andern 13,8 Pferdekräfte.

CORIOLIS (*du calcul de l'effet des machines, Paris 1829. p. 268*) hat einen Apparat vorgeschlagen, durch welchen die mechanische Arbeit einer veränderlichen Bewegkraft angegeben und zugleich auch registrirt werden kann. Wir versuchen in *Fig. 44* und *45* (Taf. 112) in der Endansicht und obern Ansicht eine Skizze dieses Apparates nach einer andern Vorrichtung zu gleichem Zweck im *Bulletin de la Soc. d'Encouragement Vol. XXVIII. p. 476* und *Taf. 411* zu entwerfen. Der Hebel *a* des Bremsdynamometers wird so angeordnet, dass sein Ende bei vermehrter Reibung eine (hier nicht mit gezeichnete) Federwage stärker zusammendrückt und sich daher etwas niederwärts bewegt. Auf der zu untersuchenden Welle *b* ist eine Schnurscheibe *c* aufgebracht, deren Schnur über eine grössere in der Nähe des Hebelrades liegende Schnurscheibe *d* geht; die Welle *e* der letztern ruht in einem besondern Gestell *f* und trägt das Rädchen *g* von einigen Decimetern Durchmesser, welches vermöge seiner Verbindung mit *b* eine Umdrehungsgeschwindigkeit annimmt, welche

der der Hauptwelle proportional ist. Um die Anzahl der Umdrehungen von  $e$  angegeben zu erhalten und zugleich die Wirkungen der Veränderung in der Bewegkraft zu registriren, dreht das Rädchen  $g$  einen Kegel  $h$ , dessen Axen in dem Rahmen  $i$  liegen, welcher auf der Platte  $k$  ruht, die in einer Führung auf dem Gestelle  $f$  aufliegt und parallel zur äussern Seite des Kegels  $h$  und zur Axe  $e$  hin- und hergeschoben werden kann. Der Rahmen  $i$  sitzt auf dem Träger  $l$  fest, welcher um ein an der Platte  $k$  angebrachtes Gelenk sich drehen kann und durch eine Feder  $m$  stets gegen das Rädchen  $g$  gedrückt wird, wodurch die Reibung vermehrt wird, welche die Uebertragung der Bewegung von  $g$  auf  $h$  vermittelt. Um die Seitenbewegung von  $h$  durch die Platte  $k$  in ihrer Führung zu bewirken, ist am Ende des Hebels  $a$  der zur Seite herausstehende Kamm  $n$  angebracht, gegen welchen sich das Reibungsrädchen  $o$  anlegt, das an der Platte  $k$  hervorsteht und durch Einwirkung der Feder  $p$  stets mit dem Kamme in Berührung erhalten wird.

Wenn sich nun der Hebel des Bremsdynamometers senkt und die an seinem Ende ihm Widerstand leistende Feder zusammendrückt, so sinkt der Kamm  $n$  ebenfalls und verschiebt die Platte  $k$  und den Kegel in dem Sinne, dass der schwächere Theil des Kegels mit dem Rädchen  $g$  in Berührung kommt, folglich  $h$  zu einer grössern Winkelgeschwindigkeit veranlasst wird als vorher; hebt sich dagegen bei einer geringeren an seinem Ende einwirkenden Kraft der Hebel  $a$  und mit demselben der Kamm  $n$ , so schiebt die Feder  $p$  die Platte  $k$  und den Kegel  $h$  weiter herein, es kommt der grössere Durchmesser von  $h$  mit  $g$  in Berührung, und es kann daher in  $h$  nur eine geringere Winkelgeschwindigkeit als vorher erzeugt werden.

Es lässt sich nun leicht dem Kamme  $n$  eine solche Form geben, dass bei gleicher Umdrehungsgeschwindigkeit der Hauptwelle  $b$  der Maschine die Umdrehungsgeschwindigkeit des Kegels  $h$  immer proportional mit der Grösse der im Endpunkte des Hebels einwirkenden Federkraft ist. Findet dies aber statt, so ist die Umdrehungsgeschwindigkeit von  $h$  gleichzeitig der Umdrehungsgeschwindigkeit von  $e$  oder von  $b$  und dem am Ende von  $a$  oder am Umfange von  $b$  wirkenden Drucke proportional, d. h. sie ist der durch die Hauptwelle fortgepflanzten mechanischen Arbeit proportional, und man kann daher die letztere durch die in bestimmter Zeit vollbrachte Anzahl Umdrehungen der Kegelwelle messen, welche durch einen bei  $q$  angebrachten Zählapparat angegeben werden kann.

Was aber die Forderung anlangt, dass bei gleicher Umdrehungsgeschwindigkeit von  $b$  oder  $e$  die Winkelgeschwindigkeit von  $h$  dem in  $a$  ausgeübten Drucke proportional gemacht werden soll, so lässt sich diese leicht so erfüllen, dass man auf das Ende von  $a$  Gewichte legt, die dadurch, und ohne dass die Reibung an der Welle wirkt, hervorgebrachten Senkungen misst, und nun dem Kamme  $n$  eine solche Form gibt, dass die bei verschiedenen Stellungen mit  $g$  in Berührung kommenden Radien von  $h$  mit den diesen Stellungen entsprechenden Gewichten umgekehrt proportional sind. Wirkte z. B. in der mittlern Stellung in  $a$  der Druck  $P$ , und senkte sich der Hebel so, dass gleicher Zunahme des Druckes auch gleiche Senkung entspräche, betrüge aber die Senkung für das Gewicht  $P$ , gegen den mittlern Stand die Grösse  $s$ , würde ferner der kleinere und grössere Halbmesser des Kegels  $h$  durch  $r$  und  $R$ , die Länge seiner Seite durch  $l$  bezeichnet, so wäre der mittlere Halbmesser  $\frac{R+r}{2}$ , folglich



nach einer Seitenverschiebung des Kegels um  $x$  der nachmalige Halbmesser der Berührung  $\frac{l(R+r) - 2x(R-r)}{2l}$ , es muss daher auch die Proportion statt finden:

$$5) P : P_1 = \frac{l(R+r) - 2x(R-r)}{2l} : \frac{R+r}{2},$$

woraus sich die Seitenverschiebung findet:

$$6) x = \frac{1}{2} l \frac{R+r}{R-r} \cdot \frac{P_1 - P}{P_1}.$$

Hieraus ergibt sich der Neigungswinkel des in diesem Falle geradlinig herzustellenden Kammes  $n$  gegen den Horizont

$$7) \operatorname{tang} a = \frac{s}{x}.$$

Ist die Senkung von  $a$  nicht proportional der Grösse des auf  $a$  wirkenden Druckes, so hat  $n$  eine gekrümmte Form, welche sich durch die zusammengehörigen Werthe von  $x$  und  $s$  bestimmen lässt.

Da bei dem beschriebenen Mechanismus die Umdrehungsgeschwindigkeit der Welle  $a$  erst durch ein paar Riemscheiben auf die Welle  $e$  und den Kegel übertragen wird und die letztere daher gehörig langsam umgehen kann, so ist nicht zu fürchten, dass der Kegel vermöge seines Trägheitsmomentes veranlasst werden sollte, die einmal erlangte Umdrehungsgeschwindigkeit auch dann noch beizubehalten, wenn sich eines der Elemente, welche auf dieselbe Einfluss üben, bereits geändert hat, oder dass durch ein momentanes Gleiten die Bewegungsübertragung von  $g$  an  $h$  nicht genau erfolgen sollte.

TH. BARROIS benutzte im Jahre 1829 ein Bremsdynamometer mit pendelförmigem Hebel (fr. *frein oblique*) zum Untersuchen einer Dampfmaschine mit 50 Pferdekräften (*L'Industriel par CHRISTIAN Vol. VIII. p. 1*). Die Einrichtung ist aus *Fig. 46* (Taf. 112) zu ersehen, in welcher die gewöhnlichen Theile des Bremsdynamometers eben so wie früher bezeichnet sind. Am Ende des Hebels  $DE$  ist ein Gewicht  $R$  angeschraubt, welches, jenachdem der Hebel von der Welle mehr oder weniger hoch gehoben wird, an einem grössern oder kleinern mechanischen Hebelarm wirkt und dadurch eine mehr oder weniger starke Einwirkung ausübt. Man kann die Einwirkung des Gewichtes auf den Zaum auch so erklären, dass man die vertikal niedergehende Wirkung in zwei Seitenkräfte zerlegt, von denen die eine tangential zu einem um die Axe von  $A$  gezogenen Kreise steht, die andere radial; nur die erstere Seitenkraft hält der Einwirkung der Welle auf den Zaum das Gleichgewicht, während die zweite nur zur Vermehrung der Reibung wirkt. Um den Erhebungswinkel des Hebels zu bestimmen, ist concentrisch mit der Axe von  $A$  ein Gradbogen  $OO$  angebracht, dessen Theilung den Nullpunkt da hat, wo sich der Zeiger  $T$  des Hebels für die Ruhelage des Zaumes befindet.

Bezeichnet man nach BARROIS das Gewicht des ganzen Zaumes nebst seinen Nebentheilen mit  $Q$ , den Abstand  $AS$  des Schwerpunktes von der Umdrehungsaxe (welchen man dadurch findet, dass man den zusammengesetzten Zaum über einer scharfkantigen Unterlage zum Gleichgewicht bringt) mit  $d$  und den Winkel, welchen der Schwerpunkt von der

Ruhelage an durchlaufen hat, mit  $\alpha$ , so soll das von dem Zaume angegebene Kraftmoment  $\frac{\pi n d Q \sin \alpha}{30}$  sein, was jedoch nicht wahr ist; denn

legt man durch die Axe von  $A$  die vertikale Ebene  $xx$ , nennt das Gewicht des links von dieser Ebene liegenden Zaumtheiles  $q_1$ , das des rechts liegenden  $q_2$ , ferner den Abstand des Schwerpunktes des linken Theiles von dieser Ebene  $d_1$ , des rechten Theiles  $d_2$ , so ist das Kraftmoment

$$8) P v = \frac{\pi n}{30} (d_1 q_1 - d_2 q_2),$$

welcher Ausdruck ein von dem vorhergehenden wesentlich verschiedenes Resultat geben kann, und in welchem die Grössen  $d_1$ ,  $d_2$ ,  $q_1$  und  $q_2$  von dem Erhebungswinkel  $\alpha$  abhängen, sich übrigens schwerlich auf einfache Art bestimmen lassen.

Richtiger und zugleich einfacher würde die Berechnung der in *Fig. 47* dargestellten Einrichtung geführt werden können. Hier ist dafür Sorge getragen, dass die Massen in dem Apparate symmetrisch gegen die Mittellinie zwischen  $A$  und  $R$  gruppirt sind, und dass der ganze Zaum in zwei Theile zerlegt werden kann, von denen der erste ganz indifferent ist, der zweite die eigentliche Einwirkung auf die Welle hervorbringt. Der erste besteht aus der nächsten Umgebung der Welle  $A$  und geht von dem Ende  $C$  und  $D$  bis zur Linie  $yy$ ; hier entspricht jedem materiellen Theile ein vollkommen gleicher auf der entgegengesetzten Seite der Axe und gleichweit von dieser entfernt. Der zweite Theil geht von der Linie  $yy$  an bis an das untere Ende  $BE$ . Der Schwerpunkt des ersten Theiles liegt in der Axe von  $A$ , der des zweiten in der Mittellinie, etwa im Punkte  $S$ . Bezeichnet man nun das Gewicht des untern Theiles mit  $Q$  und den Abstand von  $S$  bis zur Drehungsaxe mit  $d$ , so ist für den Erhebungswinkel  $\alpha$  das Kraftmoment der Welle

$$9) P v = \frac{\pi n d Q \sin \alpha}{30}.$$

Hierbei lassen sich  $d$  und  $Q$  mit einer für die practischen Beobachtungen genügenden Genauigkeit berechnen, wenn man sich die nöthigen Grundlagen dadurch verschafft, dass man die beiden Balken  $CB$  und  $DE$  in möglichst regelmässiger Form bearbeiten lässt, und ihr Gewicht sowie ihren Cubikinhalt ermittelt, bevor die Vertiefungen für die Metallfutter u. s. w. eingearbeitet sind.  $R$  würde auch in möglichst regelmässiger Form herzustellen sein.

BARROIS will bei diesem Zaum eine grosse Bequemlichkeit beim Experimentiren und namentlich sehr kleine Schwingungen beobachtet haben. Schwierigkeiten bei diesem Bremsdynamometer werden immer bleiben, wie auch schon EGEN bemerkte, dass kaum bis auf  $4^\circ$  genau die Ruhelage des Zaumes, d. h. also auch der Anfangspunkt der Gradtheilung angegeben werden kann, dass sich nur selten unter den der Untersuchung zu unterwerfenden Wellen ein freier Raum von 6—8 Fuss Höhe vorfinden wird, und dass die Herstellung und Anbringung eines Gradbogens in den meisten Fällen nicht leicht sein dürfte.

Nach GARNIER (*Annales des mines* 1837. tom. XII. p. 252) war bei Versuchen an einer Dampfmaschine bei Lille im Mittel aus 44 Beobachtungen  $\alpha = 42^\circ 53'$ , das ganze Gewicht  $Q$  des Zaumes 681 Kil.,



$d = 1,892^m$ ,  $n = 13,04 \cdot \frac{152}{33}$  (da nämlich der Zaum nicht an der Hauptwelle, sondern an einer durch das Vorgelege von 33 Zähnen mit dem Hauptwellrade von 152 Zähnen bewegten Welle sich befand). Hier nach ergibt sich die mechanische Arbeit zu 68,65 Pferdekraft.

P. N. C. EGEN hat in seinen „Untersuchungen über den Effect einiger in Rheinland-Westphalen bestehenden Wasserwerke“ (Berlin 1831) S. 54 die vortheilhafte Einrichtung eines einfachen, bequemen und richtigen Bremsdynamometers zu einem besondern Studium gemacht. Er bediente sich vorzüglich zweier Apparate, von denen der erste seiner allgemeinen Einrichtung nach in *Fig. 10* (Taf. 110) und das dazu gehörige Eisenband in *Fig. 17* und *18* (Taf. 111), der andere in *Fig. 14* — *16* (Taf. 111) abgebildet ist.

Für die Wellen der Hammerwerke und andere hölzerne Wellen, welche 2 — 4 Fuss dick waren, liess EGEN das Eisenband *BC* (*Fig. 10*, *17* und *18*) herstellen; es ist  $6\frac{1}{4}$  Zoll breit und besteht aus Gliedern *a*, *a* von 5 Zoll Länge, welche nach einem Halbmesser von 2 Fuss gekrümmt sind. Das Blech zu den Gliedern hat 1,6 Linien Stärke, es ist an den Enden umgebogen und sorgfältig erweitert; die durch je zwei Glieder hindurchgeschobenen Bolzen *c* haben 5 Linien Stärke, sind auf der einen Seite mit einem Kopfe versehen und laufen, um leicht ausgezogen werden zu können, etwas conisch zu. Durch eben solche Bolzen sind die beiden Stäbe *F* und *G* mit dem Ende des Bandes verbunden; der eine Stab *F* ist rund und hat bei *S* mehrere Löcher zum Durchschlagen eines Vorsteckkeiles, der andere ist viereckig und ist an seinem durch den Hebel *DE* geschobenen Ende mit einer flachen Schraube von  $1\frac{1}{2}$  Zoll Durchmesser versehen.

Die Wellen, auf welche der Apparat gelegt werden sollte, wurden auf 12 Zoll Breite glatt abgedreht, stark mit Talg geschmiert und zwischen dem Bande *BC* und dem Hebel *DE* von 12 Fuss Länge, 6 Zoll Breite und 7 Zoll Höhe eingeklemmt; um den Balken nicht zu schwächen, wurde er senkrecht über dem Wellmittel nur ein klein wenig ausgenommen, dann aber mit dem Backen *L* durch ein paar Nägel verbunden; der letztere genügt in der durch *Fig. 10* dargestellten Art vollkommen, eine Verschiebung des Balkens zu verhindern. Durch Einsetzen oder Weglassen einzelner Glieder, sowie durch Versetzen des Keiles bei *S* aus einer Oeffnung in *F* in die andere lässt sich der Apparat leicht allen Welldimensionen anpassen. Unter der Welle ist fast gar kein Raum erforderlich. Das vordere Ende des Hebels wird so durch Seile und Böcke eingezäumt, dass es nur Schwingungsbogen von 1 —  $1\frac{1}{2}$  Fuss Ausdehnung machen kann. Bei der in *Fig. 10* angegebenen Umdrehungsrichtung der Welle *A* wird bei *H* ein an einer Klammer befindlicher Haken angelegt, von welchem aus ein Seil über eine Leitrolle nach einer Gewichtsschale geht; um den Angriffspunkt der Schnur genau bestimmen zu können, ist die Klammer von innen mit einer scharfen Kante versehen und drückt sich daher mit einer bemerklichen Spur in den Balken ein. Da das Gewicht auf und nieder steigt, so ist es nicht nöthig, den Reibungs- und Steifigkeitswiderstand an der Rolle in Rechnung zu bringen. Dieser Widerstand bringt hier den Vortheil, dass er die Schwankungen des Hebels ermässigt.

Bei den Versuchen wurde vor der anzustellenden Messung die Welle mit angezogenem Brems unter Zusetzung von Talg längere Zeit im Gange

erhalten und dadurch die Reibungsfläche sehr glatt gemacht. Wurde dann das passende Gewicht aufgelegt, so machte der Zaum zwar noch beträchtliche Schwankungen, es liess sich aber die Welle mittels der Schrauben so reguliren, dass die Anzahl ihrer Umdrehungen in einer Minute bei 20 — 25 nur selten um eine differirte, was im äussersten Falle eine Genauigkeit von 5 pCt. gibt. Bei sorgfältiger Bedienung kann man jedoch die mittlere Geschwindigkeitsdifferenz nur zu 2 pCt. annehmen. Die Erhitzung ist zwar so stark, dass der Dampf aufsteigt, doch aber nicht so gross, dass die Reibung verändert oder die Welle ausser geringer Verköhlung an der Oberfläche wesentlich angegriffen würde. Die Einführung von Wasser in die mit Schmiere versehene Reibungsfläche macht die Beobachtung dadurch unzuverlässig und gefährlich, dass der Zaum in eine hüpfende und stossende Bewegung kommt.

Um die Reibung gleichförmiger zu machen, schlägt EGEN später vor, für Holzwellen statt des gegliederten Bandes einen Blechstreifen von 6 — 7 Zoll Breite und  $\frac{1}{2}$  Linie Dicke anzuwenden, welcher um den halben Umfang der dicksten Holzwellen herumreicht und daher ungefähr 4 Fuss lang ist; am Ende hat dieser Streifen Gelenke, wie sie *Fig. 17* und *18* angeben, und mit denselben werden entweder die Stäbe *F* und *G* direct, wie bei kleineren Wellen, oder durch Einsetzung mehrerer Zwischenstücke, wie bei stärkeren Wellen, verbunden. Die Vorrichtung würde sonach haltbar genug werden, um den gewöhnlich durch Holzwellen fortgepflanzten Bewegkräften Widerstand leisten zu können.

Der zweite genauere und allgemeiner anzuwendende dynamometrische Apparat von EGEN, den *Fig. 14* in der Seitenansicht, *Fig. 16* theilweise in vorderer Ansicht und *Fig. 15* in parallelem Durchschnitt mit der vorderen Ansicht darstellen, besteht aus einem gusseisernen Ringe  $A_1$  mit hohen Rändern, zwischen denen sich eine genau abgedrehte cylindrische Bahn befindet. Die hohen Ränder geben dem Ringe die erforderliche Steifigkeit und verhindern das Abgleiten des Bremsbandes. Die beiden Hälften des Ringes schliessen bei *aa* an einander und sind hier durch zur Seite vorstehende Lappen mit vier genau einpassenden Schraubenbolzen von  $1\frac{1}{4}$  Stärke verbunden. Die Verschiebung beider Hälften auf einander wird theils durch die Schraubenbolzen, theils durch besonders eingesetzte (in der Zeichnung punktirt angegebene) Versetzstifte verhindert. Auf jeder Seite des Ringes sind ausserdem noch um  $120^\circ$  von einander abstehend drei Lappen *b, b, b* angegossen, welche durchbohrt und mit messingenen Muttern ausgefütert sind, von welchen auf der einen Seite noch  $\frac{1}{4}$  Zoll starke Platten vorstehen. Durch die Muttern werden die sechs Stellschrauben  $A_2$  geschraubt, welche unten mit stumpfen Spitzen versehen sind und sich mit denselben, ohne stark angezogen zu werden, in der Oberfläche einer hölzernen Welle so tief eindrücken, dass der Ring mit der Welle fest genug verbunden ist.

Bei hölzernen Wellen von 12 — 27 Zoll Durchmesser kann der Ring unmittelbar aufgebracht und justirt werden; eiserne Wellen und hölzerne von weniger als 12 Zoll Stärke müssen erst mit einem hölzernen Futter von etwa 18 Zoll Länge versehen werden, in welches die Spitzen der Schrauben sich einsenken. Der Sattel *L* ist von trockenem Eichenholz und oberhalb bei *c* etwas ausgehöhlt, damit der auf ihm ruhende Balken *DE* nicht nur einen Druck senkrecht herunter, sondern auch an den Punkten *d* und *e* einen Seitendruck gegen den Ring ausübe; die untere ausgehöhlte Seite des Sattels ist erst mit einer  $\frac{1}{4}$  Zoll starken Platte aus



Eisen und dann mit einer eben so starken Platte aus Glockenmetall gefüttert. Die Reibungsfläche des Sattels ist mit Furchen vom Punkte *f* aus versehen, durch welche das von oben zuströmende Baumöl über die ganze Fläche des Ringes verbreitet wird. Bei *f* ist daher der Sattel durchbohrt. Um die Menge des für die Versuche gerade erforderlichen Baumöles genau reguliren und daher die durch das Schmiermittel herbeigeführten Ungleichförmigkeiten in der Reibung vermeiden zu können, ist durch eine Durchbohrung des Balkens *DE* der Trichter *g* hindurchgeschoben, welcher ziemlich bis nach *f* reicht; in demselben befinden sich die beiden Stege *i* und *k*, durch welche das Stäbchen *h* hindurchgeht und genau in der Mitte des Trichters erhalten wird. Am untern Ende ist das Stäbchen bei *l* mit einer kleinen Platte versehen, welche den offenen Raum im Trichter ziemlich ausfüllt; bei *k* trägt dasselbe ein Schraubengewinde und *k* selbst die dazu gehörige Mutter. Dreht man nun *h* an dem oberhalb befindlichen Griffe, so wird es entweder ein wenig gehoben oder gesenkt, und regulirt so die Menge des stetig zugehenden Oeles. Die Schraubemutter bei *K* ist entweder sechseckig oder achteckig und wird mit einem 3 Fuss langen und 1 Zoll dicken Schlüssel regiert. Ein Mann kann in der Regel den Schlüssel führen; bei beschränktem Raume ist die achteckige Form der Mutter der sechseckigen vorzuziehen.

Bei der Beobachtung wird der Hebel etwa durch Seile, von denen die am Hebel hängenden zur Belastung geschlagen werden, in seinen Schwankungen so eingeengt, dass er etwa 3 Fuss Spielraum behält. Ist der Hebel mit dem angemessenen Gewichte beschwert und die Mutter durch den Schraubenschlüssel genügend angezogen, so hält ein Arbeiter mit der einen Hand den Schlüssel, mit der andern den Hebel und erkennt aus den Bewegungen des letztern, die er zugleich ermässigen kann, in welchem Sinne die Mutter zu drehen ist. Die Beobachtung der Zeit, in welcher hinter einander folgend eine gleiche Anzahl von Umdrehungen erfolgt ist, setzt eine richtige und gut gehende Uhr, etwa eine Centrifugalsecundenuhr, voraus. Statt des Gewichtes kann auch der Hebel durch ein Seil mit einer an einem Widerstande befestigten Federwage verbunden werden; in diesem Falle muss ein Beobachter den zu verschiedenen Zeiten stattfindenden Stand des Zeigers dieser Wage ablesen, und dabei aus den äussersten Stellungen, welche den Schwankungen des Hebels entsprechen, das Mittel nehmen. Geht das Instrument länger, so wird es sehr heiss; EGEN liess es daher zwischen den Beobachtungen mit nassen Tüchern abkühlen. Derselbe wendete bei 580 ℔ Belastung einen grössern Hebelarm von  $10\frac{1}{2}$  Fuss an. Der Apparat kostete etwa 100 Thlr., wog 600 ℔, und Versuche konnten in 5 — 6 Stunden, die Zeit zum Aufbringen des Apparates eingerechnet, vollendet werden. Auf der Welle nimmt der Ring 15 Zoll Länge ein und setzt nach unten und nach der einen Seite einen freien Raum von 22 Zoll voraus. Auch bei diesem Instrumente ist die Zuführung des Wassers zur Schmiere nachtheilig, da sich eine stossende Bewegung einstellt.

Soll der Apparat an einer stehenden Welle angebracht werden, so muss das Ende des Hebels an einer Schnur aufgehängt und das Gewichtsseil über eine Rolle geführt oder die Federwage gehörig unterstützt werden.

Die Genauigkeit, welche mit dem Instrumente erreicht werden kann, gibt EGEN nach den zahlreichen von ihm angestellten Versuchen zu  $\frac{1}{2}$  pCt.

für jede einzelne Beobachtung an, so dass also durch Wiederholung einiger Beobachtungsreihen ein Resultat erlangt werden kann, welches den practischen Anforderungen auf das Vollständigste entspricht.

E. WEBER untersuchte 1832 eine FOURNEYRON'sche Turbine bei Bésançon mit einem Dynamometer, wie es bereits früher durch die *Société industrielle de Mulhouse* angewendet worden war (*Bulletin T. V. p. 433*). Der Bremsring hatte 2 Fuss Durchmesser, der Halbmesser des aufgehängenen Zaumes betrug  $10\frac{1}{2}$  Fuss, die Breite der Reibungsfläche 6 Zoll; beim grössten Effect war die Belastung bei 22,03 Umgängen in einer Minute 275 Kilogr., so dass die Leistung in einer Secunde 2207 Kilogr. Meter oder 29,4 Pferdekraft war.

ARTHUR MORIN bediente sich bei seinen ausführlichen Versuchen über die Leistung der Wasserräder (*Expériences sur les roues hydrauliques, Metz 1836*) eines dem EGEN'schen nachgebildeten Bremsdynamometers (fr. *frein à anneau mobile*), bei welchem der Durchmesser des Ringes  $0,8^m$ , der Vorsprung der Ränder  $0,03^m$  und die Breite der Reibungsfläche  $0,1^m$  betrug. Die Stellschrauben waren auf  $0,25^m$  Länge geschnitten; zwischen den Ring und die Wellenoberfläche wurden zu besserer Befestigung Holzkeile, und zwar stets paarweise, so dass die untere und obere Fläche eines solchen Paares von Gegenkeilen parallel waren, in drei- bis vierfacher Anzahl vorsichtig eingetrieben. Das Band war ein Gliederband, wie *Fig. 17* und *18*, und bestand aus acht Platten von  $0,005^m$  Dicke, welche durch Bolzen von  $0,005 - 0,006^m$  Stärke verbunden und nach einem etwas grösseren Halbmesser als der Ring gekrümmt waren, damit die an den Gelenken entstehenden Winkel die Schmiere und etwaige Unreinigkeit aufnehmen konnten; an den Enden waren Stäbchen von  $0,015^m$  Stärke eingeschoben, um das Band mit den beiden Bolzen von  $0,6^m$  Länge und  $0,03^m$  Stärke zu verbinden, welche durch den Hebel geschoben wurden. Der letztere bestand aus Fichtenholz und hatte  $0,15^m$  Breite und  $0,2^m$  Höhe. Die Grösse der Schwingungen des Hebels wurde durch zu beiden Seiten der Welle untergeschobene Böcke bestimmt.

Bei den Versuchen, die mit sehr verschiedener Belastung angestellt wurden, bemerkte MORIN, dass trotz guter angewendeter Schmiere stets eine Veränderung der Reibung an der Oberfläche des Ringes, nämlich ein Schaben und ein ungleichförmiger Gang eintrat, wenn die Grösse des Reibungswiderstandes an der Oberfläche 1000 — 1200 Kilogr. überstieg. Er rath daher, bei kräftigen, langsam umgehenden Wellen die Dimensionen des Ringes so zu berechnen, dass der Reibungswiderstand noch nicht diese Grösse erreicht; bezeichnet daher  $r$  den Halbmesser des Ringes,  $S$  den grössten noch gestatteten Druck von etwa 4000 bis 4500 Kil. auf 1 Quadratmeter Reibungsfläche und  $F$  die Grösse der Reibungsfläche am Ringe, so muss

$$10) \left\{ \begin{array}{l} S > \frac{a}{r} \frac{Q+q}{F} \text{ oder} \\ r > \frac{\alpha(Q+q)}{FS} \end{array} \right.$$

sein, wenn die Reibung durch den Druck nicht verändert werden soll.

Bei den höchst gelungenen Versuchen, welche MORIN an der Turbine in der mechanischen Weberei zu Müllbach (im franz. Departement Niederrhein)



anstellte (ARTHUR MORIN, *expériences sur les roues hydrauliques à axe vertical. Metz 1838. p. 31*), hatte der Ring 1,25<sup>m</sup> Durchmesser und 0,25<sup>m</sup> Breite; er wurde von zwei hölzernen Sätteln umschlossen und der mechanische Krafthalbmesser betrug 2,99<sup>m</sup>; das Ende des Hebels wurde durch eine 6 — 7<sup>m</sup> lange Schnur, die oberhalb befestigt war, in horizontaler Lage erhalten, und durch ein aufgehängtes Bleiloth wurde die Lage angegeben, bei welcher der Hebel winkelrecht auf dem Seile stand, welches von seinem Endpunkte aus über eine Leitrolle nach dem Gewichte ging. Die Abkühlung und Benetzung der Reibungsfläche erfolgte durch eine Spritze. Der Zaum ging halbe Stunden lang so ruhig, dass der Arbeiter an der Schraube gar nichts zu thun hatte, und bei den Versuchen, wo die grösste Bewegung zu spüren war, betrug die Schwankungen rechts und links von der Gleichgewichtslinie doch nur 0,02 — 0,03<sup>m</sup>. Die mechanische Arbeit betrug 2,4 bis 91 Pferdekräfte und zwar bei 8,13 Kil. Belastung und 72 Umdrehungen oder bei 330 Kil. Belastung und 66,1 Umdrehungen.

DE SAINT-LÉGER machte 1837 in den *Annales des Mines (T. XII. p. 67)* eine Abhandlung über das Bremsdynamometer bekannt, in welcher ausser dem bereits Bekannten folgende Notizen enthalten sind. St. LÉGER wendete bei Versuchen mit einer Welle von etwa 30 Umdrehungen und 10 — 12 Pferdekräften eine Disposition des Zaumes nach *Fig. 28* (Taf. 112) an, bei welcher der Schwerpunkt in der Umdrehungsaxe liegt; der gusseiserne Ring *A*<sub>1</sub> hatte 0,6<sup>m</sup> Durchmesser und 0,4<sup>m</sup> Breite, die Arme *DE* und *BC* waren aus Eichenholz 7 und 8 Zoll stark. Während des Versuches wurden die Reibungsflächen äusserlich durch eine kleine Feuerspritze mit Wasser befeuchtet, wodurch sich ein rückender und stossender Gang herstellte, der selbst bei Zuführung von Oel, Fett und Graphit nicht eher aufhörte, als bis der abkühlende Wasserstrahl gegen die innere Fläche des Ringes gerichtet wurde. Nachdem dies geschehen war, ging die Maschine 6 Stunden lang mit dem Zaume ganz sanft. Nach dieser Erfahrung construirte St. LÉGER sein Bremsdynamometer so, wie es in der folgenden Beschreibung näher angegeben und in *Fig. 21* und *Fig. 22* abgebildet ist. Es sollte für Wellen von 5 — 20 Centimeter Stärke, mit 6 — 40 Pferdekräften, in horizontaler und vertikaler Lage, bei rundem und eckigem Querschnitt anwendbar sein.

*Fig. 21* (Taf. 111) ist eine obere, *Fig. 22* eine vordere Ansicht des Ringes mit aufgelegten Balken und Band, *Fig. 23* ein Durchschnitt parallel zur Bildebene der *Fig. 22* von dem Bremsbande und der untern Ringhälfte, *Fig. 27* der entsprechende Durchschnitt der obern Ringhälfte; *Fig. 24* die obere Ansicht der untern Ringhälfte, entsprechend der Darstellung in *Fig. 21* mit schraffirter Berührungsfläche; *Fig. 25* ein vertikaler Durchschnitt durch den obern Balken und den Sattel, um die Art der Befestigung des Endes von dem einen Bremsbande zu zeigen; *Fig. 26* ein vertikaler Durchschnitt durch die Mitte des Ringes, rechtwinkelig gegen die Bildebene von *Fig. 22*.

Der Ring (fr. *lanterne*) ist aus Gusseisen in zwei einander ganz ähnlichen Theilen hergestellt; die Berührungsflächen beider Hälften, welche in einer durch die Axe der Welle gehenden Ebene liegen und von denen die eine in *Fig. 24* schraffirt dargestellt ist, sind mit einer Hobelmaschine bearbeitet und schliessen wasserdicht auf einander. Die beiden Seiten des Ringes, welche bei vertikalem Stande desselben als die vordere und hintere bezeichnet werden können, sind nicht ganz gleich; die hintere

hat äusserlich einen umlaufenden hohlen Raum, welcher durch viele Oeffnungen mit dem Innern des ganzen Ringes, nicht aber nach aussen communicirt. Sowohl die cylindrische Oberfläche des Ringes als die beiden anstossenden Ränder sind sorgfältig abgedreht. Die beiden Ringhälften *a* und *b* werden durch vorstehende Lappen *c* unverrückbar dadurch verbunden, dass durch dieselben in der Mitte verjüngt zulaufende Versetzstifte und ausserdem noch je zwei abgedrehte Schraubenholzen in gebohrte Löcher eingesetzt werden. Die Versetzstifte sind in *Fig. 22* punktirt und in *Fig. 27* theilweise punktirt zu sehen, die für dieselben bestimmten Löcher sieht man in *Fig. 21* und *24*. Die Lappen *c* sind in *Fig. 23* punktirt angegeben. Die cylindrische Oberfläche ist in jeder Ringhälfte durch sechs Rippen *ll* nach den Seitenwänden zu, um grössere Widerstandsfähigkeit zu erhalten, abgesteift und die Seitenwände nach der Oeffnung zu, wo sich die Keile anlegen, verstärkt. Der Ring wird durch acht Keile *m*, von denen jede Seite des Ringes vier erhält, auf der Welle *A* befestigt und centrirt. Diese Keile sind 5 — 6" lang und nach Erfordern stark.

Der Ring wird fast auf die Hälfte von dem eichenen Sattel *L* umfasst, eben so unterhalb fast auf die Hälfte des Umfanges von dem Buchenholzkrümmling *e*, welcher aus einzelnen keilförmig zusammengesetzten und innerlich nach der Cylinderoberfläche des Ringes abgearbeiteten Stücken zusammengesetzt ist, umspannt; die Stücke *e, e* werden zu beiden Seiten durch die Ringstücke *g, g* (*Fig. 22* und *26*) und am Umfange durch die Ringstücke *h, h* zusammengehalten und haben in der Mitte eine eingedrehte Spur, über welche sich das Eisenband *ff* legt, dessen Verschiebung gegen diesen buchenen Krümmling bei *B* und *C* (*Fig. 22* u. *23*) durch die angeschraubten Anschläge *d, d* gehindert wird. Bei den Versuchen war kaum irgend eine Abnutzung dieser Buchenkeile zu bemerken. Der Sattel *L* hat an beiden Stirnseiten einen Falz, in welchen sich das Band *ff* einlegt, welches oben in Schraubenspindeln ausläuft. Zu beiden Seiten desselben liegen die Arme *DE* und *D<sub>1</sub>E<sub>1</sub>*, welche nach entgegengesetzten Richtungen gehen und anfänglich dazu bestimmt waren, um sich gegenseitig im Gleichgewicht zu halten; später wurde die Disposition *Fig. 35* — *38* (Taf. 112) gewählt, bei welcher ein Arm aus zwei in der gezeichneten Art mit einander und mit dem Bogen verbundenen Pfosten besteht, was wegen der Leichtigkeit vorzüglich auch für vertikale Wellen empfehlenswerth ist. Ueber beide Arme gehen die eisernen Klammern *i, i* weg, deren heruntergehende Arme durch hölzerne Keile *k, k* am Verschieben gehindert werden. Die Schraubenspindeln bei *I* und *K* waren 25 Centim. lang, 41 Millim. stark und mit scharfen Gängen von 3,94 Millim. Ganghöhe versehen.

Bei der Aufbringung des Ringes auf die Welle wurde Sorge getragen, einen Punkt zu wählen, welcher möglichst nahe an einem Lager sich befand. War die Welle vierkantig, so konnte die Aufkeilung des Ringes ohne weitere Vorbereitung statt finden, war dagegen die Welle rund, so musste an jeder Stelle, wo ein Keil sitzen sollte, eine kleine Facette von 25 Millim. Breite und 18 Centim. Länge angearbeitet werden; sollte diese geringe Schwächung der Welle nicht erlaubt sein, so kann man die Aufbringung nach *Fig. 33* und *34* (Taf. 112) vornehmen. Ist nämlich die runde Welle *a* von den an ihr haftenden Unreinigkeiten befreit, so wird sie mit Kreide bestrichen und ein Futter *b* aus halbzölligem Bleche, welches aus zwei genau passenden Halbcylindern besteht, umgelegt; dieses Futter wird durch die Keile *c, c*, welche gegen dasselbe und



gegen die aus zwei Hälften zusammengeschrubten Ringe stemmen, fest an die Welle angepresst, und enthält an den Stellen  $e, e$  die zur festen Lage der Justirkeile erforderlichen Facetten. Beim vorläufigen Centriren des Ringes werden alle acht Keile aus Eichenholz gemacht; sollen aber die Beobachtungen beginnen, so werden die an den Verbindungsstellen der Ringhälften sitzenden durch eiserne Keile ersetzt. Wollte man auch die andern beiden Keile aus Eisen machen, so gibt sich der Spalt zwischen den Ringhälften leicht aus einander. Nach dem Centriren darf die Abweichung vom Rundlaufen nur 1 Millim. betragen.

Bei horizontaler Lage der Welle wurde die Aequilibrirung auf folgende Art vorgenommen. Nachdem die einzelnen Theile des Zaumes über den Ring gelegt und lose zusammengeschrubt waren, wurde senkrecht über der Umdrehungsaxe zwischen Ring und Sattel ein oben kantig gearbeiteter prismatischer Stab eingeschoben, welcher dem Zaum als Umdrehungsaxe diente; hierauf wurde von dem Punkte  $H_1$  aus von unten nach oben ein Seil über den Bogen  $H$  gelegt und über die sehr gut gearbeitete Leitrolle  $O$  (ihre Axe läuft auf einer Frictionsrolle) nach der Gewichtsschale  $R$  geführt; ein anderes Seil ging von dem obern Ende des Bogens nach der Schale  $S$ . Auf diese Art ist der Apparat so eingerichtet, dass er für rechts und links gehende Wellen gleichmässig geeignet ist. Auf die Gewichtswagschale  $R$  wird nun so lange Gewicht gelegt (nach der frühern Bezeichnung das Aequilibrirgewicht  $q$ ), bis die Wagschale eine eben so grosse Kraft braucht, um in die Höhe, als um herunter bewegt zu werden, was sich durch eine empfindliche Federwage untersuchen lässt. Bei St. LÉGER's Versuchen war gewöhnlich  $q = 40$  Kil. und die Kraft zum Auf- oder Niederbewegen der Wagschale 0,25 Kil. Bringt man nun den auf die bisher beschriebene Art eingerichteten Zaum nach Wegnahme des Prismas auf den Ring, so befindet er sich, wenn auf  $R$  das Gewicht  $q$  liegt, noch in instabilem Gleichgewicht, insofern der Schwerpunkt des ganzen Zaumes, welcher offenbar über der Horizontalinie  $xx$  liegt, bei einer aufwärts gehenden Bewegung des Hebels der durch die Welle gezogenen Vertikalebene sich nähert, bei niederwärts gehender Bewegung sich von ihr entfernt.

Um diesem Uebelstande abzuhefen, schlägt St. LÉGER drei Wege vor, von welchen er den zweiten angewendet hat. Zuerst könnte man nämlich den Schwerpunkt des Zaumes aufsuchen, von ihm aus eine gerade Linie durch die Axe ziehen, und auf der Gegenseite in dieser Geraden ein Gewicht anbringen, dessen statisches Moment dem des ganzen Zaumes gleich ist. Dieses Verfahren, welches durch die Disposition *Fig. 28* und *Fig. 2* ausgeführt ist, lässt sich gewöhnlich wegen Mangels an Platz nicht anwenden. Ferner kann man, wie es St. LÉGER gethan hat, etwa  $1,5 - 2^m$  unter der Axe durch eiserne Bänder verbunden ein Aequilibrirungsgewicht in  $T$  anbringen, durch welches der Schwerpunkt des ganzen Zaumes in die Horizontalebene  $xx$  herabgerückt wird. Um die Grösse des Gewichtes  $T$  zu finden, hat man den ganzen Zaum über den Ring geschrubt horizontal auf eine scharfe durch den Mittelpunkt des Ringes gehende Kante zu legen, wie es *Fig. 35* zeigt, wenn man sich dieselbe als horizontale Projection und  $xx$  als die darunter liegende Kante denkt, und dann in  $T$  so viel Gewicht versuchsweise aufzulegen, bis der Zaum im Gleichgewicht steht. Nach der dritten Disposition endlich zieht man den Schwerpunkt in die Linie  $xx$  dadurch herab, dass man dem Hebelarme  $DE$  (*Fig. 35*) die Lage  $D_1E_2$  gibt, also den Bogen  $H$  oben auf

denselben aufsetzt. Bei der angegebenen Einrichtung hat der Hebel ein eben so grosses Bestreben, sich niederwärts, als sich aufwärts zu bewegen, und die Schwingungen werden etwa  $11 - 12^\circ$  betragen, wobei der Hebelarm für das eigene Gewicht des Zaumes sich etwa um  $\frac{1}{5}$  verkürzt.

Um die Reibungsfläche während der Versuche möglichst kühl zu erhalten, zeigte sich die Einführung von Wasser in den hohlen Raum des Ringes durch eine gewöhnliche Handspritze als vollkommen genügend. Das Rohr *u* (Fig. 39) dieser Spritze wurde nach dem hohlen Raume, welcher unmittelbar um die Welle zwischen den Keilen *m, m* (Fig. 22) bleibt, gerichtet; durch die Oeffnungen *o, o* floss das Wasser wieder ab. Um zu verhindern, dass durch das abfliessende und abspritzende Wasser das Etablissement verunreinigt werde, ist neben dem Zaume der Mantel *rr* angebracht, welcher unterhalb in den Schlauch *s* verläuft und durch denselben das Wasser nach dem Abzugsbehälter *t* führt. St. LÉGER schlägt zwar auch einen Apparat vor, bei welchem die Feuerspritze durch acht am Ring angebrachte, gekrümmte Röhren ersetzt wird, von denen vier stets Wasser schöpfen, vier andere stets ausgiessen, allein wegen der Einfachheit, und da die letztere schwerlich eine Umhüllung ganz entbehrlich macht, ist die erstere Einrichtung vorzuziehen.

Zum Schmieren wurde Seife mit Graphit zusammengerieben in festem Zustande angewendet und von dem Arbeiter stückweise in den offenen Raum bei *B* oder *C* gebracht. Die Bewegung der Schrauben kann ein Arbeiter sehr gut 6 Stunden lang mit dem Schlüssel Fig. 32 verrichten, wenn bis zu 10 Pferdekraft die Welle nicht weniger als 30 Umdrehungen macht; ist die Kraft grösser oder die Umdrehungszahl geringer, so muss ein Schlüssel nach Fig. 30 und 31 angewendet werden. Hier ist auf die Klammer *i* an der einen Seite das Stück *xx* angesetzt, welches eine Umdrehungsaxe für das Getriebe *w* darbietet; letzteres greift in das Zahnrad *v*, welches in seiner Nabe die Schraubenmutter enthält, wird aber selbst durch den Hebel *z* bewegt, welcher durch den um den oberen vierkantigen Theil von *w* liegenden Zaum *y* geschoben ist. Da sich die Schwankungen mit der zu bewegenden Masse verkleinern, so kommt es dem an der Schraube stehenden Arbeiter zu Gute, wenn man auf die beiden Wagschalen *R* und *S* Gewichte legt, welche sich gegenseitig im Gleichgewicht halten, daher eine andere Wirkung auf den Zaum nicht ausüben können, als dass sie die bei jeder Schwankung in Bewegung zu setzende Masse vergrössern.

Soll der Apparat auf eine vertikale Welle aufgebracht werden, so ist die Art der Justirung dieselbe wie vorher; nur muss die vorher als die hintere angeführte Seite die unterste Stellung einnehmen. Die Disposition des Apparates in vertikaler Stellung zeigt Fig. 29 zugleich mit der Einrichtung zum steten Kühlen. Durch das Ausgussrohr *a*<sub>1</sub> strömt hier Wasser in ein ringförmiges Gefäss *b*<sub>1</sub>, welches über dem mit der Welle verbundenen Bremsringe durch die Unterzüge *l*<sub>1</sub>, *l*<sub>1</sub> getragen wird und durch das Rohr *c*<sub>1</sub> Wasser in den innern Raum des Ringes liefert. Die Oeffnungen an der untern Seite neben den Justirkeilen *m, m* sind so weit mit Keilen *f*<sub>1</sub>, *f*<sub>1</sub> u. s. w. verwahrt, dass die Menge des unten abfliessenden Wassers geringer ist als die des zuströmenden, das Wasser wird daher in einer solchen Höhe innerhalb des Ringes erhalten werden, dass sein Spiegel wenig unter der obern Fläche steht, und zwar so hoch als die Mündung des Ausströmungsrohres *d*<sub>1</sub>, welches durch das Loch *n* in der untern Wand des Ringes hindurchgeht. Hiernach wird die ganze



innere Fläche des Ringes stets mit Wasser in Berührung bleiben und daher auch durch dasselbe gekühlt werden. Da aber auch der Zaum auf der unten vorstehenden Ringfläche von  $e_1$  aufliegt, so ist hier ebenfalls eine stete Kühlung erforderlich; der hohle Raum von  $e_1$  wird durch eine von aussen eingedrehte oder sogleich angegossene Spur hervorgebracht, welche durch eine grosse Anzahl von Löchern  $p$  mit dem Innern des Ringes in Verbindung steht und äusserlich durch einen aufgeschobenen Ring verschlossen ist. Durch die Löcher  $p$  kann das kalte Wasser stets in den ringförmigen Raum eintreten und, wenn es sich erhitzt hat, wieder in die Höhe steigen. Unterhalb ist die Welle mit dem aufgekeilten Ringe  $g_1$  versehen, welcher so dicht mit ihr verbunden ist, dass zwischen ihm und der Welle kein Wasser durchgehen kann; an  $g_1$  ist der Blechschirm  $h_1$  angemacht, welcher das ganze in der Nähe des Wellmittels ausströmende Wasser in das feststehende ringförmige und mit einem trichterförmigen Rande versehene Gefäss  $i_1$   $i_1$  eingiesst, aus welchem dasselbe durch  $k_1$  weggeführt wird. Eben so geht das durch  $d_1$  abfallende Wasser über  $h_1$  nach  $i_1$ .

Dadurch, dass der Zaum nicht bloss an der Cylinderfläche, sondern auch an der untern Ringfläche Reibung ausübt, wird die früher angegebene Berechnung der mechanischen Arbeit nicht gestört, insofern aus dem Resultate der Halbmesser ganz verschwindet. Eben so wird die ohne Stoss und Hinderniss mit umschwingende Wassermasse von 90 — 100 Litres keinen Einfluss auf das Resultat üben können.

Die Anordnung der Seile und der Rolle ist in *Fig. 40* dargestellt. Von dem in horizontaler Ebene liegenden Bogen  $H$  aus geht das Seil über die Leitrolle  $O$  nach der Gewichtsschale  $S$ ; an dieser ist ein zweites Seil befestigt, das über eine zweite Spur der Rolle  $O$  gelegt und mit der Gegengewichtsschale  $R$  verbunden ist. Dadurch, dass man auf beide Schalen gleiche Gewichte legt, kann man den ganzen Apparat weniger leicht zu Schwankungen geneigt machen.

Da bei einer vertikalen Welle die Umgebungen es noch seltener als bei einer horizontalen erlauben, den Zaum so einzurichten, dass sein Schwerpunkt in der Umdrehungsaxe liegt, so wird durch die excentrische Wirkung des Zaumes ein Druck auf die stehende Welle ausgeübt, welcher zu einer Zapfenreibung Veranlassung gibt. Ist die Wirkung des Zaumes im Punkte  $b$  (*Fig. 54*) durch  $q$  ausgedrückt und wird die vertikale Welle bei  $c$  und  $d$  von Lagern umschlossen, so wird der Druck in  $c$  durch

$q \frac{ab}{ac}$  und der in  $d$  durch  $q \frac{ab}{ad}$  bestimmt; bezeichnet man die Summe von

beiden mit  $q_1$  und nennt den Zapfenhalbmesser  $r$ , den Reibungscoefficienten  $\mu$ , so ist die durch die Seitenreibung hervorgebrachte mechanische Arbeit in einer Minute bei  $n$  Umdrehungen

$$2\pi r n \mu q_1;$$

$q_1$  wird höchstens 50 Kilogr. und der ganze angegebene Widerstand nur einige Hunderttheile einer Pferdekraft betragen.

Um die Grenzen zu bestimmen, innerhalb welcher das Resultat wegen des Widerstandes der Rolle  $O$  gefunden wird, trenne man bei der Anordnung *Fig. 35* das bei  $H_1$  befestigte Seil vom Bogen, bringe an demselben die Wagschale  $S$  an, und belaste nun beide Wagschalen mit dem Gewichte, welches während der Versuche die Wagschale  $R$  zu tragen hatte; unter diesen Umständen muss bei  $O$  derselbe Widerstand entstehen,

als während der Versuche, und man kann dessen Betrag dadurch bestimmen, dass man die Grösse des Gewichtes findet, durch welches Bewegung hervorgebracht werden kann. Bei der Anordnung an vertikaler Welle kann man auf ähnliche Art das von *S* nach *H* gehende Seil mit dem nach *R* gehenden verbinden; man erhält dann durch die vorher beschriebene Untersuchung einen Widerstand, der grösser sein muss, als der bei den Versuchen, da bei den letztern das eine Ende des Seiles horizontal von der Rolle weggeht, bei der Prüfung des Widerstandes aber vertikal herunter. St. LÉGER fand das Gewicht, durch welches der Widerstand an der Rolle überwunden wird, bei einem  $\frac{2}{3}$  Zoll starken Seile und einem Rollendurchmesser von  $0,55^m$  bei einer Belastung von 40 Kilogr. auf jeder Seite zu 0,75 Kilogr. und bei einer Belastung von 260 Kilogr. auf jeder Seite zu 4 Kilogr.

Dieser Widerstand wirkt bei den aufgehenden Schwingungen in entgegengesetztem Sinne als bei den niederwärtsgehenden. Nehmen daher während einer längeren Beobachtung die erstern eben so viel Zeit in Anspruch als die letztern, so wird sich der Einfluss dieses Widerstandes aufheben; nehmen dagegen die aufwärtsgehenden Schwingungen einen Zeitraum von  $t$ , die niederwärtsgehenden von  $t_1$  Secunden während einer

längern Beobachtung ein, so ist zu dem wirksamen Gewichte noch  $\frac{t-t_1}{t+t_1} q_2$  entweder hinzuzufügen oder abzuziehen, wobei  $q_2$  die Kraft zur Ueberwindung des Widerstandes der Rolle angibt. Mit Berücksichtigung dieser immer sehr unbedeutenden Correction wird das Resultat von dem bei Anwendung einer Rolle möglichen Fehler gereinigt.

Beobachtet man längere Zeit, z. B. Stunden lang, und nimmt die Mittelzahlen aus jeder Stunde, so werden diese, wenn man die Verhältnisse der Bewegungsmaschine nicht ändert, sehr nahe zusammenstimmen, und man kann sich daher auch auf die so erhaltenen Resultate verlassen. Wollte man dagegen aus Beobachtungsresultaten, die in Bruchtheilen einer Minute erhalten wurden, Schlüsse ziehen, so könnte man leicht durch die Wirkung der bewegten Massen Resultate erhalten, welche von dem wahren Verhältnisse der Bewegungsmaschine um das Doppelte abweichen. St. LÉGER glaubt bei sorgfältiger Bedienung des Zaumes eine Genauigkeit von wenigstens  $\frac{1}{30}$  erhalten zu können, da die oben angegebenen Fehlerquellen, namentlich die Reibung an der Rolle, bei längerem Gange theils in dem Sinne der Last, theils im entgegengesetzten Sinne wirken und daher nur unter der Voraussetzung einen Einfluss auf das Resultat einer längeren Beobachtung üben, dass die Gesamtdauer der aufwärtsgehenden Schwingungen einen andern Zeitraum umschliesst, als die der niederwärtsgehenden.

Um die Umdrehungszahl genau zu finden, bedient sich St. LÉGER eines Zählens an einer besondern Welle, welcher die 10, 100, 1000 fachen u. s. w. und Bruchtheile einer Umdrehung angibt und durch eine Schnur ohne Ende mit der Hauptwelle verbunden ist. Diese Schnur ohne Ende läuft über zwei ganz gleiche Rollen; die eine besteht aus zwei Hälften und ist auf die Hauptwelle aufgeschraubt; beide sind mit conisch zusammenlaufenden Spuren versehen, und in dem Winkel der Seitenflächen dieser Spuren sitzen Stahlspitzen, um jedes Gleiten der Spur unmöglich zu machen; damit die Schnur stets gespannt bleibe, läuft über dieselbe noch eine frei hängende Spannrolle, mit einigen Pfunden belastet.



I. I. MEYER in Mühlhausen construirte 1838 ein Bremsdynamometer, welches in *Fig. 19* und *20* in seinen Haupttheilen dargestellt ist und übrigens in Bezug auf die Anbringung der Gewichte wie *Fig. 35* eingerichtet war. (*Bulletin de la Soc. industr. de Mulhouse. T. XII. p. 220.*) Der Ring  $A_1$  besteht aus zwei vollgegossenen und mit Rippen versehenen Hälften, die durch zwölf Schraubenbolzen und ein paar eingeschobene Splinte verbunden sind; dieser Ring wird durch zwölf stählerne Justir- und Pressschrauben mit der Welle concentrisch verbunden, welche eine Stärke bis zu  $0,3^m$  haben kann. Die beiden Sättel  $L, L$  bieten dem Cylinder Latten aus Ahorn dar, welche 3 Zoll Breite haben und mit versenkten Schrauben an das sie tragende Gestelle befestigt sind; zwischen ihnen befindet sich ein Zwischenraum, um dem Apparate eine Zusammenziehung zu erlauben; die Seitentheile der Sättel sind durch Schienen und Ringe und durchgehende Schraubenbolzen verbunden; in der Endansicht *Fig. 19* sind die Köpfe dieser Schraubenbolzen nicht mit abgebildet. Die gesammte Reibungsfläche hat eine Ausdehnung von  $1,1932$  Quadratmeter. Zum Schmieren bediente man sich einer Auflösung von grüner Seife in Wasser, welche in dem Behälter  $U$  auf dem obern Sattel angebracht war und durch einen Hahn in erforderlicher Menge zu der Reibungsfläche geleitet werden konnte. Die Flügelschrauben  $I$  und  $K$  konnten mit Leichtigkeit von einem Arbeiter regiert werden; die Gewinde waren polirt, sowie die Unterlegscheiben. Der Hebelarm des Zaumes war  $4,035^m$  lang und trug  $96,25$  Kilogr. Bei  $29$  Umdrehungen betrug die Kraft der untersuchten Maschine  $15\frac{3}{4}$  Pferdekkräfte. Der Versuch dauerte  $10\frac{1}{2}$  Stunden und es scheint theils der guten Schmiere, theils dem geringen Drucke zuzuschreiben zu sein, dass die Versuche nicht durch zu grosse Erhitzung gestört wurden.

NAVIER schlägt in seinem *Résumé des leçons sur l'application de la Mécanique* (1838. III. partie. p. 261) vor, um die Welle oder ein mit ihr verbundenes Rad  $A$  (*Fig. 53*) ein Band zu legen, welches bei  $C$  befestigt, bei  $B$  mit einer Federwage versehen und bei  $D$  mit einem Gewichte verbunden ist. Das Gewicht  $q$  muss durch Versuche so gewählt werden, dass durch den von ihm hervorgebrachten Reibungswiderstand die ganze mechanische Arbeit der Welle verzehrt wird. Nennt man  $Q$  die Spannung, welche die Federwage angibt,  $q$  die Grösse des Gewichtes bei  $D$ ,  $r$  den Halbmesser der Welle oder des Rades  $A$  und  $n$  die Anzahl der Umdrehungen des letztern in einer Minute, so erhält man die mechanische Arbeit für eine Secunde durch die Formel

$$11) P v = \frac{2 \pi r n (Q - q)}{60}.$$

Ueber die mit einem solchen Gurtdynamometer von J. WEISBACH angestellten Versuche soll weiter unten berichtet werden.

I. B. VIOLLET beschäftigte sich mit Untersuchung der Zuverlässigkeit des Bremsdynamometers, und veröffentlichte 1839 die Schrift: *Notice sur l'exactitude et l'usage du frein dynamométrique* (Paris, chez Carilian Goeury). In dieser spricht er sich ganz bestimmt dahin aus, dass eine Anordnung des Zaumes, abweichend von der ursprünglich von PRONY angegebene, in der Art, dass der Schwerpunkt ausserhalb der Umdrehungsaxe fällt, niemals als eine Verbesserung, sondern als eine durch die Nothwendigkeit gebotene Massregel zu betrachten sei, durch welche in die Beobachtungen eine neue Fehlerquelle bei Berücksichtigung der mit der

Veränderung des Schwerpunktes verbundenen mechanischen Arbeit gebracht werde. Wendet man nun aber den Zaum mit einem Bremsbande ausgerüstet an, und zwar ohne das Ende desselben mit einem Bogen zu versehen, so muss man statt des einfach abgemessenen Hebelarmes für das Gewicht den wirklich stattfindenden mittleren in Rechnung bringen und dann die Veränderung in der Lage des Schwerpunktes berücksichtigen. Es kann dies auf folgende Art geschehen.

Die Grösse des mittleren Hebelarmes, von welchem angenommen werden kann, dass er während des auf- und niedergehenden Spieles von  $EA$  (Fig. 11) stets statt gefunden hat, hängt von der Grösse der Schwankungen des Hebels über und unter der durch die Axe  $O$  gehenden Horizontallinie  $OB$  ab. Es mögen diese Schwankungen an einem wie in Fig. 12 angebrachten Gradbogen abgelesen, d. h. auf die bei horizontalem Stande von  $AE$  durch  $O$  gehende Horizontale  $OB$  bezogen werden, und dann für den höchsten Stand, wo der Anknüpfungspunkt des Gewichtes von  $A$  nach  $A_2$  rückt, der Winkel  $BOB_2 = \alpha_2$ , für den tiefsten Stand, wo  $A$  nach  $A_1$  rückt, der Winkel  $BOB_1 = \alpha_1$ , ferner der Winkel  $AOB = A_1OB_1 = A_2OB_2 = \delta$  sein, wo alle Winkel im Bogenmass für den Halbmesser  $l$  ausgedrückt sein sollen. Nimmt man nun an, dass der Anknüpfungspunkt  $A$  an jedem Punkte des Bogens  $A_1A_2$  während der Beobachtung gleich lange Zeit verweilt (eine Voraussetzung, welche VIOLLET nicht direct ausspricht, die aber doch seiner Ableitung zu Grunde liegt), so ist die mittlere Lage des Aufhängepunktes  $A$  in den Schwerpunkt  $G$  des Bogens  $A_1A_2$  zu verlegen. Ist nun  $AO = r$ ,  $OG = \rho$ , so wird nach einem bekannten Satze der Statik sein:

$$\rho : r = A_1A_2 : \text{arc } A_1A_2 \text{ oder}$$

$$\rho = r \frac{A_1A_2}{\text{arc } A_1A_2} = \frac{r(A_1K + KA_2)}{\text{arc } A_1A_2},$$

folglich der mittlere Hebelarm  $OI$  oder

$$l_m = OG \cos GOB = \rho \cos \gamma = \frac{r(A_1K \cos \gamma + KA_2 \cos \gamma)}{\text{arc } A_1A_2}$$

$$= \frac{r(A_1D_1 + A_2D_2)}{\text{arc } A_1A_2}.$$

Nennt man nun  $l$  den Hebelarm  $OB$  für die horizontale Lage von  $AE$ , so ist  $l = r \cos \delta$ ; ferner

$$\text{arc } A_1A_2 = r(\alpha_1 + \alpha_2) = \frac{l}{\cos \delta}(\alpha_1 + \alpha_2);$$

$$A_1D_1 = \frac{l}{\cos \delta} \sin(\alpha_1 - \delta),$$

$$A_2D_2 = \frac{l}{\cos \delta} \sin(\alpha_2 + \delta),$$

und daher

$$l_m = \frac{l}{\cos \delta} \frac{\sin(\alpha_1 - \delta) + \sin(\alpha_2 + \delta)}{\alpha_1 + \alpha_2}$$

oder nach Ausführung des Zählers:

$$12) l_m = \frac{l}{\alpha_1 + \alpha_2} [\sin \alpha_1 + \sin \alpha_2 - \text{tg } \delta (\cos \alpha_1 - \cos \alpha_2)].$$



Nimmt man bei Berechnung des Resultates  $l$  statt  $l_m$ , so würde der verhältnissmässige Fehler, welchen man begeht, ausgedrückt werden durch

$$13) \frac{l - l_m}{l_m} = \frac{\alpha_1 + \alpha_2 - [\sin \alpha_1 + \sin \alpha_2 - \operatorname{tg} \delta (\cos \alpha_1 - \cos \alpha_2)]}{\sin \alpha_1 + \sin \alpha_2 - \operatorname{tg} \delta (\cos \alpha_1 - \cos \alpha_2)},$$

wobei jedoch nochmals wiederholt werden muss, dass der mittlere Hebelarm  $l_m$  und folglich auch die letzte Fehlerbestimmung nur unter der Voraussetzung richtig sein kann, dass sich der Angriffspunkt  $A$  des Gewichtes an allen einzelnen Punkten des Bogens  $A_1 A_2$  gleich lange aufhält. Macht der Hebelarm nach oben und unten gleich grosse Schwingungen, so wird  $\alpha_1 = \alpha_2$  und daher der mittlere Hebelarm

$$14) l_m = \frac{l \sin \alpha_1}{\alpha_1}$$

oder der verhältnissmässige Fehler, wenn man  $l$  statt  $l_m$  in Rechnung bringt,

$$15) \frac{l - l_m}{l_m} = \frac{\alpha_1 - \sin \alpha_1}{\sin \alpha_1}.$$

Hieraus zeigt sich nun, dass, wenn  $\alpha_1$  grösser wird, auch der begangene Fehler grösser werden muss, da  $\alpha_1$  schneller wächst als  $\sin \alpha_1$ .

Um die Einwirkung der Lagenveränderung des Schwerpunktes zu berücksichtigen, schlägt VIOLETT vor, die Dimensionen des Zaumes so zu berechnen, dass der Schwerpunkt innerhalb des Sattels etwa in der Nähe des Punktes  $g$  (Fig. 11) liegt, und seine Lage dann mechanisch durch Auflegen auf ein Prisma zu bestimmen. Sucht man nun den Bogen auf, welchen dieser Schwerpunkt  $g$  beschreibt, während sich  $A$  durch den Bogen  $\alpha_1$  und  $\alpha_2$  bewegt, so kann dieser theils rechts, theils links von der durch  $O$  gehenden Vertikalebene liegen; für jedes dieser beiden Bogenstücke ist dann der Schwerpunkt und durch den Abstand desselben von der eben genannten Vertikalebene der mittlere Hebelarm zu bestimmen, an welchem man das ganze Gewicht des Zaumes anzunehmen hat. Zieht man dann das statische Moment der einen Seite von dem der andern ab, und rechnet den mit dem in  $A$  hängenden Gewichte gleichwirkenden Unterschied zu dem statischen Moment dieses Gewichtes, so hat man wieder unter der eben angegebenen Voraussetzung, dass sich der Zaum in steter Schwankung befindet und an jedem Punkte seiner Bahn gleich lange aufhält, den Einfluss des Umstandes berücksichtigt, dass der Schwerpunkt des Zaumes nicht in der Umdrehungsaxe liegt.

Bezeichnet man diesen mittlern Hebelarm für das rechts liegende Bogenstück von  $g$  mit  $l_r$  und den mittlern Hebelarm für das links liegende Bogenstück mit  $l_l$ , das Gewicht des ganzen Zaumes mit  $G$  und das an  $A$  hängende Gewicht mit  $Q$ , so ist also nach VIOLETT

$$16) P v = \frac{2 n \pi}{60} [l_m Q + (l_r - l_l) G],$$

wo  $l_m$  den eben angegebenen Werth hat,  $l_r$  und  $l_l$  aber ähnlich wie  $l_m$  bestimmt werden.

Da durch den Widerstand der mit dem Zaum verbundenen Nebentheile, also namentlich eines über eine Leitrolle geführten Seiles u. s. w. der Genauigkeit der Angabe des Zaumes Eintrag geschieht, und dadurch zwar die Grösse der Schwingungen vermindert, der Zaum selbst aber auch weniger geschickt gemacht wird, geringen Veränderungen in der

Grösse der einwirkenden Kraft zu folgen, so verwirft VIOLLET die Anwendung derselben gänzlich und will dem Zaum in dieser Beziehung die möglichste Einfachheit sichern.

VIOLLET berechnet nun, dass unter Voraussetzung einer Maschine, welche einen solchen Gang hat, dass die grösste Geschwindigkeit von der kleinsten nur um  $\frac{1}{18}$  der mittlern Geschwindigkeit abweicht, die grössten möglichen Schwankungen durch  $x_1 = x_2 = 13,6^\circ$  angegeben werden, welchen ein Fehler von  $1\frac{1}{2}$  pCt. im Resultate entspricht, wenn man  $l$  statt  $l_m$  in Rechnung bringt.

Die Anwendung eines mit der Umdrehungsaxe concentrischen Bogens am Ende des Hebels verwirft VIOLLET gänzlich, und zwar aus dem Grunde, weil sich auch ohne denselben der mittlere Hebelarm in Rechnung bringen lasse, und weil durch den Bogen das Gleichgewicht des Zaumes, welcher in seiner einfachen Gestalt nur nach einer Seite zu instabil sei, dann sich nach beiden Bewegungsrichtungen zu in instabilem Gleichgewichte befinde. Bei Aufstellung des letztern Grundes scheint VIOLLET die Wirkung, welche das Gewicht des Zaumes hervorbringt, gänzlich ausser Acht gelassen zu haben.

Die Disposition, welche nun VIOLLET in Folge seiner Untersuchungen für die vortheilhafteste hält, ist in *Fig. 12* dargestellt. Die untere Reibungsfläche wird durch ein Stück um den Ring gelegtes Kastanienholz hervorgebracht, mit welchem das Eisenband *BC* gefüttert ist; dieses Holz wird im Wasser biegsam gemacht, im Feuer gebogen und, um elastischer zu werden und sich genauer an die Ringfläche anzulegen, auf der erhabenen Seite mit Sägeschnitten versehen; neues Böttcherholz von 2 Centim. Stärke eignet sich hierzu vortrefflich. Damit dieses Holz auf dem Bande nicht gleite, ist das letztere raspelähnlich aufgehauen und an den beiden Punkten *B* und *C* mit Gestämmen versehen, gegen welche sich die beiden Enden des Futters anlegen. Zu beiden Seiten kann dieses Futter um einige Millimeter über das Band *BC* vorstehen. — Da sich der die Reibung hervorbringende Druck bei der geringsten Abnutzung der Oberflächen ändert und dann durch Manoeuvriren mit den Druckschrauben in gehörigem Masse erhalten werden muss, so schlug schon PONCELET vor, einen federnden Druck durch Verlängerung des untern Hebelarmes und Entfernung der Bolzen zu beiden Seiten von der Axe hervorzubringen, was VIOLLET, ohne die Bolzen *F* und *G* von der Umdrehungsaxe weiter als nothwendig ist zu entfernen, dadurch erreicht, dass er sie oberhalb bei *I* und *K* durch ein System aufgelegter Stahlfedern hindurchführt, vermittels welcher der Druck übertragen wird. Da sich nun für geringe Veränderungen an der Oberfläche die Lagenverhältnisse und folglich auch der Druck dieser Feder sehr wenig ändern, so wird es bei Anwendung derselben möglich sein, den Druck während viel längerer Zeit gleichförmig zu erhalten, als wenn die Schraubenmuttern nur auf eine starre Unterlage einwirken.

Betrachtet man den Zaum in seiner einfachen Form (*Fig. 11*), so zeigt sich, dass, wenn der Reibungswiderstand an der Oberfläche des Ringes etwas grösser wird, von der Welle aus der Zaum ein Bestreben erhält, das Gewicht am Ende höher zu heben; da sich nun bei aufwärtsgehender Bewegung der Hebelarm dieses Gewichtes immer vermindert, folglich auch sein Widerstand gegen die auf ihn übertragene Bewegung geringer wird, so liegt im Zaume selbst keine Bedingung, die nach oben gehende Bewegung an irgend einer Stelle zu begränzen, und der Zaum



wird in diesem Sinne in instabilem Gleichgewichte oder im Verhältniss einer tollen Wage sich befinden. Wird dagegen der Reibungswiderstand an der Umfläche des Reibungsrings geringer, so wird das Bewegungsmoment des Gewichtes überwiegen und den Zaum zu einer Bewegung nach unten zu veranlassen. Hierbei wird nun zwar anfänglich der Hebelarm des Gewichtes etwas grösser, allein bald fängt derselbe an, sich wieder zu verkleinern, und da dabei natürlich auch das Bewegungsmoment des Gewichtes geringer wird, so tritt bald ein Zeitpunkt ein, bei welchem dasselbe dem Momente des Reibungswiderstandes, mit welchem der Zaum nach oben bewegt wird, gleich kommt; in dieser Lage erlangt nun die nach unten gerichtete Bewegung offenbar ihre Gränze, und es ist der Zaum nach dieser andern Richtung nicht instabil.

Um dem Zaume die Instabilität nach der einen Richtung hin zu nehmen, bringt VIOLLET an der Unterseite des Hebels  $DE$  den Winkel  $U$  an, in dessen unterm Ende bei  $H$  der eigentliche Aufhängepunkt des Gewichtes sich befindet. Es wird nun bei einer aufwärtsgehenden Bewegung von  $H$  der Hebelarm des Gewichtes  $Q$  vermehrt, bis der Punkt  $H_1$  erreicht ist, und erst jenseit des Punktes  $H_2$  unter die Grösse herabgezogen, welche er anfänglich hatte, bei einer niederwärtsgehenden Bewegung dagegen vermindert; die vorher angegebene Ursache der Instabilität fällt daher wenigstens dann weg, wenn sich bis zur Erreichung des Punktes  $H_2$  das Gleichgewicht der auf den Hebel  $DE$  an beiden Seiten übertragenen Kräfte hergestellt hat. Ob dies möglich sei oder nicht, hängt von der Ungleichförmigkeit der durch die Welle übertragenen Kraftwirkung und von der Tiefe des Punktes  $H$  unter der Horizontalen  $OH_1$  ab. Nimmt man an, dass die mechanische Arbeit in dem Verhältnisse  $1:1+m$  über ihren mittleren Betrag sich vermehrt, und nennt den Winkel  $HOH_1$  ähnlich wie früher  $\delta$ , sowie  $l_1$  den mittlern Hebelarm des Gewichtes  $G$ , so muss

$$17) \cos \delta = \frac{Ql_1 \pi n}{(30 P v - G l_1 \pi n)(1+m)}$$

sein. Die früher angegebene Bestimmung für den mittlern Hebelarm würde auch für diesen Fall gelten, es dürfte nur in der Entwicklung der Winkel  $\delta$  negativ genommen werden. Endlich hat VIOLLET's Zaum noch zur Bestimmung der Ausschlagwinkel  $\alpha_1$  und  $\alpha_2$  den Zeiger  $S$ , welcher auf dem Gradbogen  $TT$  spielt, wie bereits früher angedeutet wurde. Für einen horizontalen Stand von  $DE$  muss  $OS$  ebenfalls horizontal stehen und  $S$  auf  $0^\circ$  zeigen.

Uebrigens bemerkt VIOLLET, da die Grösse der Schwankungen und die Genauigkeit nicht von der Länge des Hebelarmes abhängt, so könne man sich viel kleinerer Hebel als gewöhnlich bedienen, z. B. für eine Welle mit 30 Umdrehungen und acht Pferden eines Hebels von 1 Meter Länge, an dessen Ende dann noch nicht einmal ein Gewicht von 200 Kilogr. anzubringen sein würde.

W. G. ARMSTRONG bediente sich beim Versuche an einer rotirenden Wassersäulenmaschine eines in Fig. 13 angegebenen Bremsdynamometers bis zu 5 Pferdekräften (*Mechan. Magaz. Vol. XXXII. p. 531*). Bei demselben ist um die Welle die Scheibe  $A$  (engl. *friction sheave*) und der Ring  $BC$  gelegt, welcher bei  $D$  durch eine Pressschraube zusammengezogen und dabei stärker auf die Welle gepresst werden kann; bei  $B$  und  $C$  hat derselbe zwei Nasen, durch welche der Hebel  $FE$  mit dem Ringe verbunden wird.

Bei *E* hat der letztere eine Gewichtsschale, um den Zaum zu äquilibriren, bei *F* hängt an ihm die Gewichtswagschale *Q*, bei *G* ist über ihm ein Bolzen angebracht, durch welchen er verhindert wird, zu starke Schwan- kungen anzunehmen.

I. WEISBACH führte den von NAVIER oben angegebenen Vorschlag in die Praxis ein (s. Polyt. Centralbl. 1841. Nr. 7. S. 97). Er bediente sich bei Bestimmung des Wirkungsgrades mehrerer Berg- und Hütten- maschinen von nicht zu bedeutender Kraft eines einfachen Bremsbandes oder Gurtdynamometers, wendete dasselbe aber so an, dass eine besondere (und gewöhnlich theuere) Federwage, welche NAVIER noch voraussetzt, nicht erforderlich ist. Legt man nämlich das Band *EBC* (Fig. 50) auf die Welle *A*, und befestigt einmal das linke Ende, wäh- rend das rechte mit dem Gewichte *q* beschwert wird, dann aber das rechte Ende und beschwert das linke mit dem Gewichte *Q*, so kommt im ersten Falle der Reibungswiderstand am Umfange der Welle dem Gewichte *q* zu Hülfe, im andern Falle muss durch *Q* die Spannung *q* und der Reibungswiderstand gleichzeitig überwunden werden, so dass also die Differenz  $Q - q$  den Betrag des Reibungswiderstandes oder die einem gewissen Gange der Welle entsprechende Kraft am Umfang dieser Welle angibt. Macht nun in einer Minute die Welle *n* Umdrehungen und ist *r* ihr Halbmesser, so ist die durch das Gurtdynamometer ge- messene mechanische Arbeit

$$18) Pv = \frac{r n \pi}{30} (Q - q).$$

Das Gurtdynamometer besitzt nun vor dem Bremsdynamometer den wesentlichen Vorzug, dass es der bei dem letztern erforderlichen um- ständlichen Centrirung nicht bedarf und eben so wenig eine vollkommen runde Welle voraussetzt, ferner, dass bei demselben während des Ver- suchs nur an einer Stelle eine Aenderung anzubringen ist, nämlich in dem Gewichte auf der Gewichtswagschale, während bei dem Bremsdynamometer gewöhnlich an zwei Stellen entsprechende Veränderungen vorgenommen werden müssen, nämlich eine Vermehrung oder Verminderung der Pres- sung durch die Druckschraube und eine Vermehrung oder Verminderung des Gewichtes auf der Wagschale. Natürlich ist es auch hier bei beiden Lagen des Bandes erforderlich, durch sorgfältiges Zulegen von Gewichten genau den Punkt zu treffen, bei welchem die Welle mit abgerückter Umtriebsmaschine und aufgelegtem Gurtdynamometer genau eben so viele Umdrehungen macht, als vorher, wo die Umtriebsmaschine be- wegt wurde.

Offenbar wird durch Auflegung des gespannten Gurtes der Zapfen- druck ganz unabhängig von dem übrigen treibenden Mechanismus ver- mehrt, und es entsteht dadurch eine vergrößerte Zapfenreibung, zu deren Ueberwindung am Umfange der Welle eine Kraft erforderlich ist, welche von  $Q - q$  abgezogen werden muss, wenn man die Kraft genau finden will, durch welche die mechanische Arbeit der Welle gemessen wird. Um diesen Abzug und dann genau die mechanische Arbeit der Welle zu bestimmen, nehme man an, dass bei gewöhnlichem Gange am Hebelarm *a* der Welle die Last *X* und am Hebelarm *b* die Kraft *P* wirke, und dass die Welle ein Gewicht *G* habe; dann ist der Druck, welcher die Zapfen- reibung hervorbringt, für gewöhnlich

$$G + P + X,$$



dagegen, wenn das Gurtdynamometer aufliegt,

$$G + Q + q + P,$$

folglich die Differenz zwischen beiden oder der Ueberschuss des Druckes im letztern Falle über den im erstern

$$Q + q - X.$$

Hiernach ist bei einem Halbmesser  $\rho$  des Wellenzapfens und für den Coefficienten  $f$  der Zapfenreibung die am Umfange der Welle mit dem Halbmesser  $r$  erforderliche Kraft zur Ueberwindung der vermehrten Zapfenreibung

$$f \frac{\rho}{r} (Q + q - X),$$

folglich die am Wellumfange wirkende Kraft, welche der Bewegung der Welle entgegenwirkt,

$$Q - q - f \frac{\rho}{r} (Q + q - X);$$

dieselbe Kraft muss aber auch der auf den Wellumfang reducirten Last gleich sein, daher ist

$$\frac{a}{r} X = Q - q - f \frac{\rho}{r} (Q + q - X)$$

oder

$$19) X = \frac{r(Q - q) - f\rho(Q + q)}{a - f\rho},$$

wofür man auch angenähert setzen kann:

$$20) X = \frac{r}{a} (Q - q) - \frac{f\rho}{a} \left[ Q + q - \frac{r}{a} (Q - q) \right].$$

Kann man nun  $Q + q = \frac{r}{a} (Q - q)$ , d. h.  $Q + q : Q - q = r : a$  machen, was auch durch  $r = a$  und  $q = 0$  erreicht wird, so würde die Wirkung des vermehrten Zapfendruckes ganz aufgehoben werden, wobei natürlich wegen Elimination des Reibungscoefficienten eine grössere Genauigkeit zu erlangen wäre; ist dies aber wie gewöhnlich nicht möglich, so kann man sich, ohne einen bedeutenden Fehler befürchten zu müssen, des Coefficienten  $f = 0,054$  nach MORIN bedienen, welcher frisch geschmierte Zapfen voraussetzt. Es ist dann die mechanische Arbeit der Welle bei  $n$  Umdrehungen in einer Minute

$$21) Pv = \frac{\pi n}{30} \left\{ r(Q - q) - f\rho \left[ Q + q - \frac{r}{a} (Q - q) \right] \right\}.$$

Bei einem beispielsweise hier anzuführenden Versuche an einem Erzpochwerke machte die Heblingswelle zwölf Umdrehungen in einer Minute, wenn das Pochwerk in gewöhnlichem Gange war, leer wurden 22 Umdrehungen gemacht, und es musste das Bremsband mit 192,5 ℔ belastet werden, als die Wagschale nach der Richtung zu hing, nach welcher sich die Welle bewegte, dagegen mit 509,5 ℔, als dieselbe in entgegengesetzter Richtung befindlich war, bis die Welle wieder zwölf Umdrehungen annahm; es war daher  $Q - q = 317 \text{ ℔} = 148,17 \text{ Kil.}$  Da nun  $r = 0,359^m$ ,  $a = 0,405^m$ ,  $\rho = 0,07$ ,  $f = 0,054$  war, so folgt

$$Pv = \frac{3,14 \cdot 12}{30} \left[ 0,359 \cdot 148,17 - 0,054 \cdot 0,07 \cdot \left( 328,1 - \frac{0,359}{0,405} \cdot 148,17 \right) \right]$$

$$= 65,92 \text{ Kil. Met.} = 0,879 \text{ Pferdekraft.}$$

Hätte man den vermehrten Zapfendruck nicht berücksichtigt, so hätte man 66,85 Kil. Met. oder 0,891 Pferdekraft erhalten, also 0,93 Kil. Met. oder 0,012 Pferdekraft oder  $\frac{1}{71}$  zu viel.

Der oben aufgestellte Ausdruck zeigt, dass das Gurtdynamometer ein Mittel an die Hand gibt, die Correction wegen des vermehrten Zapfendruckes möglichst gering zu machen.

Wäre es übrigens unter Umständen erforderlich, den Vertikaldruck auf die Welle aufzuheben, so müsste man zwei Bremsbänder so anwenden, dass das eine die obere, das andere die untere Hälfte der Welle umfasst, etwa wie es Fig. 51 andeutet; hier geht das eine Band von *E* über die Welle *A* nach der Lastwagschale *Q*, das andere von *E*, unter *A* über die Leitrolle *F* nach der Lastwagschale *Q*<sub>1</sub>; um *q* zu bestimmen, müsste ein eben solcher Versuch mit entgegengesetzt befestigten Bändern gemacht werden. Beide Wagschalen *Q* und *Q*<sub>1</sub> müssen gleich viel Gewicht erhalten. Der durch die Rolle herbeigeführte Kraftverlust ist durch einen eigenen Versuch besonders zu bestimmen. Ohne Rücksicht auf den Widerstand der Leitrolle ist hier die Umdrehungskraft am Umfange der Welle  $2(Q - q)$ ; berücksichtigt man aber, dass die Leitrolle jedesmal einen Widerstand  $\mu Q$  oder  $\mu q$  hervorbringt, so wird diese Kraft nur

$$2(Q - q) - \mu(Q - q) = (2 - \mu)(Q - q)$$

sein, daher die mechanische Arbeit der Welle in einer Secunde für *n* Umdrehungen in einer Minute

$$22) \quad Pv = \frac{\pi nr}{30} (2 - \mu)(Q - q).$$

Das in Fig. 52 abgebildete Bremsband, dessen sich WEISBACH bediente, war aus drei einzelnen Schienen *a* von Band Eisen von 3 Centim. Breite, 2,5 Millim. Dicke und 1,75<sup>m</sup> Länge zusammengesetzt, welche in zwei breite Zwingen *b* und *c* gefasst waren. Jedes Bandende ist durch zwei Niete mit der Zwinge verbunden und jede Zwinge enthält ein Loch zum Anhängen der Wagschale oder Befestigen einer Klammer. Zu Versuchen bei grösserer Kraft dient eine Wage mit ungleichen Armen.

Vergleicht man das Gurtdynamometer mit dem Bremsdynamometer, so scheint es zwar, als stehe das erstere deshalb gegen das letztere im Nachtheile, weil die Berechnung eines besondern Zapfendruckes erforderlich ist, was der PRONY'sche Zaum nicht fordert; allein will man bei dem letzteren genau rechnen, so muss man berücksichtigen, dass bei Anwendung des Bremsdynamometers der Zapfendruck um die vorher am Hebelarm *a* wirksam gewesene Kraft *X* vermindert wird; es ist daher eigentlich bei einer Belastung *Q* am Ende des Hebelarmes *l* und einem Zapfenhalbmesser *q* zu setzen

$$X = \frac{l}{a} Q + f \frac{q}{a} X,$$

also

$$23) \quad X = \frac{l}{a - fq} Q$$

oder angenähert



$$24) X = \frac{l}{a} \left( 1 + \frac{f\rho}{a} \right) Q,$$

daher die mechanische Arbeit der Welle

$$25) Pv = \frac{\pi nl}{30} \left( \frac{l}{a - f\rho} \right) Q,$$

eine Berücksichtigung, welche bis jetzt von keinem der frühern Bearbeiter des PRONY'schen Zaumes aufgestellt worden ist. In Bezug auf diesen Umstand hat das Gurdynamometer sogar noch den Vorzug vor dem Bremsdynamometer, dass man den durch vermehrten Zapfendruck entstehenden Fehler möglichst klein machen kann, was bei dem Bremsdynamometer nicht der Fall ist.

*Hülse.*

### **Bruchschwingen, Kreuze, Wendedocken.**

Gestänge aller Art, welche bezwecken, auf kurze Distanzen abwechselnd hin- und herwirkende Kräfte oder Lasten von einem Punkte weg auf einen andern entfernen überzutragen oder erstere mit letztern zu verbinden, können nicht immer in gerader Richtung geführt werden, sondern erfordern in vielen Fällen, namentlich bei solchen Maschinen, die zur Wasserhebung aus Bergwerken dienen, Vorrichtungen, welche ihnen eine gegen die anfängliche abweichende Richtung zu geben haben. Man nennt solche Vorrichtungen, wenn der Richtungs- oder Bruchwinkel, d. h. derjenige Winkel, um welchen zwei gegen einander gerichtete und mit einander verbundene Gestänge in ihren Richtungen abweichen, und welcher also das Complement des von ihnen eingeschlossenen Winkels zu 180 Graden ist, beiläufig nicht über 45 Grad beträgt, und wenn diejenige Ebene, welche durch die Richtungen beider Gestänge gelegt werden kann (die sogenannte Bruchebene), eine lothrechte (vertikale) ist, im Allgemeinen Bruchschwingen; dagegen nennt man solche, bei denen der Bruchwinkel zwar in vertikaler Ebene, aber noch grösser als 45 Grad ist, Kreuze, sowie diejenigen, welche in ganz wagerechten oder geneigten Bruchebenen für jeden Bruchwinkel angewendet werden, Wendedocken, Wendeböcke, auch Werkstempel.

Insofern also letztere beide Arten dieser richtungsverändernden Maschinentheile, nämlich Kreuze und Wendedocken, denselben Zweck haben wie die Bruchschwingen, gehören sie diesem Artikel an, und sollen deshalb im Nachstehenden mit behandelt werden, sowie denn auch die unter den Namen Leitarme, Schwingen, Lenker bekannten, entweder zur Unterstützung oder zur Spannung von Gestängen, oder auch zur Uebertragung rotirender Bewegung in geradlinige dienenden Vorrichtungen, da sie mit jenen viel Aehnlichkeit haben, diesem Artikel mit einverleibt werden können.

Bruchschwingen und Kreuze theilt man insbesondere noch ab in stehende oder hängende; bei jenen liegt ihr Aufhängungspunkt oder ihre Drehaxe tiefer als die Verbindungsbolzen ihrer Gestänge, bei diesen dagegen höher; auch nennt man Bruchschwingen, wenn sie aus zwei an einander geschmiegtten Armen bestehen, hier und da Zwillinge.

Uebrigens können Kreuze ganze, halbe oder Viertelskreuze sein, jenachdem ihre sich durchkreuzenden Arme vier, zwei oder nur einen Quadranten in einer und derselben Ebene (der Bruchebene) einnehmen, sowie denn endlich erstere, nämlich die ganzen Kreuze, wieder in einfache oder doppelte unter sich abgetheilt werden, jenachdem

an denselben die in ihrer Richtung veränderten Gestänge für Kraft und Last einfach oder doppelt vorhanden oder an ihnen aufgehängt sind.

Viele dieser Vorrichtungen, namentlich die Bruchschwingen und Wendedocken, sind als üble Bestandtheile einer Gestängetour anzusehen, da sie wegen der Hin- und Her- oder Auf- und Niederbewegung Reibung sowohl an ihrer Drehaxe als auch an den sie mit den Gestängen verbindenden Bolzen erzeugen und fortwährende Unterhaltung und Aufsicht erfordern. Sie dürfen deshalb nur in nicht zu umgehenden Fällen, in solchen nämlich, wo die Geradführung der Gestänge mit bedeutendem Kostenaufwand verbunden ist oder andere in der Nähe befindliche hindernde Gegenstände nicht zu verlegen sind u. s. w., angewendet werden.

Um jedoch alle diese, die Richtungsänderung von Gestängen zum Zweck habenden Vorrichtungen im Allgemeinen möglichst mechanisch vollkommen einzurichten, damit hauptsächlich durch sie kein Hubverlust statt finden könne, müssen die geraden Linien, welche man durch ihre Drehaxe und durch die die Gestänge mit ihnen verbindenden Bolzen gelegt sich denkt und die man die mechanischen Hebel- oder Armlängen nennt, bei dem halben Stande der Hin- oder Her-, Auf- oder Niederbewegung ihrer Gestänge, welchen Weg man mit dem Ausdruck Hub bezeichnet, winkelrecht auf der Richtung der entsprechend gelegenen Gestänge stehen; denn nur in diesem Falle besitzt eine solche Vorrichtung die Eigenschaft, dass die normalen Abstände ihrer Axe von den beiden Gestängerichtungen für jeden Stand im Hube einander jedesmal gleich sind, obschon sie, sowohl ober- als unterhalb des mittlern Standes, im Hube allmählig und zwar im Verhältniss der Cosinus der von den Gestängverbindungsbolzen beschriebenen Kreisbogen abnehmen. Wo dies nicht der Fall ist, findet nicht nur Hubverlust statt, sondern es zeigt sich auch während der Bewegung eine Verschiedenheit in den statischen Momenten an beiden Gestängen, was zu einem ungleichförmigen Gang der Maschine beiträgt.

Mit dem eben bezeichneten wesentlichen Erfordernisse steht der Umstand in genauer Verbindung, dass der von beiden mechanischen Hebel- oder Armlängen der Bruchschwinde, des Kreuzes u. s. w. gebildete Winkel, der Schwingen- oder Kreuzwinkel, genau dem Richtungs- oder Bruchwinkel, welcher der Richtungsänderung angehört, gleich sei.

Die mechanischen Armlängen aller dieser Vorrichtungen darf man nicht zu kurz nehmen, damit die angeschlossenen Gestänge nur wenig von ihrer ursprünglichen Richtung abzuweichen haben. Gewöhnlich macht man sie dem Doppelten bis Dreifachen des Hubes gleich.

Die Bruchschwingen findet man am häufigsten bei Wasserhebungs- maschinen in Grubengebäuden im Gebrauche, und da vorzugsweise in Schächten, welche in dem Specialfallen eines Ganges abgesunken sind, in welchen das zur Grundwasserhebung dienende Gestänge nach dem Hauptfallen des Schachtes nicht gerade geführt werden kann und die Zuführung eines oder mehrerer Brüche in demselben mit bedeutendem Kostenaufwande verknüpft ist. Auch trifft man sie sehr oft über Tage bei Feldgestängen an, welche an der hügeligen Oberfläche eines Gebirges hingezogen sind.

Die Wendedocken kommen meist nur an Gestängen auf krumm getriebenen Strecken, an sogenannten Streckengestängen, vor, wogegen die Kreuze sowohl zur Aufhängung der zur Wasserhebung unmittelbar dienenden Gestänge, als zur Verbindung derselben mit der kraftausübenden



Maschine mittels eines Strecken- oder Feldgestänges oder mittels einer Kurbel- oder Lenkerstange, wie bei Radgezeugen, Rosskünsten, oder mittels einer verlängerten Kolbenstange, wie bei Wassersäulen- oder Dampfmaschinen u. s. w., dienen. Sie gewähren bei kräftigen Radgezeugen den Vortheil, dass die Last der Gestänge nicht unmittelbar in der Richtung ihrer Falllinie auf die Wasserradzapfen einwirkt, wodurch, da die Axen der Kreuze weit schwächer zu sein brauchen, als die der Krummzapfen am Wasserrade, etwas an Reibung überhaupt erspart wird.

Alle diese Vorrichtungen werden meist aus einem gesunden, festen und möglichst astfreien Eichenholze, seltener und dann nur für geringere Belastungen aus einem weichen Holze, oft aber auch aus Gusseisen gefertigt.

Die Construction der Bruchschwingen, der Kreuze und der Wendedocken richtet sich hauptsächlich nach dem Bruchwinkel der Gestänge. Die gebräuchlichsten davon sind auf den Taf. 113 und 114 abgebildet.

Die einfachsten und zugleich das wenigste Material bedürfenden Bruchschwingen sind die für sehr kleine Bruchwinkel, nämlich für solche zwischen Null und 5 Grad, bei denen die zur Anhängung der beiden Gestängtouren dienenden Bolzen ganz nahe zusammenfallen würden und folglich eine kleine Abweichung vom Schwingenwinkel von keinem erheblichen Belange ist.

Zwei Arten derselben sind auf Taf. 113 in *Fig. 1* und *2* in je zwei Längensichten dargestellt. Sie bestehen aus einem vierkantig gearbeiteten Stück Fichten- oder Eichenholzes *a*, in dessen einem Ende ein in seiner Mitte viereckig gearbeitetes schmiedeeisernes Walzeisen *b* (eine kurze Welle) rechtwinkelig mit den beiden Seitenflächen des Schwingenarmes fest eingesetzt ist, deren etwas conisch abgedrehte, an den Seiten der Bruchschwinge hervorstehende Enden in entsprechenden Lagern auf Tragehölzern eingelegt werden und so als Drehpunkt für die Vorrichtung dienen. Des festen Verkeilens dieses Walzeisens wegen versieht man den Schwingenarm *a* an der betreffenden Stelle mit den beiden schmiedeeisernen Ringen *c, c* und gibt den Armen daselbst wegen der durch das Lochen herbeigeführten Schwächung etwas mehr Höhe, oft auch etwas mehr Dicke, wie in *Fig. 2*.

Das andere ebenfalls mit zwei Ringen gebundene Ende dieser Bruchschwingen wird nun entweder in der Mitte seiner Stärke geschlitzt und an beiden Seiten mit den durch Schrauben befestigten und eingelassenen Wangeneisen *d, d* versehen, worin man die an ihren Enden mit sogenannten Krücken- oder Kritscheisen, auch Stangeneisen *e, e* (*Fig. 2*) beschlagenen Gestänge gelenkartig durch einen Bolzen befestigt, wie *Fig. 1* im Grundrisse zeigt, oder es werden an diesem Ende zu demselben Zweck nur zwei Wangeneisen *d, d* von solcher Gestalt angeschraubt, dass das in ihnen verbolzte Gelenk *f* der Gestänge, wie in *Fig. 2*, das äußerste Ende der Bruchschwinge bildet.

Am häufigsten wird diese Art Bruchschwinge am Anfange eines Gestänges als Lenker, zur Umsetzung rotirender Bewegung in die gerade des Gestänges, gebraucht, also da, wo das Gestänge mittels einer Lenker- oder Kurbelstange mit dem Krummzapfen einer gewöhnlich liegenden Welle in Verbindung zu bringen ist, um durch sie die die Umdrehung des Krummzapfens begleitende Seitenbewegung der Lenkerstange nicht bis auf das eigentliche Gestänge fortpflanzen zu müssen. Man stellt sie hier so, dass bei dem mittlern Hube des Gestänges ihr mechanischer Arm winkelrecht auf der Richtung der Gestängelinie steht und dass

die Verlängerung dieser letztern, durch die Axenlinie der Krummzapfenwalze gehend, den Seitenabweichungswinkel der Lenkerstange genau halbirt.

Auch bedient man sich ihrer als Schwingen, Leitarme, zur Unterstützung und Leitung von Feld- oder Streckengestängen statt der Walzen, indem sie etwas weniger Reibung als letztere erzeugen, dafür hingegen den Nachtheil haben, dass die mit ihnen verbundenen Gestänge ihrer Bewegung in dem vom Verbindungsbolzen beschriebenen Kreisbogen folgen müssen, also in winkelrechter Richtung mit ihrer Länge hin und her oder auf und nieder bewegt werden. Dieser Nachtheil ist indessen nur da von Belang, wo bei einem Kunstgezeuge nur eine Gestängtour mit einem Stück auf diese Weise unterstützten Feld- oder Streckengestänges angewendet wird, weil durch die abwechselnd erfolgende Auf- und Niederbewegung dieses Stückes Gestänge die durch den Krummzapfen bewirkte ungleichförmige Bewegung des Motors noch ungleichförmiger gemacht wird. Bei zwei an sich gleich langen und schweren Feld- oder Streckengestängen mit dergleichen Schwingen, welche an zwei gegen einander um 180 Grad gestellten Krummzapfen angehängt sind, kann dieser Umstand wegen Balancirung beider Gestänge nicht statt finden.

Für etwas grössere Richtungs- oder Bruchwinkel der Gestänge, für Winkel von 5 bis 10 Grad nämlich, finden die in den *Fig. 3* und *4* dargestellten Arten von Bruchschwingen ihre Anwendung, wovon die in *Fig. 3* bloss in der Seitenansicht gezeichnete Bruchschwinge von der in *Fig. 1* sich nur dadurch unterscheidet, dass die am Kopfe angeschraubten kreuzförmig gestalteten Wangeneisen *a* zur Aufnahme der Gestänge zwei Oesen enthalten, in welchen die Stangen- oder Krückeneisen der Gestänge mit den Bolzen *b* und *c* befestigt werden, deren Mittelpunkte in die Enden der mechanischen Hebelarme *bd* und *cd* der mechanischen Bruchschwinge *bdc* fallen.

Wie *Fig. 4* zeigt, kann für solche Bruchwinkel *bdc* die Bruchschwinge auch aus zwei an einander geschmiegtten Armen *a, a* bestehen, an deren innern Seiten die Gestängeeisen *e* und *f* mittels der Bolzen *b* und *c* in angeschraubten eisernen Pfannen oder Pfadlagern *g* und *h* eingehängt sind. In diesen drehen sich gewöhnlich die in den verstärkten Kopf der Gestängeeisen fest eingetriebenen Bolzen *b* und *c*. Da hier die beiden angeschlossenen Gestänge *e* und *f* die beiden Schwingenarme aus einander zu ziehen streben, so sind beide Arme *a, a* mit den schmiedeeisernen Ringen *i* gebunden, und ausserdem noch mit den Schrauben *k* und *l*, wovon die eine, nämlich *k*, neben dem die Arme aus einander haltenden strebenartig eingesetzten Klötzchen *m* liegt, auf das Festeste gegen einander geschraubt.

Mehrere in der Verbindungsfuge beider Schwingenarme winkelrecht mit den Seitenflächen der Schwinge bei *n, n* noch eingesetzte Riegel oder Kämme dienen dazu, dass sich beide Schwingenarme auf einander nicht verschieben können.

*d* ist das in der Bruchschwinge fest gekeilte Walzeisen, mit deren Axe, wie sich von selbst versteht, die Bolzen *b* und *c* der angeschlossenen Gestänge parallel liegen, welche mit der ersten die mechanische Bruchschwinge *bdc* bilden.

Ist der Bruchwinkel einer Gestängtour von solcher Grösse, dass die Bolzen ihrer Krückeneisen nicht viel über die obere und untere Fläche des Schwingenarmes hinausfallen, so kann die Bruchschwinge am ein-



fachsten so, wie *Fig. 5* auf *Taf. 113* in der Seitenansicht und im Grundrisse zeigt, eingerichtet werden.

Sie besteht dann ebenfalls nur aus einem hölzernen mit dem Walzeisen *c* ausgestatteten Arme *a*, an dessen mit einem Ringe gebundenem Kopfe zwei Wangeneisen *d* angeschraubt sind, in deren Enden die Bolzen *e* und *f* der Gestänge *g* und *h* drehbar eingesetzt werden. Damit die sonst frei liegenden Enden dieser Wangeneisen in Folge des Druckes, welchen sie von der Last der Gestänge nach dem Walzeisen zu erleiden, sich nicht verbiegen können, sind auf dem Schwingenarme die keilförmig gestalteten hölzernen Streben *i* und *k*, gegen die Wangeneisen gerichtet, aufgesetzt und mit Ringen *l*, *l* daran befestigt.

Eine andere Art Bruchschwinde zeigt *Fig. 6* in der Seitenansicht. Sie gehört Bruchwinkeln von mehr als 15 Grad an, und wird meist auch für die grössten Winkel, welche bei den Bruchschwingen überhaupt vorkommen können, angewendet. Mit der in *Fig. 4* dargestellten Art hat sie viel Aehnlichkeit, und unterscheidet sich von dieser im Wesentlichen dadurch, dass die Gestängbolzen *b* und *c* nicht wie bei diesen an den innern, sondern an den äussern, d. i. an der obern und untern Fläche der beiden mit einander verbundenen Schwingenarme *a*, *a* in an diesen letztern fest angeschraubten Wangeneisen *d* so angebracht sind, dass ihre mit dem Walzeisen oder der Drehaxe *e* parallel liegenden Axen selbst in diese Flächen fallen, wobei der Schwingenwinkel *bec* wie bei den übrigen bereits schon behandelten Bruchschwingen genau dem Bruchwinkel der Gestängerichtungen gleich ist. Zu mehrerer Befestigung und inniger Verbindung beider Arme *a*, *a* dienen, wie bei der in *Fig. 4* gegebenen Einrichtung, die Einlegkämme *f*, die Ringe *g* und die Schrauben *h*, ingleichen das strebenweise eingesetzte Klötzchen *i*, welches beide Schwingenarme in der gewünschten Entfernung aus einander hält.

Die Aufhängung irgend einer der beschriebenen Arten von Bruchschwingen mittels ihrer Walzeisen kann auf mancherlei Weise geschehen. In den meisten Fällen bedient man sich der in den *Fig. 7* und *8* (*Taf. 113*) in der Seitenansicht dargestellten Lager (der sogenannten gekröpften Pfadeisen) *a* zur Aufhängung geneigt liegender Bruchschwingen, wovon das in *Fig. 7* für eine im Hangenden, das in *Fig. 8* für eine im Liegenden eines Schachtgestänges angebrachte Bruchschwinde gezeichnet ist. Man macht sie gewöhnlich von Guss- oder Schmiedeeisen und gibt ihnen eine solche Gestalt, dass die Bruchschwingen mit ihrem Walzeisen *b* von oben herein in sie eingelegt werden können. Entweder ruhen letztere unmittelbar darin, wie in *Fig. 7*, oder in besonders dazu eingesetzten messingenen Futtern, wie in *Fig. 8*, welches letztere ökonomisch vorthelhafter ist. Befestigt werden diese Lager mittels Schrauben an Säulen oder Stempeln *c*, *c*, welche in fast winkelrechter Richtung mit der Mittellinie der Bruchschwinde bei deren mittlerem Stande im Hube zwischen zwei behauene Gesteinflächen in der Grube eingetrieben oder an einem dazu aufgestellten Gerüste, dem Schwingenstuhl, über Tage angeschraubt werden. Uebrigens wird ein solches Lager noch mit einer die Axe der Walzeisen verdeckenden Schraube *d* versehen, die mittels des Keiles *e* gegen das Walzeisen gestellt werden kann, sobald letzteres in Folge der Abnutzung etwas Flucht erhalten hat.

Hängende oder stehende Bruchschwingen und Lenker bei Feld- oder Streckengestängen, die mehr eine lothrechte Stellung einnehmen, hängt man in gewöhnlichen mit Deckeln versehenen Zapfenlagern, wie liegende Wellen, auf.

Eine der üblichsten, sichersten und dauerhaftesten Methoden, hängende Bruchschwingen bei Feldgestängen aufzuhängen, versinnlichen die Fig. 9 und 10, erstere im Durchschnitte und letztere in der Quersicht.

$aa$ ,  $aa$  sind zwei von Steinen aufgeführte Pfeiler, zwischen welchen die Bruchschwinge spielt und in metallenen Zapfenlagern hängt, die ihrerseits auf den Lagerhölzern  $b, b$  angeschraubt sind. Letztere ruhen, um den Druck auf den Pfeiler gleichförmig zu vertheilen, auf den Querhölzern  $c, c$ , und sind sammt diesen mit den bis auf den Grund der Pfeiler reichenden und dort verankerten Schraubenbolzen  $d, d$  dergestalt verankert, dass sie von der Bruchschwinge in Folge des nach oben gerichteten Druckes der Gestänge, wenn ein solcher statt finden sollte, nicht abgehoben werden können. Die beiden in den Pfeilern angebrachten Oeffnungen  $e$ , wovon in Fig. 9 nur eine sichtbar ist, dienen dazu, dass die Bolzen der an der Bruchschwinge  $f$  angeschlossenen Gestänge  $g$  und  $h$  leicht geschmiert werden können, sowie denn die unterhalb der Bruchschwinge dachförmig gepflasterten Flächen  $i, i$  bezwecken, dass die von den Bolzen ablaufende Schmiere, ingleichen der Regen, wenn das Ganze mit einem Dache nicht versehen ist, abfliessen, sich also innerhalb der Pfeiler nicht anhäufen kann.

Ein wesentliches Erforderniss eines solchen Schwingenstuhles ist die Stabilität, welche ihm gegeben werden muss, um von dem Drucke oder Zuge der Gestänge nicht erschüttert oder wohl gar abgehoben zu werden. Obschon nun die Pfeiler desselben immer aus einem schweren Materiale dick und breit genug ausgeführt werden, dessen Gewicht von solcher Beschaffenheit ist, dass sie dieser Anforderung in den meisten Fällen schon entsprechen, so ist es doch für solche Fälle, wo man es mit ansehnlichen Widerständen oder Kräften und einem grossen Bruchwinkel zu thun hat, von Wichtigkeit, die Regeln zu kennen, wonach man die Pfeiler solcher Stühle mit Sicherheit stark genug auszuführen hat.

Bezeichnet man im Allgemeinen das Gewicht der Bruchschwinge, in welchem der von den angeschlossenen Gestängen auf sie lothrecht ausgeübte Druck mit begriffen sein mag, mit  $p$ , den dem Bruchwinkel der Gestänge gleichen Schwingenwinkel  $acb$  (umstehender Figur) mit  $\alpha$ , den grössten Erhebungswinkel der Bruchschwinge von der lothrechten, durch die Axe  $c$  der Schwinge gelegten Linie  $cg$ , nämlich  $ocl$  mit  $\beta$ ; nennt man ferner das Gewicht beider Pfeiler, insoweit sie mit den aufgelegten Bruchschwingenlagern verankert sind,  $P$ , deren untere Breite  $fh = B$ , die obere, nämlich  $ik = b$ , und deren Höhe  $gc = h$  sein mag, und drückt man endlich die in der Richtung der Gestänge wirkende grösste Last oder Kraft durch  $Q$  aus, so hat man zunächst den in der mittlern Richtung  $lc$  der Bruchschwinge auf das Walzeisen  $c$  wirkenden Druck

$$= 2 \cdot Q \cdot \sin \frac{\alpha}{2} - p \cdot \cos \beta,$$

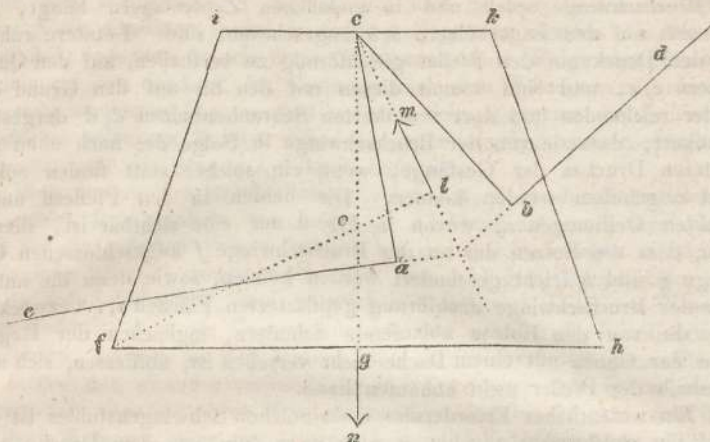
welcher durch die Linie  $lm$ , auf welche die von der untern Kante  $f$  des Pfeilers aus gezogene gerade Linie  $fl$  normal gezogen sei, repräsentirt sein mag.

Das statische Moment dieses Druckes hinsichtlich des als Drehpunkt angenommenen Punktes  $f$  ist folglich

$$= fl \cdot lm = fl \cdot \left( 2 Q \cdot \sin \frac{\alpha}{2} - p \cdot \cos \beta \right),$$



und dieses müsste dem statischen Momente beider Pfeiler in Bezug auf denselben Punkt  $f$  gleich, nämlich  $=fg \cdot gn = fg \cdot P$  für den Fall, dass die Linie  $cg$  durch den Schwerpunkt der Pfeiler geht, sein, wenn nicht



der Sicherheit wegen dem letztern ein Uebermass gegeben werden müsste. Bezeichnet nun  $n$  die Zahl, wie viel Mal das erstere Moment im letztern enthalten sein soll, so ergibt sich für die Stabilität der Schwingenpfeiler die Gleichung

$$1) \quad n \cdot fl \cdot \left( 2 Q \cdot \sin \frac{\alpha}{2} - p \cdot \cos \beta \right) = fg \cdot P,$$

in welcher die beiden Grössen  $fl$  und  $fg$  noch näher zu bestimmen sind. Zu dem Ende ist wegen der Gleichheit der Winkel  $lco$  und  $ofg$  ( $=\beta$ )

$$og = fg \cdot \tan \beta \text{ und}$$

$$ol = oc \cdot \sin \beta = (gc - og) \sin \beta = (h - fg \cdot \tan \beta) \sin \beta;$$

ferner

$$fo = \frac{fg}{\cos \beta},$$

daher

$$\begin{aligned} fl &= fo + ol = \frac{fg}{\cos \beta} + h \cdot \sin \beta - fg \tan \beta \sin \beta \\ &= h \cdot \sin \beta + fg \cdot \cos \beta. \end{aligned}$$

Wenn nun die Pfeiler immer eine solche Gestalt erhalten, dass die durch den Drehpunkt  $c$  der Bruchschwinge gelegte Lothlinie  $cg$  einen solchen Pfeiler in zwei congruente Theile  $icgf$  und  $kcgh$  theilt, so ist

$$fg = gh = \frac{fh}{2} = \frac{B}{2};$$

mithin

$$fl = h \cdot \sin \beta + \frac{B}{2} \cdot \cos \beta.$$

Werden die beiden Werthe für  $fl$  und  $fg$  in der Gleichung 1 eingeführt, so erhält man

$$2) \quad n \cdot \left( h \cdot \sin \beta + \frac{B}{2} \cdot \cos \beta \right) \left( 2Q \cdot \sin \frac{\alpha}{2} - p \cdot \cos \beta \right) = \frac{B}{2} \cdot P,$$

aus welcher Gleichung sich die erforderliche Grösse der Pfeiler bestimmen lässt.

Würde jeder Pfeiler allenthalben mit der constanten Dicke  $= d$  aufgeführt, und dazu ein solches Material verwendet, dass die Cubikeinheit des aufgeführten Pfeilers  $\gamma_1$  wiegt, so würde

$$P = 2 \cdot \frac{B+b}{2} \cdot h \cdot d \cdot \gamma_1 = (B+b) h \cdot d \cdot \gamma_1,$$

und wenn noch

$$b = \frac{1}{\nu} \cdot B$$

vorausgesetzt wird,

$$= B \left( 1 + \frac{1}{\nu} \right) h \cdot d \cdot \gamma_1$$

sein. Man erhält daher nach Substitution dieses Werthes für  $P$  in die Gleichung 2:

$$3) \quad n \left( h \cdot \sin \beta + \frac{B}{2} \cdot \cos \beta \right) \left( 2Q \cdot \sin \frac{\alpha}{2} - p \cdot \cos \beta \right) = \frac{B^2}{2} \cdot \left( 1 + \frac{1}{\nu} \right) h \cdot d \cdot \gamma_1,$$

woraus sich die untere Pfeilerbreite  $fh$ , nämlich:

$$4) \quad B = \frac{n \cdot \cos \beta \left( 2Q \cdot \sin \frac{\alpha}{2} - p \cdot \cos \beta \right)}{2 \left( 1 + \frac{1}{\nu} \right) h \cdot d \cdot \gamma_1}$$

$$+ \sqrt{\left( \frac{2 \cdot n \cdot \sin \beta \left( 2Q \cdot \sin \frac{\alpha}{2} - p \cdot \cos \beta \right)}{\left( 1 + \frac{1}{\nu} \right) d \cdot \gamma_1} + \frac{n^2 \cdot \cos^2 \beta \left( 2Q \cdot \sin \frac{\alpha}{2} - p \cdot \cos \beta \right)^2}{4 \left( 1 + \frac{1}{\nu} \right)^2 d^2 \cdot \gamma_1^2} \right)}$$

ergibt.

Je kleiner  $p \cdot \cos \beta$  gegen  $2Q \cdot \sin \frac{\alpha}{2}$  ist, desto grösser wird  $B$ , also auch das Gewicht der Pfeiler nöthig sein; für den Fall aber, dass

$$p \cdot \cos \beta > 2Q \cdot \sin \frac{\alpha}{2}$$

sich ergeben sollte, würde ein Druck der Gestänge nach oben gar nicht statt finden, weshalb man dann die Pfeiler nach Belieben so schwach aufführen kann, dass sie nur den Widerstand nach unten abzuhalten vermögen.

Für völlig ausreichende Sicherheit kann übrigens in der Praxis  $n=5$  angenommen werden.

Hölzerne Bruchschwingenstühle müssen, des angeführten Umstandes halber, an ihrem Grunde angepfählt, und ihre Theile selbst unter sich gehörig verstrebt und mittels Schrauben aufs Festeste verbunden werden; sonst werden sie leicht lahm, bringen Unordnung in die Bewegung der Gestänge tour und führen Hubverlust herbei.



Bei Feldgestängen, welche schieben und ziehen, also sowohl bei der Hin- als Herbewegung gleichen Widerstand zu leisten, z. B. Wasser zu heben haben, bringt man über oder unter dem Hauptgestänge *a* (Fig. 11 und 12) in einer Entfernung von 6 — 8 Fuss parallel ein zweites Gestänge *b* an, welches den Zweck hat, dem erstern die erforderliche Spannung zu geben. Beide Gestänge versieht man dann in gleichen Abständen, gewöhnlich alle 12 — 15 Fuss, mit Schwingen, wie *cc* eine ist, die man, da ihr Unterstützungs- und Drehpunkt *d* in der Mitte der Entfernung beider Gestänge auf den Lagerhölzern *e, e* eines Stuhles oder Bockes liegt, doppelte Schwingen nennt. Verbunden werden sie am geeignetsten mit den Gestängen mittels Bolzen, welche durch zwei an ihren etwas schwächeren Enden verschraubte eiserne Schienen *f, f* und durch die an den Gestängen befestigten eisernen Lager *g, g* gehen.

Eine doppelte Ortschwinge (so nennt man insbesondere eine Schwinge zu Anfange eines doppelten mit Schub und Zug wirkenden Feldgestänges), aus Gusseisen construirt, sieht man in Fig. 13 (Taf. 113) in der Seitenansicht abgebildet.

Sie ist ausser der Axe oder dem Walzeisen *a*, welches in auf Lagerhölzern *b* befestigten Zapfenlagern ruht, mit den drei fest eingetriebenen Bolzen *c, d* und *e* versehen, wovon *c* und *d* die beiden hier gabelförmig gestalteten, eisernen Gestängenden *f* und *g* in gleichen Entfernungen von der Axe *a* angeschlossen enthalten, während der Bolzen *e* zur Aufnahme der mit der Umtriebsmaschine verbundenen Kurbelstange *h* dient. Die gabelförmigen Enden dieser drei Stangen versieht man mit Spünden oder Futter von Messing oder aus irgend einem andern zur Verminderung der Reibung geeigneten Materiale, die zum Nachstellen durch Keile *i, i*, wie Fig. 14 im Grundrisse deutlich zeigt, eingerichtet werden, um den durch Abnutzung der Bolzen und ihrer Geläufe sonst entstehenden Hubverlust oder sogenannten toden Gang zu vermeiden.

Eine andere Art Schwingen, welche nicht selten bei Druckwerken angewendet wird, zeigt Fig. 15 in der Seitenansicht und Fig. 16 in der Vorderansicht. Sie besteht gewöhnlich aus einem vierkantig gearbeiteten Stücke Eichenholz *a*, welches an dem einen, mit Ringen gebundenen Ende das Walzeisen *b* als Dreh- und Stützpunkt enthält, und an dem andern Ende mit zwei Kappeneisen *c* und *d* ausgestattet ist, woran die Druckstange *e* und die zur Bewegung dienende Stange *f*, welche z. B. eine mit dem Krummzapfen eines Wasserrades verbundene Kurbelstange sein kann, mittels Bolzen hängen. Die in den Kappen und in den Stangenenden befindlichen Bolzen ruhen hier in an der untern Seite der Schwinge angenagelten eisernen Pfannen oder starken Blechen *g*, und werden gegen diese mittels der zwischen Kappeneisen und Schwingen eingetriebenen Keile *h, h* scharf anliegend gemacht. Auch hier kann der tode Gang an den Stangenbolzen durch mit Keilen *i* stellbare Metallfutter vermieden werden.

Die *Wendedocken* oder *Wendeböcke* unterscheiden sich von den Bruchschwingen nur dadurch, dass sie statt der Walzeisen, wegen sonst leichten Lahmwerdens, mit einer langen mit Zapfen versehenen Welle ausgestattet und ihre ganz oder nahe wagerecht liegenden Arme gegen diese mit Winkelstreben abgesteift sind. Eine solche, für einen ansehnlichen Bruchwinkel, ist in Fig. 17 in der obern Ansicht und in Fig. 18 in der Seitenansicht dargestellt.

$a, a$  sind die beiden Schenkel oder Arme, welche an der vierkantig gearbeiteten stehenden Welle  $b$  etwas eingelassen und mit dieser durch eine Schraube auf das Innigste verbunden sind. Ein Ring  $c$ , über beide Enden dieser Schenkel gelegt, sichert diese gegen das Aufspringen.

An die Köpfe beider Schenkel  $a, a$  werden die beiden Gestänge  $d$  und  $e$  auf die bei den Bruchschwingen übliche Weise mittels Bolzen in Pfadeisen dergestalt gehängt, dass die Hälse ihrer Krückeneisen sich in den dieserhalb angebrachten Schlitzten in der Mitte der Dicke oder Höhe der Schenkel bewegen können.

Zur dauerhaften Verbindung beider Schenkel  $a, a$  mit einander dienen die über die Stirnen ihrer Kopfenden weg gelegten, unter sich parallel laufenden schmiedeeisernen Schienen  $f, f$ , welche daran, und zwar zugleich mittels der Pfadeisenschrauben, befestigt sind, ingleichen die eingezapfte und versetzte Strebe  $g$  und die Schraubenspindel  $h$ , durch welche letztere ein scharfes Anziehen der Schenkel gegen erstere bewirkt und auf diese Weise der Zusammenhalt der Wendedocke namhaft gesteigert wird.

Die zwischen den Schenkeln  $a$  und der Welle  $b$  eingesetzten und verschraubten Winkelstreben  $i$  haben die Schenkel und die daran ange-schlossenen Gestänge zu tragen, in der gewünschten Bewegungsebene steif zu erhalten und, wie schon erwähnt worden, gegen Lahmwerden zu schützen.

Was die Aufstellung der Wendedocken betrifft, so wird solche dadurch bewerkstelligt, dass man ihren untern Zapfen in einer stählernen Pfanne eines eisernen Lagers der Schwelle  $k$ , ihren obern dagegen zwischen zwei halben eisernen Lagern, den sogenannten Pfadeisen, welche an dem Rahmstück oder Stempel  $l$  angeschraubt werden, gehen lässt. Sowohl Schwelle als Rahmstück sind entweder zwischen unweichebare Gesteinflächen eingetrieben, wie in der Grube, oder in einem besonders dazu aufzustellenden fest zu verpfählenden oder zu verankernden Stuhle, wie über Tage, zu befestigen.

Die gebräuchlichsten Arten von Kreuzen sieht man auf Taf. 114 abgebildet.

Fig. 19 und 20 stellen ein Viertelkreuz resp. in der Seiten- und obern Ansicht dar. Dasselbe wird überhaupt nur für Bruchwinkel von etwas unter 90 Graden bei einfacher Gestänganhängung angewendet, in welchem Falle die beiden physischen Arme oder Schenkel desselben in einem Winkel von nahe 90 Graden sich durchkreuzen und mit zureichender Dauerhaftigkeit verbunden werden können.

Der mehr lothrecht stehende Arm  $a$  eines solchen Kreuzes besteht gewöhnlich aus einem einzigen Stücke Eichenholz, während der andere  $b$  aus zwei gut an einander gepassten Hälften von dergleichen Holz angefertigt wird, die man auf den erstern aufblattet, mit mehrern Schrauben innig verbindet und zu beiden Seiten des in der Mitte des Vereinigungspunktes fest verkeilten Walzeisens  $c$  mit den Ringen  $d$  versieht. Zwischen beiden Armen  $a$  und  $b$  wird eine Strebe  $e$  mit Versetzung eingesetzt und scharf eingetrieben und auf beiden Seiten mit den Wangen- oder Legeisen  $f, f$ , welche sowohl an der Strebe als an den Kreuzarmen verschraubt werden, ausgestattet.

In den Köpfen beider Arme hängt man die Stangen oder Gestänge  $g$  und  $h$  auf die bei den Bruchschwingen ähnliche Art ein, nämlich mittels Bolzen auf mit Deckeln versehenen Pfadlagern  $i$  und  $k$ , so zwar, dass



sich die schmiedeeisernen Stangenhäuse in schlitzförmigen Oeffnungen der Armköpfe frei bewegen können.

Den wesentlichen Zusammenhalt eines solchen Kreuzes, welches die in der Richtung der Gestänge wirkenden Kräfte aus einander zu ziehen streben, gewähren die zu beiden Seiten des Kreuzes angebrachten schmiedeeisernen Kopfschienen *l, l*, deren gegenüberliegende Enden hinter den winkelrecht mit der Richtung der Schienen abgeschmiegteten Köpfen der Kreuzarme mit einem starken eisernen Riegel *m*, welcher in *Fig. 21* im Längendurchschnitte der Deutlichkeit wegen im doppelten Massstabe gezeichnet ist, vereinigt sind. Der zwischen diesem Riegel und dem auf der abgeschmiegteten Fläche der Kreuzköpfe angetragenen Bleche gelassene, kleine Zwischenraum wird mit eisernen Keilen *n, n* (*Fig. 19* und *20*) ausgekilt, und so auf diese Weise nicht nur die Schienen *l, l* gespannt, sondern auch die beiden Kreuzarme gegen ihre Strebe *e* gepresst, überhaupt aber ein sowohl dem Zusammendrücken als dem Auseinanderziehen der Kreuzarme gleich kräftig widerstehender Zusammenhalt der Theile bewirkt.

Eine andere Art Viertelskreuze, die nämlich, deren Arme durch die in den Richtungen der Gestänge wirkenden Kräfte nicht wie bei der so eben beschriebenen Art aus einander gezogen, sondern gegen einander gedrückt werden, und die man häufig und zwar dann allemal paarweise anwendet, wenn man zwei abwechselnd auf- und niedergehende Gestänge unmittelbar neben einander parallel laufend anzubringen beabsichtigt, sieht man, in dem dazu erforderlichen Stuhle hängend, in *Fig. 22* in der Seitenansicht und in *Fig. 23* in der Queransicht zur Hälfte, und zwar im mittlern Stande des Hubes begriffen, vorgestellt.

Wegen des bereits erwähnten Umstandes, dass die Arme eines solchen Kreuzes von der Gestängelast gegen einander gedrückt werden, können sie etwas leichter, im Uebrigen aber fast eben so wie das in *Fig. 19* und *20* angegebene Kreuz construirt werden, wie aus der Vergleichung der Figuren deutlich hervorgeht. Ihre Streben *a* sind selten, und nur etwa dann mit Leg- oder Wangeneisen, wie in *Fig. 19*, zu versehen, wenn sie sehr grossen Belastungen zu widerstehen haben, in welchem Falle durch diese lediglich bezweckt wird, dass sich das Holz der Kreuzarme *b, b* in Folge grossen Druckes gegen das Stirnholz der Strebe nicht zur Seite heraus, sondern mehr in sich zusammendrücken kann.

Die Verbindung eines solchen Paares von Kreuzen unter sich behufs abwechselnden Auf- und Niedergehens pflegt mittels zweier aus Holz oder besser, wie *Fig. 22* zeigt, aus Schmiedeeisen bestehender Verbindungs- oder Spannschienen *c* zu geschehen, welche zur Seite der Köpfe der mehr lothrecht herabhängenden Kreuzarme liegen und hinter denselben durch in angeschraubten Metallagern ruhende und sich drehende Bolzen *d* und *e* angehängt sind. An dem einen dieser Bolzen, wie z. B. an *d* (*Fig. 22*), ist zugleich die zur gemeinschaftlichen Bewegung beider Kreuze dienende Stange *f*, welche in den meisten Fällen die mit dem Krummzapfen des Motors verbundene Kurbelstange selbst ist, angeschlossen. Diese muss, da sie sowohl im Zuge als im Schube gleiche Kraft auszuüben hat, vor dem Bolzen ein mittels des Keiles *g* stellbares Metallfutter bekommen, um den in Folge der Abnutzung des Bolzens und der Futter sonst entstehenden todtten Gang oder Hubverlust gänzlich vermeiden zu können.

Zwischen beiden Schienen *c, c* gehen die Gestänge *h, h* hindurch.

Der Stuhl, auf dessen Rahmstücke oder Angewäge *z*, wovon in den *Fig. 22* und *23* nur eines sichtbar ist, beide Kreuze in gewöhnlichen, aber auf das Festeste aufgeschraubten eisernen Zapfenlagern ruhen, muss hauptsächlich in den beiden Richtungen der Bewegung des Kreuzpaares gut verstrebt und allenthalben verschraubt sein. Sind die Axen der Walzeisen der Kreuze etwas conisch, was in allen Fällen gut ist, da solche Zapfen bei gleicher Tragfähigkeit weniger Frictionsmoment als cylindrische geben, so ist der Stuhl auch noch mit Seitenstreben, welche winkelrecht gegen die Bewegungsebene der Kreuze gerichtet sind, zu versehen, die dem Seitenschub zu widerstehen und das Lahmwerden des Stuhles zu verhindern haben.

Ueber Tage, wo die hölzernen Kreuze dem Witterungswechsel ganz ausgesetzt sind, somit bei grosser Trockenheit schwinden, in der Nässe anquellen und in Folge dieses Wechsels sehr bald lahm und faul werden, wendet man statt ihrer gusseiserne an, die insbesondere noch den Vorzug vor jenen haben, dass sie mit weit grösserer Tragfähigkeit ausgeführt werden können, weit mehr Steifheit besitzen, auch, da sie bei völlig zureichender Stärke einer Erneuerung nicht bedürfen, wohlfeiler sind.

Man fertigt diese gewöhnlich aus zwei einander gleichen Hälften *a, a*, wie *Fig. 24*, welche eine Seitenansicht eines dergleichen rechtwinkligen Kreuzes ist, an, welche etwas von einander abstehend auf der Welle oder dem Walzeisen *b* (*Fig. 25*) festgekeilt und bei *a, a* verschraubt werden. In den zwischen ihnen gelassenen Raum hängt man die Stangen oder Gestänge ein und befestigt sie mittels in den Oeffnungen *c, c* fest und unbeweglich stehender Bolzen.

Kommt es bei der Bewegung eines Gestänges darauf an, dass sie in einer und derselben geraden Linie, also ohne Seitenbewegung statt finden soll, so hat man den das Gestänge tragenden Kreuzarm mit irgend einer der bekannten diese Bedingung erfüllenden Vorrichtungen, hier gewöhnlich am einfachsten, weil die Kraft immer nur nach einer Seite hin thätig ist, mit einem Krümmlinge zu versehen, an welchem man das Gestänge mittels einer Laschen- oder Bandkette hängt. Die *Fig. 26* und *27* zeigen ein dergleichen Kreuz von Gusseisen für einen Bruchwinkel von 90 Graden resp. im Seiten- und Querprofile. Dasselbe besteht mit dem Krümmlinge *a*, welcher nach einem aus der Mitte des Walzeisens *b* beschriebenen Kreisbogen construirt ist, und mit den diesen hinreichend unterstützenden Streben aus einem einzigen Stücke. Am obern Ende des Krümmlings *a* ist eine Bolzenöse *c* fest aufgeschraubt, in welche die am Kopfe des Gestänges *d* angeschlossene Kette *e* mittels eines Bolzens aufgehängt ist und besonders noch von der an dem Bolzen der Oese *c* befestigten und hinter dem Arme *f* verschraubten schmiedeeisernen Stange oder Spindel *g* zu mehrerer Sicherheit getragen wird. Diese Kette *e* ruht auf der äussern Seite des Krümmlings, und wickelt sich von demselben ab oder legt sich auf denselben auf, nach Massgabe der Nieder- oder Aufwärtsbewegung des Kreuzes um seine Axe. Dass übrigens der Krümmling *a* etwas länger sein muss als der Hub des Gestänges, damit die aufliegende Kette mit ihm stets in Berührung bleibe und das Gestänge in einer und derselben geraden Linie führe, versteht sich von selbst.

Der obere Kreuzkopf steht mit der Zug- oder Kurbelstange *h* in Verbindung, durch welche die Bewegung der Umtriebsmaschine dem Gestänge *d* mitgetheilt wird.



Hölzerne Kreuze von der Art, wie in *Fig. 22*, deren wagerecht liegende, die Gestänge tragende Arme jedoch mit Krümmlingen zu gleichem Zwecke, wie in *Fig. 26* und *27*, versehen sind, stellt das in *Fig. 28* im Seitenprofil gezeichnete, übrigens wie in *Fig. 22* vereinigte Paar, welches die beiden abwechselnd auf- und niedergehenden Gestänge *a* und *b* unmittelbar neben einander zu führen hat, dar.

Bei einem solchen Kreuze ist der hölzerne entweder aus einem Stück oder aus zwei Hälften bestehende und dann zusammengeschaubte, nach einem Kreisabschnitte gestaltete Krümmling *c* an dem Kopfe des Armes *d* mittels eines an denselben geschnittenen Zapfens und eines Keiles befestigt.

Um denselben ganz steif am Kreuzarm *d* zu erhalten und ihn sammt seinem Arm mit dem aus zwei zusammengeschaubten Hälften bestehenden lothrecht herabhängenden Arm *e* in hinreichend dauerhafte Verbindung zu bringen, sind innerhalb der beiden Kreuzarme die sich durchkreuzenden Streben *f* und *g* angebracht, wovon die längere, nämlich *f*, mit Wangen oder Legeisen *h* versehen ist, welche sich bis auf den Krümmling erstrecken und sowohl an diesem als an der Strebe mit Schrauben befestigt sind. Ausserdem geht auch die am Bolzen *i* das Gestänge mittels der Auflegekette *k* tragende schmiedeeiserne Kopfschiene *l* (*Fig. 28* und *29*) bis an den Arm *e* herein, und verhindert dadurch, dass sie daselbst an dem Arme *d* und der Strebe *g* und am Krümmlinge festgeschraubt ist, das Vorweichen des Krümmlings durch die Gestängelast.

Da sich die Kette des Gestänges bei grossem Drucke in den Krümmling eindrücken würde, so ist dessen Bogenfläche mit einem starken Bleche *n* versehen, dessen Seiten zu 1 — 2 Zoll hohen Rändern aufgebogen sind, um zugleich eine Seitenabweichung der Kette zu verhindern.

*Fig. 30* ist die Rückenansicht und *Fig. 29* die obere Ansicht von einem solchen Kreuze.

*m* (*Fig. 28*) ist das Anschlussstück der Treibe- oder Kurbelstange.

Uebrigens ist ein solches Kreuzpaar in einem Stuhle aufzuhängen, welcher, wenn er von Holz sein soll, dem in *Fig. 22* dargestellten ganz gleich ist. Es kann derselbe jedoch auch in zwei neben einander befindlichen steinernen Pfeilern bestehen, auf welchen die Angewäge des Kreuzpaares angeankert sind und zwischen welchen sich die Kreuze bewegen können.

In Bruchwinkeln von 90 und mehr Graden hängt man statt der Viertels- und der halben Kreuze, welche letzteren überhaupt durch die bereits beschriebenen Constructionen der erstern, sowie durch die nachfolgende ganz entbehrlich gemacht sind und deshalb in diesem Artikel weiter nicht beachtet werden sollen, ganze Kreuze, sowohl für einfach als doppelt angehängte Gestänge, ein.

Ein einfaches ganzes Kreuz für einen 90 Grad betragenden Bruchwinkel sieht man in *Fig. 31* im Seitenprofile dargestellt. Die Construction desselben weicht von der des Viertelkreuzes *Fig. 19* und *20* nur darin ab, dass die beiden Kreuzarme *a* und *b*, wovon *b* aus zwei verschraubten Hälften besteht, länger sind, sich mehr in der Mitte ihrer Länge kreuzen und alle vier Enden derselben unter sich mittels der vier mit Versetzung in sie eingeschobenen Streben *c* fest abgesteift sind. Die an den Armköpfen unmittelbar vor den Streben scharf angetriebenen

Ringe von Schmiedeeisen halten das Armholz an dieser Stelle fest zusammen und verhindern, dass die Streben das vor der Versetzung befindliche Holz der Arme weder abstreifen noch aufspalten können.

Doppelte ganze Kreuze baut man entweder von Holz nach *Fig. 32* und *33*, oder stellt sie aus Gusseisen nach *Fig. 34* und *35* her. *Fig. 32* ist die Seitenansicht und *Fig. 33* die obere Ansicht des hölzernen Kreuzes dieser Art. Es ist dasselbe auf gleiche Weise, wie das einfache doppelte Kreuz *Fig. 31*, aus zwei sich in der Mitte durchkreuzenden und durch die vier Streben *b* kräftig abgesteiften Armen *a*, *a* zusammengesetzt, so zwar, dass die gleich langen mechanischen Hebelarme *cd*, *ce* und *cf* unter sich zwei rechte Winkel bilden, wenn die beiden an den wagerecht liegenden Balken aufgehängten Gestänge *g*, *g* lothrecht herabhängen und die an dem vertikal stehenden Arm angeschlossene Stange *h* wagerecht liegt.

Das Walzeisen *c* befindet sich in der Mitte der Durchkreuzung beider Arme *a*, *a*, da es hier die grösste Befestigung erhalten kann; dieserhalb müssen auch die Bolzen *d* und *e* der angehängten Gestänge *g*, *g* in der Mitte der Höhe ihres Kreuzarmes angebracht sein, um so auf diese Weise weder Hubverlust noch Ungleichheit in den statischen Momenten der Belastungen herbeizuführen. Um die für diese Bolzen eingesetzten Pfadeseisen gehörig befestigen und die Belastung der Gestänge, obgleich die Bolzen der letztern in der Mitte der Armhöhe sich befinden, auf die ganzen Armköpfe zu vertheilen, werden an jedem Armkopfe, oben und unten, die schmiede- oder gusseisernen Platten *i*, *i* angelegt und diese gegen dieselben mittels der die Bolzenlager haltenden Schrauben scharf angezogen und überdies noch mit Ringen *k*, *k* versehen.

In dem Kopfe des obern oder mehr lothrecht stehenden Kreuzschenkels wird die im Zug und Schub mit gleicher Kraft wirkende Stange *h* mittels ihres Bolzens in gusseisernen Lagern, deren Form aus *Fig. 36*, welche sie im doppelten Massstabe in zwei Ansichten darstellt, deutlich hervorgeht, eingehängt, und zwar so, dass das hintere Lager gegen den Bolzen mittels des durch eine Schraube anziehbaren Keiles *l* (*Fig. 32* und *33*) nach Massgabe der Abnutzung aus dem bereits bei Beschreibung der *Fig. 22* angegebenen Grunde nachgestellt werden kann.

Um auch diesem Kopfe eine grössere Tragkraft zu geben, ist hinter dem Stellkeile ein diesen festhaltendes Stück Holz *m* angetragen und an dem Kopfe mittels zweier Ringe befestigt.

Aufgelagert werden solche Kreuze auf Lagern *n*, *n* (*Fig. 33*), welche auf Rahmstücken oder Angewägen *o*, *o* eines dem in *Fig. 22* dargestellten ähnlichen Stuhles befestigt sind, oder auch, wie es bei den übrigen Arten von Kreuzen in Schächten zu geschehen pflegt, auf zwei zwischen Gesteinsflächen eingetriebenen Tragestempeln.

Doppelte ganze Kreuze von Gusseisen sind gewöhnlich runde mit Speichen versehene Scheiben, wie *Fig. 34* und *35*, an deren Umfang die Gestänge *a*, *a* mittels der Ketten *b*, *b* an den Bolzen *c*, *c*, die durch angegossene Backen der das Abgleiten der Ketten verhindernden Scheibenränder gehen, befestigt werden. An einer der Speichen der Scheibe, wie z. B. an *d* (*Fig. 34*), hängt man die Treibe- oder Zugstange *e*, welche für den in der Zeichnung dargestellten Fall gegabelt sein muss, um das eine der Gestänge in der Bewegungsebene durch sie hindurchgehen lassen zu können.

Um den Hub der Gestänge *a*, *a* verändern zu können, befinden sich in dieser Speiche *d* mehrere Oeffnungen *f*, *f* zur Aufnahme des Bolzens der Zugstange *e*.



Geneigte, in der FALLEBENE eines Schachtes hängende Kreuze, welche bei gangweise hängenden Gezeugen ihre Anwendung finden, sind mit diesen fast ganz ausser Gebrauch gekommen, und zwar deshalb, weil dergleichen Gezeuge, nur mit einem Krummzapfen arbeitend, mechanisch unvollkommene Maschinen sind, und nächst dem ihre Theile einer weit grössern Unterstützung bedürfen, die denselben oft nur mit grossem Geldaufwande gewährt werden kann.

In Betreff dieser Art von Kreuzen dürfte daher die Bemerkung genügen, dass sie der Hauptsache nach zwar wie die doppelten ganzen Kreuze eingerichtet sind, dass sie jedoch wegen der schiefen Stellung mit dem untern Zapfen ihres Walzeisens in einer unausweichbaren Pfanne stehen müssen, sowie dass die von der Umtriebsmaschine in vertikaler Ebene bewegte Kurbelstange nicht mittels eines Bolzens, sondern mittels einer am Krützeleisen angeschweissten Kugel in dieser entsprechenden Pfannen an dem Kopfe des einen Kreuzschenkels einzuhängen ist.

Eben so können auch hier die Kreuze mit veränderlichem Hube, da der durch sie bezweckte Vortheil eines der zu hebenden Grundwassermenge entsprechenden vollen Aushubes der Sätze durch einen langsamern Gang der Umtriebsmaschine oder durch An- und Abhängen von Hilfssätzen, ohne dadurch in den meisten Fällen erheblichen Kraftverlust herbeizuführen u. s. w., noch leichter werden kann, und wobei nicht, wie bei Gezeugen mit veränderlichem Hube, eine ungleiche Abnutzung der Pumpenstiefel oder Kolbenröhren längs ihrer Länge statt findet, mit der Andeutung übergangen werden, dass sie sehr ausführlich beschrieben und dargestellt sind in dem Werke: „Neue Vorschläge und Erfindungen zur Verbesserung der Wasserkünste beim Bergbaue und Salinenwesen“, von Dr. JOSEPH BAADER u. s. w. Bayreuth, 1800.

Endlich verdient noch bemerkt zu werden, dass auch, jedoch nur in seltenen Fällen, Bruchschwingen und Kreuze mit verschiedenen langen mechanischen Armen gebaut werden, um nächst der Richtungsveränderung auch die Kraft oder Last sowie deren Geschwindigkeit im Verhältniss der angewendeten mechanischen Armlängen aus irgend einem Grunde abgeändert zu erhalten. Die Construction dieser weicht in der Hauptsache von derjenigen der in diesem Artikel behandelten Fälle nicht ab.

Was die Dimensionen der einzelnen Theile einer Bruchschwinde, einer Wendedocke oder eines Kreuzes u. s. w. betrifft, so ist im Allgemeinen anzuführen, dass für alle diese Vorrichtungen wesentlich nur zu bestimmen sind: die Dicke der Walzeisen und der Bolzen der Gestänge oder Krückeneisen, die Querschnitte der Spannschienen, der Streben und der Wangeneisen (letztere an den Bruchschwingen) oder der diese ersetzenden Ringe wie in *Fig. 4* (Taf. 113). Die Dicke der Schwingen- oder Kreuzarme selbst braucht nicht besonders berechnet zu werden, da diese gewöhnlich von der Grösse der erwähnten Theile, namentlich von der Länge der Bolzen der Krückeneisen oder der Walzeisen abhängen und dann, weil sie überhaupt nur zur Unterstützung jener Theile und zur Führung der Gestänge zu dienen haben, weit mehr als die erforderliche Tragfähigkeit besitzen. Nur bei gusseisernen Vorrichtungen dieser Art kann ein solches Uebermass von Tragvermögen etwas gemindert werden; indessen gibt man auch den Armen dieser am Kopfe wenigstens den Querschnittsinhalt der beide Arme verbindenden Spannstrebe und lässt sie von da aus nach dem Walzeisen zu selbst noch etwas stärker werden.

Bezeichnet allgemein  $\alpha$  den Bruchwinkel einer Schwinge, eines Kreuzes oder einer Wendedocke;  $G$  das Gewicht der an einer dieser Vorrichtungen hängenden Gestänge in der Richtung der letztern, dafern dasselbe durch Gegengewichte balancirt wird;  $Q$  die in der Richtung der Gestänge wirkende grösste Kraft oder Last, so hat man, wenn das Gewicht der Schwinge, des Kreuzes u. s. w. unberücksichtigt gelassen wird, zunächst den mittlern grössten Druck auf das Walzeisen, d. i.:

$$D = 2 (G + Q) \sin \frac{\alpha}{2}.$$

Die Stärke oder der Durchmesser der Axen am Walzeisen ist demnach

$$d = \sqrt[3]{\frac{5,1 \cdot l \cdot 2 (G + Q) \sin \frac{\alpha}{2}}{k}} = \sqrt[3]{\frac{10,2}{k} \cdot l \cdot (G + Q) \sin \frac{\alpha}{2}},$$

wenn  $l$  die Länge des Walzeisens ohne die Axen,  $k$  einen der resp. Festigkeit des angewendeten Materiales entsprechenden Coefficienten bezeichnet und  $d$  einem das Brechen bewirkenden Drucke angehört, welcher das Dreifache von dem Drucke  $D$  beträgt.

Werden die Gewichte  $G$  und  $Q$  in Kilogrammen,  $d$  und  $l$  in Centimetern ausgedrückt, so ist nach VERDAM

$$\text{für Gusseisen} \quad k = 1070$$

$$\text{„ Schmiedeeisen} \quad k = 1600$$

zu nehmen.

Ist die Dicke der Krützeisenbolzen, wie  $b$  und  $c$  Fig. 3 (Taf. 113),  $= \delta$ , deren Länge  $= \lambda$ , welche, beiläufig erwähnt, bei den schwächsten Kunstgezeugen wegen Vermeidung schneller Abnutzung nicht unter 18 Centimeter betragen darf, so ist für die dreifache Tragfähigkeit und mit Rücksicht auf Abnutzung

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{5,1 \cdot (G + Q) \lambda}{k}}.$$

Der Querschnitt einer jeden Schwinge, wie z. B. Fig. 6 (Taf. 113), oder der einer jeden Spannschinne  $f$  Fig. 17 (Taf. 113) oder  $l$  Fig. 19 (Taf. 114) muss, bei hinreichender Sicherheit,

$$q = \frac{3 \cdot (G + Q) \sin \frac{\alpha}{2}}{2 \cdot k}$$

Quadratcentimeter betragen, wenn  $k = 1600$  Kilogramm auf 1 Quadratcentimeter für Schmiedeeisen, welches zu dergleichen Gegenständen nur verwendet wird, ist.

Desgleichen hat man für die Diagonalstreben gusseiserner Kreuze, Fig. 24 und 26 (Taf. 114), den Querschnitt

$$q_1 = \frac{3 \cdot (G + Q) \cdot \sin \frac{\alpha}{2}}{1070}$$

Quadratcentimeter.

Für die Spann- oder Verbindungsschienen  $c$  Fig. 22 (Taf. 114) hat man, da an dem aufgehenden Gestänge  $h$  die Last  $G + Q$ , an dem



niedergehenden dagegen der Widerstand  $G - Q_1$  statt findet, wo  $Q_1$  z. B. die sämtlichen Nebenwiderstände in den Pumpen einer Wasserhebmachmaschine bezeichnet, den Querschnitt einer jeden, d. i.:

$$q_2 = \frac{3 \cdot (2G + Q - Q_1)}{2 \cdot k}$$

bei gleichen Längen der Arme  $b$  zu machen.

Die Stärke der hölzernen Arme an Bruchschwingen, Kreuzen u. s. w. macht man gewöhnlich gleich der Länge der Gestängbolzen, insoweit diese in ihrem Pfadeseisen aufrufen, und die Breite derselben gleich  $\frac{7}{8}$  bis  $\frac{3}{4}$  ihrer Stärke. Schwachen Armen setzt man wohl auch in der Nähe des Walzeisens, um dieses dauerhaft befestigen zu können, sowohl in der Stärke als Breite zu, wie in *Fig. 1, 2 und 5* (Taf. 113) ersichtlich ist.

Ueber die Bestimmung der Stärke der Ketten und ihrer Bolzen, welche bei Kreuzen mit Krümmlingen angewendet werden, siehe Artikel **BALANCIER**.  
F. W. Schwamkrug.

**Brücken**, bewegliche. Als Gegensatz der feststehenden oder liegenden Brücken (fr. *ponts dormants*) bezeichnet der Collectivname bewegliche Brücken (fr. *ponts mobiles*) alle über eine Vertiefung führenden künstlichen Communicationen, bei denen entweder der vorübergehende Zweck nur eine kurze Dauer der Aufstellung, oder äussere Rücksichten eine nach Willkür zu unterbrechende Verbindung der Ufer erheischen. Nach ihren Haupteigenthümlichkeiten kann man die beweglichen Brücken in folgende Klassen theilen:

1) Schwimmende Communicationen ohne fortlaufende Brückenbahn; hierzu gehören die auf fliessenden Gewässern, in Häfen, schmalen Seen üblichen Prahmen, Nachen oder gewöhnlichen Fähren (fr. *bacs ordinaires*), die Seil- oder fliegenden Fähren (fr. *bacs à tringles*), die fliegenden Brücken (fr. *ponts volants*), ferner die zu vorübergehenden, meist militärischen Zwecken erbauten Communicationenmaschinen und die Flossfähren verschiedener Construction.

2) Schwimmende Communicationen mit stetiger Brückenbahn; diese Klasse bilden die zu bürgerlichen Zwecken errichteten permanenten schwimmenden Brücken; sie dienen als Stellvertreter liegender Brücken über breite Ströme und in Häfen, wenn der Bau einer liegenden Brücke unausführbar oder unthunlich erscheint. Permanente Widerlager und eine nur auf den Wassertransport bezügliche Construction der Unterlagen characterisiren diese Brücken.

3) Colonnenbrücken (fr. *ponts militaires*) sind die von den Armeen mit in das Feld geführten Brückenzüge und alle aus deren Material erbauten Brücken. Die Zusammensetzung des Materials eines solchen Brückenzuges muss von der Art sein, dass ohne wesentliche Abänderung einzelner Theile die Ueberbrückung der gewöhnlich vorkommenden Klassen von Vertiefungen ausführbar ist. Neben dieser Forderung einer vielseitigen Anwendung müssen aber auch die Forderungen genügender Transportfähigkeit, sowie hinlänglicher Dauer und Tragfähigkeit einer gleichen Beachtung unterzogen werden. Die Construction der Colonnenbrücken selbst muss von der Art sein, dass der Bau und Ausbau der ganzen Brücke, sowie die Auswechslung einzelner Theile, leicht und schnell ausgeführt werden kann, der Brückenbau eine im Verhältniss nur geringe Zahl besonders

eingübter Mannschaft erfordert, die Brücke selbst aber weder einen zu heftigen äussern Druck, noch in sich einen verderblichen Seitenschub hervorbringt. Nach der Construction der Unterlagen unterscheidet man:

- a) schwimmende Colonnenbrücken, zu welchen die Schiff- oder Kahnbrücken (fr. *ponts de bateaux*) und die Pontonbrücken (fr. *ponts de pontons*) gerechnet werden;
- b) stehende Colonnenbrücken; hierher gehören alle aus dem Material der Brückenzüge zusammengesetzten Balkenbrücken, ferner die Bockbrücken (fr. *ponts de chevalets*) und die Wagenbrücken (fr. *ponts roulants*);
- c) schwebende Colonnenbrücken, als Seilbrücken (fr. *ponts de cordages*) und Hängebrücken (fr. *ponts suspendus*).

Häufig werden indessen die Colonnenbrücken eine gemischte Bauart erfordern, daher ein Brückenzug die Elemente für alle drei verschiedene Gattungen in sich schliessen muss.

4) Nothbrücken; diese characterisirt die schnelle oft gefahrvolle und nicht völlige Sicherheit gewährende Erbauung, sowie die zum Theil sehr sinnreiche Benutzung des sich eben vorfindenden Materials. Der Bau von Nothbrücken zu bürgerlichen Zwecken wird durch das unerwartete Einstürzen einer stehenden Brücke, durch Ueberschwemmungen, kurz durch Unglücksfälle herbeigeführt. Bei den militärischen Nothbrücken (fr. *ponts de circonstances*) ist dies aber keinesweges immer der Fall, sondern man legt diese Benennung allen denjenigen Brücken bei, welche ohne Benutzung des Materials der Brückenzüge erbaut werden. Es können daher Balkenbrücken, Bockbrücken, Pfahlbrücken (fr. *ponts de pilots*), Schiffbrücken, Flossbrücken (fr. *ponts de radeaux*), die Abarten der letztern, als Fass-, Kasten-, Schlauch-, Leiter-, Vogelbauer-, Rohrbrücken, ferner Wagenbrücken, Schanzkorbbrücken, selbst die dammartigen Ueberbrückungen der Moräste unter diese Klasse gerechnet werden.

5) Interimsbrücken (fr. *ponts provisionnels*) dienen zum einstweiligen Ersatz schadhafter stehender Brücken und werden in manchen Fällen zugleich mit zur Förderung der Baumaterialien benutzt.

6) Festbewegliche Brücken sind permanente Brücken solcher Beschaffenheit, dass durch die Bewegung der ganzen Brücke oder eines Theiles derselben die Landcommunication nach Willkür unterbrochen und wieder eröffnet werden kann. Dem Zwecke dieses Werkes gemäss kann nur diese Klasse der beweglichen Brücken einer weitem Bearbeitung unterliegen, es dürfte daher zweckmässig erscheinen, zuvörderst die Umstände hervorzuheben, welche den Bau einer festbeweglichen Brücke veranlassen können. Die Communicationen zu Land und zu Wasser müssen ungestört neben einander bestehen können; ist es daher nicht möglich, die über schiffbare Flüsse, Canäle, Schleusen, Bassins u. s. w. geführten festen Brücken, hinsichtlich der Weite und Höhe der Bogen, in Einklang mit den Bedürfnissen der Schifffahrt zu bringen, so wird man in der Anwendung festbeweglicher Brücken das einzige Auskunftsmittel finden, den unvermeidlichen Störungen ihren nachtheiligen Einfluss zu benehmen. Eine Unterbrechung der Communication, ohne sich des Mittels zu berauben, dieselbe augenblicklich wieder herstellen zu können, erheischt die Forderung der Sturmfreiheit nicht allein an den Brücken permanenter Befestigungen, sondern auch an den Brücken provisorischer und zuweilen selbst an denen der Feldwerke; auch hier ist man sonach auf die Errich-



tung festbeweglicher Brücken verwiesen. Ausser diesen beiden Hauptbeweggründen können noch folgende Verhältnisse die Anlage festbeweglicher Brücken herbeiführen. Erstens, wenn zwei einander kreuzende, in verschiedenem Niveau liegende Wege oder Transportbahnen weder eine Ausglei chung des Niveaus, noch eine feste Ueberbrückung zulassen. Zweitens, wenn die Verladung der Schiffe durch unmittelbare Verbindung des Schiffsbords mit dem Ufer wesentlich befördert wird, besonders in den Fällen, wo Transportbahnen in ziemlich gleichem Niveau mit dem Schiffsbord angelegt sind und die zu verladenden Gegenstände die Anwendung des Krahns unzulässig machen. Drittens als Landungsbrücken oder als Sturmbrücken, in fester Verbindung mit den Schiffen selbst. Endlich viertens als bewegliche Landbrücken zur Verbindung einer schwimmenden Brücke mit dem Ufer, wenn sehr veränderliche Wasserstände oder Ebbe und Fluth einen fortwährenden Umbau gewöhnlicher Landbrücken erforderten.

Hinsichtlich der Construction unterscheidet man folgende Systeme der festbeweglichen Brücken:

- 1) Klappenbrücken (fr. *ponts de clapets*), wenn der über dem Fahrwasser liegende Bogen einer feststehenden Brücke genügenden Raum für die Passage des Schiffskörpers gibt und nur für die Masten oder zugleich für den obern Theil des Takelwerkes ein Durchlass von entsprechender Weite geöffnet werden muss.
- 2) Zug- und Fallbrücken (fr. *ponts-levis*; engl. *draw-bridges*), bei denen der bewegbare Theil der Brückenbahn, die Brückenklappe (fr. *le tablier*), sich um eine am Ende befindliche horizontale Axe dreht.
- 3) Wippbrücken (fr. *ponts à bascule*; engl. *brink-bridges*), sobald sich die horizontale Drehungsaxe in der Mitte der Brückenklappe befindet.
- 4) Drehbrücken (fr. *ponts tournants*; engl. *turn-bridges*), wenn sich die Brückenbahn in horizontaler Lage um eine vertikale Axe bewegt.
- 5) Rollbrücken (fr. *ponts roulants*; engl. *roll-bridges*), sobald sich die Brückenbahn in der Richtung der Brückenlinie und in horizontaler Lage vor und zurück bewegen lässt.
- 6) Brücken mit vertikaler Bewegung der Brückenbahn aufwärts oder abwärts (fr. *ponts à mouvement vertical ascensionnel ou descensionnel*); die Brückenbahn wird in horizontaler Lage entweder bis auf den Grund der Vertiefung versenkt, oder vertikal bis zur erforderlichen Höhe über den Wasserspiegel erhoben.
- 7) Bewegliche Landbrücken (fr. *travées tournantes*), bei denen sich die Brückenbahn, wie bei den Wippbrücken, um eine horizontale Axe dreht, welche überdies mit einer Vorrichtung zum Höher- und Tieferstellen versehen ist.
- 8) Schwimmende Canalbrücken (fr. *ponts amovibles*), wo die Verbindung der Ufer durch eine auf Schiffen oder Prahmen etablirte Brückenbahn hergestellt wird und bei der Eröffnung der Passage für die Schifffahrt die ganze unzerlegte Brücke in einen seitwärts gelegenen Hafen gebracht werden kann.

Die Wahl unter diesen Systemen, sowie die Construction jeder einzelnen Brücke, hängt von dem Zusammenwirken einer Menge Umstände ab, die theils in subjectiver, theils in localer Beziehung zum Baue stehen. Ihr Einfluss möge in seinen Grundzügen hier kurz geschildert werden; eine speciellere Würdigung wird bei der Beschreibung der einzelnen Systeme ihren angemessenen Platz finden. Zuerst entscheidet die Grösse des zu

überspannenden Raumes, da jedes System nur bis zu einem später anzuführenden Maximum der Spannung angewendet werden kann, indem die Anbringung von Verstrebungen und Hängewerken nicht gleich ausführbar erscheint. Hierbei ist zu berücksichtigen, ob eine doppelte Brücke, d. h. zwei einander gegenüberstehende, sich an einander stützende Brücken zulässig erscheinen, oder ob nur eine einzige, an eine bestimmte Seite der Vertiefung gebundene Brücke anwendbar ist. Der zur Passage unter der Brücke erforderliche Raum richtet sich nach der Gattung, Form und Bewegungsart der Schiffe; es fragt sich daher, ob Kriegsschiffe, Kaufahrtschiffe, Kähne, Canalschiffe, Flößen u. s. w. die Brücke passiren; welche Form die Schiffe bei voller Ladung haben, da diese bei den verschiedenen Handelsartikeln, als Getreide, Holz, Kohlen, Bausteinen, Metallwaaren, Colonialwaaren u. s. w. abweichend ausfallen wird; ferner ob es Dampf- oder Segelschiffe sind, ob letztere feststehende Masten haben oder nicht, ob die Schiffe gerudert oder getraidelt werden, und im letztern Falle, ob der Traidelweg nur auf einem oder auf beiden Ufern hinläuft. Ferner influirt die Frequenz der Brücke sowohl, als die des überbrückten Gewässers. Man wird daher in der Nähe volkreicher Ortschaften, an den Uebergangspunkten bedeutender Handelsstrassen, an Wegevereinigungen sich mehr auf die Passage über die Brücke beziehen müssen, während man entfernt von Städten, bei dem Uebergang untergeordneter Communicationswege, die entgegengesetzten Rücksichten nehmen wird. Hieraus wird sich ferner ergeben, ob ein periodischer Wechsel der Passage über und unter der Brücke zulässig ist oder nicht. Eben so abweichend stellt sich die grösste Belastung heraus, jenachdem der Landtransport die Oberhand hat oder nicht; in Ländern wie Holland, wo nur leichtes Fuhrwerk üblich ist, wird sich zu Gunsten der Brücken im Durchschnitt eine sehr geringe Belastung ergeben, eben so an den Orten, wo nur Uebergänge für Fussgänger und Saumthiere anzubringen sind. Bei den Festungsbrücken stellt sich die Belastung im Allgemeinen am grössten heraus, da nicht allein schweres Fuhrwerk, sondern auch die ausfallenden und sich zurückziehenden Truppenmassen in Erwägung gezogen werden müssen. Auch der erforderliche Grad der Genauigkeit des Manövers der Brücke, sowie die zu Gebote stehende Bewegungskraft üben Einfluss aus; die Genauigkeit des Manövers wird immer zu den wesentlichsten Punkten gehören, während die Bewegungskraft in vielen Fällen kaum in Betracht zu ziehen ist. Entscheidend ist ferner das Niveau des Gewässers und das des umgebenden Terrains, da sich aus beiden das Niveau der Brücke bestimmt. Bei breiteren fliessenden Gewässern ist das Fahrwasser zu berücksichtigen; geht es längs dem Ufer hin, so ist die festbewegliche Brücke auf dem betreffenden Ufer zu gründen, hält es aber mehr die Mitte des Stromes, so werden die Pfeiler oder Joche einer stehenden Brücke der beweglichen Brücke als Widerlager dienen müssen. Auch die Veränderlichkeit des Wasserstandes, im Meere oder in dessen Nähe Ebbe und Fluth, Springfluthen, Ueberschwemmungen haben Einfluss, da sie das Niveau der Strassen und Brücken, die Tiefe der Canäle und die Höhe der Dämme bestimmen. Endlich die bei jedem Bau influirenden Umstände, als Beschaffenheit des Grundes, Werth des Bodens, in Bezug auf das Material zur Brücke aber Mangel an Holz oder Steinen, die Nähe grosser Eisengiessereien und deren Leistungen, baupolizeiliche Vorschriften, Anlagecapitalien u. s. w.



Ehe zur Beschreibung der einzelnen Systeme übergegangen wird, sei es erlaubt, hier folgende Bemerkungen einzuschalten. Die Menge der verschiedenen Constructionen der an sich schon zahlreichen Systeme erlaubt es nicht, alle einzelnen bis in ihr Detail zu verfolgen; dennoch ist es nöthig, dem Princip nach alle vorgeschlagenen und meist in Ausführung gekommenen Projecte anzuführen, um der historischen Entwicklung der einzelnen Systeme folgen zu können. Es sind demnach nur die gegenwärtig noch gebräuchlichen Einrichtungen näher beschrieben und sämmtlich durch wirklich ausgeführte Beispiele belegt worden; die erläuternden Zeichnungen wurden nach Plänen von grösserem Massstabe mit möglichster Sorgfalt proportionirt, oder nach Skizzen entworfen. Die zerstreute, schwierig zu erlangende, öfters gänzlich mangelnde Literatur ist indessen auch an manchen Stellen, wo ein umfassenderes Detail wünschenswerth erschien, die Ursache fühlbarer Lücken geworden, welche aller Bemühungen ungeachtet nicht immer zu beseitigen waren. Die Lehrbücher der Wasserbaukunst und der Brückenbaukunst widmen der Einrichtung festbeweglicher Brücken nur selten über das Allgemeine hinausgehende Erörterungen; das Detail ist daher nur aus der Beschreibung einzelner Canäle, aus Reiseberichten, zerstreuten Artikeln oft schwierig zu erlangender Zeitschriften, aus den unter den französischen und belgischen Ingenieuren cursirenden Bauberichten und Flugschriften und aus schriftlichen Notizen zu schöpfen. Als Hauptquellen des gesammten Artikels sind anzuführen: GAUTHEY, *Traité de la construction des ponts*. 1809. 1813. — GAUTHEY, *Mémoire sur les Canaux de Navigation*. 1816. — BÉLLIDOR, *la Science des Ingénieurs*. 1729, 1749, 1813. — CESSART, *Description des travaux hydrauliques*. — *Devis général du canal de l'Ouereque*. — LAISNÉ, *Aide-Mémoire portatif à l'usage des officiers du génie*. 1840. — *Mémorial du génie*. — *Annales des ponts et chaussées*. — WIEBEKING's Wasserbaukunst. 1805. — STURM's Reisebemerkungen. 1760. — SCHULZE Beiträge zur hydraulischen Architectur. 1808. — DITTLER, hydrotechnische Bemerkungen. 1835. — CRELLE, *Journal der Baukunst*. — FÖRSTER, *Allgemeine Bauzeitung*. Für die Pläne aber ausser obigen Werken: SGANZIN, *Cours de constructions*. (Die neueste Ausgabe ist nach dem Tode des Verfassers 1839 nebst einem Programme erschienen.) — *Travaux maritimes du Département de la Seine inférieure*. — *Collection lithographique de l'Ecole des ponts et chaussées*. — *Encyclopédie de l'art de la Charpente*. — KRAFFT, *Coupes, plans et élévations de diverses productions de la Charpente*.

### I. Klappenbrücken.

In den seltenen Fällen, wo man feststehende Brücken so anzulegen vermag, dass der über das Fahrwasser gespannte Bogen hinlänglichen Raum für den Schiffskörper gibt, während man durch die in der Nähe des Meeres üblichen feststehenden Masten gezwungen ist, entweder nur eine Oeffnung von  $2 - 2\frac{1}{2}$ ' Breite für den obern Theil der Maste, oder zugleich mit für einen Theil des Takelwerkes einen Durchlass von 4—6' Weite in der Mitte des Bogens anzubringen, bedient man sich folgender einfacher Vorrichtungen. Im erstern Falle schliesst man die Oeffnung durch hölzerne, mit Eisen beschlagene Klappen (fr. *clapets*), welche um starke horizontale Angeln beweglich sind und sich gegen einander stützen. Beide Klappen sind stromauf- und abwärts mit aufwärts gebogenen, schräg

vorwärts gekrümmten Fangeisen oder Hörnern versehen; diese fangen den Mast des die Brücke passierenden Schiffes auf; hierdurch werden die Klappen mit Leichtigkeit so weit zurückgeschlagen, dass sie sich während des Durchganges an den Mast stützen und dann von selbst wieder langsam zusammenschlagen. Die Construction ist einfach, und dabei nur der Erfahrungssatz zu berücksichtigen, die Klappen unter einem solchen Horizontalwinkel gegen einander zu neigen, dessen Tangente nicht unter 0,2, der also nicht unter  $11^{\circ}$  betragen darf. Für den zweiten Fall reicht dieses Mittel nicht aus; man ist dann genöthigt, an dem einen Ende des Brückenbogens eine 6 — 8' lange Brückenklappe (fr. *tablier*) von der Breite der stehenden Brücke zu errichten. Sie wird an jeder Seite mit einem Zapfenbogen versehen, in welchen auf den Bogen ruhende Getriebe greifen; zwei Mann vermögen die Klappe um ihre horizontale Axe zu drehen. Niedergelassen stützt sich das freie Ende der Klappe auf den andern Theil des Brückenbogens; die an sich einfache Construction soll hier keiner weitem Untersuchung unterworfen werden, da sie sich aus der Beschreibung der Zug- und Wippbrücken ergeben wird. Es ist wohl kaum zu erwähnen nöthig, dass das Schwierige im Bau einer solchen Brücke in der unterbrochenen Spannung liegt; man muss daher die Mittelpfeiler zunächst an dem offenen Bogen entsprechend verstärken, so dass beide Theile der Brücke ein für sich bestehendes Ganze bilden. Bei steinernen Brücken wird der offene Bogen im Vollcirkel gewölbt, durch hakenförmigen Schnitt der Wölbsteine und starke Verankerungen aber jeder einzelne Theil gesichert, bei hölzernen Brücken dagegen werden gute Polygonalverstrebrungen und Hängewerke angebracht. Da, wo es statthaft erscheint, werden auch Strebepfeiler oder Kettenverankerungen unterwärts wesentliche Dienste leisten. Man findet zu Antwerpen eine steinerne Brücke der ersten Gattung, zu Breda und St. Petersburg aber hölzerne Brücken der zweiten Art.

## II. Zugbrücken.

Ihre hauptsächlichste Anwendung finden die Zugbrücken in den Festungen; da man aber hier genöthigt ist, die Aufzugsvorrichtung an der Escarpenseite anzubringen, so ist man auf einfache Brücken beschränkt und überspannt mit ihnen einen Raum von 4 — 6<sup>m</sup> (12 — 20') Breite. Bei Canälen oder auf stehenden Brücken über fliessende Gewässer, wenn der Stromstrich nicht unmittelbar am Ufer hingeht, kann man sich dagegen doppelter Zugbrücken bedienen, d. h. zweier einander gegenüberliegenden Zugbrücken, deren Klappen sich niedergelassen gegen einander stützen; mit diesen vermag man einen Raum von 8 — 10<sup>m</sup> (24 — 30') Breite zu überspannen. Da die Zugbrücken den Leinpfad unterbrechen und den Schiffen dadurch längern Aufenthalt verursachen, so trifft man sie jetzt seltener an Canälen an; nur bei Canälen, wo kein Traideln der Schiffe statt findet, oder wo der Traidelweg bloss auf einer Seite angelegt ist und eine einfache Zugbrücke hinreicht, wendet man sie noch mit Vortheil an. Ausschliesslich aber bedient man sich ihrer in der Mitte feststehender Brücken, da alle andern Systeme eine sehr kostspielige, zuweilen unausführbare Vergrösserung der Mittelpfeiler erheischen würden.

Jede Zugbrücke besteht aus der die bewegliche Brückenbahn bildenden Brückenklappe (fr. *le tablier*) und aus der Bewegungsvorrichtung (fr. *le manoeuvre*); beide sind durch Ketten oder auf andere



Weise in Verbindung gebracht. Bezeichnet  $AB$  in Fig. 2 (Taf. 115) die Brückenklappe,  $B$  deren horizontale Drehaxe, setzt man das Gewicht der Klappe  $= P$  und den Abstand  $EB$  des Schwerpunktes  $E$  derselben von der Axe  $B = l$ , so ist für die horizontale Lage von  $AB$  das Moment der Klappe in Bezug auf die Drehungsaxe  $= lP$ . Erhebt man dagegen die Klappe um den Winkel  $ABA_1 = \gamma$ , so wird man das Moment derselben  $= P \times OB = lP \cos \gamma$  erhalten; es werden sich sonach die Momente der Klappe wie die Cosinus der Erhebungswinkel verhalten, d. h. immer kleiner werden, je mehr die Klappe erhoben wird, und endlich für  $\gamma = 90^\circ$  in den Nullwerth übergehen. Die Reibung ausser Acht gelassen, würde daher das Moment der Kraft zum Aufziehen in demselben Verhältniss wie das Moment der Klappe abnehmen müssen; beim Herablassen dagegen müssten beide Momente gleichmässig wachsen. Zieht man aber die Reibung in Erwägung, so würde dieselbe beim Aufziehen von der Kraft mit überwunden werden müssen, beim Herablassen oder Widerhalten dagegen die Kraft unterstützen, die Momente der Kraft würden sonach beim Aufziehen und Herablassen der Klappe in ganz verschiedenen Verhältnissen abnehmen und wachsen müssen. Hierauf gründen sich nun die beiden Hauptklassen der Bewegungsvorrichtungen. Bei der ersten Klasse werden die Momente der Last oder Klappe durch die gleichen Momente eines Gegengewichtes neutralisirt; es bleibt daher sowohl beim Aufziehen als beim Herablassen die Reibung zu überwinden. Bei der zweiten Klasse dagegen überwindet die Bewegungskraft unmittelbar Last und Reibung, soll daher die Kraft constant sein, so müssen sich deren Hebelarme beim Aufziehen und Herablassen nach verschiedenen Verhältnissen ändern. Es sind sonach zu unterscheiden:

- 1) Zugbrücken mit Gegengewichten (fr. *pont-levis à contre-poids*),
- 2) Zugbrücken ohne Gegengewichte (fr. *pont-levis sans contre-poids*).

Die Zugbrücken ohne Gegengewichte haben die Nachtheile, dass man, sobald nicht zusammengesetzte mechanische Hilfsmittel in Anwendung gebracht werden, sich zu Sperrvorrichtungen verstehen muss, da das Gleichgewicht beim Ablassen der Kraft sogleich aufgehoben ist. Eine Regulirung der Bewegungsvorrichtung ist fast unausführbar, daher eine ungleiche Abnutzung der Maschinentheile nothwendig eintreten muss. Die Zugbrücken mit Gegengewichten sind grösstentheils frei von diesen Vorwürfen.

### 1) Zugbrücken mit Gegengewichten,

Wie schon erwähnt, soll das Moment des Gegengewichtes dem der Klappe für jeden Erhebungswinkel gleich sein; man kann aber zu diesem Resultate auf folgenden drei Wegen gelangen:

- 1) indem man gleichzeitig die Gegengewichte und deren Hebelarme verändert;
- 2) indem man die Gegengewichte variiren lässt, während sich deren Hebelarme gleich bleiben;
- 3) indem die Hebelarme constanter Gewichte verändert werden.

In Bezug auf diese Eintheilung erscheinen folgende Bemerkungen nöthig. Unter Veränderung des Gegengewichtes ist sowohl die Veränderung des als Gegengewicht dienenden Körpers selbst, als die Veränderung des wirkenden Theiles desselben verstanden. Bei den Zugbrücken der zweiten Abtheilung findet insofern kein strenges Sichgleichbleiben der Hebelarme statt, als die Veränderung der Zugwinkel der Verbindungs-

ketten auch eine Veränderung der Hebelarme bedingt; bezieht man indes die Momente nicht auf die Drehungsaxe der Klappe, sondern auf die Axe der Rolle, über welche die Verbindungskette geht, so ist die Eintheilung streng richtig. Der scheinbar zusammengesetztere Fall ist absichtlich vorausgesetzt, da er die ältesten und einfachsten Vorrichtungen einschliesst und es dadurch möglich wird, auch der historischen Reihenfolge treu zu bleiben.

a) Zugbrücken mit gleichzeitiger Veränderung der Gegengewichte und ihrer Hebelarme.

Zugbrücke mit Ziehbäumen (fr. *pont-levis à flèches*). Die älteste, noch immer sehr verbreitete Bewegungsvorrichtung besteht aus einem Balancier, Ziehbaum genannt, der durch Ketten mit der Brückensklappe verbunden und am andern Ende mit dem Gegengewichte beschwert wird. Gewöhnlich kommen zwei Ziehbäume in Anwendung, die auf einem hölzernen Portal oder auf dem Mauerwerk des Thores, in angemessener Höhe über der Klappe, sich frei um ihre horizontale, meist in der Mitte der Bäume angebrachte Axe bewegen und hinter dieser mit einer starken, das Gegengewicht bildenden Verriegelung versehen sind. Um nun zuerst die mechanischen Verhältnisse näher beleuchten zu können, nehmen wir einen einzigen Ziehbaum an, da sich beide als ein untrennbares Ganzes betrachten lassen. Es sei  $AB$  in Fig. 2 (Taf. 115) ein die Brückensklappe bezeichnender Hebel ohne Schwere, dessen Drehungsaxe in  $B$  liegt; er sei durch eine, im Punkte  $E$  vereinigte Last  $P$  beschwert.  $DE$  sei der den Zugbaum vorstellende Hebel ohne Schwere,  $C$  dessen Drehungsaxe, und im Punkte  $P$  befinde sich die Belastung  $Q$  vereinigt. Beide Hebel sind in horizontaler Lage durch die Linie ohne Schwere  $AD$ , welche die Kette bezeichnet, unveränderlich verbunden. Setzt man nun die Abstände  $BE = l$  und  $CP = m$ , so ergeben sich die Momente des untern und obren Hebels in Bezug auf ihre Drehungsaxen  $= lP$  und  $mQ$ . Fällt man auf die Linie  $AD$  aus den Axenpunkten  $B$  und  $C$  die Perpendikel  $BS$  und  $CT$ , so erhält man die Spannungen der Linie  $AD$  in  $A = \frac{l.P}{BS}$  und in  $D = \frac{m.Q}{CT}$ , es muss daher für das Gleichgewicht

$\frac{l.P}{BS} = \frac{m.Q}{CT}$  werden. Nimmt man die Momente  $l.P = m.Q$  an, so

müssen auch die Perpendikel  $BS$  und  $CT$  einander gleich sein, d. h.  $AD$  muss parallel  $BC$ , und folglich  $AB = CD$ ,  $AD = BC$  werden. Dreht man nun  $AB$  um einen beliebigen Winkel  $ABA_1 = \gamma$ , so wird das Parallelogramm  $ABCD$  die Lage  $A_1BCD_1$  annehmen, der Hebel  $DE$  wird denselben Winkel  $\gamma = DCD_1 = ECE_1$  mit der Horizontale bilden müssen und die Perpendikel  $BS_1$  und  $CT_1$  werden einander gleich sein. Für diese Lage ist das Moment des Hebels  $A_1B$  in Bezug auf die Drehungsaxe  $= P \times OB = P.l \cos \gamma$ , das des andern Hebels  $D_1E_1 = Q \times CR = Q.m \cos \gamma$ , aus den Spannungen der Linien  $A_1D_1$  ergibt sich aber für das Gleichgewicht  $\frac{P.l \cos \gamma}{BS_1} = \frac{Q.m \cos \gamma}{CT_1}$ , es wird sonach

durch obige Bedingungen für jeden beliebigen Erhebungswinkel den Forderungen des Gleichgewichts genügt.

Um die Anwendung dieser Sätze auf die Construction der Zugbrücken zu zeigen, ist es nöthig, die ganze Vorrichtung in ein oberes und unteres



System zu theilen; zu dem erstern gehört die Wippe, d. i. die Verbindung der Ziehbäume, und ausserdem die obere Hälfte der Verbindungsketten, zu dem letztern Systeme dagegen die Brückenklappe und die untere Hälfte der Verbindungsketten. Die obigen Bedingungen sind daher ausreichend, wenn  $P$  das Gewicht des untern,  $Q$  das Gewicht des obern Systemes bezeichnet, wenn der Abstand des Schwerpunktes  $E$  des untern Systems  $= b$ , der Abstand des Schwerpunktes  $P$  des obern Systems von der Drehungsaxe  $= m$  gesetzt wird, endlich wenn der obere Verbindungspunkt der Kette  $D$ , die Axe  $C$  und der Schwerpunkt  $P$  des obern Systems in einer Linie liegen, und eben so auch für das untere System die Gerade  $BEA$  durch die Axe  $B$ , den Schwerpunkt  $E$  und den Aufhängungspunkt  $A$  geht. Liegt dagegen wie in *Fig. 35* (Taf. 119) der Schwerpunkt  $S$  der Klappe nicht in der Linie  $AD$ , welche den Aufhängungspunkt und die Drehungsaxe vereinigt, so ist noch ein dritter Umstand zu berücksichtigen; es muss nämlich, wenn die Veränderung der Momente in Bezug auf die Drehungsaxen bei beiden Systemen gleich ausfallen soll, der Schwerpunkt  $S_1$  des obern Systemes so gegen die Drehungsaxe  $D_1$  liegen, dass  $D_1S_1$  parallel  $DS$  wird. Dieser Satz, sowie die obigen können einer strengen analytischen Beweisführung unterworfen werden, dieselbe ist aber zu weitläufig, um hier einen Platz zu erhalten.

Für die Construction der Zugbrücken mit Ziehbäumen ergeben sich also folgende für alle Fälle ausreichende Regeln:

- 1) Die Momente des obern und untern Systems müssen einander gleich sein.
- 2) Die Aufhängungspunkte und die Drehungsaxen müssen die Ecken eines Parallelogramms bilden.
- 3) Die Linien, welche den Schwerpunkt mit der Drehungsaxe eines jeden Systems verbinden, müssen eine parallele Lage haben.

Auch die Berechnung neu anzulegender und die Correction dieser sowie gebrauchter Brücken beruhen auf obigen Sätzen; es scheint jedoch zweckmässiger, die Beschreibung der üblichen Constructionen den weiteren Erörterungen vorhergehen zu lassen.

*Fig. 1* (Taf. 115) stellt eine über den Canal St. Martin erbaute doppelte Zugbrücke vor, und zwar *Fig. 1<sup>a</sup>* den Grundriss nach der Linie  $ABCDEF$  des Aufrisses, *Fig. 1<sup>b</sup>* die Seitenansicht oder den Aufriss nach der nur durch Buchstaben angedeuteten Linie  $OP$  des Grundrisses, und *Fig. 1<sup>c</sup>* die vordere Ansicht nach der Linie  $GE$  des Aufrisses. Die Breite des überbrückten Theils des Canales beträgt  $7,75^m$ , die Entfernung beider Drehungsaxen der Klappen  $9^m$ , die Länge der Brückenklappen  $5,8$  und  $5,5^m$ , ihre Breite  $3^m$ , ihr vertikaler Neigungswinkel bei zusammengeschlagerter Brücke  $3^\circ$ , endlich der Abstand der Axen der Zugruthen von denen der Klappe  $5,5^m$ . Jede Klappe besteht aus fünf Rippen (fr. *gîtes, longerons*), welche an ihren Enden durch das Wellstück (fr. *le talon*) und das Plattstück (fr. *la tête*) zusammengehalten werden; diese Verbindung ist durch aufgenagelte, das Well- und Plattstück umfassende Bänder gesichert. Ausserdem ist jedes äussere Paar der Rippen durch zwei Eisenschienen verbunden, welche mit ihren hervorstehenden Enden die Axen des beweglichen Geländers bilden. Die vierkantigen, mit conischen Schenkeln versehenen Axen sind in die obere Fläche des Wellstückes eingelassen, ungefähr  $0,15^m$  von der hintern Fläche herein; die eisernen Axenlager sind an die Ständer des Portals befestigt, so dass die der einen Klappe mit der vordern, die der andern mit der hintern Fläche der Ständer

abschneiden. Durch diese Anordnung und die ungleiche Länge der Klappen wird das Klemmen beim Manövriren der Brücke vermieden. Die Plattstücke sind an den Enden mit Umlegeschiene armirt, durch welche die mit Schraubengewinden versehenen, unterhalb mit starken Muttern befestigten, eisernen Kopfbolzen für die Aufhängeketten gehen. Ein doppelter Bohlenbeleg und ein eisernes Pflaster vollenden die Brückklappen. Drei durch einen Rahmen verbundene Streben unterstützen jede Klappe; sie sind mit der Brücke durch um Kopfbolzen bewegliche eiserne Strebstangen verbunden, unten sind die Streben um eine gemeinschaftliche eiserne Axe beweglich, oben stemmen sie sich mit dem Rahmen bei niedergelassener Brücke an einen in die Rippen schräg eingelassenen Unterzug. Bei dem Aufziehen der Klappe wird die Verstrebung mittels der Strebstangen nachgezogen, dreht sich um ihre Axe und legt sich endlich in die Vertiefung der Canalverkleidung. Das eiserne Geländer ruht auf Stützen, die oben in Charnieren gehen, unten aber sich um die bereits erwähnten Schienen drehen; die Geländerstange bewegt sich ebenfalls um einen Kopfbolzen, der in den Ständern eingelassen ist, bei dem Aufziehen der Brücke legt sich das Geländer daher an die Seite der Klappe. Die Portale für die Wippe bestehen aus zwei eingemauerten Ständern, einem Rahmenstück und zwei kurzen Winkelbändern; gegen den Seitenschub sind sie durch eiserne vergossene Strebstangen und kurze gekrümmte eiserne Streben geschützt. Das Beschläge, welches die Zapfenlager der Zugruthe bildet, umgreift zugleich den Rahmen und ist an den Ständern durch Bolzen befestigt. Die Zugbäume verjüngen sich nach vorn und erhalten das nöthige Hintergewicht durch zwei Querriegel und ein Kreuz; alle Hölzer sind durch Beschläge wohl verbunden, der hintere Querriegel aber ist der Länge nach mit eisernen Schienen belegt, vermittels welcher das Hintergewicht beliebig verändert werden kann. Die eiserne Axe der Zugbäume ist in deren untere Fläche eingelassen; vier angegossene Arme umfassen die Zugbäume an den Seiten, sind oben mit Gewinden versehen und werden durch Muttern und untergelegte Stege angezogen. An beiden Enden der Zugbäume befinden sich Umlegebänder, die unterhalb mit Lippen zur Befestigung der Ketten versehen sind; die Aufhängeketten sind Laschenketten, die Manövrirketten gewöhnliche Gliederketten, welche mit den am Ende befindlichen Ringen in an der Klappe angebrachte Haken gehängt werden, sobald die Brücke aufgezogen worden ist, um ein Niederschlagen der Klappe zu verhindern.

Von den kleinern nur für Fussgänger bestimmten Canalzugbrücken dieser Gattung finden sich an dem Canal von Briare mehrere von folgender einfacher und empfehlenswerther Construction. *Fig. 4* gibt die vordere und Seitenansicht einer solchen Brücke; die Klappe ist 4' breit, aus einem Kopfwellstück, zwei Spangen und einem einfachen Bohlenbeleg zusammengesetzt; sie dreht sich um eingelassene eiserne Zapfen in den Halsbändern, welche an der Schwelle des Portals angebracht sind. Das Schwellenlager des Portals besteht aus einer längs dem Ufer gestreckten starken Schwelle und zwei rückwärts liegenden Hölzern; auf den Kreuzungspunkten sind die Ständer errichtet und nach hinten und zur Seite verstrebt; oben erhalten die Ständer keinen Rahmen, sondern werden durch die Axe der einzigen Zugruthe in ihrer Spannung erhalten. Das Gegengewicht an der Zugruthe wird durch ein aufgezahntes starkes Holz oder besser durch einen mit Steinen gefüllten länglichen Kasten hergestellt. Am vordern Ende dagegen ist die Zugruthe mit einem Umlegeband ver-



sehen; durch dieses geht ein starker Ringbolzen, in welchem ein eisernes Triangel aufgehängt ist. Die Basis dieses Triangels hat ziemlich die Breite der Brückenklappe und geht an den Ecken in Oesen für die Aufhängeketten aus. An den Spangen der Klappe befinden sich Hakenbolzen für die beiden Ketten.

In den Festungen construirt man die Brückenklappen, die sich für alle Arten der Zugbrücken gleich bleiben, auf folgende Arten. In Frankreich sind zwei Arten Brückenklappen üblich; die kleineren (fr. *tablier de pont-levis ordinaire*) haben 4<sup>m</sup> Länge, 3,8<sup>m</sup> Breite, fünf oder sechs Rippen (fr. *longerons*) von 0,2<sup>m</sup> ins Gevierte, einen doppelten Bohlenbeleg, jeden zu 0,05<sup>m</sup> Dicke, ihr Schwerpunkt liegt ungefähr 0,1<sup>m</sup> unter dem Beleg, ihr Gewicht beträgt gegen 2800 Kilogr., ihr Preis gegen 2000 Fr.; sie sind für die Aussenwerke bestimmt. Die grossen Brückenklappen (fr. *tabliers de grand pont-levis*) haben 7<sup>m</sup> Länge, 4<sup>m</sup> Breite, sechs oder sieben Rippen von 0,27<sup>m</sup> Höhe und 0,22<sup>m</sup> Dicke, einen gleich starken doppelten Bohlenbeleg, ihr Gewicht beträgt 6100 Kilogr.; sie sind für die Hauptwerke bestimmt.

Die Verspannung der Rippen an ihren Enden geschieht entweder auf die schon beschriebene Weise durch Platt- und Wellstücke, oder besser durch eingelassene Deck- und Tragschwellen, die an den Enden mit starken Umgebändern oder auch mit Ziehbändern versehen werden. Damit aber die Verbindung der Hölzer durch das Austrocknen und Zurückgehen nicht lose wird, erhält jede Rippe oben und unten aufgenagelte Bänder, die den Rahmen übergreifen, sich in Schraubenspindeln endigen und durch Muttern und untergelegte Stege fest angezogen werden können. Wendet man Deck- und Tragschwellen an, so werden diese durch Bolzen durchlocht, die auf den Rippen aufgenagelt und an der äussern Fläche der Schwellen mit Muttern und Ringscheiben versehen werden. Die an dem vordern Ende der Klappe eingelassenen Schwellen (gewöhnlich wendet man nur eine Deckschwelle an) stehen zuweilen bis zu 1,5<sup>m</sup> weit zurück; sie sind dann an jede Rippe durch einen stehenden Bolzen befestigt. In den meisten Fällen ist es vortheilhaft, die Holzverbindung am vordern Theil der Klappe dadurch ganz zu beseitigen, dass man ihr eine 0,11<sup>m</sup> breite, 0,025<sup>m</sup> dicke, schmiedeeiserne Schiene substituirt, die sich in vorspringende conische Zapfen endigt, welche den Ketten als Verbindungspunkte dienen. Diese Schiene wird an jeder Rippe verbolzt und erhält an den äussersten Rippen stosscheibenartige Ansätze, zuweilen auch Boxhornschielen; sie verstärkt sich nach den Stössen hin etwas weniges. Die Zapfen haben gemeinlich 0,6<sup>m</sup> Länge, am starken Ende einen Durchmesser von 0,08 — 0,09<sup>m</sup>, am schwachen Ende von 0,05<sup>m</sup>; da, wo sie der Ring der Kette umfasst, werden sie cylindrisch und 0,04<sup>m</sup> stark, an den äussersten Enden bilden sie 0,03<sup>m</sup> starke Schrauben für die das Abgleiten der Ringe hindernden Muttern.

Sehr abweichend ist die Construction der Axen der Klappe; sie sind indessen jederzeit in das Wellstück oder die Deckschwelle eingelassen und durch Bolzen und Ziehbänder befestigt. Bei dem Wellstück wendet man gewöhnlich gerade Axen von 0,1<sup>m</sup> Höhe und 0,075<sup>m</sup> Stärke an; sie haben an den Enden vorspringende Ansätze und gehen in conische Zapfen von 0,25<sup>m</sup> Länge aus. Bei den Deckschwellen stehen die Axenschenkel gewöhnlich 0,1<sup>m</sup> rückwärts vom mittlern Theile der Axe; letzterer besteht zuweilen aus zwei parallelen an den Enden der Schwelle zusammenlaufenden Stäben.

Verstrebungen kommen bei den Festungsbrücken nicht in Anwendung, bei den grossen Klappen sind die Rippen durch kurze Unterzüge verstärkt. Die Rippen sind von Fichten- oder Kiefernholz, die Schwellen von Eichenholz, sowie der Bohlenbeleg, doch findet man auch zuweilen die obere Bohllendecke von Kiefernholz; gewöhnlich nimmt sie nur die Breite der Fahrbahn ein. Das eiserne Pflaster besteht aus einer doppelten Reihe von 0,72<sup>m</sup> langen Schienen, deren Enden 1<sup>m</sup> von der Mittellinie abstehen und die in Zwischenräumen von 0,15<sup>m</sup> auf die Bohlen genagelt werden. Diese Schienen liegen gemeiniglich rechtwinkelig auf die Brückenlinie, vortheilhafter aber scheint es zu sein, sie schräg zu befestigen.

Im Allgemeinen sind auch die Brückenklappen der Festungen anderer Nationen den eben beschriebenen, bis auf Abweichungen in den Massverhältnissen, völlig gleich; in deutschen Festungen findet man indessen zuweilen eine abweichende Construction, die sich durch Dauer und einen einfachen Bohlenbeleg auszeichnet; sie sei daher in der Kürze angeführt. Das Wellstück dieser Klappe ist 12" ins Gevierte, hinten halbrund gearbeitet, das Plattstück 12" hoch, 8" breit, beide haben einen Einlass von 3" Höhe und Breite, um die dreizölligen eichenen Bohlen bündig einlegen zu können. Die Rippen oder Spangen sind 6" breit, 9" hoch und liegen mit der untern Fläche des Platt- und Wellstückes bündig, die beiden mittelsten Spangen stehen 18" vom Mittel der Klappe ab, die äussersten oder Rahmenspangen 5' 9"; zwischen diesen befinden sich zwei schräg stehende Spangen 15" vom Mittel der äussern Spange am Wellstück und eben so weit von dem der mittlern Spange am Plattstück entfernt; diese schrägen Spangen sind mit kurzen Winkelbändern auf dem Wellstück versehen. Der Bohlenbeleg wird durch vier, die ganze Klappe umfassende Umbiegschienen befestigt, die über den äussern und mittlern Spangen liegen und abwechselnd durch Nägel und durchgehende Bolzen befestigt werden. Die Zapfen sind 3" von der vordern Kante des Wellstückes in die obere Fläche desselben eingelassen; sie werden von den Umbiegschienen umgriffen und ausserdem noch zwischen diesen durch zwei andere Schienen befestigt. Die Klappe ist mit einem eisernen Pflaster belegt, hat 12' Breite und Länge und wiegt gegen 5600 pr. ℥, also etwas weniger als die Klappe der kleineren französischen Zugbrücken. Man muss zu dieser Brückenklappe allerdings sehr gut getrocknetes Holz wählen, wenn die Beschläge nicht locker werden sollen; sie dürfte daher nicht unbedingt zu empfehlen sein.

Die Grösse und Schwere der Wippen richtet sich natürlich nach der Länge und dem Gewichte der Klappen; die Wippe (fr. *la bascule*) für die kleineren französischen Zugbrücken besteht aus zwei 8,6<sup>m</sup> langen Zugbändern, deren vorderer Theil (fr. *la flèche de la bascule*) 4<sup>m</sup> Länge hat und sich zuweilen nach vorn etwas verjüngt, der hintere Theil (fr. *la tranche de la bascule*) hat 4,6<sup>m</sup> Länge, 0,35<sup>m</sup> Höhe und 0,30<sup>m</sup> Dicke; die Verbindung der Bäume ist durch drei Querriegel von 0,35<sup>m</sup> Höhe und 0,37<sup>m</sup> Breite bewerkstelligt; endlich dienen drei Längenhölzer von 0,33<sup>m</sup> Höhe und 0,37<sup>m</sup> Breite zur Herstellung des nöthigen Hintergewichts. Aus der obern und Seitenansicht dieser Wippe Fig. 13 (Taf. 116) ersieht man die weitere Anordnung und das Beschläge; die ganze Vorrichtung wiegt ungefähr 3500 Kilogr. und kostet mit Inbegriff der Pfannenlager und Ketten gegen 2000 Fr. Um die Wippbäume gegen Verbiegung und Brechen zu schützen, errichtet man die in Fig. 12 (Taf. 116) grösser abgebildeten Triangelsysteme über der Drehungsaxe, welche letztere in die vordere



Fläche des ersten Querriegels eingelassen wird und deren Befestigung ebenfalls aus dieser Figur zu ersehen ist. Für die Wippen der grossen Klappen wendet man Bäume an, deren hinter der Axe stehender Theil 0,40<sup>m</sup> ins Gevierte hält, während sich der vordere auf 0,30<sup>m</sup> ins Gevierte verjüngt; alle andern Hölzer sind im Verhältniss verstärkt; statt drei Längenhölzer wendet man deren vier oder fünf zur Herstellung des Gleichgewichts an; die ganze Wippe wiegt gegen 7400 Kilogr. Die Pfannenlager für die Zapfen der Klappe und Wippe sind bei den Festungsthoren in das Mauerwerk vergossen, bei Aussenwerken errichtet man hölzerne Portale, an denen sie nach der angegebenen Weise befestigt werden. Das vordere Ende der Klappe erhält auf der stehenden Brücke eine Lagerschwelle (fr. *pièce de chevet*); eine gleiche Unterlage brachte man sonst auch für das Wellstück an, bei der Anwendung von Deck- und Tragschwellen ist es aber nicht nöthig. Die für den obern Theil der Wippbäume in den Mauern auszuarbeitenden Rinnen (fr. *rainures*) erhalten 0,5<sup>m</sup> Breite, die Wippbäume selbst ruhen bei niedergelassener Brücke auf dem Architrav der Thorfaçade.

Um nicht zu grossen Correctionen bei der Construction einer neuen Zugbrücke mit Ziehbäumen unterworfen zu sein, ist es räthlich, dieselbe auf eine Berechnung zu gründen, die ungefähr folgendergestalt anzuordnen ist.

Die Klappe soll 18' Länge, 12' Breite erhalten, die Drehungsaxe 3' von der hintern Fläche herein und 2' unter der Oberfläche der Deckschwelle liegen; alles Uebrige ergibt sich aus der Rechnung von selbst.

	Gewicht in pr. cf.	Abstand des Schwerpunktes in rheinl. "		Momente.		
		horizontal.	vertikal.	horizontal.	vertikal.	
a) Unteres System.						
Sechs Rippen von 12'' Höhe, 8'' Breite, 18' Länge von Kiefernholz gibt 72 c' à 36 @ . . . . .	2592	105	8	272160	20736	
Ei- (Eine Deckschwelle, 8'' hoch, 12'' breit, chen- 12' lang = 8 c' . . . . .	368	3	2	1104	736	
holz (Eine Tragschwelle 6'' hoch, 12'' breit, 12' lang = 6 c' . . . . .	276	3	12	828	3312	
1 c' à 46 @. (Doppelter Bohlenbeleg, 4'' hoch, 12' breit 17½' lang = 70 c' . . . . .	3220	111	0	360420	0	
Eiserne Schiene mit den Zapfen für die Ketten, deren Befestigung . . . . .	300	192	14	57600	4200	
Eiserne Axe mit den Wellzapfen und deren Befestigung . . . . .	350	0	0	0	0	
Bolzen zur Verbindung der Rippen und Schwellen	200	4	8	800	1600	
Ziehbänder und Schienen um die Deck- und Tragschwelle . . . . .	150	3	7	450	1050	
Eisernes Pflaster und Bohlenbefestigung . . . .	650	111	-2	72150	-1300	
Untere Hälfte der Aufhängungsketten . . . . .	100	192	-40	19200	-4000	
	8206			784712	31634	
					-5300	
					26334	

Daher der horizontale Abstand des Schwerpunktes des untern Systems von der Drehungsaxe

$$= \frac{784712}{8206} = 95,626''$$

und der vertikale Abstand des Schwerpunktes des untern Systems von der Drehungsaxe

$$= \frac{26334}{8206} = 3,209''.$$

b) Oberes System. (Die Axe der Wippe steht $7\frac{1}{2}''$ über der untern Fläche der Wippbäume.		Gewicht in pr. $\ell\ell$ .	Abstand des Schwerpunktes in rheinl. Zoll.		Momente.	
			horizontal.	vertikal.	horizontal.	vertikale.
Zwei Wippbäume	vorderer Theil 16' lang, vorn $\frac{12''}{9''}$ ,					
	hinten $\frac{15''}{12''} = 16\text{ c'}$ , gibt 32 c' à 36 $\ell$	1152	-81	3	-93312	3456
	hinterer Theil 18' lang, 15'' hoch, 12'' stark = 22 $\frac{1}{2}$ c', gibt 45 c' à 45 $\ell$	1620	108	3	163296	4860
	Erster Riegel, in dessen vordere Fläche die Axe eingelassen ist, 18'' breit, 15'' hoch, 12' lang = 22 $\frac{1}{2}$ c' à 46 $\ell$ . . . . .	1035	8	3	8280	3105
	Zweiter Riegel, 18'' breit, 15'' hoch, 12' lang = 22 $\frac{1}{2}$ c' Eichenholz à 46 $\ell$ . . . . .	1035	176	3	182160	3105
	Dritter Querriegel von den Dimensionen der vorhergehenden . . . . .	1035	200	3	207000	3105
	Axe und deren Befestigung . . . . .	500	0	0	0	0
	Triangelsystem zur Verstärkung der Wippbäume . . . . .	750	0	15	0	11250
	Zwei Manöverketten am hinteren Ende der Wippbäume . . . . .	100	216	-60	21600	-6060
	Beschläge an den hintern Riegeln und den Enden der Wippbäume . . . . .	150	200	3	30000	450
	Beschläge an den vordern Enden der Wippbäume . . . . .	100	-186	2	-18600	200
	Die obern Hälften der Aufhängeketten . . . . .	100	-192	-70	-19200	-7000
		7577			+612336	+29531
					-131112	-13000
					+481224	+16531

Es ergibt sich das horizont. Moment des untern Systems = 784712

das „ „ „ „ obern „ = 481224

Differenz 303488.

Diese Differenz ist sonach durch die Längenriegel auszugleichen, welche zwischen den zweiten und vordersten Querriegel einzulassen sind; der horizontale Abstand des Schwerpunktes dieser Riegel von der Drehungsaxe würde aber  $75'' + 9'' + 8'' = 92''$  betragen, daher das Gesamtgewicht aller Längenriegel

$$\frac{303488}{92} = 3298,9 = 3300 \ell.$$



Drei Längenriegel würden für diesen Fall zu bedeutende Dimensionen erhalten müssen; nimmt man daher deren vier an, so wiegt jeder einzelne  $\frac{3300}{4} = 825 \text{ } \mathcal{W}$ ; für Eichenholz gibt dieses einen Cubikinhalte von  $\frac{825}{46} = 18c'$ .

Gibt man nun den Riegeln  $12''$  Höhe, so beträgt ihre Seitenfläche  $12 \times 150c''$  oder  $12\frac{1}{2}c'$ , daher die Breite jedes Riegels

$$\frac{18}{12,5} = 1,44' = 17,28''$$

oder  $17\frac{1}{3}''$  betragen wird. Für Kiefernholz und eine Höhe der Riegel von  $14''$  würde man auf gleichem Wege deren Breite nahe  $19''$  finden. Hierdurch ändert sich das obere System auf folgende Weise:

7577 $\mathcal{W}$ Gewicht	481224	horizont. Moment	
3300 $\mathcal{W}$ „	303488	„	der vier Längenriegel
10877 $\mathcal{W}$ Gewicht	784712	horizont. Moment	des vollständigen obern Systems.

Man erhält daher den horizontalen Abstand des Schwerpunktes des obern Systems von der Drehungsaxe

$$= \frac{784712}{10877} = 72,144''.$$

Da nun die Linien, welche die Schwerpunkte beider Systeme mit ihren Drehungsaxen verbinden, eine parallele Lage haben sollen, so müssen ihre vertikalen und horizontalen Abstände der Schwerpunkte in gleichem Verhältniss stehen; man erhält sonach aus der Proportion:

$$95,626'' : 72,144'' = 3,209'' : x$$

$x = 2,421''$  als vertikalen Abstand des Schwerpunktes des obern Systems, das vertikale Moment dieses Systems muss daher  $10877 \times 2,421 = 26334$  betragen; man fand es ohne Längenriegel 16531, es ist daher die Differenz beider  $26334 - 16531 = 9803$  durch die Riegel auszugleichen, und man erhält den vertikalen Abstand des Schwerpunktes derselben  $\frac{9803}{3300} = 2,97''$ , wofür man  $3''$  annimmt; die Längenriegel würden demnach  $1\frac{1}{2}''$  von der obern und untern Fläche der Querriegel abstehen.

Für diesen Fall würde der Aufhängepunkt der Ketten am Wippbaum  $14''$  unter der Drehungsaxe oder  $17''$  unter der Mittellinie der Wippe liegen; wollte man aber diesen Abstand verringern, so dass der Aufhängepunkt nur  $3''$  unter der untern Fläche des Endes des Bäume, also  $9''$  unter deren Mittellinie zu liegen käme, so müsste die Wippe um einen Winkel gedreht werden, dessen Tangente  $= \frac{17-9}{192}$ , der also nahe  $2^\circ 23'$  beträgt.

Um die hieraus resultirende Aenderung der Lage des Schwerpunktes des obern Systemes zu finden, kann man auf folgende Art verfahren, da die Veränderung der horizontalen Momente so klein ausfällt, dass sie unberücksichtigt bleiben kann. Es muss die Verbindungslinie des Schwerpunktes des obern Systemes mit der Drehungsaxe einen Winkel

mit der Horizontale bilden, dessen Tangente  $= \frac{3,209}{95,626} = \text{tg } 1^\circ 55'$ ,

daher mit der Mittellinie der Wippbäume einen Winkel von  $2^\circ 23' - 1^\circ 55' = 0^\circ 28'$ . Da nun die Entfernung des Schwerpunktes auf der Mittellinie gemessen  $72,144''$  betrug, so wird er nunmehr  $72,144 \times \text{tg } 0^\circ 28' = 0,5876''$  unter der Drehungsaxe zu liegen kommen. Das vertikale

Moment der horizontal liegenden Wippe würde sonach  $10877 \times - 0,5876 = - 6392$  betragen müssen; dies gibt für die zu ersetzende Momentendifferenz  $- 6392 - 16531 = - 22923$ , und daher  $\frac{- 22923}{3300} = - 6,946''$

als vertikalen Abstand des Schwerpunktes der Riegel unter der Drehungsaxe.

Aus dieser Betrachtung folgt, dass man die Gegengewichtshölzer bei der Anwendung einer Eisenschiene statt des Plattstückes unter den Querriegeln anhängen müsste, wenn man nicht übermässig lange Aufhängehaken an den Wippbäumen anbringen wollte. Es scheint daher vortheilhafter für die Zugbrücken mit Ziehbäumen, die Brückenklappen auch vorn mit etwas überragenden Deck- und Tragschwellen zu versehen und die Befestigung der Ketten durch Ringbolzen zu bewirken, die ausserdem den Vorzug einer erleichterten Correction der Brücke haben. Die Axe der Wippe höher einzulassen ist eben so wenig anzurathen, da dann die Wippbäume dem Zerbrecen in höherem Grade ausgesetzt würden. Um indessen die Lage der Axe und der Aufhängpunkte vor der Berechnung annähernd zu bestimmen, schlägt man am besten folgendes graphische Verfahren ein. Bezeichnet in Fig. 35 (Taf. 119)  $D$  den Axenpunkt der Klappe, ist  $S$  der berechnete, nach seinem horizontalen und vertikalen Abstand aufgetragene Schwerpunkt des untern Systems,  $A$  der projectirte Aufhängungspunkt desselben, so legt man durch  $D$  und  $A$  die Perpendicularinien  $cd$  und  $ab$ , in welche die correspondirenden Punkte des obern Systems ebenfalls zu liegen kommen. Man verzeichnet nun darüber die Wippe in horizontaler Lage, gleicht durch Rechnung die horizontalen Momente aus und bestimmt die Lage des Schwerpunktes  $S_1$  des obern Systems für die projectirte Einlassung der Gegengewichtshölzer. Alsdann zieht man  $S_1D_1$  parallel zu  $SD$ , so bestimmt der Durchschnittspunkt dieser Linie mit der Vertikallinie  $cd$  den Axenpunkt  $D_1$ , eine zweite Parallele  $D_1A_1$  zu  $DA$  bestimmt den Aufhängungspunkt  $A_1$  im Perpendikel  $ab$ . Convenirt die Lage der Punkte  $D_1$  und  $A_1$  nicht, so dreht man den Contur der Wippe und sonach auch den Punkt  $S_1$ , und verfährt übrigens auf gleiche Art, bis beide Punkte die erwünschte Lage haben.

Sind die Verhältnisse einer in Gebrauch stehenden Zugbrücke durch das Austrocknen und Eingehen des Holzes verändert worden, so hat dieses natürlich Einfluss auf die Bewegung [und es können vorzüglich Aenderungen in dem Parallelogramm der Aufhänge- und Axenpunkte und in der Lage der Schwerpunkte eintreten. Man hat daher zuerst das Parallelogramm wieder zu berichtigen, wird aber dadurch dem Uebel nicht abgeholfen, so liegt der Schwerpunkt der Wippe entweder zu hoch oder zu tief; im erstern Falle geht das Manöver anfangs schwierig, wird aber immer leichter, je mehr man die Klappe erhebt; im zweiten Falle findet das entgegengesetzte Verhältniss statt. Man kann sich nun für jeden dieser Fälle dreier Mittel bedienen. Für den ersten Fall, wenn der Schwerpunkt des obern Systemes zu hoch liegt, lässt man entweder die Gegengewichtshölzer tiefer ein, oder man verlängert durch Herausschrauben die Bolzen, welche die Aufhängungspunkte der Kette für das untere System bilden, oder endlich drittens man verlängert die Haken oder Bolzen an den Zugbäumen. Im zweiten Falle verhält man sich natürlich entgegengesetzt; bei der Verlängerung oder Verkürzung der Haken oder Bolzen wird das Parallelogramm keine erhebliche Störung erleiden. Geht das Manöver im Ganzen zu schwer, so ist die Gleichheit der Momente



gestört, das Gegengewicht an der Wippe ist zu klein und muss entsprechend vermehrt werden, im umgekehrten Falle würde das Gegengewicht zu gross sein und müsste vermindert werden. Diese Correctionsmethode wendet man auch bei neu construirten Brücken an; die Berechnung kann nur verhüten, dass die nöthig werdenden Aenderungen zu bedeutend ausfallen, denn sie vermag weder das Schwinden und Zurückgehen des Holzes, noch den Gewichtsverlust durch das völlige Austrocknen des Holzes, noch die periodischen Veränderungen zu berücksichtigen, welche die der Witterung gänzlich ausgesetzte Brückenklappe fortwährend erfährt. Ein anderes Element, welches ebenfalls nicht wohl in der Rechnung aufzunehmen ist, bildet die Biegung des vordern Theils der Zugbäume; die Senkung des vordern Endes beträgt bis zu  $0,07^m - 0,08^m$  ( $2,7 - 3''$ ), wenn kein Triangelsystem die Bäume verstärkt; bei völlig aufgezogener Brücke gehen die Wippbäume in die gerade Richtung zurück.

Eine richtig construirte Zugbrücke mit Ziehbäumen wird mit Leichtigkeit durch zwei Mann manövriert, die anfangs an den Ketten ziehen, später aber die Bäume selbst erfassen und vor sich herschieben. Das Manöver kann indessen durch Veränderung der mechanischen Verhältnisse so erschwert werden, dass vier oder gar sechs Mann die Brücke nur mit Anstrengung heben können; dieser Fall kam in früherer Zeit, als die Regulierungsmethode der Wippe noch nicht bekannt war, sehr häufig vor. Um die Bewegung, besonders das Herablassen der Brücke zu erleichtern, ist es nöthig, die Axe der Klappe so zu legen, dass der Schwerpunkt des untern Systems bei vertikaler Stellung der Klappe möglichst weit ausserhalb fällt; man bringt daher die Axe so nahe als thunlich bei der obern Fläche der Klappe an. Bezeichnet  $P$  das Gewicht des untern,  $Q$  das des obern Systems,  $L$  die Länge der Verbindungslinie zwischen Drehungsaxe und Aufhängepunkt,  $l$  den Abstand des Schwerpunktes des untern Systems von der Axe,  $R$  die Entfernung der Manöverketten von der Axe der Wippe,  $s$  den Durchmesser der Zapfen der Klappe,  $s_1$  den der Zapfen an der Wippe,  $k$  den Reibungscoefficienten, so gibt folgende Formel die mittlere Kraft zum Aufziehen der Brücke hinlänglich genau:

$$K = \frac{P \left( \frac{L-l}{L} \right) k s + \left[ P \left( \frac{L-l}{L} \right) + Q \right] k s_1}{0,75 R},$$

und da  $l$  in der Regel nahe  $= \frac{1}{2} L$ , auch

$$K = \frac{2 P k s + [2 P + 4 Q] k s_1}{3 R}.$$

Für  $K = \frac{1}{3}$  erhält man für die kleineren französischen Zugbrücken  $K = 50$  Kilogr., für die grossen dagegen  $K = 86$  Kilogr.

Die Zugbrücken mit Wippbäumen haben den grossen Vorzug der Wohlfeilheit bei der ersten Anlegung, nicht allein wegen ihrer einfachen Construction, sondern hauptsächlich weil sie von allen beweglichen Brücken den geringsten Grundbau erfordern. Sie haben ferner die Vortheile einer wenig Zeit und Kosten erfordernden Regulierung, sind während des Manövers den verderblichen Schwankungen wenig ausgesetzt und veranlassen auch von allen Zugbrücken die geringste Seitenpressung der Klappe. Dagegen ist man genöthigt, die Wippbäume häufig durch neue zu ersetzen; da sie dem Wetter gänzlich ausgesetzt sind, verderben sie schnell und zerbrechen dann leicht über der Axe, so dass die Passage gefährdet

wird. In den Festungen gesellen sich diesen Nachtheilen noch andere wichtigere bei; ehe diese angeführt werden, möge hier eine Angabe der Forderungen Platz finden, die man an eine gute Festungsbrücke macht, da überdies alle später beschriebenen Zugbrücken nur in Festungen zur Anwendung kommen.

1) Die Brückenklappe einer beweglichen Festungsbrücke soll das Thor blinden, man kann daher nur Zug- und Wippbrücken anwenden.

2) Die Bewegungsvorrichtung muss dem Auge des Feindes entzogen sein, theils damit er dieselbe nicht direct beschiessen kann, theils damit er aus der Bewegung der Brücke nicht auf das Vorhaben der Belagerten schliessen kann.

3) Die Bewegungsvorrichtung darf nicht viel höher als die am schwersten beladenen Wagen sein, welche das Thor passiren, damit durch die bombefeste Ueberwölbung der Thorfahrt das Thor selbst nicht zu hoch wird, indem dadurch der Raum auf dem darüberliegenden Wallgang verengt und die Lage des Thores dem Feinde markirt würde.

4) Weder Brückenklappe noch Bewegungsvorrichtung darf in das Wasser der Festungsgräben tauchen, theils der Erhaltung des Materials halber, theils weil das Gefrieren des Wassers die Bewegung hindern oder das Manöver gänzlich unterbrechen würde.

5) Die Vorrichtung darf die Revetementsmauern nicht zu sehr schwächen.

6) Die Seitenschwankungen der Brücke, besonders aber der Vorrichtung müssen möglichst klein sein, da hiervon die Dauer hauptsächlich abhängt.

7) Das Gleichgewicht muss durch die periodischen Gewichtsveränderungen der Brückenklappe nicht in dem Masse gestört werden, dass man fortwährenden Regulirungen unterworfen ist.

8) Die Regulirung des Manövers muss schnell vor sich gehen können und der Gebrauch der Brücke darf durch dieselbe nicht unterbrochen werden.

9) Um die Bewegungskraft möglichst klein zu erhalten, muss man die anzubringenden Gegengewichte möglichst gering machen, den Reibungswiderstand, vor allem aber die Störungen im Gewichte zu reduciren suchen und die Kraft selbst an möglichst grossen Hebelarmen wirken lassen, dabei aber wohl berücksichtigen, dass die das Manöver besorgenden Mannschaften ihre volle Kraft wirksam anwenden können.

10) Die Bewegungsvorrichtung darf die Thorfahrt nicht beengen, muss vorsätzlichen Beschädigungen entzogen werden und darf bei dem unvorhergesehenen Zerspringen oder Brechen eines Theiles die Passage nicht gefährden.

11) In einzelnen Fällen fordert man auch, dass die Vorrichtung einen geringen Längenraum einnehme, z. B. bei gebrochenen, schrägen oder sich durchkreuzenden Passagen.

Die Zugbrücken mit Wippbäumen widersprechen nun offenbar dem zweiten Punkte in hohem Grade; der Feind kann die Wippen, besonders die der Aussenwerke, in kurzer Zeit demontiren, man muss daher einen ansehnlichen Vorrath von Wippbäumen haben und wird das Auswechseln derselben nur bei aufgezogener Klappe vornehmen können. Entgehen aber ja die Wippbäume dem feindlichen Feuer, so dienen sie dem Belagerer als Telegraphen, indem sie die Ausfälle verrathen und die Zeitpunkte angeben, in welchen das Wurfffeuer mit besonderem Vortheil gegen die Passagen zu richten ist. Um diesen Nachtheilen zu entgehen, ver-



suchte man die Wippbäume innerhalb des Thores anzubringen; *Fig. 3* (Taf. 115) zeigt eine solche Brücke, *EF* ist die Brückenklappe, *EA* die unter einer Rolle weggehende Aufhängungskette, *AB* der Zugbaum in horizontaler Lage bei herabgelassener Klappe,  $A_1B_1$  dessen vertikale Stellung bei aufgezogener Brücke, *C* die Drehungsaxe, beide Zugbäume bilden durch Verriegelung eine den früher beschriebenen gleiche Wippe. Zum Herablassen der Brücke ist in *D* ein Bewegungsrade mit einer Kette ohne Ende angebracht; um dessen Welle ist eine zweite am vordern Ende der Wippbäume befestigte Kette geschlungen; das Aufziehen der Klappe erfolgt an den am hintern Ende der Bäume befestigten Zugketten. Diese Vorrichtung erfordert eine so bedeutende Höhe des Thores, dass die im dritten Punkte der Forderungen gerügten Nachtheile eintreten mussten; sie ist daher wenig in Anwendung gekommen.

Schwengelbrücken (fr. *pont-levis à bascule*). Die nächste Veränderung an den Zugbrücken bestand darin, dass man die Wippenaxe nicht mehr in der Mitte, sondern am Ende der Bäume anbrachte; man construirte eine um Zapfen bewegliche Fallklappe *CD* *Fig. 5* (Taf. 115), welche gleiche Länge und ein gleiches Moment mit der Brückenklappe hatte; eine Kette *DE* über eine oder zwei Rollen *A* gehend verband die freien Enden beider Klappen. Das Herablassen der Brücke wurde wie in *Fig. 3* durch ein Bewegungsrade *B*, das Aufziehen durch Zugketten bewirkt. In der Fallklappe befand sich ein kleines Pfortchen, um nach beendigtem Aufziehen beide Klappen verriegeln zu können. Abgesehen von dem Verlust an Raum, den man durch diese zweite Thorblendung erleidet, abgesehen von der Gefahr für die Passage bei dem Zerreißen einer Kette ist die Vorrichtung schon der schwerfälligen Bewegung halber zu verwerfen. Es war nicht allein die Reibung an den Zapfen beider Klappen und die viel bedeutendere der Kette an der Rolle zu überwinden, sondern es war auch unmöglich, das Gleichgewicht zwischen beiden Klappen herzustellen, da die Verschiedenheit der Zugwinkel und die davon abhängigen Aenderungen der Biegungscoefficienten der Ketten Störungen veranlassten, die auf keine Weise auszugleichen waren.

Um nun die Ketten zu beseitigen und den vermeintlichen Vortheil einer doppelten Thorblendung zu erhalten, construirte man die *Fig. 30* (Taf. 119) abgebildeten Zugbrücken *à la Zigzag* (fr. *pont-levis à la Zigsac*). Bei dieser Schwengelbrücke ist *A* die Brückenklappe, *E* die Fallklappe, beide von gleicher Länge und gleichem Moment in Bezug auf ihre Drehungsaxen; an beiden Seiten der Thorfahrt sind in der Mitte zwischen den Axen der Klappen und in der Hälfte ihres Höhenunterschiedes die Zapfenlager für die beiden hölzernen Schwengel oder Mittelglieder *C* angebracht. *B* und *D* sind eiserne Gelenkstangen zur Verbindung der Klappen mit den Schwengeln; sie bewegen sich an ihren Enden um Zapfen, die von den drei Axenpunkten gleichweit abstehen, die Lage der Gelenkstangen ist daher bei allen Bewegungen der Brücke parallel. Diese Vorrichtung ist nur bei kleineren Zugbrücken anwendbar, die Bewegung bleibt der vielen Zapfen und der heftigen Pressung wegen immer noch schwierig, die Pfannenlager des mittelsten Schwengels und die Bolzen der Gelenkstangen werden leicht defect, endlich ist eine Regulirung der Verhältnisse ziemlich umständlich.

Eine andere Verbesserung obiger Zugbrücken geht davon aus, das Gegengewicht möglichst zu verkleinern. Man brachte statt der Fallklappe zwei an ihren Enden mit Zapfen versehene eiserne Stangen, Schwengel-

arme, zu beiden Seiten der Thorfahrt in Nischen an, gab ihnen die Entfernung des Aufhängepunktes von der Drehungsaxe der Klappe zur Länge und behielt die über Rollen gehenden Verbindungsketten bei. An die Schwengel schob man einen oder mehrere eiserne Blöcke, die durch Vorstecker fest gehalten wurden, und zur Regulirung des Gegengewichts nach Erfordern verschoben werden konnten, indem man die Vorstecker in andere Löcher des Schwengels steckte. Das Manöver wurde auf die schon beschriebene Weise ausgeführt; die Berechnung der Gegengewichte bedarf keiner Auseinandersetzung.

Eine verbesserte Construction dieser Schwengelbrücken hat DOBEINHEIM gegeben; sie ist zuerst zu Condé, später zu Bergues ausgeführt worden, in GAY DE VERNON, *Traité élémentaire d'art militaire, Tome II, p. 292* aber beschrieben und in *Fig. 6 (Taf. 115)* der Hauptsache nach abgebildet. In jedem Thorschaft ist eine Nische von 13" Tiefe und  $3\frac{1}{2}$ " Höhe für die gusseisernen Rollräder *E* von 30" Durchmesser, 5" Dicke und 4" breiter Auskehlung angebracht. Die 2" starke Axe der Rollräder liegt 12' über der Klappe und geht auf einer Seite in einer in die Mauer vergossenen Pfanne, auf der andern in dem Auge eines starken eisernen Steges; eine durch die Mitte der Räder gelegte Vertikalebene, *plan de manoeuvre* genannt, geht durch die Aufhängepunkte an der Klappe und an den Schwengeln. Die Verbindungsketten sind flach gearbeitet und bestehen aus Ringen von 10''' Stärke,  $2\frac{1}{2}$ " Länge und  $1\frac{1}{2}$ " Breite; in der Spur der Rollen sind Stifte eingeschraubt, in welche die Kettenglieder greifen. Die beiden eisernen Schwengel *AC* und *BD* sind von der Länge der Klappe, 2" hoch und 1" stark; sie sind an den Enden durchlocht und bewegen sich um in die Mauer vergossene Zapfen *A* und *B*, die in gleicher Höhe liegen und 12" von einander entfernt sind. An den vordersten Schwengel *AC* ist die Verbindungskette *EC* mittels Scheere und Bolzen befestigt; bei niedergelassener Klappe hat dieser Schwengel eine etwas abwärts geneigte Lage, so dass das 5—6" lange, über den Berührungspunkt an der Rolle herabhängende Ende der Kette ziemlich einen rechten Winkel mit der Stange bildet; hiernach richtet sich die Lage des Drehpunktes *A* und die Gesammtlänge der Kette. Durch eine zweite Kette *CD*, deren Länge gleich der Sehne eines Bogens von 45° vom Radius der Schwengellänge ist, sind die Enden beider Schwengel verbunden. Die Gegengewichte bestehen aus mehreren cubischen Blöcken von Gusseisen; sie haben ungefähr 10" Seitenlänge und 300 ℔ Gewicht, werden an die Schwengel geschoben und durch Vorstecker gehalten. Um die Brücke zu erheben, bringt man an den zweiten Schwengelarmen *BD* eine solche Kraft an, dass sie die Reibung zu überwinden vermag; hierzu genügt auf jeder Seite ein Mann; hat man auf diese Weise die Schwengel *B* und *D* bis in die vertikale Lage *BD*, gebracht, so dass die Klappe bis 45° erhoben ist, so werden die ersten Schwengel *A* und *C* das Manöver allein vollenden. Die ganze Bewegungsvorrichtung findet ihren Platz in 15" tiefen Nischen der Thorfahrt, zwei Barrièrenstangen *RS* und *UV* schützen die Schwengel und machen es möglich, auch den obern Schwengel zu erlangen; um das Anstreichen der Eisenwürfel an der Mauer zu verhüten, gleiten die Schwengel auf der eisernen Schrägstange *FG* hin. DOBEINHEIM gibt für Klappen von verschiedenem Gewicht die Anzahl der Gegengewichte in folgender Tabelle an:



Gewicht der Brückenklappe.	Zahl der Gegengewichtsblöcke an jedem einzelnen der vier Schwengel.
1430 ℥ und darunter	1 Block.
1430 — 2750 ℥	2 „
2750 — 4060 ℥	3 „
4060 — 5250 ℥	4 „

Man sieht hieraus, dass das Gesamtgewicht der Eisenblöcke dem Gewicht der Klappe nahe kommt oder dieses gar überschreitet, welche Kraft gehört also nicht allein dazu, die Trägheit dieser im Gleichgewicht stehenden Masse zu überwinden. Die Seitenschwankungen der Vorrichtung sind bedeutend und wirken auf die Dauer höchst nachtheilig, sie werden hauptsächlich durch ein ungleiches Ziehen an den getrennten Schwengeln der verschiedenen Seiten hervorgebracht; durch eine gemeinschaftliche Axe der Rollräder *E* wäre diesem Uebel wenigstens einigermaßen abgeholfen. Zu Bergues hatte man die Aufhängekette nicht flach gearbeitet und die Rollen nicht mit Stiften versehen, die Reibung war daher so bedeutend, dass sieben bis acht Mann zum Manövriren der Brücke nöthig wurden. Will man keine flachen Ketten anwenden, so muss man die Rollenspur wenigstens mit Vertiefungen versehen, in welche sich die aufrecht stehenden Kettenglieder einlegen. Die Kettenglieder müssen so kurz als möglich sein, um die Biegsamkeit der Kette zu erhöhen; ihre Länge darf wo möglich einen Bogen von 6° der Rolle nicht übertreffen, für einen Rollendurchmesser von 3' würde ihre Länge demnach höchstens 2" betragen dürfen. Bringt man auch bei schwereren Brückenklappen nur einen Gegengewichtsblock an jedem Schwengel an, indem man Höhe und Länge desselben entsprechend vermehrt, berücksichtigt man ferner die eben besprochenen Punkte, so erscheint die Vorrichtung mit Vortheil anwendbar.

Eine andere Schwengelvorrichtung für kleinere Zugbrücken ist vom Ingenieur HERÉ angegeben und zu Neu-Breisach ausgeführt worden; Fig. 7 (Taf. 115) gibt die Seitenansicht dieser Brücke. *A* ist die Brückenklappe, deren Wellstück mit der oberen vorderen Kante die eingelassene Axe trägt; *B* sind zwei, zu beiden Seiten der Klappe in das Wellstück rechtwinkelig verzapfte, hölzerne Schwengel, durch eiserne Stangen *S* sind sie gegen die Klappe verstrebt, oben aber durch ein Rahmenstück *v* verbunden. In den Schwengeln *B* ist auf der hinteren Fläche eine Nuth von 4" Breite und 3" Tiefe ausgestossen; sie dient zur Aufnahme der eisernen Schwengel oder Radialstäbe *m, m, m*. Diese bewegen sich um einen in der Nuth angebrachten Bolzen, jeder Stab für sich, jedoch alle in einer und derselben Vertikalebene; die durchlochenden Enden der Stäbe sind daher nur  $\frac{4}{3}$ " stark und die der obere etwas abwärts gebogen, während die Stäbe selbst 4" breit und 1" stark sind. Dünne eiserne Charnierbänder *n, n, n* verbinden je zwei der Radialstäbe; sie werden nach ihrer ganzen Stärke in entsprechende Einschnitte der Stäbe versenkt, sobald die Klappe völlig aufgezogen ist, die Radialstäbe daher auf einander liegen und von der Nuth der hölzernen Schwengel aufgenommen werden. Die Aufzugsketten sind am Verbindungsrahmen *v* befestigt und gehen durch Einschnitte in den Radialstäben und dann über die Rollen *x* und *y*; zum Manövriren bedarf man nur eines Mannes an jeder Kette. In dem Fussboden der Thorfahrt sind Lager für die Schwengel *B* und den Rahmen *v* angebracht; letztere Vertiefung wird bei niedergelassener Brücke

durch eine Bohle verschlossen. Die Anzahl der Radialstäbe sowie ihre Stärke und Breite richtet sich nach der Schwere der Klappe; durch ihr allmähliges Auflagern wird die nöthige Verminderung des Gegengewichts erlangt. Für kleinere Brücken ist diese Vorrichtung zu empfehlen, für grössere dagegen würden zu viel Radialstäbe nöthig werden und deren Gesamtgewicht zu bedeutend ausfallen, endlich würde auch die Verbindung der hölzernen Schwengel mit der Klappe zu sehr ins Gewicht fallende Verstrebenungen erheischen.

Zugbrücken mit auf Curven laufenden Gegengewichten (fr. *pont-levis à courbes*). Der Erste, welcher die Idee realisirte, das Gegengewicht einer Zugbrücke auf einer Curve zu bewegen, um durch die verschiedenen abnehmenden Neigungswinkel derselben die geforderte Veränderung der Momente zu erlangen, war BÉLIDOR; er stellte die Theorie und Construction seiner neuen Zugbrücke (fr. *pont-levis à sinusöide*) in seinem Werke: *Science de l'ingénieur* 1729 zuerst auf. BÉLIDOR behandelte zwar nur einen besondern Fall, doch mag sein Verfahren hier in möglichster Kürze angegeben werden, um das Verständniß der allgemeinen Lösung des Problems zu erleichtern. *AB Fig. 32* (Taf. 119) sei ein Hebel ohne Schwere, *A* dessen Drehpunkt, im Punkte *S* sei die Last *P* vereinigt, von *B* aus gehe ein Faden *BEFL* über die als Punkte betrachteten Rollen *E* und *F* nach dem in *L* aufgehängten, in diesem Punkte vereinigten Gegengewicht *Q*; der Faden sei ohne Schwere und Biegung, daher überall gleich gespannt. Es sei ferner  $AE = AB$ ,  $AS = \frac{1}{2} AB$ , *AI* ein Perpendikel auf die Linie *BE*, endlich *AB* horizontal, so muss

$$P \times AS = Q \times AI$$

sein, oder es verhält sich

$$P : Q = AI : AS,$$

d. i. wie die Diagonale zur Seite eines Quadrates oder wie  $\sqrt{2} : 1$ , man erhält sonach das Gegengewicht

$$Q = \frac{P}{\sqrt{2}} = \frac{1}{2} P\sqrt{2}.$$

Denkt man sich nun den Hebel *AB* in die Lage *AB<sub>1</sub>* gebracht, so wird *S* nach *S<sub>1</sub>* zu liegen kommen und *S<sub>1</sub>P* =  $\sin B A B_1$  die vertikale Höhe geben, zu welcher das Gewicht *P* erhoben worden ist; gleichzeitig wird sich das Gegengewicht auf der Curve herabbewegen. Es gelange nun für den Stand *AB<sub>1</sub>* des Hebels bis in den Punkt *G*, so dass *MG* die vertikale Absteigung desselben bezeichne. Beide Gewichte kann man als auf Curven gleitend ansehen, und zwar bewegt sich das Gewicht *P* auf dem Kreisbogen *SS<sub>1</sub>R*, das Gegengewicht *Q* auf der Curve *LGD*. Denkt man sich nun das Gewicht *Q* frei herabgleitend, so wird es im Punkte *G* dieselbe Geschwindigkeit erlangt haben, als wenn es von der vertikalen Höhe *MG* frei herabgefallen wäre; man kann daher die Bewegungskraft desselben durch das Product  $Q \times MG$  ausdrücken. Um dagegen das Gewicht *Q* von *G* aus auf der Curve herauf zu bewegen, so dass es in *L* mit der Geschwindigkeit *o* ankäme, müsste man ihm die Bewegungskraft  $Q \times MG$  ertheilen; diesen Satz auf das Gewicht *P* angewendet würde man demselben die Bewegungskraft  $P \times S_1 P$  geben müssen, um es von *S* bis *S<sub>1</sub>* zu bewegen. Sollen daher die Gewichte in den Punkten *S<sub>1</sub>* und *G* angekommen im Gleichgewichte stehen, so



muss das eine so viel Bewegungskraft gewinnen können, als das andere verbraucht, d. h. es muss

$$Q \times MG = P \times S_1 P$$

sein. Diesen Satz wendete BÉLIDOR auf die Construction der Curve an; er leitet daraus die Proportion

$$Q : P = S_1 P : MG$$

her. Da sich nun auch, wie früher gezeigt worden,

$$Q : P = AS : AI$$

verhält, so folgt

$$AS : AI = S_1 P : MG$$

oder

$$I : \sqrt{2} = S_1 P : MG.$$

Man findet daher die Ordinate  $MG$  oder vielmehr die Entfernung der Parallele  $UG$  zur Abscissenlinie  $LN$ , wenn man  $PO = S_1 P$  macht, als Diagonallinie  $S_1 O$ . Setzt man den Winkel  $BAB_1 = \gamma$  und  $AS = l$ , so ist

$$S_1 P = l \sin \gamma,$$

daher

$$MG = l \cdot \sin \gamma \sqrt{2},$$

und für  $\gamma = 90^\circ$  die grösste Ordinate

$$ND = l \sqrt{2} = AI.$$

Da sich nun die Ordinaten wie die Sinus der Erhebungswinkel der Klappe verhalten, so nannte BÉLIDOR die Curve Sinusoïde. Auf diese Weise kann man für jeden beliebigen Stand der Klappe die correspondirenden Horizontalen  $UG$  und  $VD$  entwerfen, es bleiben daher noch die Punkte  $G$  und  $D$  derselben zu bestimmen übrig. Die constante Länge des Fadens  $BEFL = B_1 EFG = EFD$  wird hierzu benutzt. Man trägt auf einer Linie die Entfernungen  $EB = EB$  und  $BT = FL$  neben einander auf, die Länge  $EF$  bedarf keiner Berücksichtigung, da sie stets gleich bleibt; um nun den Punkt  $G$  zu finden, macht man  $EB_1 = EB_1$ , der Rest  $B_1 T$  wird der Länge  $FG$  gleich sein. Auf dieselbe Weise erhält man für jeden beliebigen Stand der Klappe die Radien  $FG$  und  $FD$ , mit welchen aus dem Mittelpunkt der Rolle  $F$  die Punkte  $G$  und  $D$  auf den Horizontallinien  $UG$  und  $VD$  abgeschnitten werden; die Länge  $FD$  muss natürlich der ganzen Länge  $BF$  gleich sein. Die auf diesem Wege bestimmte Curve  $LGD$  ist diejenige, auf welcher sich der Schwerpunkt des Gegengewichtes bewegt; hat man daher den Radius des cylindrischen Eisenblockes berechnet, welcher das Gewicht bilden soll, so wird eine in diesem Abstand beschriebene äquidistante Curve die wirkliche Gegengewichtsbahn bilden.

In einer Anmerkung zur *Science des ingénieurs* gibt NAVIER eine Untersuchung der Natur der Sinusoïde, indem er aus folgenden drei Eigenschaften der Linie drei Bedingungsgleichungen entwickelt. Erstens muss, wenn ein Gleichgewicht zwischen den Gewichten  $P$  und  $Q$  statt finden soll, der gemeinschaftliche Schwerpunkt des ganzen Systems stets auf einer und derselben Horizontallinie bleiben; hieraus ergibt sich die Gleichung:

$$1) P b + Q y = (P + Q) C,$$

worin  $b$  und  $y$  die rechtwinkligen Coordinaten der Gewichte  $P$  und  $Q$

sind, wenn die gemeinschaftliche Abscissenlinie eine Horizontale durch den Drehungspunkt  $A$  (Fig. 32) ist, endlich  $C$  eine willkürlich anzunehmende Constante bezeichnet. Zweitens folgt aus der constanten Länge  $m$  des Fadens  $B_1 EFG$ , wenn man  $B_1 E = z_1$  und  $FG = z_2$  setzt:

$$2) z_1 + z_2 = m.$$

Endlich ist, da sich der Punkt  $B_1$  in einem Kreise vom Halbmesser  $AB_1 = r$  bewegt,

$$3) z_1^2 = 2r^2 - 2rb.$$

Eliminirt man  $z_1$  und  $b$  zwischen diesen drei Gleichungen, so erhält man:

$$2mz_2 - z_2^2 = \frac{2rQ}{P}y + m^2 - 2r^2 + \frac{2r(P+Q)}{P}C.$$

Nimmt man nun die willkürliche Constante  $C$  so an, dass die drei letzten Glieder verschwinden, indem man

$$m^2 - 2r^2 + \frac{2r(P+Q)}{P}C = 0$$

setzt, so reducirt sich die Gleichung auf die Form:

$$2mz_2 - z_2^2 = \frac{2rQ}{P}y,$$

welche einer Epicycloide angehört, deren erzeugender Kreis und Grundkreis einander gleich sind. Das allgemeine Verfahren zur Tracirung der Gegengewichtcurve stellte BERGÈRE im *Mémorial de l'officier du génie* Nr. 3 auf; es folgt hier im Auszug.

Es sei, wie in den frühern Erörterungen,  $AB$  Fig. 42 (Taf. 120) die Brückenklappe,  $A$  deren Drehungspunkt,  $BE_1F_1L_1$  die über die Rollen  $E_1$  und  $F_1$  gehende Kette, deren Länge  $= D$  gesetzt wird. Das Gewicht der Klappe sei  $P$ ; setzt man nun die rechtwinkelige Entfernung der durch den Schwerpunkt der Klappe gehenden Vertikale von dem Drehpunkt  $A = d$ , die Entfernung desselben Punktes  $A$  von der durch den Aufhängepunkt gelegten Vertikale  $= r$ , so gibt  $\frac{Pd}{r} = p$  die Kraft, welche man, im Punkte  $B$  angebracht, für das Gewicht der Klappe setzen kann. Bezeichnet daher  $Q$  das Gegengewicht, so wird man für die horizontale Lage der Klappe erhalten

$$p \times AB = Q \times AI_1 \text{ oder } \frac{p}{Q} = \frac{AI_1}{AB},$$

da  $AI_1$  ein Perpendikel auf die Kette  $BE_1$  ist. Den Zahlenwerth des Verhältnisses  $\frac{AI_1}{AB}$  bezeichne  $w$ , so erhält man die Grösse des Gegengewichtes  $Q = \frac{p}{w}$ .

Es sei ferner  $AK = n$ ,  $KE_1 = m$ ,  $E_1F_1 = g$  und  $L_1H = h$ . Denkt man sich nun die Klappe in die Lage  $AB_1$  versetzt und nimmt an, das Gewicht  $Q$  befinde sich im Punkte  $G_1$  der Curve, so werden für den Coordinatenanfangspunkt  $A$  auf der Abscissenlinie  $BAX$  die Coordinaten des Punktes  $B_1$ ,  $Ab = a$  und  $B_1b = b$ , die des Punktes  $G_1$ , aber  $AY = x$  und  $G_1Y = y$  gesetzt. Theilt man nun diesem System eine unendlich kleine Bewegung mit, so muss für das Gleichgewicht der



Punkte  $B_1$  und  $G_1$  die Summe der Producte der Kräfte in die respectiven unendlich kleinen Geschwindigkeiten, nach der Richtung der Kräfte genommen, gleich Null werden. Da nun die Richtung der Kräfte, hier der Gewichte, vertikal ist, so kann man für ihre Differentialgeschwindigkeiten die Differentiale der Ordinaten  $b$  und  $y$  substituiren, man erhält sonach:

$$Q dy + p db = 0 \quad \text{und} \quad dy = -\frac{p db}{Q};$$

dies gibt integrirt:

$$y = C - \frac{p}{Q} b = C - w b.$$

Zur Bestimmung der Constante  $C$  erwäge man, dass für  $b = 0$ ,  $y = HL = h$  wird, man erhält sonach  $C = h$  und die vollständige Gleichung:

$$1) \quad y = h - w b.$$

(Für den von BÉLIDOR betrachteten Fall ist

$$w = \frac{AI}{AB} = \frac{1}{\sqrt{2}},$$

daher die Gleichung

$$y = h - \frac{b}{\sqrt{2}}.)$$

Um diese Gleichung in eine andere zwischen den Coordinaten  $x$  und  $y$  umzugestalten, erhält man aus  $B_1 E_1 F_1 G_1 = B_1 E_1 + E_1 F_1 + F_1 G_1$

$$2) \quad D = g + \sqrt{(m-y)^2 + (x-g-n)^2} + \sqrt{(m-b)^2 + (n-a)^2}.$$

Ausserdem ist:

$$3) \quad a^2 + b^2 = r^2.$$

Eliminirt man in diesen drei Gleichungen die Grössen  $a$  und  $b$ , so erhält man eine Gleichung vom achten Grade:

$$D = g + \sqrt{(m-y)^2 + (x-g-n)^2} + \sqrt{\left[\frac{mw-h+y}{w}\right]^2 + \left[n + \sqrt{r^2 - \left(\frac{h-y}{w}\right)^2}\right]^2}.$$

[Für den von BÉLIDOR betrachteten Fall ist  $m=r$ ,  $n=0$ ,  $w = \frac{1}{\sqrt{2}}$ ,

man erhält sonach eine Gleichung von der Form:

$$D = g + \sqrt{[r-y]^2 + [x-g]^2} + \sqrt{2r^2 - 2r[h-y]\sqrt{2}},$$

und da für diesen Fall auch

$$D = r\sqrt{2} + g + (r-h)$$

ist, endlich

$$0 = \sqrt{(r-y)^2 + (x-g)^2} + \sqrt{2r^2 - 2r(h-y)\sqrt{2}} - [r\sqrt{2} + (r-h)],$$

in welcher Gleichung für  $x=g$ ,  $y=h$  erscheint, und umgekehrt.]

Die Gleichung  $y = h - w b$  genügt zur punktweisen Construction der Curve; will man z. B. den Punkt der Curve finden, welcher mit der Lage  $AB_1$  der Klappe correspondirt, so sucht man die vierte Propor-

tionale zu den Linien  $AB$ ,  $AI_1$  und  $B_1b$ , sie wird die Grösse  $wb$  repräsentiren. Man zieht diesen Werth von  $h$  oder  $L_1H$  ab, indem man die gefundene Proportionallinie  $L_1U_1$  von  $L_1$  aus aufträgt; durch den Punkt  $U_1$  legt man die Horizontale  $UG$ , welche den gesuchten Punkt enthalten muss. Da nun ferner  $F_1G_1 - F_1L_1 = E_1B - E_1B_1$  sein muss, so beschreibe man aus dem Punkte  $E_1$  den Bogen  $B_1d$ , mache  $L_1e = Bd$  und beschreibe dann aus  $F_1$  den Bogen  $eG_1$ , welcher die Horizontale  $U_1G_1$  im gesuchten Punkt  $G_1$  schneiden wird.

Bisher sind die Rollen  $E_1$  und  $F_1$  nur als mathematische Punkte betrachtet worden, will man aber Rücksicht auf ihren Halbmesser nehmen, so wird man für den Kreisbogen  $G_1e$  eine Curve substituiren müssen, deren Construction die neben Fig. 42 stehende Zeichnung erläutert. Man entwickelt auf einer geraden Linie von  $A_1$  bis  $Y_1$  die Länge der Kette auf folgende Weise. Von  $A_1$  bis  $a_1$  trägt man die Entfernung  $Aa$ , wenn  $A$  den Aufhängepunkt der Klappe bei niedergelassener Brücke,  $a$  den Berührungspunkt der Kette mit der Rolle  $E$  bezeichnet; von  $a_1$  bis  $c_1$  den abgewickelten Theil  $ac$  der Kette, welcher die Rolle  $E$  umfasst; von  $c_1$  bis  $h_1$  die Entfernung  $ch$  der Berührungspunkte der Rollen  $E$  und  $F$ ; von  $h_1$  bis  $f_1$  den von der Kette umfassten Theil  $hf$  der zweiten Rolle  $F$ ; endlich von  $f_1$  bis  $Y_1$  den vertikalen Theil  $fY$  der Kette  $f$ . Wäre nun der Aufhängepunkt der Klappe bis  $M$  gekommen, und bezeichnet  $Mm$  die entsprechende Lage der Kette, so dass  $m$  der Berührungspunkt der Kette und der Rolle ist, so trägt man, da sich die Entfernung  $hc$  nicht verändert, von  $c_1$  nach  $m_1$  die aufgewickelte Länge  $cm$  und von  $m_1$  nach  $M_1$  die Länge  $mM$ , der Rest  $M_1A_1$  wird sonach die Kettenlänge geben, welche die Rolle  $E$  passirt hat. An die zweite Rolle  $F$  ziehe man nunmehr eine Tangente  $KR$ , trage die aufgewickelte Länge  $Kh$  von  $h_1$  nach  $K_1$ , ferner die Länge  $A_1M_1$  von  $Y_1$  nach  $R_1$  auf die Verlängerung der Linie  $A_1Y_1$ , so wird die Entfernung  $K_1R_1$  auf der Tangente zur Rolle  $F$  von  $K$  nach  $R$  aufgetragen den Punkt  $R$  geben, in welchem sich das Gegengewicht befinden müsste. Wiederholt man diese Operation für mehrere Tangenten zur Rolle  $F$ , so wird man durch die gefundenen Punkte  $R, R, R$  eine Curve legen können, deren Durchschnittspunkt  $x$  mit der Horizontalinie  $UV$  den wahren Punkt der Gegengewichtcurve geben wird.

Die zur Constructioncurve äquidistante Gegengewichtsbahn wird von einem gemauerten Grunde oder von einem hölzernen, auch wohl eisernen Gerippe getragen; eiserne Laufschiene von 0,05" Breite und 0,015" Stärke erhalten die cylindrischen, mit vorstehenden Falzen versehenen Gegengewichte in der Manöverbene und vermindern zugleich die Reibung. BÉLIDOR gab den Gegengewichtscylindern die Gestalt Fig. 31 (Taf. 119), verband die Axen derselben mit der Aufhängekette durch starke Bügel und construirte die Bahn als eine flache Rinne, in welcher zwei Laufschiene und zwei Seitenschiene angebracht wurden. Allein diese Construction hat drei wesentliche Fehler und ist daher bald verlassen worden. Erstens fehlt die Garantie für eine gleichförmige Bewegung und mithin Kraftäusserung der beiden getrennten Gegengewichte; zweitens ist es schwieriger, die correspondirenden Punkte beider Curven völlig in das Niveau zu bringen, und doch kommt es bei der Construction der Bahn hauptsächlich auf diesen Punkt an; endlich muss man drittens noch zwei über Rollen gehende Manöverketten anbringen. Man hat daher in späterer Zeit beiden Gegengewichten eine gemeinschaftliche Axe gegeben; statt



die Cylinder selbst auf der Bahn herabgleiten zu lassen, hat man ihnen zwei gusseiserne, starke,  $0,25^m$  hohe Blockräder substituirt, die nach aussen mit  $0,015^m$  vorstehenden Rändern versehen sind und nur eine einzige,  $0,05^m$  breite Laufschiene für jede Bahn erhalten. Da der Gewichtsbetrag der Axe und Blockräder, sowie der beiden mit Ketten ohne Ende versehenen Manövrirräder nicht hinreicht, so ersetzt man das fehlende Gegengewicht durch an die Axe zu beiden Seiten und in gleichen Abständen von den Manövrirrädern angeschobene Gussblöcke. Diese Blöcke sind parallelepipedisch, haben  $0,2^m$  zur Seite und  $0,1^m$  Dicke, ungefähr 30 Kilogr. Gewicht und sind mit viereckigen Löchern versehen, da sie an den mittlern vierkantigen Theil der Axe angeschoben werden; man ist durch sie in den Stand gesetzt, das Gegengewicht nach Erforden zu reguliren. Die Manövrirräder erhalten  $0,8^m$  Durchmesser, ihre Construction gleicht der Fig. 8<sup>d</sup> und 8<sup>e</sup> (Taf. 115) abgebildeten der Räder an der später beschriebenen PONCELET'schen Zugbrücke. Die Reibung des Gegengewichtes auf den Curven wird allerdings durch diese Anbringung der Kraft erhöht, allein die sich daraus ergebende Kraftvermehrung ist immer noch geringer, als wenn zwei über Rollen gehende Aufzugsketten angebracht werden. Vorzügliche Sorgfalt muss man auf die Construction der Ketten und Rollen wenden, um die entstehenden Pressungen, die Veränderungen der Hebelarme und die Reibung selbst möglichst zu reduciren. Die in dieser Hinsicht später angestellten Untersuchungen finden auch hier ihre Anwendung; für jetzt werde nur erwähnt, dass, wo es irgend ausführbar erscheint, man nur eine einzige Rolle in Anwendung bringen und dieser einen möglichst grossen Durchmesser geben muss.

Jedenfalls leiden die Zugbrücken auch bei übrigens vollkommener Ausführung an folgenden Gebrechen. 1) Es ist keine Rücksicht auf den Einfluss des Gewichtes der Ketten genommen, und doch können diese Differenzen im Gleichgewichte von 70—80 Kilogr., ziemlich gleich dem Gesamtgewicht der Ketten, herbeiführen. 2) Die Ketten werden als vollkommen gespannt angenommen; ist dieses auch von dem vordern Theil der Ketten wahr, so ist es doch keinesweges bei dem andern Theil der Fall, da sich hier natürlich die Spannung mit dem Längerwerden dieses Theiles vermindert, woraus eine Biegung der Ketten und mithin eine Veränderung des Platzes der Gegengewichte folgt, die nicht unbedeutende Störungen im Gleichgewicht veranlasst. 3) Die Veränderung der Richtungswinkel der Ketten gegen die Rollen veranlasst, vermöge der sich hiernach richtenden Biegungen der Ketten, eine stete Veränderung der Hebelarme. Man sieht hieraus, dass, wenn auch die Reibung möglichst verringert wird, die zum Manövriren erforderliche Kraft doch immer bedeutend ausfallen wird, da den Schwankungen im Gleichgewicht auf keine Weise zu begegnen ist. Ausserdem ist die Application der Kraft äusserst mangelhaft, da sie den Arbeitern kaum gestattet,  $\frac{1}{3}$  ihrer Kraft wirksam anzuwenden.

Zugbrücken nach DELILE (fr. *pont-levis à la DELILE*). Die Hauptmängel der BÉLIDOR'schen Brücke liegen offenbar in der Anwendung der Ketten zur Verbindung von Klappe und Gegengewicht; DELILE ersetzte sie daher durch eiserne Zugstangen und fand die dem System entsprechende Curve auf einem etwas langwierigen Constructionswege. Erst später stellte BERGÈRE die Gleichung und die daraus hervorgehende sehr einfache Construction der Linie auf. Fig. 9 (Taf. 116) stellt die Ausführung einer solchen Brücke, auf das Thor eines Aussenwerkes ange-

wendet, dar, und zwar *Fig. 9<sup>a</sup>* die Seitenansicht der Brücke nach der Linie *OP* des Grundrisses, *Fig. 9<sup>b</sup>* den Grundriss nach der Linie *ABCDEFGH* des Aufrisses; *Fig. 9<sup>c</sup>* stellt den Theil einer Zugstange vergrößert dar, welcher die Stellschraube zur Regulirung der Länge enthält. Die Zugstangen sind vierkantig, 0,04<sup>m</sup> breit, 0,02<sup>m</sup> stark, ihre Länge richtet sich nach der Länge der Brückenklappe und nach der Stärke der Thorpfeiler, doch ist eine Länge von 6<sup>m</sup> als Maximum anzunehmen. An der Klappe sind die Zugstangen mit starken Oesen versehen, damit sie sich um die abgedrehten Enden eines Bolzens drehen können, der quer durch alle Rippen der Klappe geht und dessen Stand später näher bezeichnet werden soll. An der Gegengewichtsaxe reicht es hin, jede Zugstange durch einen gut verschraubten Bolzen zu befestigen; macht man die Stange etwas länger und versieht sie mit sechs bis acht Bolzenlöchern, deren Mitten 0,02<sup>m</sup> von einander abstehen, so kann man die kostspieligen Stellschrauben *Fig. 9<sup>c</sup>* recht gut entbehren. Die Construction der Axe, Blockräder, Gegengewichte und Manövrirräder bleibt, wie der Belag und die Unterstützung der Curven, unverändert wie bei den bereits beschriebenen Curvenbrücken. Den gusseisernen Blockrädern gibt man zuweilen kupferne oder besser in Schalen hart gegossene Büchsen; die Auskehlungen der Manövrirräder macht man nicht gern unter 0,08<sup>m</sup> tief und 0,1<sup>m</sup> breit, um das Herausgleiten der Kette zu verhindern, auch muss man zu gleichem Zwecke streng auf ihre Vertikalstellung halten.

Bezeichnet in *Fig. 9<sup>a</sup>* *c* den Schwerpunkt der Klappe, *a* die Drehungsaxe, und liegt der Aufhängepunkt *b* in der Geraden, welche durch die beiden ersten Punkte geht, so bleibt sich die im Punkte *b* lothrecht wirkende Kraft für alle Lagen dieser Linie gleich. Setzt man  $ac = d$ ,  $ab = r$ , so ist diese Kraft *p* für die horizontale Lage der Linie *acb*

$p = \frac{Pd}{r}$ , wenn *P* wie früher das Gewicht der Klappe bezeichnet; ist dagegen die Linie *acb* um  $\gamma^\circ$  geneigt, so erhält man

$$p = \frac{Pd \cos \gamma}{r \cos \gamma} = \frac{Pd}{r}.$$

Liegt aber der Schwerpunkt *c* unterhalb der Linie, welche Aufhänge- und Drehungspunkt verbindet, und bildet die Linie *ab* daher mit *ac* einen Winkel, der  $= \beta$  gesetzt werde, so ergibt sich für eine Neigung der Linie *ac* von  $\gamma^\circ$ :

$$p = \frac{Pd \cos(\gamma - \beta)}{r \cos \gamma} = \frac{Pd(\cos \beta - \operatorname{tg} \gamma \sin \beta)}{r};$$

für die horizontale Lage der Linie *ac* dagegen erhält man

$$p = \frac{Pd \cos \beta}{r},$$

der Werth von *p* wird also geringer, je grösser der Winkel  $\beta$  ist, welches Verhältniss auch bei veränderter Lage der Klappe in Wirksamkeit bleibt. Da nun aber zur Bestimmung der Curven die Kraft *p* als constant angenommen werden muss, so folgt daraus, dass der Aufhängepunkt bei allen Curvenbrücken und bei den später zu erklärenden sich auf dieselbe Theorie gründenden Zugbrücken in der Linie *acb* liegen muss, welche durch den Axen- und Schwerpunkt der Klappe geht. Dieses



Gewicht  $p$  wird also an dem einen Ende der Zugstange wirken, während am andern das Gegengewicht  $Q$  ihm das Gleichgewicht halten muss. Man ist sonach berechtigt, wie früher die Gleichung  $Qdy + p db = 0$  aufzustellen, worin  $b$  und  $y$  die Ordinaten des Aufhängepunktes und des Gegengewichts bezeichnen, die Abscissenlinie aber durch den Axenpunkt der Klappe gelegt ist. Es bestimmt sich hieraus gleichfalls

$$y = h - \frac{p}{Q} b,$$

wenn  $h$  die Ordinate des Gegengewichtes für die horizontale Lage der Klappe bezeichnet; setzt man endlich das Zahlenverhältniss der beiden

Gewichte  $\frac{p}{Q} = w$ , so wird man die frühere Gleichung  $y = h - wb$  erhalten. Aus dieser Gleichung folgt

$$\frac{y}{w} + b = \frac{h}{w},$$

und für  $p = Q$ , also  $w = 1$ , auch  $y + b = h$  oder  $\frac{y+b}{2} = \frac{h}{2}$ .. Es

ist sonach die Grösse  $\frac{y+b}{2}$ , welche die Höhe der Mitte der Zugstange über der Abscissenlinie ausdrückt, für alle Lagen constant und gleich der Hälfte der höchsten Ordinate, vollkommen übereinstimmend mit dem Satze, dass ein System von veränderlicher Form nur dann in allen Lagen im Gleichgewicht steht, wenn der Schwerpunkt desselben sich in einer Horizontalebene bewegt. Da hier der Schwerpunkt nicht imaginär ist, wie bei den frühern Curven, sondern in die Zugruthe fallen

muss (und zwar um  $\frac{Ql}{p+Q}$  von dem Aufhängepunkt entfernt, wenn  $l$  die

Länge der Stange bezeichnet und deren Gewicht unberücksichtigt bleibt), so kann man diesen Punkt unmittelbar zur Construction der Curve benutzen. Ist das Gewicht der Zugstangen  $= q$ , so ist der Schwerpunkt vom Auf-

hängepunkt um  $\frac{l(Q + \frac{1}{2}q)}{Q + p + q}$  entfernt. Man legt durch den Schwerpunkt

des Systems in *Fig. 9*, wo  $p = Q$  angenommen ist, durch die Hälfte der Constructionslinie  $bc$ , eine Horizontallinie  $XY$ ; nimmt nun die Brückenklappe oder vielmehr die Linie  $ab$  die Lage  $ab_1$  an, so wird man den Punkt  $g_1$ , welchen der Schwerpunkt des Systems in der Horizontale  $XY$  einnehmen wird, leicht dadurch bestimmen, dass man  $b_1g_1 = bg$  macht. Verlängert man nun die Linie  $b_1g_1$  und macht  $g_1e_1 = b_1g_1 = bg$ , so wird  $e_1$  der gesuchte Punkt der Curve sein. Auch hier muss man, um die wahre Gegengewichtsbahn zu erhalten, zur Constructioncurve eine Aequidistante in einem Abstand legen, der dem Radius der Blockräder gleich ist.

Um bei Festungsthoren den für die Zugstangen auszuarbeitenden Scharfen nur eine geringe Höhe geben zu müssen, um ferner den mit Vortheil an diesen Oeffnungen angebrachten Leitstangen eine solide Unterstützung auf den Kämpfern geben zu können, darf die Senkung der Zugstangen nicht zu bedeutend werden, d. h. der Schwerpunkt des Systems muss ziemlich hoch liegen. Man nimmt daher für diesen Fall gewöhnlich

das Verhältniss  $p : Q = 4 : 5$  an; ist daher  $d = 2^m$ ,  $r = 3,5^m$ , so erhält man  $p = \frac{2P}{3,5}$  und  $Q = \frac{5}{7}P$ , und für  $P = 2800$  Kilogr.,  $Q = 2000$  Kilogr.

Ist endlich das Gewicht einer Zugstange  $= 40$  Kilogr., ihre Länge  $= 6^m$ , so würde sich der Abstand des Schwerpunktes vom Aufhängepunkt auf der Zugstange gemessen  $= \frac{6(2000 + 40)^m}{2000 + 1600 + 80} = 3,326^m$  ergeben, ohne

Berücksichtigung des Gewichtes der Zugstangen aber  $= 3\frac{1}{3}^m$ ; man sieht daraus, dass der hierdurch entstehende Fehler für die Praxis ohne Einfluss ist. Anstatt die Grösse  $p$  durch Rechnung zu bestimmen, könnte man sie unmittelbar durch Versuche feststellen, die keinen grossen Schwierigkeiten unterliegen würden; die Anwendung einer gewöhnlichen Hebelade dürfte bei aufmerksamer Behandlung hinreichend genaue Resultate geben.

Hat man die Construction der Curve aus dem Aufhängepunkt  $b$  beendigt, so pflegt man für neue Brückenklappen den wirklichen Aufhängepunkt etwas höher, jedoch vertikal über  $b$  anzubringen; das Gleichgewicht wird für den Augenblick nicht wesentlich dadurch gestört, später aber, wenn durch das völlige Austrocknen des Holzes der Schwerpunkt der Klappe etwas höher zu liegen kommt, rückt der Aufhängepunkt in die vorgeschriebene Lage. Man muss diesen Abstand nach der Beschaffenheit des Holzes einrichten, und kann ihn selbst der Rechnung unterwerfen, wenn man die Lage des Schwerpunktes für das frisch verwendete und für völlig ausgetrocknetes Holz bestimmt. Dasselbe Verfahren beobachtet man bei allen Zugbrücken, wo die Lage des Aufhängepunktes gleichen Bestimmungen unterliegt.

Hat man die Brücke aufgestellt und das Manöver zeigt sich noch mangelhaft, so können folgende zwei Fälle eintreten. Erstens kann beim Erheben der Klappe die Bewegung anfangs leicht von statten gehen, während sie sich nach und nach immer mehr erschwert; dann ist der Schwerpunkt des Systems zu hoch angenommen worden, die Zugstangen sind daher zu kurz und müssen auf eine der oben angegebenen Weisen verlängert werden. Findet dagegen zweitens der umgekehrte Fall statt, d. h. tritt beim Herablassen der Brücke die successive Erschwerung des Manövers ein, so hat man den entgegengesetzten Fehler begangen und wird ihn durch Verkürzung der Zugstangen beseitigen können.

Für eine Klappe von  $4^m$  Länge,  $2,8^m$  Breite, mit einfachem eisernen Pflaster in der Mitte der Fahrbahn, deren Gewicht gegen  $2000$  Kilogr. beträgt, belaufen sich die Kosten des Manövers auf  $2500$  Fr.

Bis auf die Applicationsweise der Kraft sind die DELILE'schen Zugbrücken der Theorie nach vorwurfsfrei, leider aber ist ihre practische Anwendbarkeit dadurch sehr beschränkt, dass die Zugstangen bei einer über  $6^m$  betragenden Länge der Biegung unterworfen sind, leicht zerbrechen und selbst Seitenschwankungen möglich machen. Man kann sie daher nur für kleinere Zugbrücken anwenden, wo die Axe der Gegengewichte bei niedergelassener Klappe nicht über  $3,5^m$  über die Fahrbahn erhoben zu werden braucht und die Entfernung des Aufhängepunktes von der Drehungsaxe nicht beträchtlich ist.

Für Feldwerke schlägt DELILE vor, die Curven aus doppelten Bretverschlägen zu fertigen, und zwar aus einer aufrechtstehenden Bretlage, die man, wenn die Zugbrücke auf einer Bockbrücke angebracht wird, unmittelbar an den äussersten Streckbalken festnagelt, und aus einer



zweiten, die erste rechtwinkelig kreuzenden Bretlage; durch einen Sägeschnitt ertheilt man dem Verschlag die vorgerissene Form. Vorn hält ein starkes Joch die Curven in senkrechter Lage, ein an den Enden abgerundeter Baumstamm dient als Gegengewichtsaxe, an demselben angehängte Steine ersetzen das etwa fehlende Gewicht. Durch zwei starke Taue ist der Baum mit der Klappe verbunden; zwei Zugstränge, welche mehrmals um den Stamm geschlungen werden, vollenden das Manöver. Auch an der Klappe kann man im Nothfall die Axe ersparen, indem man sie mit dem Stosse auf den vorstehenden Enden der Streckbalken ruhen lässt, doch muss dieser Stützpunkt breit genug sein, damit die aufgezoogene Klappe nicht abgleiten kann.

*Pont-levis à la BERGÈRE.* Für sehr kleine Zugbrücken hat BERGÈRE vorgeschlagen, die Curven ganz zu beseitigen, das Gegengewicht an den Enden der Zugstangen zu befestigen, im Schwerpunkte des ganzen Systems aber an jeder Stange zwei Zapfen anzubringen, die sich auf horizontalen Leitstangen bewegen. Erfordert der obere Theil der Zugstangen für diese Construction eine zu bedeutende Höhe des Thores, so kann man ihn nach Erfordern verkürzen, indem man das Gegengewicht in gleichem Verhältniss erhöht. Die Zapfen der Zugstangen kann man mit kleinen Rollrädern versehen, die Zugketten aber entweder an diesen Axen oder an dem obern Ende der Zugstangen anbringen.

Auch für grössere Zugbrücken anwendbar scheint die 1825 zu Mons ausgeführte Modification obiger Vorrichtung zu sein; sie ist Fig. 11 (Taf. 116) im Auf- und Grundriss dargestellt. Hier liegt der Schwerpunkt des Systems in der Axe zweier hoher Räder, die jede Zugruthe einschliessen und sich auf horizontalen Bahnen bewegen, so dass der Schwerpunkt die Horizontallinie  $XY$  nicht verlässt. Für den Feldgebrauch kann man sich gewöhnlicher Wagenräder bedienen und die Zugruthen aus zwei eichenen, 0,10<sup>m</sup> bis 0,12<sup>m</sup> starken Sparren zusammensetzen; dieser Fall ist in der Zeichnung dargestellt. Die Sparren werden über die gemeinschaftliche Axe jedes Räderpaares gebogen und von Distanz zu Distanz mit eisernen Ringen oder mit Seilbändern zusammengezogen; besonders gut muss diese Befestigung an den Enden und an der Axe beschaffen sein. Für einen längern Gebrauch wird man die Zugruthen aus Holz, Stab- oder Guss-eisen ganz nach den Regeln fertigen können, welche für die Construction der Maschinenbalanciers aufgestellt sind. Die Räder laufen auf Schienenbahnen, die etwas nach innen geneigt werden und die man auf Mauerwerk oder starke Schwellen etwas über der Thorfahrt gründet. Ein starker durch die Brückensklappe gehender Bolzen verbindet die vordern Enden beider Zugruthen; er wird in der Linie  $ac$  angebracht, welche durch den Drehungspunkt  $a$  und den Schwerpunkt  $c$  der Klappe geht. Auch die hintern Enden der Zugruthen sind durchbohrt, erhalten aber keine gemeinschaftliche Axe, sondern jede Zugruthe erhält einen besondern Zapfen zur Anbringung der Gegengewichte, die aus gusseisernen starken Scheiben, aus mit Blei ausgegossenen Bomben oder aus aufgehängten schweren Steinen bestehen können. Besonders vorthellhaft erscheint diese Vorrichtung für den Gebrauch in Feldwerken und bei der schnellen Instandsetzung einer Festung.

b) Zugbrücken mit constantem Gegengewicht und veränderlichen Hebelarmen.

Zugbrücken mit excentrischem Rade (fr. *pont-levis à spirale, pont-levis à la DERCHÉ*). Nach den Angaben des französischen Ingenieurhauptmanns DERCHÉ wurden 1810 zu Osopo und 1812 zu Palmanova die ersten Zugbrücken ausgeführt, bei denen ein constantes Gegengewicht in sich gleichbleibender vertikaler Richtung an einem spiralförmigen Rade der Aufzugschwelle wirkt. Die ausführliche Theorie dieser Vorrichtung hat der Erfinder in einem *Mémoire* aufgestellt, welches nach seinem Tode in das *Mémorial de l'officier du génie* Nr. 5. eingerückt wurde. Der Hauptsache nach besteht die Aufzugsvorrichtung aus einem Wellbaum, an dessen beide Enden zwei Räder angeschoben werden; die beiden innern dieser vier Räder sind rund und haben eine doppelte Spur zur Aufnahme der Mannöverketten ohne Ende und der Verbindungsketten, letztere gehen über Rollen nach der Klappe und werden beim Aufziehen der Brücke auf die Circularräder aufgewunden. Die beiden äussern Räder sind spiralförmig und nehmen die Ketten der constanten Gegengewichte auf. *Fig. 10* (Taf. 116) zeigt die Ausführung einer solchen Zugbrücke im Thore eines Hauptwerkes, und zwar *Fig. 10<sup>a</sup>* den Aufriss nach der Linie *OP* des Grundrisses, *Fig. 10<sup>b</sup>* den Grundriss nach der Linie *ABCDEF* des Aufrisses, *Fig. 10<sup>c</sup>* die obere Ansicht eines Endes des Wellbaumes mit dem Zapfenlager, dem Spiral- und Circularrade und deren Verbindung, *Fig. 10<sup>d</sup>* die Seitenansicht des Circularrades, endlich *Fig. 10<sup>e</sup>* die Seitenansicht des Spiralarades oder des excentrischen Rades. Die hier dargestellten Maschinentheile sind aus Holz gefertigt, besser ist es jedoch, sie aus Eisen giessen zu lassen; ihre Construction wird sich dann allerdings wesentlich ändern. Der Wellbaum liegt 4<sup>m</sup> über der Brückenklappe, welche Höhe für die am höchsten beladenen Wagen genügt; die Verbindungsketten umfassen bei dieser Anordnung die Circularräder von unten. Die kleineren Rollen, über welche die Verbindungsketten gehen, werden so angelegt, dass bei niedergelassener Brücke die Berührungspunkte der Ketten und Rollen in eine Vertikalebene mit der Drehungsaxe der Klappe fallen und der äussere Theil der Ketten einen Winkel von 45° mit der Horizontale bildet. Hierdurch erlangt man, wie die Theorie später zeigen wird, den Vortheil, Gewichtsveränderungen der Klappe durch Veränderung des Gegengewichtes neutralisiren zu können; ausserdem ist aber auch eine nach diesen Voraussetzungen construirte Spirale für alle möglichen Brückenklappen brauchbar, wenn man den Durchmesser der Circularräder und die Gegengewichte entsprechend ändert, den Rollen aber die vorgeschriebene Lage ertheilt. Bei einer 4<sup>m</sup> langen Brückenklappe beträgt die aufzuwickelnde Kettenlänge höchstens  $4\sqrt{2} = 5,66^m$ ; will man daher das Aufziehen der Brücke durch einen einzigen Umgang der Circularräder bewirken, so kann deren Durchmesser höchstens  $\frac{5,66}{\pi} = 1,72^m$

betragen; die Absteigung des Gegengewichtes wird für diesen Fall 3<sup>m</sup> nicht übertreffen, lauter günstige Verhältnisse. Ist dagegen die Klappelänger, z. B. 5<sup>m</sup>, so würde sich für eine einzige Umdrehung der Durchmesser der Circularräder gegen 2,3<sup>m</sup> ergeben, da man aber einen Durchmesser von 2<sup>m</sup> nur ungern überschreitet, so bewirkt man das Aufwickeln der Verbindungsketten durch 1½ Umgang der Welle, wodurch sich der Durch-



messer der Räder auf  $1,8^m$  reducirt. Mehr als  $\frac{3}{4}$  Umgänge der Welle sind aber auch nicht zulässig, da man die Spiralen sonst schraubenförmig gewunden construiren müsste, um der Laschenkette des Gegengewichtes einen freien Gang zu sichern. Bei noch längeren Brückenklappen darf daher die Entfernung des Verbindungspunktes von der Drehungsaxe nicht wohl über  $5,5^m$  betragen. Ist man demnach genöthigt, die Circularräder höher als  $2^m$  zu machen, so muss man der Spirale wenigstens keinen grössern Radiusvector geben, damit die Niedersteigung des Gegengewichtes nicht zu bedeutend ausfällt; man kann indessen die Fallhöhe um den Radius der Circularräder vergrössern, wenn man die Spirale oben ausgehen lässt und die Laschenkette des Gegengewichtes über eine seitwärts angebrachte Rolle leitet.

In den Halbmonden könnte man den Wellbaum höchstens  $3^m$  über der Klappe anlegen; um daher die Passage nicht zu beschränken, gibt man jedem Circularrade und seiner Spirale eine eigene Axe, deren vorderes Pfannenlager auf einem starken Rahmen ruht. Die Verbindungskette umgreift die Räder oberhalb, übrigens finden keine Abweichungen statt. In unüberwölbten Passagen und in Feldwerken ist man genöthigt, die Axen der Räder noch tiefer anzulegen, um die Vorrichtung dem directen Feuer zu entziehen; alsdann ist man gezwungen, für das Gegengewicht eine Vertiefung auszuheben und diese mit Abzügen zu versehen, um eine Ansammlung des Regenwassers zu verhindern.

Das Detail der Maschinentheile geht zur Genüge aus den Zeichnungen hervor, nur hinsichtlich der Gegengewichtskette ist zu bemerken, dass sie bei eisernen Spiralen an einen aufgenieteten oder eingeschraubten Bolzen, bei hölzernen Spiralen aber mittels eines Halsbandes unmittelbar an die Axe befestigt wird. Der Ort der Befestigung ist diejenige Stelle in der Nähe des Centrums, wo die Spirale imaginär wird. Da ferner die Spirale keine symmetrische Figur bildet, ihr Schwerpunkt sonach seitwärts der Drehungsaxe fällt, so muss man im concaven Theil der Circularräder und auf der Linie, welche durch die Axe und den Schwerpunkt der Spirale geht, Gewichte anbringen, welche obigen Einfluss annulliren.

Um nun durch die Theorie zur Berechnung und geometrischen Construction der Spirale zu gelangen, werde zuerst der einfachere, für die Praxis gewöhnlich ausreichende Fall betrachtet, wo der Verbindungspunkt in der Linie des Schwer- und Drehungspunktes der Klappe, die als Punkt betrachtete Rolle  $E_2$  in Fig. 42 (Taf. 120) aber in einer Vertikale durch die Drehungsaxe  $A$ , jedoch in beliebiger Höhe liegt.

Nennt man die Kraft, welche vermöge des Gewichtes der Klappe an dem Circularrade wirkt,  $K$ , den Halbmesser dieses Rades  $R$ , das Gegengewicht  $Q$ , endlich den Hebelarm oder Halbmesser der Spirale, an welchem das Gegengewicht wirken müsste, um das Gleichgewicht herzustellen,  $X$ , so erhält man die Gleichung:

$$1) K.R = Q.X.$$

Nimmt die Brückenklappe  $AB$  die Lage  $AB_1$  an, liegt der Schwerpunkt  $S$  sonach in  $S_1$ , bezeichnet  $P$  das Gewicht der Klappe,  $a$  die Länge  $AB = AB_1$ ,  $e$  die Höhe  $AE_2$  der Rolle über der Drehungsaxe,  $d$  die Entfernung  $AS = AS_1$  des Schwerpunktes von der Axe der Klappe, endlich  $l$  die Länge  $B_1E_2$  des äussern Theiles der Verbindungskette, so hat man wie früher

$$K \times Ah = P \times AP.$$

Zieht man  $B_1f$  perpendicular auf  $AE$ , so erhält man

$$B_1f \times AE_2 = Ah \times B_1E_2$$

als doppelte Flächeninhalte eines und desselben Dreiecks  $AB_1E_2$ , daher

$$Ah = \frac{B_1f \times AE_2}{B_1E_2} = \frac{e}{l} \cdot B_1f.$$

Ferner ergibt sich aus der Aehnlichkeit der Dreiecke  $AB_1f$  und  $ASP$  die Gleichung

$$B_1f \times AS_1 = AB_1 \times AP,$$

also

$$AP = \frac{d}{a} \cdot B_1f.$$

Substituirt man diese Werthe von  $Ah$  und  $AP$  in die Gleichung zwischen  $K$  und  $P$ , so erhält man:

$$K \cdot \frac{e}{l} \cdot B_1f = P \cdot \frac{d}{a} \cdot B_1f,$$

daher

$$2) \quad K = P \cdot \frac{dl}{ae}.$$

Da in diesem Werthe von  $K$  nur  $l$  veränderlich ist, so ergibt sich die Eigenschaft, dass die Kräfte  $K$  für jede Lage der Klappe den correspondirenden äusseren Kettenlängen  $l$  proportional sind, sobald die Rolle  $E_2$  in übrigens beliebiger Höhe, auf der Vertikale durch die Drehungsaxe liegt. Eliminirt man  $K$  zwischen den Gleichungen 1 und 2, so erhält man:

$$3) \quad X = \frac{Pdl}{Qae} \cdot R.$$

Nennt man den Erhebungswinkel  $BAB_1$  der Klappe  $\gamma$ , so ergibt sich aus dem Dreieck  $AB_1E_2$

$$l = \sqrt{a^2 + e^2 - 2ae \sin \gamma},$$

daher:

$$4) \quad X = \frac{Pd}{Qae} \cdot R \sqrt{a^2 + e^2 - 2ae \sin \gamma}.$$

Für die horizontale Lage der Linie  $AB$  wird sich der grösste Hebelarm  $X$  ergeben; er kann beliebig angenommen werden und sei  $=r$ , alsdann muss  $KR = Qr$  und  $l = \sqrt{a^2 + e^2}$  werden; es ergibt sich so nach das Gegengewicht

$$Q = K \cdot \frac{R}{r},$$

und ferner:

$$5) \quad Q = \frac{Pd}{ae} \cdot \frac{R}{r} \cdot \sqrt{a^2 + e^2},$$

und wenn man, wie es in den meisten Fällen geschieht,  $R = r$  macht, auch

$$Q = \frac{Pd \sqrt{a^2 + e^2}}{ae}.$$

Dieser Werth, in die Gleichung 4 substituirt, gibt die für die Rechnung geeignete Form



$$6) X = r \sqrt{1 - \frac{2ae \sin \gamma}{a^2 + e^2}}$$

Die Unabhängigkeit der Spirale vom Radius der Circularräder  $R$  zeigt, dass man eine und dieselbe Spirale für alle mögliche Fälle anwenden kann, sobald die Rolle nur in der Vertikale durch die Drehungsaxe liegt und die Zahl der Revolutionen der verschiedenen Circularräder sich gleich bleibt. Die Unabhängigkeit von den Gewichten  $P$  und  $Q$  gestattet die Regulirung der Vorrichtung durch Veränderung des Gegengewichts.

Um den Radius des Circularrades zu bestimmen, kommt es, wie bereits besprochen worden, darauf an, ob die Verbindungskette durch einen einzigen oder  $\frac{5}{4}$  Umgang der Welle aufgewickelt werden soll; nennt man daher die Anzahl der Umgänge  $z$ , und berücksichtigt man, dass nur der Theil  $BK = BE_2 - EE_2 = L$  aufgewickelt wird, so erhält man:

$$7) R = \frac{L}{2\pi z} = \frac{\sqrt{a^2 + e^2 - 2ae \sin \gamma} - (e - a)}{2\pi z},$$

wenn die Linie  $AB$  bei ruhender Klappe einen Winkel  $\gamma$  mit der Horizontale bildet, der, jenachdem er über oder unter der letztern liegt, positiv oder negativ genommen wird.

Nennt man die Länge der äussern Kette  $BE_2, B_3E_2, B_4E_2$  für die ruhende Klappe allgemein  $l_1$ , so ergibt sich

$$Q = \frac{P d l_1 R}{a e r},$$

und sonach:

$$8) X = r \frac{l}{l_1}.$$

Wird nun die Grösse  $EE_1 = e - a$  durch  $k$  bezeichnet, so erhält man für den senkrechten Stand der Klappe den kleinsten Hebelarm

$$r_1 = r \frac{k}{l_1},$$

daher

$$X - r_1 = \frac{r}{l_1} (l - k),$$

es wird aber für den ruhenden Stand der Klappe  $X = r$  und  $l - k = L$ , daher

$$9) r - r_1 = \frac{r}{l_1} L \text{ und } \frac{r}{l_1} = \frac{r - r_1}{L};$$

dieser Werth in die Gleichung

$$X - r_1 = \frac{r}{l_1} (l - k)$$

substituirt gibt

$$X = r_1 + (r - r_1) \frac{l - k}{L}.$$

$L$  bezeichnet die aufzuwickelnde Kettenlänge, es werden aber bei gleich grossen Umdrehungen der Welle gleiche Kettenlängen aufgewickelt; theilt man daher  $L$  in  $N$  gleich grosse Theile  $p$ , so kann man  $L = Np$  setzen. Es wird nun in der Länge  $l - k$  eine veränderliche Anzahl  $n$

solcher Theile  $p$  enthalten sein; man kann daher  $l-k$  durch  $np$  bezeichnen, worin  $n$  in dem Verhältniss der Wellenumgänge stehen wird. Substituirt man diese Werthe in den letzten Werth von  $X$ , so erhält man die Constructionsleichung:

$$10) X = r_1 + (r - r_1) \frac{n}{N}.$$

Man bestimmt daher zuerst die Grösse  $r_1$  als vierte Proportionallinie zwischen  $l_1$ ,  $r$  und  $k$ , trägt dann auf einer Geraden die Länge  $Aa_n = r$  auf, und schneidet  $Aa = r_1$  ab. Theilt man hierauf den Rest der Linie  $aa_n$  in eine beliebige Anzahl  $N$  gleicher Theile, so geben die Längen  $aa_1, aa_2, aa_3 \dots aa_n$  die Grössen  $(r - r_1) \frac{n}{N}$ , und daher die Entfernungen  $Aa_n, Aa_{n-1} \dots Aa_2, Aa_1, Aa$  successive die Hebelarme  $X$ . Man verzeichnet nun einen Kreis vom Radius  $r$  und theilt die Bogenlänge  $2r\pi z$  in  $N$  gleiche Theile; ist z. B.  $z = \frac{3}{4}$  und nimmt man  $N = 30$  an, so theilt man  $\frac{3}{4}$  der Kreisperipherie in 30 gleiche Theile. Zieht man nun nach den Theilungspunkten Radien, trägt die correspondirenden Längen  $Aa_n, Aa_{n-1}$  u. s. w. auf, und errichtet in diesen Punkten Perpendikel auf die Radien, so werden diese die allmälige Richtungsveränderung der Gegengewichtskette bezeichnen und sonach als Tangenten der Spirale zu betrachten sein; innerhalb dieser Tangenten kann man die Curve einzeichnen. Fig. 41 zeigt diese Construction für  $N = 12, z = 1$  und für  $r_1 = 0$ , d. h. die Rolle liegt unter einem Winkel von  $45^\circ$  gegen den Verbindungspunkt der horizontal liegenden Klappe, so dass  $e = a$  wird. Bei dieser Lage der Rolle wird der im vierten Quadranten liegende Theil der Spirale imaginär, wie dieses auch die später angeführte Polargleichung der Curve anzeigt; hierauf gründet sich die Möglichkeit, auch für  $\frac{3}{4}$  Umgang der Welle eine ebene Spirale anwenden zu können.

Durch eine ziemlich complicirte Rechnung findet DERCHÉ die Polargleichung der Curve; es genüge hier dieselbe anzugeben, da die Berechnung der Curve in keinem Falle der Construction vorzuziehen ist. Bezeichnet  $v$  den Radiusvector,  $\alpha$  den Winkel, welchen er mit der Horizontale bildet, wird ferner  $\frac{r^2}{2\pi r + k} = c$  gesetzt, so ist die Polargleichung

$$\pm \sqrt{v^2 - c^2} = c \left[ \frac{k}{r} + \text{arc. tang} \frac{v^2 \sin \alpha^2 - c^2}{v^2 \sin \alpha \cos \alpha \pm c \sqrt{v^2 - c^2}} \right].$$

Für den Fall, wenn die Rolle unter  $45^\circ$  liegt, wird  $k = 0$  und  $c = \frac{r}{2\pi}$ ; man erhält dann, sobald man obige Gleichung durch  $c$  dividirt:

$$\pm \sqrt{\frac{v^2}{c^2} - 1} = \text{arc. tang} \frac{\frac{v^2}{c^2} \sin \alpha^2 - 1}{\frac{v^2}{c^2} \sin \alpha \cos \alpha \pm \sqrt{\frac{v^2}{c^2} - 1}}.$$

Für  $v = 0$  erhält man in dieser Gleichung für  $\alpha$  einen imaginären Werth, für  $v = c = \frac{r}{2\pi}$  aber die Gleichung  $0 = \text{arc. tang} \frac{\sin \alpha^2 - 1}{\sin \alpha \cos \alpha}$ , daher  $\sin \alpha^2 - 1 = 0$  und sonach  $\alpha = \frac{\pi}{2}$ ; der Radiusvector wird also erst



reell, wenn  $\alpha = \frac{\pi}{2}$  wird, und nimmt dann sogleich den Werth  $\frac{r}{2\pi}$  an, wie dieses auch die *Fig. 41* zeigt. Ausserdem gibt diese Gleichung auch  $\frac{v^2}{c^2}$  als alleinige Function von  $\alpha$ , woraus folgt, dass, wenn die Rolle unter  $45^\circ$  liegt, alle Spiralen für die verschiedensten Gegengewichte ähnliche Curven sind, d. h. dass ihre Radien im gleichen Verhältniss unter sich stehen.

Der allgemeine Fall, wo die Rolle eine beliebige Grösse und Lage hat und der Schwerpunkt der Klappe unter der Linie  $AB$  liegt, kann zwar auch durch Construction gelöst werden, allein es scheint besser, hier die Hebelarme  $X$  zu berechnen, nachdem man aus der aufzuwickelnden Kettenlänge  $R$  bestimmt und auch die Längen  $l$  festgesetzt hat. Die Lage der Rolle sei  $E_1$ , so findet man die aufzuwickelnde Kettenlänge, indem man aus  $B$  und  $E$  die Tangenten  $Bm$  und  $Ep^*$  zieht; man erhält dann  $L = Bm - Ep^*$  und berechnet hieraus  $R$  nach der Gleichung 7.

Theilt man nun  $L$  in  $N$  gleiche Theile, so erhält man  $l = \frac{Ln}{N} + k$ ,

worin  $k = Ep$  ist und  $n$  die Zahl der Theile  $\frac{L}{N}$  bezeichnet; diese Werthe

substituirt man nach und nach in die folgenden Gleichungen, berechnet die Hebelarme  $X$  und verfährt dann wie früher. Die Berechnung der Gleichung zwischen den Kräften  $k$  und den Längen  $l$  ist zu ausgedehnt, um hier aufgenommen zu werden, es sei daher erlaubt, den Werth von  $X$  ohne weitere Erläuterung hinzustellen. Ist  $s$  der Schwerpunkt der Klappe,  $sA = d$ ,  $\angle sAB = \delta$ ,  $AB = a$ ,  $Ac = e$ ,  $\angle EAe = \beta$ , der Radius der Rolle  $E_1 = f$ , der Radius des Circularrades  $= R$ ,  $P$  das Gewicht der Klappe,  $Q$  das Gegengewicht, so hat man allgemein, wenn  $l$  die Länge der äusseren Kette bezeichnet:

$$X = \frac{PRd(l^2 + f^2)}{Qae} \times \left[ \frac{\cos(\beta - \delta) \sqrt{e^2 \left( \frac{2a}{a^2 + e^2 - l^2 - f^2} \right)^2 - 1} - \sin(\beta - \delta)}{l \sqrt{e^2 \left( \frac{2a}{a^2 + e^2 - l^2 - f^2} \right)^2 - 1} + f \sqrt{(f^2 + l^2 - e^2) \left( \frac{2a}{a^2 + e^2 - l^2 - f^2} \right)^2 + 1}} \right]$$

Der Werth von  $Q$  ergibt sich, wenn man  $l = L + k$  und  $X = r$  setzt.

Das Gewicht der Ketten ist bei diesen Untersuchungen ausser Acht gelassen, doch wird dieser Uebelstand zum Theil dadurch beseitigt, dass man die Spirale nicht um die halbe Kettenstärke des Gegengewichtes vermindert. Für eine 4<sup>m</sup> lange, 2500 Kilogr. schwere Brückenklappe findet DERCHÉ den durch die Reibung verursachten Widerstand = 50 Kilogr., den durch das Gewicht der Ketten herbeigeführten = 55 Kilogr., so dass eine Kraft von 105 Kilogr. an den Circularrädern wirken muss. Von den drei zu Osopo ausgeführten Zugbrücken dieser Gattung wird eine 4,5<sup>m</sup> lange und 2000 Kilogr. schwere Klappe mit Leichtigkeit von zwei Mann manövriert; die Klappen der andern beiden Brücken wiegen 600 bis 700 Kilogr., sind 3,5<sup>m</sup> lang und werden von einem einzigen Mann manövriert, der dabei nur eine Hand gebraucht.

Die Kosten des Manövers betragen für eine Zugbrücke mit 2500 Kilogr. schwerer Klappe bei hölzernen Maschinetheilen gegen 600 Fr., bei der Ausführung in Eisen gegen 1500 Fr.

c) Zugbrücken mit constanten Hebelarmen veränderlicher Gegengewichte.

Zugbrücken mit hydraulischen Gegengewichten. Das so eben erläuterte Gesetz, dass sich die zum Aufziehen der Brücke erforderlichen Kräfte wie die äussern Kettenlängen erhalten, veranlasste zuerst BERGÈRE, für constante Hebelarme ein Gegengewicht in Vorschlag zu bringen, welches durch Eintauchen in Wasser die gesetzmässige Verminderung der Kraft bewirkte. Er wollte sich hierzu an der Verbindungskette angehängter Cylinder bedienen, welche gleiche Länge mit der aufzuwickelnden Kette haben sollten, deren specifisches Gewicht mit dem des Wassers übereinstimmte und deren untere Fläche den Wasserspiegel bei niedergelassener Brücke berührte. Es ist nach obigen Gesetzen leicht einzusehen, dass die Cylinder bei aufgezogener Brücke völlig eingetaucht würden, und dass die Verminderung des wirkenden Gewichts in dem Verhältniss der äusseren Kettenlängen stehen müsste, sobald der Wasserspiegel in constanter Höhe bleibt. Da aber der Wasserstand in der Regel veränderlich ist, so würde man zu fortwährenden Veränderungen der Länge der Verbindungsketten veranlasst werden; man schlug daher später vor, die Gegengewichte abgesondert an der Welle zu befestigen, und um ihre grosse Länge zu vermindern, entweder diesem Theil der Welle einen geringeren Durchmesser zu geben, oder die Gewichte an Rollen aufzuhängen, wie es Fig. 29 (Taf. 119) andeutet; beide Massregeln würden aber eine entsprechende Vergrösserung des Gegengewichtes erheischen. Ist das Wasser in einem Behältniss eingeschlossen, welches mit den Gegengewichten in einem bestimmten Raumverhältniss steht, so lässt sich das durch das Eintauchen des Gewichtes bewirkte Aufsteigen des Wassers und die hiervon wieder abhängige Verminderung des an der Klappe wirkenden Gegengewichtes berechnen. Ist der Volumenunterschied nicht zu bedeutend, so wird sich eine erhebliche Verminderung der Länge des Gegengewichtes ergeben; die Form desselben wird sich nach der Grösse und Gestalt des Wasserbehälters richten. Da indessen die hierauf bezüglichen Rechnungen zu ausgedehnt sind, die Vorrichtung selbst aber in kälteren Klimaten durchaus unpractisch erscheint, so kann weiteren Erörterungen kein Platz vergönnt werden.

*Pont-levis à la PONCELET.* Statt der in das Wasser einzutau- chenden Gegengewichtscylinder von BERGÈRE wendet PONCELET eine an die Verbindungskette  $BE_1Z$  (Fig. 42) angehängte schwere Gegengewichtskette  $xpqq$  an, die mittels einer kleinen Kette  $yr$  an einem festen Punkt  $r$  mit dem andern Ende angehängen ist. Die Verminderung des wirkenden Gegengewichtes wird, wie man sieht, durch das allmälige Um- liegen und durch das Uebergehen aus der Lage  $xp$  in die Lage  $yy$  der Kette hervorgebracht. Da nun bei aufgezogener Klappe die Kette ganz in die Lage  $yy$  übergehen muss, das Stück  $yy$  sich aber nur um die Hälfte der über die Rollen gelaufenen Kettenlängen vergrössern kann, so folgt, dass die ganze Länge der Gegengewichtskette gleich der Hälfte der aufzuwickelnden, d. i. über die Rollen  $E_1$  und  $Z$  laufenden Länge der Verbindungskette sein muss, also  $= \frac{L}{2}$ , worin  $L$  wie in den früheren



Fällen bestimmt wird. Berücksichtigt man die Schwere der Verbindungsketten nicht, und liegt der Verbindungspunkt  $B$  mit dem Schwerpunkt  $S$  und dem Drehungspunkt  $A$  der Klappe in einer Linie, so erhält man das Gesamtgewicht der Kette  $= P \cdot \frac{AS}{AI_1}$ , welches gleichmässig auf die

ganze Länge zu vertheilen wäre. PONCELET untersucht nun in einem trefflichen Mémoire (*Mémorial de l'off. d. g. Nr. 5.*) die Art und Weise, wie die Gegengewichtsketten am vortheilhaftesten zu construiren sind; er betrachtet den Einfluss des Gewichtes der Verbindungsketten, die hieraus resultirenden Veränderungen im Gesamtgewicht und in der Gewichtsvertheilung der Ketten, endlich unterzieht er sogar die aus der physischen Constitution der Gegengewichtsketten hervorgehenden Alterationen des Gleichgewichtes dem Calcül. Ausserdem gibt er allgemeine Regeln über die Anfertigung aller Theile der Zugbrücken, um die Reibung und Pressung der Ketten möglichst zu verringern, und zeigt endlich die Ausführbarkeit seines Systemes bei allen vorkommenden erschwerenden Umständen.

Bezeichnet  $E_1$  den mittleren Contactpunkt der ersten Rolle, ist  $E_1o$  eine durch diesen Punkt gelegte Horizontale, wird ferner die im Punkte  $B$  für das Gewicht der Klappe zu substituierende Kraft wie früher  $p$  genannt, setzt man die äussern Kettenlängen  $BE_1, B_1E_1 \dots = l, l_1, l_2 \dots$ , ihre Horizontalprojectionen  $BK, lK \dots = BE_1 \cos BE_1K, B_1E_1 \cos B_1E_1K \dots = l \cos \alpha, l \cos \alpha_1 \dots$ , die Entfernungen  $BK, B_1u \dots = m, m_1 \dots$ , endlich die Grössen  $ox, ox_1 \dots = n, n_1 \dots$ , das Gewicht eines laufenden Meters der Verbindungsketten  $= q$ , so erhält man das Gesamtgewicht der Gegengewichtsketten:

$$Q = \frac{l}{m}(p + lq) + ql \cos \alpha - 2q(l + n - l),$$

und da  $l \cos \alpha = m$ , auch

$$Q = \frac{l}{m}(p + lq) + q(m - 2n).$$

Das für einen beliebigen Stand der Klappe, z. B.  $AB_1$ , erforderliche Gegengewicht ist

$$Q_1 = \frac{l_1}{m_1}(p + l_1q) + ql_1 \cos \alpha_1 - 2q(l + n - l_1).$$

Die Grösse  $l + n = l_1 + n_1 = l_2 + n_2$  ist für alle Lagen der Klappe constant.

Um nun den Gegengewichtsketten eine so bedeutende Schwere ertheilen zu können, fertigt man sie nach Art der Laschenkettens aus starken gusseisernen Platten (fr. *masselottes*), deren mehrere neben einander in einer Reihe liegen. Fig. 10<sup>t</sup> (Taf. 116) zeigt das Detail einer solchen Kette nach den Anordnungen PONCELET'S. Jede Lasche ist an beiden Enden halbkreisförmig abgerundet, die Mittelpunkte der Abrundung sind die Axenpunkte der Bolzen, die Länge der Laschen muss das Doppelte ihrer Breite etwas übertreffen, ihre Stärke ist verschieden, die der innern Laschen beträgt 5 — 6 Centimeter, die zur äussern Garnirung bestimmten Laschen haben 1 Centim. Stärke, der Längenspielraum der Laschen beträgt 2 Centim. Die Befestigung des untern Endes der Kette ist aus Fig. 10<sup>t</sup> zu ersehen; die Axe der grossen Schraube muss von der Mittellinie der

absteigenden Kette um  $s\sqrt{2}$  entfernt sein, wenn die Entfernung der beiden durch eine Lasche gehenden Bolzen  $s$  genannt wird. Will man diesen Abstand auf  $s$  reduciren, so muss man die einander begegnenden langen Seiten der Laschen mit einem Radius ausbiegen, der gleich der Summe der Breite der Laschen und des Spielraumes ist. Man setzt nun den Kern der

Ketten, von dem Gewichtsbeitrag  $\frac{l}{m}p$ , gleichmässig aus  $0,05^m$  bis  $0,06$

starken Laschen zusammen, indem man deren Länge und Breite, sowie ihre Anzahl in einer Reihe durch Rechnung bestimmt. Den übrigen Theil des Gegengewichtes ersetzt man durch die  $0,01^m$  starken Garnirungslaschen und vertheilt das Gewicht nach der arithmetischen Progression 1, 2, 3, 4 ... auf die ganze Länge der Ketten von unten nach oben, wie es *Fig. 10<sup>f</sup>* andeutet. Da aber dieses Verfahren die Ketten kostspielig macht, viele Umständlichkeiten herbeiführt und dennoch einer, wenn auch geringen practischen Regulirung bedarf, so schlägt man in neuerer Zeit für die gewöhnlichen  $4^m$  langen, 2500 Kilogr. schweren Klappen folgenden rein practischen Weg ein. Man wendet vier Laschenkettan, auf jeder Seite der Klappe zwei, die mit ihren breiten Seiten gegen einander gekehrt sind und sich nach entgegengesetzten Richtungen umbiegen. Jedes Paar der Ketten hängt durch einen gemeinschaftlichen starken Bügel mit der Verbindungskette zusammen, jede einzelne Kette aber hat sieben Masselottes in der Breite, an dem untern Ende sind noch auf jeder Seite zwei Glieder angehängt, die mittels kurzer Ketten an den Stützpunkten befestigt werden. Man fertigt nun  $\frac{2}{3}$  der ganzen Länge der Kette aus Masselottes von  $0,22^m$  Länge,  $0,10^m$  Breite und  $0,055^m$  Stärke, wie es *Fig. 8<sup>e</sup>* (*Taf. 115*) zeigt, jede Masselotte wiegt gegen 7 Kilogr., die Bolzen erhalten  $0,027^m$  Stärke und  $0,005^m$  Spielraum. Diese Ketten befestigt man an den Verbindungsketten, und hängt an ihnen unten so viel Gewichte an, dass sich die Brückenklappe durch zwei Mann bequem erheben lässt; hierdurch lernt man das fehlende Gewicht der Kette kennen und ordnet danach die Masselottes des letzten Drittheils an. Bei dieser Probe muss man Sorge tragen, dass sich die Klappe nur wenig erheben kann, da sie sonst mit beschleunigter Bewegung völlig in die Höhe schlägt und nicht wieder herabgelassen werden könnte.

*Fig. 8* (*Taf. 115*) zeigt eine PONCELET'sche Zugbrücke im Thore eines Hauptwerkes angebracht, und zwar *Fig. 8<sup>a</sup>* den Grundriss nach der Linie *CDEFGH* des Aufrisses, *Fig. 8<sup>b</sup>* den Aufriss nach der Linie *AB* des Grundrisses, *Fig. 8<sup>c</sup>* den Querdurchschnitt nach der Linie *LKJI*, *Fig. 8<sup>d</sup>* den Durchschnitt der Rollen und Bewegungsräder, der Axe und ihrer Lager, *Fig. 8<sup>e</sup>* die Ansicht eines hölzernen Manövrirrades, *Fig. 8<sup>f</sup>* die Ansicht einer eisernen Rolle für die Verbindungsketten. Hier ist die ganze Vorrichtung in die Thorpfeiler eingelassen; das Thor mag nun überwölbt sein oder nicht, so bleibt sich die Ausführung gleich. Die Verbindungskette geht über zwei Rollen, hinter der letzten hängt die Gegengewichtskette herab, die gemeinschaftliche Axe der hintersten Rollen beider Seiten der Passage bildet eine  $0,06^m$  ins Gevierte haltende eiserne Stange. Auf dieser Axe ruhen die beiden Manövrirräder von  $0,12^m$  bis  $0,15^m$  Stärke und  $1,5^m$  Durchmesser; sie haben eine mit eisernen Spitzen versehene, dreieckige tiefe Auskehlung und werden durch leichte Ketten ohne Ende manövirt. Die Rollen der Axe macht man nicht gern unter  $0,6^m$  bis  $0,7^m$  im Durchmesser; sie werden aus Eisen gefertigt, da aber



die aus dem Ganzen gegossenen Rollen meist misslingen, so zieht man es vor, die in der Mitte vertiefte Einkehlung aus zwei abgesonderten Gussringen zusammensetzen, die mit dem mittlern Theil der Rolle durch Schraubenbolzen verbunden werden. Laschenkettten oder flache Gliederketten würden als Verbindungskettten dem Manöver den geringsten Widerstand entgegensetzen, allein sie rosten schnell, verlieren ihre Biegsamkeit und nutzen sich bald ab, besonders die Bolzen der Laschenkettten, bei denen man es nicht leicht gewahr wird und die dann ein unvorhergesehenes Zerreißen der Kette befürchten lassen. Bedenkt man ausserdem ihre kostbare und schwierige Anfertigung, so sieht man sich veranlasst, zu den gewöhnlichen Kettten zurückzukehren und ihren Mängeln durch sorgfältige Bearbeitung und zweckmässige Construction der Rollenspur entgegenzuwirken. Der Widerstand, welchen die Kettten verursachen, ist nicht einfach, sondern lässt sich in vier völlig gesonderte Effecte zerlegen: 1) in die Reibung, welche zwischen den einzelnen Ketttengliedern in ihren Contactpunkten eintritt; 2) in die Reibung, welche zwischen jedem Ketttengliede und der Rolle, bei dem allmähigen Festlegen in der Rollenspur, hervorgebracht wird; 3) in die Ungleichheit der Hebelarme der an beiden Enden der Kette wirkenden Kräfte, da die Glieder nicht unendlich klein sind und sonach an der Rolle ein Polygon bilden; 4) in das Umlegen der Glieder auf der Rolle, was bald nach der einen, bald nach der andern Richtung erfolgt und fortwährende Erschütterungen und Stösse verursacht, die nicht allein die wirkenden Kräfte unmittelbar vermindern, sondern auch zur Erhöhung der ersten drei Widerstände beitragen. Die beiden letzten Effecte sind die beträchtlichsten; man hat, um sie möglichst zu beseitigen, in der Mitte der Auskehlung der Rolle eine Rinne angebracht, die dazu bestimmt ist, die vertikal ankommenden Ketttenglieder aufzunehmen. Diese Einrichtung entspricht dem Zwecke vollkommen, wenn man die Drehung der Kette verhindern kann und die Richtung der Kette und Rollen genau rechtwinkelig auf die Axe trifft, so dass kein Anstreichen der vertikalen Glieder eintreten kann. Die Drehung der Kette wird durch die zuerst in Metz ausgeführte Construction Fig. 38 (Taf. 120) verhindert, die vertikal stehenden Glieder werden dabei flach gearbeitet. Das Gleiten der Kettten auf der Rolle ist hier zwar wenig zu befürchten, doch kann man diesem Uebelstand auf zweierlei Art begegnen; entweder lässt man die Rinne in der Auskehlung die Rolle nicht ununterbrochen umfassen, indem man bloss Vertiefungen von der Länge der vertikalen Glieder in gleichen Zwischenräumen anbringt, oder man bedient sich der mehrfach erwähnten Warzen oder Spitzen (fr. *tenons, mantonnets*). Die erstere Construction ist für eiserne Rollen schwierig auszuführen, bei der zweiten aber befestigt man die Warzen, indem man die Bolzen zur Verbindung der Gussringe durch ihre Basen gehen lässt. Die Ketttenglieder macht man nicht gern über  $0,12^m$ , höchstens  $0,15^m$  lang, ihre Breite beträgt gewöhnlich  $0,08^m$  bis  $0,1^m$ , ihre Stärke richtet sich natürlich nach dem Gewicht der Klappe; jede Kette muss wenigstens auf das doppelte Gewicht geprüft werden, welches sie wirklich zu tragen hat. Bei den Verbindungskettten für 2500 bis 3000 Kilogr. schwere Brückenklappen gibt man den Gliedern von rundem Eisen  $0,018^m$  bis  $0,02^m$  Stärke, den flachen Gliedern (Fig. 38) aber  $0,02^m$  Breite bei  $0,01^m$  bis  $0,015^m$  Stärke.

Die Axenlager fertigt man gewöhnlich aus Kupfer oder Eisen, besser ist es jedoch, sich des Wurzelholzes von Corneliuskirschen, Ebereschen,

Buchsbaum, Guajak u. s. w. zu bedienen, da die Reibung dann kaum  $\frac{1}{30}$  der Pressung beträgt, die Lager sich lange Zeit halten und weniger als Kupfer abnutzen. Die Lager werden aus zwei Stücken solchen Holzes gebildet; diese umgeben die Axe ganz und werden durch eiserne Sättel zusammengehalten, wie es Fig. 39 (Taf. 120) zeigt. Das Holz wird, nachdem es an der Luft oder im Ofen völlig getrocknet worden ist, vor der Anwendung in Leinöl oder Unschlitt gesotten. In allen den Fällen, wo die Axe die Höhe der Thorfahrt beschränken würde, setzt man sie aus drei Theilen zusammen, die durch verschiebbare Muffe zusammengehalten werden, so dass man den mittlern Theil herabnehmen kann. Die Stärke der vierkantigen Axe beträgt 6 bis 7 Centim., die abgerundeten Theile in den Lagern erhalten nur 4 Centim. im Durchmesser.

Alle Theile, welche der Reibung unterworfen sind, müssen aus weichem Eisen gefertigt und ihrer ganzen Länge nach mit der Feile bearbeitet werden, besonders gilt dieses für die Bolzen der Gegengewichtskette. Die Masselottes werden massiv gegossen, die Bolzenlöcher erst später genau senkrecht auf ihre Flächen eingebohrt. Ein vollständiges, mit aller Sorgfalt gefertigtes Manöver für eine gewöhnliche Zugbrücke kostet 3500 bis 4000 Fr.

Sind die Thorpfeiler nicht von solcher Stärke, dass sie das ganze Manöver aufnehmen können, so bedeckt man die rückwärts vorstehende Gegengewichtskette durch ein starkes hölzernes Gehäuse. Sind die Schäfte von Holz, so wird man die ganze Vorrichtung dadurch sehr vereinfachen können, dass man die vorderen Rollen ganz weglässt. Ist man endlich gezwungen, die Gegengewichtsrolle weit rückwärts anzubringen, wie es z. B. bei Poternen der Fall sein kann, so muss man die Verbindungskette durch hölzerne Rollen unterstützen, damit sie keine bedeutende Biegung annehmen kann. Kurz die Vorrichtung lässt sich allen Localitäten anpassen und ist bis auf den Kostenpunkt allen frühern Erfindungen vorzuziehen. Der für die Gegengewichtskette auszutiefende Brunnen erhält 0,65<sup>m</sup> Seite und höchstens 2<sup>m</sup> Tiefe, und wird bei niedergelassener Brücke durch eine Fallthüre verschlossen; es sind ihm durchaus nicht die Nachtheile beizumessen, die man mit Recht an den Kellern der Wippbrücken rügt, besonders da derselbe mindestens 1<sup>m</sup> von der Revetementsmauer absteht.

*Pont-levis à la LACOSTE.* In der neuesten Zeit hat der Ingenieurhauptmann LACOSTE zu Grenoble eine Zugbrücke mit veränderlichem Gegengewicht construirt, die in manchen Fällen der PONCELET'schen Brücke noch vorzuziehen ist. Nur die Construction der Gegengewichte unterscheidet die Manöver; Fig. 28 gibt eine Skizze des zu beschreibenden Gegengewichtes, LACOSTE hat demselben den Namen Armatur beigelegt. Die Elemente desselben bestehen in einer Anzahl gusseiserner Platten, die von der ersten oder untersten bis zur letzten in gleichem Verhältniss an Grösse zunehmen. Alle diese über einander gesetzten Scheiben sind an einem cylindrischen eisernen Stiele angesteckt, der oben eine Oese oder eine Scheere zur Verbindung mit der Brückenkette hat, unten aber mit Schraubengewinden zur Anbringung einer starken Mutter versehen ist. Hebt man die Brücke, so senkt sich die Armatur und setzt nach und nach alle Scheiben auf eisernen Kränzen ab, die in berechneten Distanzen von eisernen Stangen getragen werden. Bei der ersten Ausführung bediente man sich cylindrischer Scheiben, allein man hat gefunden, dass rechteckige nicht allein die Schwankungen im Manöver verhindern, sondern



dass ihre Breite auch zum Vortheil der Passage vermindert werden kann. Ein Uebelstand dieser Brücken ist, dass das Gegengewicht um die ganze Länge der aufzuwickelnden Kettenlänge  $L$  herabsinkt; weniger erheblich ist der Vorwurf, dass die Herstellung des Gleichgewichts nur absatzweise erfolgt, da diesem Nachtheil durch Vermehrung der Scheiben nach Erfordern abgeholfen werden kann. Die Berechnung unterliegt keinen bedeutenden Schwierigkeiten und kann nach dem bei der PONCELET'schen Brücke aufgestellten Werthe von  $Q$  vorgenommen werden. Macht man die

Abstände der Kränze gleich gross, so ist das Gewicht  $\frac{l}{m}p$  unter alle Scheiben gleich zu vertheilen, das Gewicht  $\frac{l^2}{m}q + q(m-2n)$  aber nach

der arithmetischen Progression 1, 2, 3, 4 ... von der untersten nach der obersten Scheibe hinzuzufügen. Die durch den letztern Gewichtsbeitrag entstehende Ausladung der Scheiben über einander würde indessen nicht genügen, man muss daher die Ausschnitte für die eiserne Stange bei den höher liegenden Scheiben immer grösser machen, was überdies noch die Bewegung erleichtern wird. Die Anzahl der Scheiben muss sich nach der Schwere der Klappe richten; für eine gewöhnliche Zugbrücke würde bei 20 Scheiben das Gewicht der untersten oder kleinsten immer noch gegen 45 Kilogr. betragen.

Am Schluss dieses Abschnittes muss noch eines Umstandes gedacht werden, der häufig bei Zugbrücken mit Gegengewicht eintritt; es kommt nämlich vor, dass die Brückenklappe beim Herablassen nicht sogleich bis auf die Lagerschwelle der stehenden Brücke herabsinkt und sonach erst durch darüber geführte Lasten die ruhende Stellung annimmt. Passiren Menschen oder Pferde die Brücke, so ist das Niederschlagen zwar nicht heftig, erschüttert aber immer das Manöver, kommt dagegen ein schwer beladener Wagen zuerst auf die Klappe, so geschieht das Herabsinken plötzlich und verursacht solche Stösse und Erschütterungen der ganzen Vorrichtung, dass sie eine baldige Zerstörung veranlassen müssen. Besonders nachtheilig wirkt diese Erschütterung auf das Manöver der DELILE'schen Brücken ein; der Oberst CONSTANTIN hat daher in Brest zuerst an zwei Brücken dieser Art Vorrichtungen angebracht, die dem Uebel gänzlich abhelfen. Er bedient sich dazu eines Winkelhebels, dessen kurzer Arm mittels eines in Charnieren gehenden Kreissegmentes gegen das Gegengewicht drückt, die Verbindungsaxe hebt und dabei etwas vorwärts bewegt, so dass die Spannung der Zugstangen nachlässt und die Klappe auf die Lagerschwelle herabsinken kann. Der Drehpunkt des Hebels wird durch einen Cylinder gebildet, der über der Verbindungsaxe des Manövers und über der innern Seite der Curven seine Befestigung erhält; der lange Hebelarm kann nach Erfordern seitwärts bewegt und dann zurück in einen Haken gelegt werden. Im *Mémor. d. g. Nr. 5.* ist eine Zeichnung dieser Vorrichtung zu finden.

Durch Anbringung gewöhnlicher Winden oder durch ähnliche Einrichtungen wie die eben beschriebene wird man bei allen Zugbrücken dem Uebel abhelfen können. Bei den PONCELET'schen Brücken kann man die kleinen Ketten an den letzten Masselottes der Gegengewichtskette über eine Welle gehen lassen, die äusserlich mit Kurbel und Sperrrad versehen wird, und mittels welcher man einen Theil der Kette in die Höhe windet, um der Brücke das Uebergewicht zu verschaffen.

Die Geländerstangen der Zugbrücken werden gewöhnlich ausserhalb der Verbindungsketten unbeweglich angebracht, allein der weite Abstand von der Klappe lässt ihren Nutzen dann gänzlich verloren gehen. Man bedient sich daher auch häufig mit Haken versehener Ketten, die vor dem Aufziehen der Brücke allerdings erst ausgehakt werden müssen, was indessen im Fall der Noth auch durch die Klappe selbst geschehen könnte. In neuerer Zeit bringt man häufig bewegliche Geländer an, ähnlich denen an der Zugbrücke über den Canal St. Martin. Zu Belfort wurde 1827 an einer PONCELET'schen Brücke ein bewegliches Geländer angebracht, dessen Beschreibung und Zeichnung das *Mémor. d. g. Nr. 10* enthält. Es besteht in einer beweglichen Geländerstange, die sich mit dem einen Ende um das Charnier einer starken eisernen Console dreht, welche an den Thorpfeiler befestigt ist; das andere Ende der Stange geht in einen Haken aus, der sich von selbst in das Geländer der stehenden Brücke einlegt. Hinter diesem Haken ist nämlich eine eiserne, doppelte Leitstange befestigt, die einen elliptisch geformten kurzen Führer zwischen sich aufnimmt, welcher mit seiner Platte an einem eichenen Einsatzstück der Brückenspangen angeschraubt wird. Die Leitstange ist um einen Bolzen an der Geländerstange beweglich und dreht sich beim Aufziehen der Brücke um diesen, da sie der aufsteigende Führer dazu veranlasst; sie legt sich endlich seitwärts an die Klappe an, wenn der Führer das obere Ende der Leitung erreicht hat und dadurch das Aus- haken der Geländerstange bewirkt. Bei dem Herablassen der Klappe legt sich zuerst die Geländerstange ein, dann nimmt die Leitstange nach und nach die senkrechte Lage wieder an, indem der Führer bis zu ihrem untern Ende hinabsinkt. Die Kosten des Geländers betragen 220 Fr.; das Gleichgewicht der Brücke wurde so wenig alterirt, dass man die Gegengewichtskette nicht abzuändern brauchte.

## 2) Zugbrücken ohne Gegengewicht.

Bei allen Aufzugsvorrichtungen dieser Gattung sind die Verbindungsketten der Klappe über Rollen, in einer Oeffnung der Thorblendung, nach liegenden oder stehenden Wellen geführt, welche durch Kurbeln, Kreuze, Speichenräder, Räderwerke u. s. w. in Bewegung gesetzt werden und mit doppelten Sperrvorrichtungen versehen sind. Um eine gleich-grosse Kraft für alle Momente der Bewegung an der Kurbel anbringen zu können, müsste man sich excentrischer Stirn- oder Kammräder bedienen oder der Welle schraubenförmig gewundene Spiralgänge für die Kette ertheilen, bei allen diesen und ähnlichen Vorrichtungen aber wird die Geschwindigkeit der Bewegung eine veränderliche sein. Um auch die Geschwindigkeit gleichförmig zu erhalten, muss man seine Zuflucht zu Zwischenmaschinen nehmen, die aber allerdings den ohnedies grossen Raum, welchen die Vorrichtung einnimmt, noch bedeutender machen. Die einfachste Zwischenmaschine bildet ein Winkelhebel, an dessen Enden die Klappenkette und die Kette der Bewegungswelle befestigt sind; er durchläuft während des Manövers einen Winkel von  $90^\circ$  und bewirkt durch die Veränderung seiner Drehungsmomente die geforderte Ausgleichung.

Kann man die Aufzugsvorrichtung über der Thorfahrt anbringen, so vermag man für beide Brückenketten eine Welle zu verwenden; ist dieses aber nicht der Fall, so unterliegt es oft grossen Schwierigkeiten, den getrennten Vorrichtungen einen gleichen Gang zu ertheilen. Sind für den



letztern Fall liegende Wellen anzubringen, so kann man sich durch doppelte Kurbeln, die quer über die Fahrbahn gehen und nur während des Manövers eingesetzt werden, der Gleichförmigkeit versichern; für stehende Winden müsste man conische Getriebe und Kammräder anwenden, um sich doppelter Kurbeln bedienen zu können.

Die schon früher gerügten Nachtheile der Aufzugsvorrichtungen dieser Gattung haben fast ihr gänzlich Verschwinden veranlasst, man findet sie daher nur noch äusserst selten, und dann gewöhnlich mit irgend einer Gegengewichtsvorrichtung gepaart; ein weiteres Eingehen in diesen Gegenstand dürfte sonach wenig Nutzen versprechen.

Eigentliche Fallbrücken, bei denen die Brückenklappe abwärts schlägt, sind gleichfalls ganz ausser Gebrauch gekommen, eines Theils, weil man mit ihnen kaum halb so grosse Oeffnungen als mit den Zugbrücken überspannen kann, andern Theils, weil ihre Befestigung bei geschlossener Klappe immer sehr unvollkommen bleibt. Gewöhnlich hingen sie an Ketten, die über Rollen nach einer mit Sperrvorrichtung versehenen Welle liefen; ihre Unterstützung am jenseitigen Ufer bestand in der Regel aus einer keilförmigen Lagerschwelle, die mittels quer über die Vertiefung geführter Ketten weggezogen werden konnte. Eine für weitere Spannungen ausführbare Fallbrücke wurde nach Art der Wippbrücken construiert und ist im folgenden Abschnitt angeführt (s. *Pont à bascule en dessus*).

Bei denjenigen Zugbrücken, welche sich in der Kehle eines vorwärts gelegenen Werkes befinden, ist es oft zweifelhaft, an welcher Seite der Klappe die Aufzugsvorrichtung angebracht werden muss, da die Besatzung sich sowohl in Folge eines Frontalangriffes über die Brücke zurückziehen und dem nachdringenden Feind den Uebergang über den Kehlgraben wehren muss, als auch bei einem Angriff in der Kehle des Werkes die entgegengesetzte Vertheidigung des Grabens übernimmt.

Die französischen Ingenieure haben zu diesem Zweck Zugbrücken mit doppelter Bewegung (fr. *pont-levis à double mouvement*) vorgeschlagen, deren Construction der Hauptsache nach folgende ist. Die Brückenklappe ruht auf festen Unterlagen und ist an beiden Enden mit Wellstücken versehen, mit denen sie aber nicht unmittelbar zusammenhängt, sondern erst durch starke Schubriegel verbunden wird. Diese Riegel liegen auf beiden Seiten der Klappe und können durch eiserne Hebel in Bewegung gesetzt werden, welche mit ihnen durch starke Bolzen verbunden sind und in der Mitte der Klappenlänge stehen. Jeder der beiden Hebel ist unten mit einem gezahnten Krümmeling versehen, der in eine Zahnstange an der äussern Seite der Randspangen greift; mittels dieser Vorrichtung verbindet man die Schubriegel mit dem betreffenden Wellstück, indem man den Hebel nach diesen Seiten hin bewegt. Die Aufzugsvorrichtung kann eine der angegebenen sein, muss aber natürlich an jeder Seite der Klappe angebracht werden; die Verbindung mit der Klappe muss ausgelöst werden können, ohne lange Vorbereitungen nöthig zu machen. Im *Mémorial du génie* Nr. 3 befinden sich in einem Mémoire des Capitains DELILE zwei Entwürfe zu solchen Zugbrücken.

### III. Wippbrücken.

Bei den Wippbrücken liegt der Drehungspunkt nicht am Ende, sondern mehr in der Mitte der Brückenklappe; man nennt den vordern, sich erhebenden Theil *volée*, den hintern, in einen rückwärts liegenden

Keller hinabsinkenden Theil *culée*; gewöhnlich beträgt der letztere  $\frac{3}{5}$  bis  $\frac{3}{4}$  des ersteren. Mit einer einfachen Brücke dieser Art vermag man einen Raum von 6 bis 7<sup>m</sup> Breite zu überspannen, mit Gegenklappen eine Weite von 12 bis 14<sup>m</sup>. Man kann die Wippbrücken als gewöhnliche Balanciers betrachten; es folgt daraus, dass für das Gleichgewicht in allen Lagen die Momente der *volée* und *culée* einander gleichen müssen, d. h. der Schwerpunkt des Systems muss in den Drehungspunkt fallen. Man kann nun durch den Schwerpunkt eine Drehungsaxe legen oder die Drehung der Brücke ohne Axe bewirken; im erstern Fall kann die Axe fest liegen oder eine Horizontalbewegung annehmen; hierin sind die drei durch GIRARD, LOMBLARDIE und LETELIER aufgestellten Systeme der Wippbrücken begründet.

Fig. 16 (Taf. 116) gibt die Ansicht einer über den Canal de l'Ourcq von GIRARD erbauten Wippbrücke; die ganze Klappe dreht sich um Zapfen, deren Lager in den Seitenmauern des Kellers vergossen sind. Bei niedergelassener Brücke wird die *volée* durch drei Streben unterstützt, die sich mit ihrer Stirnswelle gegen eine schräg eingelassene Tragschwelle der Klappe stemmen; die *culée* erhält eine gleiche Unterstützung durch längere, mit einer Stirnswelle versehene Streben (fr. *valet en bois*), welche sich gegen einen starken, unterwärts abgeschmiegtten Querriegel der Klappe lehnen. Beide Verstrebrungen sind unten um eiserne Axen beweglich; die vordern Streben hängen durch eiserne Zugruthen mit der Klappe zusammen und bewegen sich, auf die schon früher beschriebene Weise (s. die Zugbrücke über den Canal St. Martin), bei dem Aufziehen der Brücke in ihre Lager in der Blendungsmauer des Kellers zurück. Die hintere Verstrebrung wird vor dem Aufziehen der Brücke durch das Zurückdrücken langer eiserner Hebel, die mit den Streben durch Querbänder oberhalb, unten durch Charnierschienen zusammenhängen, in die Vertikalstellung zurückgebracht. Zur Bewegung der Klappe sind an jeder Seite gezahnte eiserne Quadranten von 1 bis 1,4<sup>m</sup> Halbmesser angebracht, deren Mittelpunkt mit der Drehungsaxe zusammenfällt und in welche auf den Seitenmauern befindliche Kurbelgetriebe greifen.

Andere Brücken desselben Systemes sind nach Fig. 17 construirt; hier ist die *culée* ohne Belag und stützt sich bei niedergelassener Brücke gegen die quer über den Keller gestreckten Bohlen. Der Zahnbogen liegt zum grössern Theil hinter dem Zapfenlager der Klappe und bewegt sich durch einen Einschnitt in der Bohlendecke des Kellers; seine Befestigung ist aus der Zeichnung zu ersehen. Das Getriebe ruht auf zwei eisernen Stützen, von denen die eine in die Mauer vergossen, die andere an der Bohlendecke des Kellers befestigt ist; ein eisernes Handspeichenrad ersetzt die Kurbel. Während des Aufziehens gleitet der Zahnbogen mit der innern Fläche auf dem abgerundeten Kopf einer eisernen Stütze hin, die ihre Befestigung an der Bohlendecke des Kellers erhält und bei vertikaler Stellung der Klappe der vordern Stütze des Zahnbogens zum Lager dient. Eine einfache Wippbrücke dieser Construction befindet sich zu Brüssel, sie überspannt eine Oeffnung von 7<sup>m</sup> Weite, die Klappe hat fünf Brückenbalken und 2,8<sup>m</sup> Breite. Eine doppelte Wippbrücke derselben Construction, aber mit Unterbalken und festen Verstrebrungen, überspannt zu Breda einen Raum von 9,25<sup>m</sup> Oeffnung, die Klappe ist 4,4<sup>m</sup> breit, die Zahnbogen bilden vollständige Halbkreise.

Fig. 15 zeigt die Construction einer eisernen Wippbrücke dieses Systems über eine Verbindungsschleuse der Docks von Hull in England,



und zwar *Fig. 15<sup>a</sup>* einen Längendurchschnitt durch die Mitte der Brücke, *Fig. 15<sup>b</sup>* den Querdurchschnitt unmittelbar hinter dem Zusammenstoss der Klappen, *Fig. 15<sup>c</sup>* den Grundriss der einen Hälfte der Brücke. Die ganze Brücke überspannt einen Raum von 12<sup>m</sup>, die Zeichnung macht eine weitere Beschreibung entbehrlich.

Eine andere Modification dieser Bewegungsvorrichtung befindet sich an der doppelten Wippbrücke der Durchlassöffnung der langen Brücke zu Potsdam, welche in den Jahren 1820 — 25 vom Oberbaurath BECKER ausgeführt wurde. Der Zahnbogen ist am Ende der Wippbäume befestigt und bewegt sich daher weit in den Keller, die Welle des mit ihm in Eingriff stehenden Triebstockes liegt ungefähr in der Hälfte der Kellertiefe und ist mit einem grossen Trommelrade versehen, welches durch eine Laschenkette ohne Ende mit einem etwa achtmal kleineren gezahnten Trommelrade in Verbindung steht. An der Stelle dieser kleineren Trommel ist ein Handspeichen- oder Ziehrad angebracht, die Axenlager dieser Welle befinden sich in gusseisernen, auf der Ueberdeckung des Kellers befestigten Böcken. Der basculirende Theil der Brückenbalken ist sehr kurz und dicht am Zahnbogen durch einen starken Querriegel oder Sackbalken oberhalb verbunden und beschwert. An den Einbindeschienen dieses Balkens sind mehrere Gewichte befestigt und durch Ketten unter einander verbunden; sie hängen frei in den Keller oder Sack hinab und legen sich während des Manövers allmählig auf die Kellersohle nieder, wodurch die Ausgleichung der Momente regulirt wird. Die eiserne Drehungsaxe ist durch verschraubte Lager und Ziehbänder an die Brückenbalken befestigt; sie ist, ausser in den acht Lagern auf der Stirnmauer des Kolbens, durchgehends vierkantig. In der allgemeinen Bauzeitung von FÖRSTER, zweiter Jahrgang 1837 S. 219, findet man eine kurze Beschreibung und detaillirte Zeichnungen dieser Brücke.

Als Beispiel einer Wippbrücke des zweiten Systems zeigt *Fig. 14<sup>a</sup>* den Aufriss einer von LOMBLARDIE père über die Verbindungsschleuse zwischen dem alten Bassin und dem Bassin d'Ingouville zu Havre erbauten Brücke. Die doppelte Brücke überspannt eine Oeffnung von 13,2<sup>m</sup> Breite, jede Klappe ist aus fünf starken Brückenbalken, fünf etwas schwächeren Unterbalken, sieben Deckschwellen, zwei starken Stirnriegeln, einem doppelten Bohlenbelag und vier Bankschwellen zusammengefügt. Sie ist mit eisernem Geländer und einem gleichen Pflaster versehen. *Fig. 14<sup>b</sup>* zeigt den Querdurchschnitt einer Klappe. Die ganze Länge einer Klappe beträgt 14<sup>m</sup>, wovon ungefähr 8<sup>m</sup> der volle angehören, die Breite der Brücke 5<sup>m</sup>, die der Fahrbahn 2,5<sup>m</sup>. Die geschlossene Brücke wird durch bewegliche Verstrebungen ganz auf dieselbe Weise gestützt, als die GIRARD'sche Wippbrücke, ausserdem ruht sie auf der Brüstungsmauer des Stimpfeilers, um die Kreissectoren nicht zu sehr zu beschweren. Auf jeder Seite der Klappe befindet sich nämlich ein Kreissector, dessen Mittelpunkt in den Schwerpunkt des Systems fällt und dessen Peripherie beim Oeffnen der Klappen auf den Verzahnungen der Seitenmauern hinrollt, so dass der Schwerpunkt des Systems sich in einer Horizontalinie bewegt, während das in den Keller hinabsinkende Ende der Klappe eine Cycloide mit verlängertem Radius beschreibt. Beide Sectors sind aus eichenen Klötzen und Pfosten construirt und mit einander in Verbindung gebracht; die Zusammenfügung und Verbolzung sämmtlicher Hölzer ist aus dem Durchschnitt *Fig. 14<sup>b</sup>*, der unmittelbar an den Sectors durch die Klappe geführt ist, und aus dem Aufriss deutlich zu ersehen. In die

untere Fläche der Sektoren sind starke eiserne Belagschienen eingelassen und gut verschraubt; sie enthalten Vertiefungen, in welche die Zahnstangen der Seitenmauern eingreifen. Das Räderwerk *Fig. 14°* ist in einem Brückenhäuschen angebracht und besteht aus einer Kurbel mit Getriebe und zwei Stirnrädern mit Getrieben. An der Welle des letzten Stirnrades ist eine Walze angesteckt, um welche ein Tau geschlungen wird; dieses geht über eine Rolle im Anschlage der Brücke nach einer Rolle an der Sohle des Kellers und ist von da zurück nach der *culée* der Klappe geführt, an welcher es durch eine Ringschiene befestigt wird. Das Räderwerk ruht auf einem verschiebbaren Rahmen, so dass die Walze durch eine Oeffnung im Brückenhäuschen während des Manövers über den Ausschnitt des Bohlenbelags der Klappe gebracht werden kann, durch welchen das Tau hinabläuft. Das Manöver ist einfach und leicht, das Aufziehen der Brücke wird durch das Aufwinden des Taus, das Schliessen durch das Anlegen von einem oder zwei Mann an den vordern Theil der Klappe bewirkt; gibt man der *volée* etwas Uebergewicht, so wird sich beim Wiederabwinden des Taus die Brücke ohne weiteres Zuthun schliessen. Die aufgezogene Klappe wird zur Erleichterung der Bewegung nicht ganz in die senkrechte Lage gebracht; sie bleibt etwas nach vorwärts geneigt, indem sie sich mit der *culée* an den Talus der Stirnmauer lehnt. Die Verbindung der Klappe ist durch eiserne Ueberwürfe oder starke Schubriegel gesichert. Eiserne Ankerketten, an dem Stosse der *culée* befestigt und mit dem andern Ende in den Grund des Kellers vergossen, tragen auch wesentlich zur Verstärkung der Wippbrücken bei. Eiserne Triangelssysteme sind der meist festen Behohlung des Kellers wegen schwierig anzubringen.

Den Aufriss einer Wippbrücke nach LETELLIER zeigt *Fig. 18* (Taf. 116). Hier ruht die geschlossene Brücke mit der *culée* auf zwei Böcken oder Trempeln (fr. *valets*), die aus einer vertikalen Drehungsaxe, einem horizontalen Querholze und einem Winkelbände zusammengesetzt sind und seitwärts in Mauernischen bewegt werden. In der Mitte ist die Brücke durch Kragsteine oder eine Lagerschwelle unterstützt, welche auf der für die Streben zum Theil durchbrochenen Stirnmauer ruhen. Die *volée* ist mit einer flachen Verstrebung versehen, welche die Brücke auch während der Bewegung unterstützt, so dass sich die Klappe eigentlich um die Schwelle dieser Verstrebung dreht. Die *culée* senkt sich dabei in einen schräg eingeschnittenen Keller; ihre Bewegung wird durch Blockräder geregelt, die in einer in der Seitenmauer angebrachten, vertieften Spur laufen. Die Axe der Blockräder ist in die Brückenbalken eingelassen und steht ungefähr in der Hälfte der *culée*, d. h. in der Mitte des hinter dem Schwerpunkt liegenden Theiles der Klappe. Die Spur bildet eine Curve, welche so construirt werden muss, dass der Schwerpunkt des Systems während der Bewegung der Klappe eine und dieselbe Horizontallinie nicht verlässt. Um nun zu dieser Curve zu gelangen, stelle *AB Fig. 40* (Taf. 120) die Klappe, *CD* deren Verstrebung, *S* den Schwerpunkt des Systems, *Z* die Axe der Rollräder vor. Die Klappe dreht sich um die Verstrebung *CD*, indem der Punkt *D* den Kreisbogen *D, D<sub>1</sub>, D<sub>2</sub>* durchläuft, dessen Mittelpunkt *C* ist; schneidet man daher aus den beliebig angenommenen Punkten *D<sub>1</sub>* und *D<sub>2</sub>* mit dem Radius *DS* die Punkte *S<sub>1</sub>* und *S<sub>2</sub>* in der Horizontale durch den Schwerpunkt *S* ab, so werden diese die successiven Lagen *D<sub>1</sub>S<sub>1</sub>, D<sub>2</sub>S<sub>2</sub>* der *volée* markiren. Verlängert man die letztere Linie und macht  $S_1Z_1 = S_2Z_2 = SZ$ , so werden die Punkte



$Z_1$  und  $Z_2$  der gesuchten Curve durch die Axen der Rollen angehören; zwei äquidistante Curven, im Abstand des Radius der Rollen zu beiden Seiten der Curve  $Z$ ,  $Z_1$ ,  $Z_2$  verzeichnet, geben die Begränzung der auszuarbeitenden Spur. Im Uebrigen gleicht die Brücke den früheren; die Bewegung wird durch Winden oder ein Räderwerk auf die bereits beschriebene Weise hervorgebracht.

Die Reibungswiderstände sind bei den Wippbrücken sehr gering, die gehörige Ausgleichung der Momente unterliegt keinen Schwierigkeiten und kann durch Anbringung von Gewichten jederzeit regulirt werden, sie zeichnen sich daher durch die Leichtigkeit der Bewegung vor allen beweglichen Brücken aus. Dagegen ist ihre Erbauung der ausgedehnteren Gründung wegen kostspieliger als die der Zugbrücken, ihre Anwendung auch nur da zulässig, wo kein Traideln der Schiffe statt findet, da sie den Leinpfad unterbrechen. Ihr Hauptnachtheil liegt in dem tiefen Keller, der immer feucht und dumpf bleibt und selten ganz frei von Filtrations- oder nur von Tagewasser gehalten werden kann. Die *culée* und die hölzernen Unterstüzungen derselben faulen daher schnell, so dass man in wenigen Jahren zur Auswechslung der Brückenbalken schreiten muss. Dieser Umstand wird um so verderblicher, je schwächer die Blendungsmauer und je tiefer die Kellersohle eingelegt wird, das dritte System der Wippbrücken ist in dieser Beziehung den andern vorzuziehen. In Festungen kann man nur Brücken des ersten Systems in den Thoren anwenden, ihr Gebrauch dürfte sich daher auf trockne Gräben beschränken, da man bei nassen Gräben die Kellersohle über den Wasserspiegel legen müsste, wodurch die Klappe und mithin auch das Thor zu bedeutende Höhen erreichen würden. Kann man indessen den Keller vor dem Grundwasser schützen, so erlangt man durch Anlage der Wippbrücken den Vortheil einer doppelten Unterbrechung der Passage, auch nach der Zerstörung der Klappe, wogegen die bedeutende Schwächung der Revetementsmauern einen fühlbaren Mangel erzeugen würde.

Man hat in Festungen vorzüglich zwei Gattungen Wippbrücken angewendet. Bei der einen (fr. *ponts à bascule en dessus*) schlägt die Brückensklappe abwärts, so dass sich die *culée* erhebt und das Thor blendet; sie ist nicht mehr üblich. Die andere Gattung (fr. *ponts à bascule en dessous*) gleicht den früher beschriebenen Wippbrücken und unterscheidet sich nur durch abweichende Bewegungsvorrichtungen.

Bei den Wippbrücken der ersten Gattung umgeht man allerdings die Anlegung eines Kellers, da die *culée* nur ein Lager von 0,4<sup>m</sup> Tiefe erfordert, allein bis auf die Schwächung der Revetementsmauern beseitigt man dadurch keinen der gerügten Nachtheile, da die *volée* hier in das Verhältniss der *culée* der andern Gattung tritt. Hierzu kommt noch die unsichere Befestigung der Klappe durch vier starke Schrauben, da bei nachlässiger Bedienung oder dem Zerbrechen einer Schraube die grössten Unglücksfälle eintreten können, wie es die nach diesem System erbauten Brücken zu Dünkirchen und Boulogne bewiesen haben.

Die Construction der Wippbrücken der zweiten Gattung für Festungen richtet sich danach, ob die bewegliche Brücke in die Mitte einer stehenden Brücke oder an einem Thore anzubringen ist. Für Joch- oder Pfahlbrücken, wie sie zur Communication über Wassergräben in Festungen angelegt werden, sind die Wippbrücken ihrer Einfachheit und leichten Bewegung halber allen andern Einrichtungen vorzuziehen, sobald die Brückenbahn in solcher Höhe über dem Wasserspiegel angelegt werden

kann, dass die Klappe auf keine Weise mit ihm in Berührung kommt. Die Klappe wird dann gewöhnlich aus vier oder fünf Spangen gebildet, die bis zum Ende der *culée* reichen, und dort durch eine starke verschraubte Schwelle unterhalb verspannt werden; nur die *volée* erhält einen Bohlenbelag, und wird gemeinlich an beiden Enden mit Deck- und Tragschwellen versehen. Die Spangen liegen auf der Jochschwelle, längs der innern Seiten der Brückenbalken des rückwärtigen Jochfeldes, so dass sich die *culée* in horizontaler Lage an den Bohlenbelag dieses Feldes stützt. Die *Axe* ist in die obere Fläche der Spangen eingelassen, ihre Lager befinden sich in den beiden äussersten Brückenbalken des rückwärtigen Jochfeldes. Unmittelbar von den *Axen* sind auf den äussern Spangen vertikale, hölzerne Schwengel errichtet, die an ihren obern Enden mit Zugketten versehen und durch eiserne Bänder und Strebstangen wohl befestigt werden. Ausser zu dem Manövriren benutzt man diese Schwengel auch noch dazu, das Gleichgewicht für alle Lagen herzustellen, denn da man die Drehungsaxe nicht in den Schwerpunkt der Klappe zu legen vermag, so muss man durch versuchsweise Beschwerung des Schwengels diese Punkte einander so zu nähern suchen, dass die Bewegung der Klappe sanft und gleichförmig wird. Um der *culée* aber das nöthige Gewicht zu ertheilen, bringt man auf deren Tragschwelle hölzerne Kästen zwischen den Spangen an, die mit Gusseisen oder Steinen gefüllt werden und bei geschlossener Brücke ihren Platz zwischen den Balken der stehenden Brücke finden.

*Fig. 27* (Taf. 119) stellt eine im Festungsthor angebrachte Wippbrücke mit der für diesen Fall geeignetsten Bewegungsrichtung dar, und zwar gibt *Fig. 27<sup>a</sup>* den Grundriss, *Fig. 27<sup>b</sup>* einen Längendurchschnitt durch die Mitte der Klappe, *Fig. 27<sup>c</sup>* einen Querdurchschnitt unmittelbar hinter der Bewegungsrichtung geführt. Die ganze Einrichtung ist leicht aus den Zeichnungen verständlich; die vier Spangen *I* der Klappe ruhen in horizontaler Lage mit ihrer Stirnswelle auf der Lagerschwelle des ersten Pfeilers *E* der stehenden Brücke, mit ihrer Mitte auf der Stirnmauer der Escarpe, welche die Blendungsmauer des Kellers bildet. Der hintere unbebohlte Theil der Spangen legt sich zwischen die Deckbalken *O* des Kellers ein und stützt sich an deren Bohlenbelag, ein Gegengewichtkasten *V* ist an den hinteren Spangenenenden aufgehängt. Die *Axe C* geht quer durch die Mitte der Spangen und durch Ausschnitte in den Deckbalken, ihre Pfannen sind in die Seitenmauern des Kellers eingelassen. An den beiden äussern Spangen befindet sich ein kurzer hölzerner Hebelarm *Q* (fr. *montant des flèches*) angesetzt und durch eine eiserne Stange verstrebt; er ist mit einem in der Höhe der Thorfahrt angebrachten Schwengel (fr. *fléau de la bascule*) *P* durch einen hölzernen Arm *S* (fr. *bras de la bascule*) in Verbindung gesetzt. Die beiden Schwengel *P* bewegen sich um Zapfen in einem Falze der Thorpfeiler und sind nahe an den freien Enden durch einen Querriegel *R* verbunden, um die Bewegung beider gleichförmig zu machen. Die Arme *S* hängen durch Bolzen oder Charnière mit den Schwengeln *P* und den Hebelarmen *Q* zusammen und sind mit Zugketten *K* versehen. Das Manöver und die bei der Construction zu beobachtenden Regeln ergeben sich aus den punktirten Linien, welche die aufgezugene Klappe vorstellen, sowie aus den Kreisbogen, welche die Bewegung jedes Theiles markiren. Die Drehungsaxe der Klappe muss genau in dem Schwerpunkte des ganzen Systems liegen; durch Beschwerung oder Erleichterung des Gegengewicht-



kastens, durch Verlängerung oder Verkürzung seiner Aufhängung kann man diese Lage jederzeit reguliren. Eine zu hohe Lage des Schwerpunktes wird sich auch hier dadurch markiren, dass das Aufziehen der Klappe sich immer mehr erschwert, je näher dieselbe der vertikalen Stellung kommt, und umgekehrt, wie die Untersuchung der Zugbrücken es bereits gezeigt hat. *H* ist eine Treppe, um in den Keller zu gelangen, *D* eine mit Handhaken versehene Bohle (fr. *clef du pont*), die vor dem Manöver ausgehoben werden muss.

#### IV. Drehbrücken.

Bei den Drehbrücken bewegt sich die Brückenklappe in horizontaler Lage um eine feste vertikale Axe; jenachdem nun diese Axe mehr in der Mitte der Klappenlänge oder am hintern Ende liegt, unterscheidet man Drehbrücken mit *culée* und Drehbrücken ohne *culée*, da der hinter der Drehungsaxe liegende Theil der Klappe, wie früher, *culée*, der vor derselben liegende *volée* genannt wird. Bei den Drehbrücken mit *culée* kann die Drehungsaxe wieder in Bezug auf die Breite der Klappe zwei verschiedene Lagen erhalten; entweder liegt sie in der Mittellinie der Klappe, d. i. in der Brückenaxe, oder sie ist an einer Seite angebracht. Bei den Drehbrücken ohne *culée* kann man ebenfalls zwei Systeme unterscheiden; bei dem einen wird die Klappe von der Drehungsaxe mittels starker Verstrebungen getragen, bei dem andern ruht die Klappe auf einer schwimmenden Unterlage (fr. *flotteur*) und ist allein durch Leitstangen mit der Drehungsaxe in Verbindung gebracht. Neben diesen vier Hauptsystemen bestehen eine Menge Constructionen, die häufig auch mit dem Namen System belegt und dann nach dem Lande, wo sie am gebräuchlichsten sind, oder nach dem Erfinder benannt werden; sie entspringen aus der eigenthümlichen Zusammenstellung der verschiedenen Mittel, deren man sich zur Erleichterung der Bewegung, zur Unterstützung und Verstärkung der Klappen bedienen kann.

Die Drehbrücken sind sehr verbreitet, da sie nicht allein die grösste Spannung zulassen, indem die Anordnung aller möglichen Verstärkungsmittel erleichtert ist, sondern auch durch den Vorzug, dass sie den Leinpfad nicht unterbrechen, indem derselbe unmittelbar über die zurückgelegte Klappe oder um sie herum geführt werden kann, sich empfehlen. Einfache Drehbrücken wendete man früher nur bis zu 7 — 8<sup>m</sup> Spannung, doppelte auf 14 — 16<sup>m</sup> an, jetzt construirt man bis zu 9<sup>m</sup> Spannung in der Regel nur einfache Drehbrücken, da die doppelten kostbar, unbequem und schwierig zu manövriren bleiben, auch der soliden Unterstützung einfacher Brücken ermangeln. Besonders fühlbar werden diese Mängel bei der Construction in Holz, da die Biegung der Klappen leicht ein Klemmen am Zusammenstossungspunkt verursacht, so dass man genöthigt wird, dem einen Flügel der Brücke vor dem Oeffnen eine basculirende Bewegung zu ertheilen. Eiserne doppelte Drehbrücken haben, der Steifigkeit des Materials zufolge, diesen Nachtheil nicht und dürften überhaupt, ihrer grossen Kosten ungeachtet, in jeder Beziehung den Vorzug verdienen. Denn obgleich die Dauer hölzerner Drehbrücken die aller andern beweglichen Brücken übertrifft, so sind doch alle Hauptstücke durchschnittlich in 10 — 15 Jahren zu erneuern, während bei eisernen Brücken nur die Brückendecke einer Auswechslung bedarf. Der Bohlenbelag wird bei

beiden Brückenarten, nach der Frequenz der Brücke, alle 10—18 Monate zu erneuern sein.

Die grösste Schwierigkeit beim Bau der Drehbrücken liegt darin, Leichtigkeit im Oeffnen, Schliessen und Drehen der Brücke mit genügender Festigkeit zu verbinden, denn je leichter die Bewegung wird, um so heftiger wirken alle Stösse auf die Stirnpfeiler der Fundamente und um so geringer wird die Stabilität der Brücke selbst, sobald die Festigkeit in der Verbindung der Hölzer abnimmt. Man ist daher gezwungen, einen Mittelweg einzuschlagen oder sich mechanischer Hilfsmittel zu bedienen, um die an sich nicht allzuleichte Bewegung der Brücke mit geringer Kraft vollführen zu können.

Die Breite der Drehbrücken für Fuhrwerk schwankt zwischen 3,5<sup>m</sup> und 5<sup>m</sup>, doch findet man auch noch breitere Brücken; gewöhnlich rechnet man auf die Fahrbahn 2,5—3<sup>m</sup>, hierzu kommen in Städten ein oder zwei Banketts, jedes zu 1—1,5<sup>m</sup> Breite. Eine Gesamtbreite von 3<sup>m</sup> kommt zwar auch vor, hat sich aber als ungenügend herausgestellt. Als Laufbrücken erhalten sie gemeinlich bis zu 1,5<sup>m</sup> Breite und werden einfach bis zu Spannung von 12<sup>m</sup> und mehr verwendet; so befindet sich zu Dover eine einfache hölzerne Laufdrehbrücke von 12,5<sup>m</sup> Spannung und 1,36<sup>m</sup> Breite, zu La Rochelle eine doppelte eiserne Brücke von 12,35<sup>m</sup> Oeffnung und 1,42<sup>m</sup> Breite.

### 1) Drehbrücken mit *culée*.

#### a) Der Drehzapfen liegt in der Brückenaxe.

Einfache hölzerne Drehbrücken mit ringförmiger Pfanne. Die Klappen der einfachen hölzernen Drehbrücken, die man vorzugsweise in Belgien, Holland und England häufig antrifft, sind fast durchgängig aus Eichenholz erbaut und bestehen aus Hauptbrückenbalken, etwas kürzeren Unterbalken, einer Anzahl Deckschwellen und zwei starken gebogenen Stirnschwellen, von denen wir die an der *volée* befindliche die Kopfschwelle, die die *culée* schliessende aber Widerlagschwelle nennen wollen. Bei einer Klappenbreite von 4<sup>m</sup> wendet man gewöhnlich 5 Brückenbalken an, die bei einer Spannung von 8,3<sup>m</sup> an der *volée* 0,27<sup>m</sup>, an der *culée* 0,37<sup>m</sup> ins Gevierte und eine Länge von 18<sup>m</sup> erhalten. Diese Masse beziehen sich auf eine Drehbrücke am Dainer Thore zu Brügge und gründen sich auf starke Frequenz und Belastung der Brücke; sie müssen nach Umständen verändert werden.

In einer unterhalb eingelassenen, 0,47<sup>m</sup> starken Tragschwelle befindet sich die eiserne, ringförmige, innerlich verstärkte, gewöhnlich mit einem Stahlkegel armirte Pfanne, mittels welcher die Klappe auf einem in das Mauerwerk vergossenen Drehzapfen (fr. *pivot*) ruht; Fig. 20° (Taf. 117) gibt den Durchschnitt einer solchen Pfanne. Der Drehzapfen ist entweder verstärkt oder mit einem Hute versehen, in welchen eine Stahlplatte eingelassen ist; seine Befestigung im Mauerwerk erhält er durch eiserne Anker, die in sich kreuzender Richtung unter der ersten und zweiten Steinlage des Fundamentes angebracht sind. Auch bedient man sich zu diesem Zweck für das untere Ende des Zapfens eines eisernen Schuhs, für die obere Steinlage eines vierkantigen Halsbandes; beide Stücke werden mit vier hakenförmigen Armen versehen und in das Mauerwerk vergossen. Die Pfannenschwelle hat gemeinlich eine solche Lage, dass die *culée* gegen  $\frac{3}{4}$  der *volée* beträgt; kann man durch die Anordnung des Gerippes der



Klappe die Momente der *volée* und der *culée* nicht ausgleichen, so bringt man am Ende der letztern zwischen den Brückenbalken Fächer an, die man nach Erfordern belasten muss.

Das gemauerte Fundament oder Lager der Brücke nimmt die zurückgelegte Klappe gänzlich auf, um die Passage für die Schiffe völlig frei zu machen, der Drehzapfen steht sonach um die Hälfte der Klappenbreite vom Saume der Stirnmauer ab. Die Lagersohle liegt etwas tiefer als die untere Fläche der Pfannenschwelle, um eine freie Bewegung und Schutz gegen die Feuchtigkeit zu erlangen; die Widerlagschwelle bewegt sich in einem Falze oder unter einer geneigten Ebene des Lagerkranzes, meistens wird diese Bewegung durch auf Eisenschienen laufende Frictionsrollen erleichtert. Die Form des Lagers ergibt sich aus Fig. 20<sup>f</sup> (Taf. 117); der bedeutende Raum, welchen dasselbe einnimmt, bildet ziemlich die einzige Uebequemlichkeit der Drehbrücken, welche verschwindet, wenn der schiffbare Theil des zu überbrückenden Gewässers nicht dessen ganze Breite einnimmt, da man in diesen Fällen den Drehzapfen auf steinernen Pfeilern oder Pfahlgerüsten anbringen kann, während die *culée* den übrigen Theil des Gewässers überspannt, doch findet man dergleichen Brücken äusserst selten. Die Sohle des Lagers ist mit wenigen Ausnahmen horizontal, um den Drehzapfen herum etwas erhöht und in einiger Entfernung von dieser runden Erhöhung mit einer Kreisschiene belegt, auf welcher die Rollenspiele der Pfannenschwelle laufen.

Die Bewegung dieser Brücken ist äusserst leicht; ein Mann, oft nur eine Frau oder ein Kind, ist hinreichend um die Brücke zu öffnen und zu schliessen; gewöhnlich bedient man sich dazu eines Haspels oder einer Winde, die seitwärts des Lagers steht und deren Tau am vordern Ende der *volée* befestigt wird. In 3 Minuten, oft in noch geringerer Zeit, ist das Manöver beendigt. Bei einer grossen Zahl dieser Brücken treten indessen die früher gerügten Nachtheile einer zu leichten Bewegung fühlbar hervor.

In der Regel erhalten diese Brücken weder Verstrebungen noch eine weitere Unterstützung, da sie eine feste Auflage am jenseitigen Ufer finden; eben so wenig bedürfen sie einer basculirenden Bewegung, da das Klemmen an den Auflagerungspunkten leicht zu vermeiden ist. Dagegen sind sie fast durchgängig mit Hängewerken versehen, welche die Belastung der Klappenenden auf die Pfannenschwelle zurückführen. Solche Triangularsysteme (fr. *systèmes triangulaires*) werden auf beiden Seiten der Brücke errichtet und sind entweder mit dem Geländer in Verbindung gebracht oder liegen dicht neben den Geländerebenen. Früher construirte man sie aus Holz, jetzt findet man fast allein aus eisernen Armaturstücken zusammengesetzte Triangelsysteme und nur noch selten hölzerne Hängesäulen. Diese Armaturstücke umfassen die Pfannenschwelle und die darüber liegende Deckschwelle, jede Säule wird aus zwei parallelen Stücken gebildet, die durch Querstücke, entsprechende Verzierungen und oben durch einen massiven Schluss zusammengehalten werden und von denen die eisernen Hängestangen oder Hängeketten schräg abwärts nach den Enden der Klappe geführt sind. Zuweilen laufen die Eisenstücke der Hängesäulen in eine Spitze zusammen und bilden eine Pyramide, die durch einen Aufsatz geschlossen wird, von welchem aus die Hängeketten abgehen. Indessen befördern diese Armaturstücke unlegbar das Faulen der Pfannenschwelle, hölzerne oder besser hohle gusseiserne Hängesäulen dürften daher vorzuziehen sein, dieselben werden in die Pfannenschwelle verzapft und verbolzt. Die Schrägstangen oder die Gabel-

bolzen der Hängeketten gehen meist durch die ganze Stärke der Stirn-  
schweller und werden durch Muttern befestigt, seltener findet man sie  
äusserlich durch Umlegeschielen mit diesen Hölzern verbunden; zweck-  
mässiger scheint es, diese Stangen nach Tragschwellen zu führen, die an  
den Enden der Klappe untergezogen werden. Die Höhe der Hängesäulen  
ist sehr verschieden, sie schwankt zwischen 2 und 3<sup>m</sup>, als Regel kann  
man annehmen, den Schrägstangen mindestens  $\frac{1}{3}$  ihrer weitesten Entfernung  
zur Höhe des Ausgangspunktes zu geben, doch findet man sowohl Hänge-  
werke, die sich kaum über das Geländer erheben, als andere von solcher  
Höhe der Säulen, dass man sie quer über die Fahrbahn durch eiserne  
Anker verbinden konnte.

Als nachahmungswerthe Beispiele dieser einfachsten Gattung der Dreh-  
brücken führen wir die zu Brüssel, 7<sup>m</sup> weit, 3,8<sup>m</sup> breit, zu Gent und  
Brügge, 8,5<sup>m</sup> weit, 4,5<sup>m</sup> breit, und zu Dover, 9,1<sup>m</sup> weit, 5,4<sup>m</sup> breit, an.

Doppelte hölzerne Drehbrücken mit basculirender Be-  
wegung. Will man den Brückenbalken doppelter Drehbrücken nicht  
eine übermässige Stärke geben, so wird die Biegung der Klappen ein  
Klemmen im Zusammenstossungspunkte verursachen, und man wird ge-  
nöthigt sein, wenigstens dem einen Flügel eine basculirende Bewegung  
vor dem Manöver zu ertheilen. Man kann sich hierzu verschiedener Mittel  
bedienen; eines der früheren, jetzt ausser Gebrauch gekommenen bestand  
darin, dass man die *culée* beim Schliessen der Brücke mittels Hebebäu-  
men erhob und durch eine Walze unterstützte, welche durch vorgelegte  
Keile vor dem Herabrollen auf der etwas geneigten Lagersohle gesichert  
wurde. Beim Oeffnen der Brücke schlug man die Keile weg, lüftete die  
Klappe mittels der Hebebäume, so dass die Walze von selbst nach dem  
Drehzapfen zu hinabrollte, und liess die *culée* auf sein Rollenspiel hinab-  
sinken. Dieses Verfahren war umständlich, zeitraubend und erforderte  
mehrere Mann, man ist daher bald davon zurückgekommen. In Belgien  
bedient man sich jetzt eiserner, nur selten hölzerner Treppe oder Stützen  
(fr. *valets*) von folgender Construction. Nahe an der Widerlagschwelle  
sind die Brückenbalken durch eine quer unter der *culée* weggehende,  
horizontale, eiserne Stange gestützt, sobald die Brücke geschlossen ist.  
Die Stange ruht auf den Spitzen zweier dreieckiger, stabeiserner Supports,  
die sich mit ihrer Basis in eisernen Krampen bewegen, welche in die  
Lagersohle vergossen sind; soll die Brücke geöffnet werden, so wird das  
ganze Gestänge, niedergelegt, indem man die Horizontalstange mittels  
eines Winkelhebels vorwärts zieht, wodurch sich die Supports um ihre  
Basen drehen. Der lange Arm des Hebels wird hierzu quer über die  
Fahrbahn gelegt und verschliesst den Eingang der Brücke während des  
Manövers, beim Schliessen der Brücke wird durch das Zurückdrehen des  
Hebelarmes die Passage erst dann eröffnet, wenn die Unterstützung und  
Hebung der *culée* gleichzeitig vollendet worden ist. Durch eine vertikale  
Eisenstange sind die beiden Arme des Winkelhebels vereinigt; diese die  
Drehungsaxe bildende Stange geht durch den überstehenden Theil des  
Lagerkranzes, etwas seitwärts der Brückenklappe; sie ist an den Aus-  
gangspunkten der Hebelarme verstärkt, oder letztere sind mit starken  
Vierkanten versehen und werden angeschoben. Man kann dergleichen  
Unterstützungen auch vor der Pfannenschwelle anbringen, ihre Thätigkeit  
erfolgt dann in umgekehrter Ordnung. Eine Modification dieser Anord-  
nung werden wir später kennen lernen, wo von den Drehbrücken nach  
RUFFENAU die Rede ist.



In Frankreich wendet man zur Erreichung obiger Zwecke stehende Schraubenspindeln an, die durch das Ende der *culée* gehen und deren Muttern zwischen der Widerlagschwelle und den beiden äussersten Brückenbalken befestigt werden. Die vierkantigen Köpfe dieser Schrauben liegen gewöhnlich unter den Banketts, sie werden durch Fallthüren von oben geschützt und mit gewöhnlichen Schraubenschlüsseln bewegt, welche der Brückenwärter in Verwahrung hat. Eine in das Lager versenkte Gussplatte dient den Schrauben als Stützpunkt, die Drehbrücke *Fig. 20* (Taf. 117) zeigt eine solche Vorrichtung. Auch gewöhnlicher Winden und horizontal liegender, auf schrägen Ebenen beweglicher Schraubenkeile kann man sich bedienen.

Die Construction der Klappen oder Flügel doppelter Drehbrücken gleicht, in Bezug auf die Zusammensetzung des Gerippes, der bereits beschriebenen einfacher Brücken; nur hinsichtlich des Zusammenstosses und der Befestigung der Flügel wäre Folgendes zu erwähnen. Um die sehr abweichenden Formen des vorderen Endes der Flügel übersichtlicher zusammenzustellen, werde dieser Punkt für alle Arten von Drehbrücken gleich hier mit abgehandelt. Bei den hölzernen Drehbrücken, sowohl den einfachen als den doppelten, wird der Zusammenstoss bogenförmig construirt. Da nun die Leichtigkeit des Manövers wesentlich davon abhängt, dass sich weder der Schluss der *volée* noch der der *culée* an den entgegengesetzten Flächen während der Drehung heftig reibt oder gar klemmt, so muss man die Begränzungen der *culée* und ihres Lagers, sowie der *volée* aus verschiedenen Mittelpunkten beschreiben, damit sie sich immer weiter von einander entfernen und nur bei geschlossener Brücke zusammenfallen. *Fig. 20*<sup>f</sup> (Taf. 117) diene zur Erläuterung des einzuschlagenden Verfahrens; *FGKL* und *KLNO* bezeichnen die geschlossenen Klappen, *xy* die Brückenaxe, *a, a* die Drehungsaxen beider Flügel. Man lege perpendicular auf *xy* durch die Punkte *a, a* die Linien *AB* und *CD* und bestimme die Punkte *c, b* und *d*, indem man  $ac = 0,05$  bis  $0,06'' = 2''$  und  $ab = ad = 0,08'' = 3''$  macht. Beschreibt man nun aus dem Punkte *c* mit dem Radius  $cG = cF$  und  $cO = cN$  den Schluss *FG* und *NO* der Klappen, so wird für diesen Theil die Begränzung des Widerlagers in denselben Bogen fallen müssen. Um nun die Begränzung der Widerlager zu beendigen, ziehe man aus den Punkten *a* die Bögen *FE* und *NM* mit den Radien  $aF$  und  $aN$ , den Zusammenstoss der Flügel *KL* aus dem Punkte *b* mit dem Radius  $bK = bL$ , endlich den Theil *HI* des Widerlagers aus dem Punkte *d* mit dem Radius  $dI = bL$ ; der Bogen *QP* kann aus *a* mit dem Radius  $aQ = aL$  beschrieben werden. Bei doppelten hölzernen Drehbrücken mit basculirender Bewegung, aber auf den Seiten der Klappen liegenden Drehzapfen, macht man den Zusammenstoss beider Flügel geradlinig, die Begränzung der *culées* bogenförmig. Bei eisernen Drehbrücken ist die *culée* stets durch einen Bogen begränzt, der Zusammenstoss der Flügel entweder bogenförmig, oder zur Hälfte geradlinig, zur andern Hälfte durch einen Bogen begränzt, dessen Mittelpunkt rückwärts der Drehungsaxe liegt. Selten ist der Stoss aus zwei gebrochenen geraden Linien zusammengesetzt. Die Flügel doppelter Drehbrücken werden durch starke Schubriegel oder durch eiserne Ueberwürfe zusammengehalten; gewöhnlich haben diese Theile eine solche Construction, dass sie nur der mit den nöthigen Werkzeugen versehene Brückenwärter öffnen kann. Bei eisernen Brücken findet man auch die Anordnung, dass der eine Flügel mit einer Wulst, der andere mit einer

Nuth versehen ist, die sich in einander schieben, bei hölzernen Brücken ist die Construction auch ausgeführt worden, erschwert aber das Manöver ungemein. Bei andern Brücken findet ein Uebertragen statt, so dass der Vorstand des einen Flügels auf dem des andern ruht; zuweilen hat man dann den Flügeln ungleiche Länge gegeben und den längeren auf dem kürzeren ruhen lassen; für hölzerne Drehbrücken ist diese Construction nur dann empfehlenswerth, wenn eine basculirende Bewegung des obern Flügels hergestelt werden kann. Am besten ist es, doppelte hölzerne Drehbrücken nur zusammenschmiegen, oder einen kleinen Abstand zwischen beiden Flügeln zu lassen, welcher durch die Bebohlung überdeckt wird, da man bedacht sein muss, dass die Belastung allein durch die Unterstützung der *volée*, durch das Hängewerk, die Verstrebung und die Schubriegel getragen wird, indem eine Gegenstrebung der Flügel unter so flachem Winkel nur wenig zur Unterstützung der Last beitragen könnte, aber einen heftigen Schub gegen die Drehzapfen und die Widerlager bewirken würde. Die schräge Lage der Klappen vergrößert nur die vertikalen Bruchflächen der Hölzer und befördert das Abfließen des Regenwassers, die Zusammenschmiegun der Flügel aber kann das Biegen der Hölzer bis zu einem bestimmten Grade verhindern.

Der Triangelsysteme bedient man sich bei diesen Brücken ziemlich allgemein, ausserdem wendet man auch mit grossem Vortheil eiserne Anker oder Ketten an, die in das Lager vergossen werden und die man bei geschlossener Brücke in eiserne Haken an der Unterfläche der Widerlagschwelle einhängt. Die *volée* ruht ferner bei geschlossener Brücke auf einer Brüstung der Stirnmauer und ist gewöhnlich durch Verstrebungen unterstützt, die eine einfache Construction erhalten können. Bei der ersten Art hängt die bewegliche Verstrebung mit der Klappe durch Charnierbänder oder einen liegenden, die Drehungsaxe bildenden Bolzen zusammen, die Strebstangen sind an ihren Köpfen durch einen Riegel verspannt und stützen sich bei geschlossener Brücke gegen eine schräg in die Brückenbalken eingelassene Tragschwelle oder gegen eiserne an die Balken verbolzte Widerhalter. Ausserdem werden die drei oder vier Strebstangen durch verbolzte Spannketten verbunden, der untere Theil derselben aber ist ohne Querverbindung, da die Verstrebung ihren Stützpunkt in Vertiefungen der Stirnmauer findet, die sich rinnenartig bis in das Lager erstrecken. Die ganze Verstrebung wird vor dem Oeffnen der Brücke unter die Brückenbalken heraufgewunden, und zwar entweder mittels einer Kurbelwelle, deren Taue wie in *Fig. 20<sup>a</sup>* und *20<sup>b</sup>* an den Bügeln der beiden äussersten Strebstangen befestigt sind, oder bei eisernen kurzen Verstrebungen, die sich auf Abschrägungen der vordern Kante der Stirnmauer stützen, wie sie in neuerer Zeit auch bei hölzernen Brücken vorkommen, durch Zahnbogen und Getriebe. Die eisernen Rippen der Verstrebung haben dann eine und dieselbe Drehungsaxe mit den Zahnbogen, die ganze Vorrichtung bewegt sich in den Zwischenräumen der Brückenbalken. Eine zweite Gattung Verstrebungen bewegt sich, wie die bei den Zugbrücken angebrachten, um ihr unteres in der Stirnmauer liegendes Ende, muss aber hier aus zwei Theilen bestehen, von denen der obere an der Brücke fest ist und sich mit dieser dreht, während der untere wie früher in ein vertieftes Lager der Canalmauer zurückgezogen wird. Dieses Zurückziehen bewirkt man durch eine an der Mittelstrebe befestigte Zugstange, die in einer Leitung auf der Sohle des Brückenlagers durch einen stabeisernen Winkel bewegt wird, dessen eines Ende



sich um eine feste Axe dreht, während das andere an der Brückenklappe befestigte Ende mit dieser einen Kreisbogen beschreibt. Der längere Schenkel des nahe horizontal sich bewegenden Winkels drückt auf den über die Leitung vorstehenden Theil der Zugstange; beim Schliessen der Brücke bewirkt das Gewicht der Verstrebung das Wiedervorschreiten der Zugstange in der Leitung.

Die dritte Art Verstrebungen ist völlig unabhängig von der Klappe und besteht aus zwei abgesonderten Bindern, von denen ein jeder durch eine vertikale Drehsäule, ein horizontales oberes Querholz und eine Anzahl einander kreuzender Winkelbänder und Zangen gebildet wird; *Fig. 21<sup>b</sup>* (Taf. 117) zeigt eine solche Verbindung der Hölzer, gehört aber dort unmittelbar zur Brücke selbst. Die Drehsäule bewegt sich in einer Nische der Canalmauer mit ihrem untern Ende um einen Zapfen, auf welchem sie mittels einer Pfanne ruht, oben wird sie von einem in das Mauerwerk vergossenen Halsband umfasst; *Fig. 21<sup>a</sup>* bis *21<sup>c</sup>* geben das Detail dieser Theile. Jeder Binder wird vor dem Oeffnen der Klappe, nach vorausgegangener Basculirung derselben, in ein seitwärts befindliches Lager gedreht; man bedient sich hierzu gewöhnlicher Zugseile, die an dem Kopf des obern Riegels der Verstrebung und an der Stirnmauer befestigt sind. Die vierte Art Verstrebungen ist ebenfalls insofern unabhängig von der Klappe, als sie nicht von ihr getragen wird; sie besteht aus mehreren Strebstangen, die sich um ihr unteres, einen Zapfen bildendes Ende drehen; sie hängen durch eiserne Stäbe mit der Klappe und dem Lager zusammen, werden von der Klappe selbst in Bewegung gesetzt und legen sich bei geöffneter Brücke in schräge Vertiefungen der Canalmauer. In *Fig. 23* ist eine solche Verstrebung angebracht und wird später im Detail beschrieben werden. Dem Principe nach ist die erste Verstrebungsart die schlechteste, da sie die Klappe während der Drehung belastet, allein sie ist einfach, leicht und schnell zu bewegen, lässt eine solide Querverbindung zu und ist daher am ausgedehntesten angewendet worden. Die zweite und vierte Art haben diesen Nachtheil nicht und werden ausserdem durch die Brücke selbst bewegt, wodurch an Zeit zum Manöver erspart wird, allein sie sind zusammengesetzt und werden daher leicht defect; man findet sie allein in Belgien angewendet. Die dritte Art Verstrebungen ist zwar solid und unabhängig von der Klappe, aber sie lässt keine Querverbindungen zu und erfordert die meiste Zeit zum Manöver; sie ist für Drehbrücken mit *culée* ziemlich ausser Gebrauch gekommen.

Die Bewegung dieser Drehbrücken wird ebenfalls durch Haspel oder Winden bewirkt, ein Mann reicht für jede Klappe hin, die Manöverzeit beträgt durchschnittlich 7 — 8 Minuten, wovon 3 Minuten auf die Bewegung der Verstrebungen, 2 Minuten auf die Herstellung der basculirenden Bewegung der Klappe gerechnet sind. Wird die Verstrebung durch die Klappe selbst bewegt, so genügen 3 — 4 Minuten zum ganzen Manöver. Die Pfannenschwelle ist nahe an ihren Hirnenden mit Rollen versehen, die auf einer Kreisschiene laufen, man ersetzt sie jetzt meistentheils durch die später beschriebenen Galets. Zuweilen wendet man vier solcher Galets an, und befestigt sie dann nicht an der Pfannenschwelle, sondern an kurzen, schräg in die Unterbalken eingelassenen Riegeln, die dann die Sehnen eines um den Drehzapfen verzeichneten Kreises bilden, deren Mittel gleichweit von der Brückenaxe und der Axe der Pfannenschwelle abstehen. In diesem Falle senken sich die vordern Rollen des basculi-

renden Flügels beim Schliessen der Brücke in Höhlungen der Lagersohle. Bei dieser Construction kann man auch die Pfanne durch einen Stahlzapfen ersetzen, der sich in einer Vertiefung des Drehzapfens bewegt und der sich durch eine Schraube oder Keilvorrichtung je nach der Abnutzung nachtreiben lässt. Eine solche Brücke, aber mit ringförmiger Pfanne, (*pont de Skipsdale*) ist zu Brügge 1816 von DEBROCK erbaut worden, die Oeffnung beträgt  $11,5^m$ , die Klappenbreite  $4,5^m$ , die Flügel sind ungleich lang, der längere ruht durch einen Falz der Kopfschwelle auf dem kürzeren, er ist allein mit einer basculirenden Bewegung versehen, welche durch eiserne Trempel bewirkt wird. Beide Flügel sind mit eisernen Hängewerken und Geländern versehen, durch vier Mann kann das Manöver in einer Minute beendigt werden, Verstrebungen sind nicht angebracht.

Eine Drehbrücke ohne Hängewerk und Verstrebung, mit gleichlangen zusammengeschmiegtten Flügeln, ist 1820 zu St. Maur über eine Oeffnung von  $8,8^m$  des gleichnamigen Canals erbaut worden; die basculirende Bewegung beider Flügel wird hier durch Schrauben bewirkt, wie bei den später angeführten französischen Brücken.

Die doppelte Drehbrücke über den Handelshafen zu Cherbourg ist *Fig. 20* (Taf. 117) dargestellt, und zwar gibt *Fig. 20<sup>a</sup>* den Grundriss, *Fig. 20<sup>b</sup>* die Seitenansicht, *Fig. 20<sup>c</sup>* einen Querdurchschnitt nach der Linie *CD*, *Fig. 20<sup>d</sup>* einen zweiten nach der Linie *EF* des Grund- und Aufrisses. Die Flügel gleichen sich vollkommen bis auf einen geringen Längenunterschied, sie überspannen eine Oeffnung von  $13,2^m$ , die Brückenbreite beträgt  $4,8^m$ . Die Zeichnungen machen alle weitere Beschreibung entbehrlich, zumal da keine abweichenden Constructionen statt finden, nur darauf mag aufmerksam gemacht werden, dass die Unterbalken an ihren hinteren Enden durch einen starken Riegel verbunden sind, und dass sich an diesem die untern Mattern der beiden Schraubenspindeln befinden, während die obern Mattern an der Widerlagschwelle und den Hauptbrückenbalken befestigt sind.

Endlich ist noch einer doppelten hölzernen Drehbrücke mit eisernen Verstrebungen zu erwähnen, die in Dünkirchen am hintern Hafen erbaut ist und nach der Citadelle führt; sie ist  $4,8^m$  breit und überspannt eine Oeffnung von  $13,6^m$ . Nur der eine Flügel hat eine basculirende Bewegung, die Verstrebungen stützen sich auf Abschrägungen der Stirnmauern und werden nach der angegebenen Art durch Zahnbogen bewegt.

Hölzerne Drehbrücken ohne basculirende Bewegung mit Drehscheiben und Rollwagen (fr. *chariots*). Statt der beiden Rollen an der Pfannenschwelle bediente man sich schon in früherer Zeit eines ganzen Rollenkranzes; man liess zu diesem Zwecke neben der Pfannenschwelle, in einer Entfernung von dieser, welche ungefähr der halben Brückenbreite gleich kam, zwei andere Tragschwellen ein, und versenkte in diese drei Hölzer einen eichenen Pfostenkranz, auf welchem die Rollengestelle, 8 bis 16 an der Zahl, befestigt wurden. Statt der Rollen wendete man auch öfters um Axen bewegliche Kugeln an, frei bewegliche Kugeln wurden erst später eingeführt. Sämmtliche Rollen liefen auf einem Schienenkranz, der in eine kreisrunde Erhöhung des Lagers eingelassen wurde. Zuweilen versah man auch die Klappe mit der Laufschiene und brachte die Rollen an festen Supports einer eisernen Scheibe an, ähnlich der Construction der Drehscheiben für Eisenbahnen. Man sieht, dass die Last bei diesen Constructionen grösstentheils auf den



Rollenaxen ruht und dass alle Stösse dieselben fast unmittelbar treffen; um daher die Rollen bei geschlossener Brücke von der Belastung zu befreien, brachte man eiserne Stützen an, welche die Klappe hoben, so dass die Rollen eine freie Lage erhielten. Dergleichen Stützen befanden sich an einer von DE CAUX erbauten Drehbrücke zu Cherbourg; diese durch die bereits beschriebene Drehbrücke ersetzt ist in *BELIDOR's Architectura hydraulica*, Theil II, 10. Capitel, sehr detaillirt beschrieben. An jeder Klappe sind vier Stützen angebracht, die beiden vordersten befinden sich unter der vordern Tragschwelle des Rollenkranzes zu beiden Seiten der Klappe; mittels eines excentrischen Doppelzahnes, dessen Wellenlager die Stützen bilden und der durch einen 3' langen Schlüssel bewegt wird, erhebt man die Brückenklappe vorn und befreit die vordern Rollen von der Belastung. Der Doppelzahn drückt gegen eine, in die Tragschwelle eingelassene, eiserne Platte, der Schlüssel wird an die Vierkante der Welle horizontal angesteckt und in die senkrechte Lage gebracht. Die beiden hintern Stützen sind an einem Verstärkungsholz angebracht, welches unter den äusseren Brückenbalken und der Widerlagschwelle hingeht, ihre Construction weicht von der der vordern Stützen gänzlich ab. Sie bestehen aus 3' langen, um einen Bolzen beweglichen Hebeln, die an ihrem freien stärkeren Ende mit einem vorstehenden Fusse versehen sind, der sich bei geschlossener Brücke auf eine in das Lager versenkte Gussplatte stützt. Während der Drehung der Klappe wird dieser Hebel durch eine starke Feder, die ihn unterhalb fasst, so weit erhoben, dass er der Bewegung nicht hinderlich werden kann. Das Niederdrücken des Hebels wird durch einen concentrischen Doppelzahn mittels eines den frühern gleichenden Schlüssels bewirkt. Das Wellenlager dieses Doppelzahnes ist an der Widerlagschwelle so über dem Fusse der Hebelstütze befestigt, dass der eine Zahn gegen die Schwelle, der andere gegen die Stütze drückt und daher, während er die Kraft der Feder überwindet und den Hebel niederbewegt, gleichzeitig die *culée* erhebt und auch die hintern Rollen von der Last befreit.

Trotz dieser oder ähnlicher Einrichtungen ist die Haltbarkeit der Rollenkränze gering, da sich die während der Drehung der Klappe stark belasteten Axen schnell abnutzen; man hat daher zuerst bei den eisernen Brücken sogenannte Chariots oder *chariots à galets* eingeführt und sie in neuerer Zeit auch auf hölzerne Drehbrücken übertragen. Diese Rollwagen bestehen aus drei Theilen, von denen der mittlere den eigentlichen Wagen bildet, während die andern beiden Theile nur die Schienenbahn für die Rollen bilden. Die detaillirte Beschreibung dieser Chariots wird bei den eisernen Drehbrücken gegeben, für jetzt mag nur gesagt werden, dass die Rollen unabhängig von Klappe und Lager sind und dass die Klappe nicht auf den Axen der Rollen, sondern auf ihren Peripherien ruht, so dass die durch den Druck der Klappe hervorgebrachte Reibung eine wälzende wird. Die Reibung an den Axen der Rollen, welche nur durch den zur Bewegung erforderlichen Seitendruck veranlasst wird, fällt sehr gering aus, ebenso die Reibung am Drehzapfen, da sich die Klappe auf die schon früher besprochene Weise um einen Stahlzapfen dreht. Der Wagen hat meist einen Durchmesser von 4<sup>m</sup> und enthält 12 — 16 Rollen, auf welche sich die Last vertheilt; durch diese bedeutendere Unterstützung und durch das grössere Gewicht, das man dem hintern Theil der Klappe geben kann, gewinnt die ganze Brücke ausserordentlich an Stabilität. Sehr zweckmässig kann man die Rollen durch frei bewegliche Kugeln

ersetzen, welche im mittlern Theil des Wagens so eingerahmt werden, dass sie hinlänglichen Spielraum haben und während der Drehung der Brücke nur mit zwei Punkten der Einrahmung in Contact kommen. Um die Gleichmässigkeit der Bewegung zu erhöhen und bei der bedeutenden Schwere solcher Brücken nur einen Mann für jede Klappe verwenden zu müssen, bedient man sich zur Drehung in der Regel eines Räderwerkes mit Kurbel, welches in einen Zahnbogen greift. Der Zahnbogen ist entweder an der Widerlagschwelle der Klappe befestigt, und dann ist das Räderwerk auf dem Lagerkranze aufgestellt, oder er ist hinter dem Chariot in die Lagersohle eingelassen, und dann befindet sich das Räderwerk an der Klappe selbst zwischen dem äussersten Paare von Brückenbalken.

Eine doppelte hölzerne Drehbrücke mit Chariots wurde zu la Vilette erbaut; dieselbe überspannt eine Oeffnung von 8<sup>m</sup> und hat 3,5<sup>m</sup> Breite, sie hat keine Hängewerke und nur kurze eiserne Verstrebungen der schon beschriebenen Art. Da sämmtliche Hölzer sehr geringe Dimensionen haben, so tritt eine starke Biegung der Flügel ein, und es gehört eine bedeutende Kraft dazu, die Brücke zu öffnen, da sowohl an der *volée* als in den Lagern ein heftiges Klemmen statt findet. Es scheint sonach für hölzerne doppelte Drehbrücken die basculirende Bewegung wenigstens eines Flügels unerlässlich; auch bei sehr starken Brückenbalken wird man ein Zusammenbiegen durch schweres Fuhrwerk nicht verhindern können.

Aus diesem Grunde erbaute man über den untern Theil des St. Martins-Canals mehrere einflügelige Drehbrücken, obgleich die Canalbreite 7,8<sup>m</sup> beträgt. Diese von DULEAU erbauten, 5,16<sup>m</sup> breiten, mit Chariots versehenen Drehbrücken sind zwar in Holz ausgeführt, allein die Grundmauern, die Wagen und das Räderwerk sind so eingerichtet, dass man sie bei der beabsichtigten spätern Ausführung der Brücken in Guss-eisen unverändert beibehalten kann. Der bedeutende Kostenunterschied, welcher zwischen den besprochenen Systemen der Drehbrücken und den gusseisernen statt findet, dürfte am besten aus den Anschlägen abzunehmen sein, welche DULEAU für die Ausführung einer Brücke am Canal St. Martin aufstellt, wie folgt:

1) Einflügelige hölzerne Drehbrücke mit ringförmiger Pfanne.  
(Belgisches System.)

Holz, 25 Cubikm. à 200 Fr. . . . .	5000 Fr.
Schmiedeeisen, 3000 Kilogr. à 170 Fr. . . . .	5100 „
Der Anstrich und andere Kosten insgemein . . . . .	1900 „
	<hr/>
	12,000 Fr.

2) Einflügelige hölzerne Drehbrücke mit *Chariot à galets* und Räderwerk.  
(Fall der Ausführung.)

Holz, 25 Kubikm., à 200 Fr. . . . .	5000 Fr.
Formgusseisen (fr. <i>fonte ouverte</i> ), 4500 Kilogr. à 80 Fr. . . . .	3600 „
Schmiedeeisen, 4500 Kilogr. à 170 Fr. . . . .	7650 „
Gewöhnliches Gusseisen (fr. <i>fonte ordinaire</i> ) 9000 Kilogr. à 30 Fr.	2700 „
Blei, Anstrich u. s. w. insgemein . . . . .	3050 „
	<hr/>
	22,000 Fr.



3) Einflügelige gusseiserne Brücke nach belgischem Muster:  
(Fall der spätern Ausführung)

Geformtes Gusseisen, 30,000 Kilogr. à 50 Fr. . . . .	15000 Fr.
Geschmiedetes Eisen, 5000 Kilogr. à 170 Fr. . . . .	8500 „
Holz, 15 Meter, à 200 Fr. . . . .	3000 „
Gewöhnliches Gusseisen, 2500 Kilogr. à 30 Fr. . . . .	7500 „
Das Rüsten und insgemein . . . . .	6200 „
	40,200 Fr.

Gusseiserne Drehbrücken. Die Engländer waren die ersten, welche sich statt des Holzes des Gusseisens zu Drehbrücken bedienten, ihnen folgten die Americaner und Belgier; in Frankreich ist bis jetzt noch keine eiserne Drehbrücke erbaut worden. Die erste gusseiserne Drehbrücke scheint im Jahre 1804 von WALTER projectirt worden zu sein, bald nachher wurde eine doppelte Drehbrücke nahe an der Mündung des Regent-Canals zu London ausgeführt, sie überspannt eine Oeffnung von 9,8<sup>m</sup>, ihre Breite beträgt 4,5<sup>m</sup>. Die Breite ist aus fünf Rippen zusammengesetzt, welche 10,5<sup>m</sup> lang, 0,036<sup>m</sup> dick, 0,6<sup>m</sup> über dem Wagen, 0,3<sup>m</sup> am vordern Ende hoch sind; ihre Construction gleicht der an den Docks zu London. Später wurden zwei Brücken an den Docks der ostindischen Schiffahrts-Compagnie erbaut, sie überspannen 11<sup>m</sup> und haben eine Breite von 3,8<sup>m</sup>. Jede dieser Brücken hat zwei auf kreisförmigen Wagen ruhende Flügel, welche einander nicht berühren und durch eingetriebene Keile verbunden werden. Jede Klappe besteht aus sechs durchbrochenen gusseisernen Rahmen oder Rippen (fr. *fermes, travées*), die durch horizontale schmiedeeiserne Bolzen und durch verschraubte, gusseiserne Radialrahmen ihre Querverbindung erhalten; die Rippen sind im vordern Theil nach einem flachen Kreisbogen construirt, der hintere Theil ist bei der einen Brücke unzweckmässiger Weise zu beiden Seiten des Chariots ausgeschnitten, bei der andern Brücke geradlinig. Die eine dieser Brücken stützt sich mit dem herabgebogenen Theile der Rippen gegen die schräg abgestumpfte vordere Kante der Stirnmauer, welche sonach eine conische Form erhalten muss. Bei der andern Brücke ist eine gusseiserne, durch Zahnbogen und Kurbelgetriebe bewegliche, kurze Verstrebung angebracht, die den Rippenbogen schliesst und sich gegen eine Abschrägung der übrigens geradlinigen obern Kante der Stirnmauer stützt. Man zieht die erstere Construction der zweiten vor, da die bewegliche Verstrebung die Klappe sehr beschwert und daher stärkere Rippen erfordert, auch die zum Aufwinden derselben erforderliche Zeit das Manöver verlängert. Die Wagen und das Räderwerk gleichen den später beschriebenen, nur gehen die Zahnbogen auf der einen Seite gegen 1,5<sup>m</sup> über die Klappe hinaus.

Ohne alle vordere Unterstützung ist die Drehbrücke über den Canal von Caledonien bei Bonnarie unweit des Forts William; die Klappe ist durch einen Kreisbogen geschlossen, während bei den andern bereits erwähnten Brücken der Zusammenstoss zur Hälfte geradlinig, zur Hälfte bogenförmig ist.

Fig. 24 (Taf. 118) zeigt die gusseiserne Drehbrücke an den St. Catherinen-Docks zu London, und zwar gibt Fig. 24<sup>a</sup> die Ansicht eines Flügels und den Durchschnitt des Wagens, auf dem er ruht, Fig. 24<sup>b</sup> den Grundriss, Fig. 24<sup>c</sup> einen Querdurchschnitt nach den Linien CDEF des Aufrisses

und *AB* des Grundrisses. Die Brücke überspannt eine Oeffnung von  $16^m$  und ist  $7,4^m$  breit. Die gusseisernen Rippen, acht an der Zahl, sind mit angegossenen Lappen versehen, vermittlels welcher sie an den Querschwellen des Belags befestigt werden, wie aus dem Durchschnitt zu ersehen ist. Im vordern Theil wird die Querverbindung durch Spannriegel hergestellt, die von durchgehenden Bolzen gehalten werden. Nahe an der Stirnmauer, auf welche sich die herabgebogenen Rippen stützen, ist ein gusseiserner, verbolzter Radialrahmen angebracht, der aus sieben abgesonderten Rahmenstücken besteht, die in den Zwischenräumen der Rippen liegen und zwischen schräg herabgehenden Leisten derselben mittels Schraubenbolzen befestigt werden. An den Enden sind die Rippen durch Gussstücke geschlossen, in deren coulissenartigen vorstehenden Rändern sie eingeschoben und verschraubt werden. Der Belag ist von Guss-eisen und wird durch umgebogene Radleiter gehalten. Den mittlern Theil des Wagens stellt *Fig. 24<sup>f</sup>* dar, er ist mit 30 conischen Walzen von Strandskiesel (fr. *galets*) versehen, seine Construction ist mit Hinzuziehung des Durchschnitts *Fig. 24<sup>b</sup>* aus den Zeichnungen zu ersehen. Seine Nabe dreht sich um den schmiedeeisernen Drehzapfen und ist zu diesem Zweck mit einer kupfernen Büchse versehen. Der Drehzapfen ist mit dem vierkantigen Ende in ein gusseisernes Kreuz eingelassen, das auf der Lagersohle befestigt wird. *Fig. 24<sup>g</sup>* stellt den untern Theil des Wagens oder die untere Schienenbahn der Rollen dar und zeigt zugleich den Grundriss des eisernen Kreuzes für den Drehzapfen; *Fig. 24<sup>i</sup>* zeigt die obere, ebenfalls conisch abgedrehte Ringschiene und ihre Befestigung. Dieser obere Theil ist mit einer Nabe und Speichen wie der mittlere versehen und bewegt sich um den schwächern, durch einen Schraubenbolzen geschlossenen Theil des Drehzapfens; die Klappe ruht daher gar nicht auf dem Drehzapfen, sondern allein auf den Rollen des mittlern Theiles. Der Zahnbogen für das Räderwerk ist in den gusseisernen Schluss der *culée* eingesetzt; er bewegt sich in dem Einschnitt einer eisernen Stütze, die zugleich zur Verbindung der beiden Gussplatten, zwischen und über welchen das Räderwerk angebracht ist, dient. *Fig. 24<sup>s</sup>* und *24<sup>h</sup>* geben die vordere Ansicht und den Grundriss des Räderwerkes, dessen oberer Theil in einem hohlen Radstösser angebracht ist; die Anordnung des Vorgeleges, dessen oberes Getriebe in die Zahnstange greift, und die Uebertragung der Bewegung durch conische Räder von der horizontalen Kurbelwelle auf die vertikale Welle des eigentlichen Räderwerkes bedürfen keiner weitem Auseinandersetzung; eben so deutlich geht die Construction und Befestigung der die Axenlager bildenden Gussplatten und Stützen aus der Zeichnung hervor.

In Belgien wurde 1819 von TEICHMANN eine einflügelige Drehbrücke zu Brüssel, 1820 eine doppelte zu Antwerpen erbaut, beide Brücken sind nach einem und demselben, als zweckmässig anerkannten System construiert, eine detaillirte Beschreibung der letztern dürfte daher hier am Orte sein und zugleich einen tieferen Blick in die Zusammensetzung aller eisernen Drehbrücken gewähren.

Die gusseiserne Drehbrücke zu Antwerpen führt über das zwischen den Hafengebässen liegende,  $17,58^m$  ( $56'$ ) breite Schleusenhaupt, die überspannte Oeffnung ist auf  $18^m$  ( $57' 3''$ ) erweitert, um die  $0,21^m$  ( $8''$ ) breiten Abschrägungen der Stirnmauer für die Strebefüsse zu erlangen. Beide Klappen sind  $17,08^m$  ( $54' 4''$ ) lang, wovon  $5,8^m$  auf die aus dem Centrum der Drehzapfen abgerundete *culée* kommen, der Drehzapfen



steht  $2,21^m$  von der obern Mauerkante ab auf der Brückenaxe, die Brückenbreite beträgt  $4,6^m$  zwischen den Geländern, die Fahrbahn ist  $3^m$ , jedes Trottoir  $0,8^m$  breit. Der Zusammenstoss der Flügel ist, wie der Grundriss *Fig. 25* (Taf. 119) zeigt, halb durch eine gerade Linie, senkrecht auf die Brückenaxe, halb durch einen Bogen gebildet, dessen Mittelpunkt  $0,08^m$  seitwärts der Axe des Drehzapfens liegt. Jeder Flügel enthält sieben gusseiserne, durchbrochene, aber aus einem Stück gegossene Rippen von durchgehend  $0,06^m$  ( $2\frac{1}{2}''$ ) Stärke,  $0,6^m$  ( $23''$ ) Höhe am Zusammenstoss,  $1,2^m$  ( $3' 9''$ ) über dem Drehzapfen und  $1,07^m$  ( $3' 4''$ ) Höhe am Widerlager. Die obern Kanten der Rippen haben bis zum Zusammenstoss der Flügel  $0,6^m$  ( $23''$ ) Steigung, welche durch die ungleiche Stärke des Belags bis auf  $0,3^m$  ( $12''$ ) vermindert wird. Jede Rippe wiegt nahe an 4000 Kilogr. (8500 preuss.  $\mathcal{Z}$ ), das Gewicht des gesamten zur Brücke verarbeiteten Gusseisens beträgt nahe an 100,000 Kilogr. (213,000  $\mathcal{Z}$ ).

Der untere überstehende Theil der Rippen ist nach einem Kreisbogen ausgeschnitten, dessen Mittelpunkt in die Vertikale durch den Zusammenstoss fällt; die Klappen bilden hierdurch ein Gewölbe von  $1,9^m$  ( $6'$ ) Höhe und  $17,5^m$  ( $56'$ ) Spannung, letztere zwischen den Lagern der Verstrebung gemessen. Um diese Construction dem Manöver nicht hinderlich werden zu lassen, sind die Gewölbfüsse durch  $2,8^m$  ( $9'$ ) lange, bewegliche, gusseiserne Verstrebungen gebildet. Jede Rippe ist mit einer Strebe versehen, deren Charnierscheiben sie gabelartig umfassen; eine schmiedeeiserne,  $0,05^m$  ( $2''$ ) starke Axe geht quer durch diese Verbindungen; in der untern Hälfte sind die Streben durch gleich starke liegende Bolzen verspannt. Gusseiserne Lager sind in die Stirnmauer eingelassen und nehmen die gabelartig geformten Strebefüsse auf; aus dem Aufriss *Fig. 25* (Taf. 119) ist die Construction dieser Lager zu ersehen. Das ganze System der Verstrebungen wiegt 2800 Kilogr. und würde schwierig zu bewegen sein, wenn man dessen Schwere nicht zum grössern Theil durch zwei an Ketten befestigte Gegengewichte aufhübe, wodurch man zugleich das durch die Streben vergrösserte Uebergewicht der *voûte* verändert. Diese Gegengewichte befinden sich nahe am Widerlager zwischen den beiden äussern Rippenpaaren, ihre Ketten gehen über zwei Walzen nach dem untern Verbindungsbolzen der Streben. Zum Aufwinden und Niederlassen der  $0,06^m$  starken,  $0,27^m$  hohen Streben dient eine mit Walzen versehene schmiedeeiserne Axe, über welche Ketten geschlungen sind, die nach den Verbindungsbolzen der Streben über die vordere Walze der Gegengewichte gehen. An dem einen Ende dieser Axe ist ein Stirnrad angesteckt, in welches das Getriebe eines zweiten Rades greift; durch conische Getriebe wird die Bewegung einer vertikalen, am Geländer befestigten Kurbelwelle auf das letztere Rad übertragen; dieses Räderwerk ist im Aufriss *Fig. 25* durch den hintern Ausschnitt der Rippen zu sehen.

Die Rippen stehen im Mittel  $0,633^m$  von einander ab, so dass der Abstand der äussersten Rippen  $3,8^m$  beträgt; die Querverbindung wird durch gusseiserne Rahmen hergestellt, deren Lage durch punktirte Linien im Aufriss angegeben ist. Jede einzelne Querverbindung wird durch sechs abgesonderte, zwischen den Rippen eingesetzte, rechteckige Rahmen gebildet, die mit Diagonalkreuzen versehen sind und deren Höhe sich nach den Rippen richtet. Kurz hinter dem Zusammenstoss und an jedem, zwischen zwei ovalen Ausschnitten liegenden, massiven Theil der Rippen

ist eine solche Verbindung angebracht, hinter dem letzten Ausschnitt an der *culée* aber liegen deren zwei, von denen die hinterste die Rippenenden verbindet und daher ein Polygon bildet, während alle übrigen Querverbindungen in Perpendikeln auf die Brückenaxe liegen. Die Verbindungen des bogenförmigen Theiles sind nach dem Mittelpunkte des Gewölbes alignirt, die des hintern Theiles stehen senkrecht auf der Unterfläche der Rippen. Die Diagonalkreuze an den Rahmen der vordern Verbindungen sind  $0,06^m$ , an denen der hintersten Verbindungen  $0,075^m$  breit, ihre Stärke beträgt ungefähr eben so viel und macht  $\frac{1}{3}$  der Stärke der Rahmenseiten aus, welche nur  $0,025$  bis  $0,035^m$  Breite haben. Die Kreuze stehen sonach in dem Mittel derjenigen Rahmenflächen, welche sich an die Rippen anschliessen; durch Schraubenbolzen werden nun die benachbarten Rahmen unter sich und mit der zwischenliegenden Rippe verbunden, indem diese Bolzen theils durch den über die Kreuze zu beiden Seiten vorstehenden Theil der Rahmenseiten, theils durch die obere Eckverstärkung der Kreuze gehen, ihre Zahl beträgt nach der Rahmenhöhe 3 oder 4 für jede Rippe. In dem Raume zwischen den beiden letzten Querverbindungen befinden sich in den Zwischenräumen der äussersten Rippenpaare die Gegengewichte der Verstrebung, die mittlern Zwischenräume sind unten geschlossen und bilden Fächer zur Aufnahme von Gussstücken, welche die Ausgleichung der Momente der *volée* und *culée* bewirken und den Schwerpunkt des ganzen Systems in die Axe des Drehzapfens zurückführen. Die vordern Rippenenden werden ausserdem durch die Coulissen eines den Zusammenstoss bildenden Gussstückes verspannt, welches an der einen, in der Zeichnung dargestellten Klappe einen vorspringenden Wulst oder eine Feder, an dem andern Flügel eine Nuth enthält. Die Feder lässt sich durch eingetriebene eiserne Keile etwas vortreiben, wenn die Flügel schärfer schliessen sollen; diese Theile sind so genau gearbeitet, dass beim Schliessen der Brücke die Feder in die Nuth geht, ohne die Wände derselben zu berühren.

Den Brückenbelag bilden achtzehn eichene, auf die Rippen aufgekämte Querschwellen von  $4,8^m$  Länge, die vorderste derselben hält  $0,145^m$  ( $5\frac{1}{2}''$ ), die letzte  $0,235^m$  ( $9''$ ) im Gevierte, alle zwischenliegenden sind von verhältnissmässiger Stärke. Auf diesen Schwellen liegen unter den Trottoirs vier Lagerbalken von  $0,145^m$  Breite, an der *volée*  $0,145^m$ , an der *culée*  $0,235^m$  hoch, sie sind mit  $0,8^m$  langen,  $0,1^m$  dicken Bohlen von Pappelholz belegt. Zwischen den Lagerbalken ist die Fahrbahn mit eichenen, der Länge nach auf die Schwellen gestreckten Bohlen belegt, die Dicke dieses Belags beträgt vorn  $0,08^m$ , am Widerlager  $0,13^m$ ; ein zweiter Bohlenbelag von Pappelholz kreuzt den ersten und ist vorn  $0,04^m$ , hinten  $0,02^m$  dick. Die Geländer sind gegen  $1^m$  hoch, jedes derselben besteht aus 17 Stäben von  $0,013^m$  ins Gevierte, einem Holm von  $0,02^m$  über  $0,013^m$  und Verbindungsriegeln von  $0,013^m$  ins Gevierte; die Stäbe sind durch Zapfen und Umlegebänder an die Querschwellen befestigt.

Der Drehzapfen, auf welchem die Brücke eigentlich allein ruhen soll, ist  $1^m$  tief in das Lager versenkt, sein Ende wird unter der ersten Werksteinschicht von einem gusseisernen Lagerkreuze getragen, an der obern Fläche dieser Schicht wird er von der Vierkante eines zweiten Kreuzes umschlossen, in beide ist er mit Blei vergossen. Dieser untere vierkantige Theil des schmiedeeisernen Zapfens ist  $0,157^m$  stark, jedes Kreuz ist  $0,055^m$  dick und  $1,2^m$  lang, die Arme des obern stehen rechtwinkelig, die des Lagerkreuzes diagonal gegen die Vierkanten. Der



cylindrische, über dem Lager stehende Theil des Drehzapfens ist ebenfalls  $1^m$  lang, aber nur  $0,1^m$  dick, und an seinem obern Ende mit einer stählernen Pfanne versehen, welche einen an die Klappe befestigten kupfernen Zapfen aufnimmt; der letztere ist durch einen Kugelabschnitt von kleinerem Radius geschlossen, als die des sphärischen Pfannenlagers im Drehzapfen. An einer die Drehzapfen in gehöriger Entfernung halbkreisförmig umschliessenden Coullisse, welche zwischen entsprechenden Verstärkungen der Querverbindungsrahmenstücke eingeschoben wird, ist der kupferne Zapfen befestigt und kann mittels einer Keilvorrichtung nach Erfordern gestellt werden.

Fällt die Vertikale durch den Schwerpunkt des Systems nicht mit der Axe des Drehzapfens genau zusammen, oder treten Schwankungen während der Bewegung der Klappe ein, so stützt sich der Flügel auf den eigentlich hier nur zur Erleichterung der Bewegung dienenden Rollwagen (fr. *chariot*). Dieser hat  $4^m$  ( $13'$ ) äusseren Durchmesser, seine cylindrische Nabe hat eine Höhlung von  $0,105^m$ , also  $0,005^m$  Spielraum am Drehzapfen, sie stützt sich auf (oder berührt vielmehr) einen kupfernen Kranz von  $0,03^m$  Breite und  $0,02^m$  Höhe, welcher den Drehzapfen da umgibt, wo er aufhört cylindrisch zu sein. Der äussere Kranz mit den Speichen besteht aus acht Cirkelausschnitten, welche mit einander durch Bolzen verbunden werden und in abgerundeten Vertiefungen der Nabe stecken. Diese Ausschnitte sind einander völlig gleich und  $0,04^m$  hoch, ihre Speichen sind an den Berührungsfächen mit  $0,03^m$  hohen Rändern versehen, die Zapfenlöcher der Nabe stehen in  $\frac{1}{2}$  ihrer Höhe und sind  $0,065^m$  tief. Die kupfernen Walzen des Wagens, 16 an der Zahl, sind conisch, da ihre äussere Kante nothwendig einen grössern Raum durchlaufen muss als ihre innere, sie sind daher auch nach dem Mittelpunkt des Wagens alignirt, so dass ihr grosser und kleiner Durchmesser in gleichem Verhältniss zu den zu durchlaufenden Bogenlängen steht. Durch diese Form der Walzen erhält man zugleich den Vortheil, dass die Belastung einen sich gegenseitig aufhebenden Schub in der Richtung der Radien, aber nach aussen erzeugt, der nicht leicht Schwankungen im Gleichgewicht zulässt, da er durch die Axen und Speichen nach dem Mittelpunkt des Wagens zurückgeführt wird. Die Walzen sind  $0,18^m$  lang und ihre grösste Grundfläche hat einen gleich grossen Durchmesser, sie sind durch flache Kugelabschnitte begränzt und bewegen sich um stählerne gleichfalls conische Axen. Die innern Lager dieser Axen befinden sich in den Kreisstücken der Cirkelausschnitte, die äusseren in einem  $0,025^m$  starken,  $0,1^m$  hohen Reif, welcher durch Bolzen an die Verlängerung der Speichen befestigt wird. Auf den Kegeloberflächen ruht die Klappe mittels eines schmiedeeisernen,  $0,18^m$  breiten und  $0,02^m$  dicken Ringes, dessen Unterfläche nach den Walzen conisch abgedreht ist und der durch verbolzte übergreifende Lappen an die Rippen des Flügels befestigt ist, wie es der untere Theil des Grundrisses Fig. 25 zeigt. In die Lagersohle ist eine ringförmige gusseiserne Platte, von  $0,18^m$  Breite und  $0,03^m$  Dicke, um  $0,01^m$  eingelassen, auf ihrer conischen Oberfläche bewegen sich die Walzen.

Früher wurde diese Brücke gleichzeitig mit dem Schleusenthor durch eine stehende Winde bewegt; jetzt ist übereinstimmend mit der Brüsseler Drehbrücke ein Räderwerk angebracht, dessen Construction man aus dem Grundriss ersieht. Der  $0,2^m$  breite,  $0,12^m$  hohe Zahnbogen ist  $0,25^m$  vom äusseren Reif des Wagens in die Lagersohle  $0,02^m$  tief eingelassen;

das Räderwerk besteht aus einer stehenden Handkurbelwelle mit Getriebe, einem Zahnrad mit Getriebe und einem zweiten grösseren Vorgelege, dessen Getriebe in den Zahnbogen greift. Die Lager sämmtlicher vertikaler Wellen sind an den Verbindungsrahmen und an die äussere Rippe befestigt, durch einen auf der Brücke stehenden Arbeiter wird die Kurbel bewegt. Bei der Brüsseler Brücke ist das Räderwerk weniger zusammengesetzt, durch 56 Kurbelumdrehungen kann dort die Brücke in 56 Sekunden geöffnet werden; bei der Antwerpner Brücke hebt derselbe Arbeiter erst durch das an der andern Seite angebrachte Räderwerk die Streben, er bedarf zum ganzen Manöver ungefähr 7 Minuten, für jede der beiden Operationen ist die Hälfte dieser Zeit zu rechnen.

Die Gesamtkosten der Brücke belaufen sich auf 80,000 Fr. oder 22,000 Thlr.

Die Brüsseler Brücke (fr. *pont de Laeken*), obgleich einflügelig, hat ebenfalls das Ansehen einer doppelten Drehbrücke, da der feste Theil dem beweglichen Flügel gänzlich gleicht und der Symmetrie halber sogar der Rollwagen an der festen Brücke nachgeahmt ist, auch fällt der Zusammenstoss über die Mitte der 7<sup>m</sup> breiten Oeffnung. Zeichnungen dieser Brücke und der vorhergehenden, sowie einiger gusseisernen englischen Drehbrücken findet man in dem *Recueil de dessins etc. de l'école des ponts et chaussées. Tom. II.*, und in *SGANZIN, Cours de Constructions. Livrais. IV. 1839*; in *CRELLE, Journal der Baukunst, VI. Band. 1833* befinden sich aus dem ersteren Werke entlehnte Zeichnungen; Beschreibungen englischer Drehbrücken befinden sich in *DUTEN's Reise* und den Werken *DUPIN's* und *CORDIER's*.

Zum Schluss dieses Abschnittes muss noch einer Gattung einfacher eiserner Drehbrücken Erwähnung geschehen, welche nach *Dr. ANDREW URE's Dictionary of Arts, Manufactures and Mines* in neuerer Zeit, zur Ueberbrückung schiffbarer Canäle für Eisenbahnen, in England fast durchgehends angewendet werden. Eine solche Brücke besteht aus vier gusseisernen Rippen oder Rahmen, die nach der bereits angegebenen Weise durch Querstücke und durchgehende, schmiedeeiserne, cylindrische Stäbe in Verbindung gebracht werden, der Schluss beider Enden der Brücke ist abgerundet und wird durch Gussstücke gebildet, in deren Coulissen die Rippen eingeschoben werden. Die Rippen selbst haben im Profil eine abweichende Form, sie bilden flache Kreisabschnitte, deren Höhe ungefähr  $\frac{1}{16}$  der Sehne beträgt, ihrer ganzen Länge nach sind sie von symmetrisch angeordneten, länglichen Ausschnitten durchbrochen. Die Pfanne des in die Lagersohle versenkten Drehzapfens befindet sich in der stärksten Querverbindung, rückwärts des Scheitels der Rippencurven, so dass die *culée* ungefähr  $\frac{2}{3}$  der *volée* beträgt. Die durch diese Anordnung bedeutend mehr wiegende *volée* ist durch zwei starke gusseiserne Rollräder mit conischen Falzen unterstützt, welche auf einer in die Lagersohle eingelassenen Kreisschiene laufen. Diese Räder sind  $1\frac{1}{2}$  bis 2<sup>m</sup> vom Pivot entfernt und liegen daher in der Nähe des Scheitels der Rippen, ihre Axen sind nach dem Pivot alignirt und finden ihre Lager in vier Querwänden, welche in den beiden äusseren Zwischenräumen der Längsrippen in schräger Richtung eingesetzt sind. Um nun diese Räder von einem Theil der Belastung zu befreien und den Schwerpunkt der Brücke dem Drehungspunkte mehr zu nähern, sind am Schluss der *culée* Fächer zur Aufnahme von Bleigewichten angebracht; man vermehrt diese Gegengewichte so lange, bis die Räder nur noch so viel Reibung auf der



Kreisschiene haben, dass ein Umdrehen derselben noch ein Fortschreiten hervorbringt. Die Drehung der Räder und dadurch die Bewegung der Brücke bewirkt man durch ein concentrisches Zahnrad, welches an dem einen Rollrad angeschraubt wird, und in welches das Getriebe einer horizontalen Welle greift, die parallel zur Axe des Rollrades liegt und ihrerseits durch eine vertikale Kurbelwelle bewegt wird, mit der sie mittels zweier conischer Räder in Verbindung steht. Im ruhenden Zustande wird die Brücke an jedem Ende durch vier Rollen unterstützt, die an einer gemeinsamen Welle excentrisch befestigt und dann mit ihrem grössten Halbmesser nach unten gekehrt sind, so dass sie auf einem Lagerkranze ruhen. Vor dem Manöver werden die Wellen sammt den Rollen so weit gedreht, dass die grössten Halbmesser der letztern horizontal zu liegen kommen, wodurch die Brücke allein auf dem Drehzapfen und den Blockrädern ruht. Um die Wellen beider Brückenden zugleich zu bewegen, bedient man sich einer Vorrichtung, die ihren Platz im mittlern Zwischenraume der Längenrippen findet und durch *Fig. 43* (Taf. 120) versinnlicht wird. Die Wellen der excentrischen Rollen *A* erhalten in ihren Mitten Kreisstücke *a*, welche von den Enden der Schubstangen *B* umfasst werden, die gegen 2<sup>m</sup> Länge haben und mit den andern Enden auf gleiche Weise mit Kreisstücken *a*<sub>1</sub> verbunden sind, welche sich um die schmiedeisernen Verbindungsstücke bewegen. Auf jeder Seite wird nun durch drei oder vier Schubstangen *B*, *B*<sub>1</sub>, *B*<sub>2</sub> und eine entsprechende Anzahl Kreisstücke die Verbindung der äusseren Wellen *A* mit einer mittlern Welle *D* hergestellt, welche hierzu zwei Kreisstücke erhält, so dass die Stangen der einen Seite mit dem obern, die der andern mit dem untern Kreisstück in Verbindung gebracht werden. Behufs der Bewegung ist an der mittlern Welle *D* ein Kambogen *E* angebracht, in welchen das Getriebe *G* einer vertikalen Kurbelwelle greift. Ein auf der Brückendecke stehender Arbeiter kann sonach mit den in seiner Verwahrung stehenden Kurbeleisen zuerst die Unterstützungsrollen auslösen, dann die Brücke drehen, indem er die Kurbel an die vertikale Welle der Bewegungsvorrichtung für das Rollrad steckt, und endlich die Unterstüzung wiederherstellen, indem er zur Welle *G* zurückkehrt.

b) Der Drehpunkt liegt seitwärts der Brückenaxe.

Legt man den Drehzapfen nicht in die Brückenaxe, sondern an eine Seite der Klappe, so kann man denselben ziemlich dicht an dem Saume der Stirnmauer in das Lager einlassen, und erspart also fast die Hälfte der Klappenbreite an der Länge eines Flügels. RAFFENAU von Lille war der Erste, welcher diesen Umstand benutzte; er erbaute 1820 eine doppelte Drehbrücke dieses Systems von 4<sup>m</sup> Breite und 11,5<sup>m</sup> Oeffnung zwischen den beiden Bassins von Ostende. Diese Brücke ist in *Fig. 23* (Taf. 118) dargestellt, *Fig. 23<sup>a</sup>* gibt die vordere Ansicht der Flügel und den Durchschnitt des einen Lagers, *Fig. 23<sup>b</sup>* einen Querdurchschnitt nach der Linie *AB*, *Fig. 23<sup>c</sup>* die vordere Ansicht einer zurückgelegten Klappe, *Fig. 23<sup>d</sup>* den Grundriss, die *Fig. 23<sup>e</sup>* bis *23<sup>h</sup>* auf Taf. 117 geben die Details der Galets und der Pfanne. Die Zusammenfügung der Brückklappen aus fünf Brückenbalken, eben so vielen sehr kurzen Unterbalken, fünf Deckschwellen und zwei Stirnriegeln ergibt sich, wie die Dimensionen dieser Hölzer, aus den Zeichnungen und ist den früheren Constructionen analog. Der Zusammenstoss der Flügel ist geradlinig, der Schluss der

*culée* nach einem Bogen construirt, dessen Mittelpunkt in die äussere Kante des über der Pfanne liegenden Brückenbalkens fällt; aus demselben Punkt ist auch das völlig kreisförmige Lager beschrieben. Beide Pfannen liegen auf der obern Brückenseite, jedoch nicht völlig in der Mitte der einander gleichenden Flügellängen, die *volée* ist ungefähr  $0,66^m$  länger als die *culée* und ruht bei zurückgelegter Klappe auf einer Abschragung des Widerlagers, wie aus *Fig. 23<sup>c</sup>* zu ersehen ist. Die Drehzapfen sind in einem Abstand von  $0,5^m$  vom Saume der Stirnmauer auf die gewöhnliche Weise in das Mauerwerk versenkt und befestigt, die Pfannen sind vierflügelig und durch einen liegenden und zwei stehende Bolzen an die Unterfläche der Tragschwelle befestigt. *Fig. 23<sup>b</sup>* zeigt einen Durchschnitt der Pfanne und des Drehzapfens, *Fig. 23<sup>h</sup>* die obere Ansicht der Pfanne. An dem andern Ende der Tragschwelle befindet sich, ebenfalls unter der Aussenfläche des äussersten Brückenbalkens, ein eisernes Gestelle durch Bolzen befestigt, dessen schräg zusammenlaufende Arme die nach unten offenen Lager für die Axe eines starken Blockrades (fr. *galef*) bilden, *Fig. 23<sup>g</sup>* und *23<sup>f</sup>* geben das Detail dieser Theile. An der *culée* der Klappen ist, an einem schräg nach der Sehne des Bewegungsbogens gestellten, in die Brückenbalken eingelassenen Sattelholz, ein zweites Blockrad auf dieselbe Weise angebracht, beide Räder bewegen sich auf eisernen Schienen, deren Lage *Fig. 23<sup>d</sup>* zeigt. Die basculirende Bewegung der Flügel wird durch stabeiserne Treppe auf die beschriebene belgische Art bewerkstelligt, in *Fig. 23* kann man diese Vorrichtung sehen, zu beiden Seiten des langen Hebelarmes sind bewegliche Geländer angebracht, welche die Trottoirs schliessen, so lange die Brücke zum Manöver vorbereitet ist. Die Hängewerke mit Ketten bedürfen keiner Beschreibung, da sie nicht wesentlich abweichen, anders verhält es sich mit den Verstrebungen, die dieser Brücke eigenthümlich sind. Jeder Flügel ist unter den beiden äussersten Zwischenräumen der Brückenbalken mit zwei Strebstangen versehen, die sich um ihr unteres Ende mittels hakenförmig zurückstehender und durch Bänder befestigter Pfanneneisen auf kurzen Drehzapfen bewegen, die in Vertiefungen der Stirnmauer eingelassen sind. Die obern Enden der Strebstangen stützen sich gegen ein abkantetes Lagerholz, welches schräg nach dem Ende der Klappe ablaufende Frösche noch mehr befestigen; mit diesen Fröschen ruht die *volée* des zurückgelegten Flügels auf dem Widerlagskranze. Durch eiserne, nahe horizontalliegende Querstäbe sind die Streben mit dem Lager verbunden, die Enden dieser Stäbe drehen sich gleichfalls um Bolzen. Nahe am obern Ende der einen Strebstange ist ein eisernes, eine Leitung bildendes Gestelle angebracht, durch dieses bewegt sich eine Gelenkstange, welche am Kopf der andern Strebe und an einem Bügel des äussersten Brückenbalkens befestigt ist. Die Gelenkstange ist in *Fig. 23<sup>c</sup>* und *23<sup>d</sup>*, der dreieckige nach vorwärts gebogene Bügel in *Fig. 23<sup>a</sup>* und *23<sup>e</sup>* zu sehen; wird der Brückenflügel vor dem Oeffnen gehoben, so sinkt das den Bügel umfassende Ende der Gelenkstange bis an dessen Spitze hinab, die Strebenenden verlassen das Lagerholz, die Gelenkstange zieht sich bis an ihre Verstärkung durch die Leitung, und ihr kürzerer Theil legt sich rechtwinkelig umgebogen an die letztere an. Auf diese Weise wird die Verstrebung gleichzeitig mit der Brücke bis an die Canalmauer zurückbewegt und legt sich dort in die schräg eingeschnittenen Lager, wobei die Gelenkstange sich wieder gerade biegt und dadurch nicht allein die nöthige Länge erhält, sondern auch zum Nachziehen der



Streben beim Schliessen der Brücke bereit ist. In *Fig. 23<sup>a</sup>* ist die Lage der Verstrebungen und ihrer Armatur bei geschlossener und zum Oeffnen vorbereiteter Brücke zu sehen.

Diese Drehbrücke ist für schweres Fuhrwerk berechnet; in demselben Jahre wurde auch eine andere doppelte Drehbrücke dieses Systems, aber für leichtes Fuhrwerk, am Brügger Thore zu Ostende von GONDRIAN erbaut, sie ist 4,5<sup>m</sup> breit, 12<sup>m</sup> weit; obgleich ein kleiner Zwischenraum am Zusammenstoss der Flügel statt findet, ist doch die eine Klappe mit einer basculirenden Bewegung versehen; Verstrebungen finden nicht statt, übrigens gleicht die Brücke der vorigen.

Eine andere doppelte Drehbrücke dieses Systems wurde 1823 von DEBRÖKE zu Stambill zwischen Brügge und Ostende erbaut, die Lager dieser Brücke ruhen auf Verpfählungen, die noch innerhalb des Canales liegen, da derselbe 44<sup>m</sup> Breite, die bewegliche Brücke nur 15<sup>m</sup> Oeffnung hat. Die Flügel sind 4,5<sup>m</sup> breit, mit Hängewerken versehen, deren Zugstangen nach besonderen Tragschwellen laufen, jede Klappe hat zwei Galets und einen eisernen Treppe, wie bei der Ostender Brücke. Die Verstrebungen gehören der zweiten Gattung an, der untere Theil der Streben wird erst dann durch den stabeisernen Winkel in die lothrechte Lage gebracht, wenn die Brücke sich um 45° gedreht hat. Die Bewegung erfolgt durch ein an der Brücke angebrachtes Räderwerk, dessen Getriebe sich durch die basculirende Bewegung der Klappe in einer halboffenen Hülse hinabschiebt und in einen festen Zahnbogen greift, das Manöver jeder Klappe beendigt ein Mann in einer Minute.

In neuerer Zeit sind bei den Schleusen der Bassins von Saint-Malo und Saint-Servan ähnliche Brücken erbaut worden.

## 2) Drehbrücken ohne *culée*.

### a) Drehbrücken mit Nebenflügeln.

Dieses für den Hafen von Tréport durch DÉCESSART vorgeschlagene System wurde zu Brest durch LECOR und später zu Brüssel ausgeführt; jeder Flügel desselben besteht aus zwei neben einander liegenden Klappen, die nach entgegengesetzten Richtungen zu beiden Seiten der im Zusammenstoss liegenden Brückenaxe in ihre Lager zurückgedreht werden, wenn man die Brücke öffnen will. *Fig. 21* stellt die doppelte und sonach aus vier Theilen bestehende Drehbrücke an der Bucht der Pulvermühle des Kriegshafens zu Brest vor, und zwar gibt *Fig. 21<sup>a</sup>* den Grundriss der ganzen Anlage, *Fig. 21<sup>b</sup>* die Seitenansicht eines Flügels, *Fig. 21<sup>c</sup>* die vordere Ansicht der beiden geschlossenen Theile eines Flügels, *Fig. 21<sup>d</sup>* — *21<sup>i</sup>* das Detail der Drehsäulen. Die Brückenöffnung beträgt 11<sup>m</sup>, die Brückenbreite 3<sup>m</sup>, die Breite jedes einzelnen Theiles sonach 1,5<sup>m</sup>, die Länge einer Klappe 7<sup>m</sup>. Jeder der vier Theile besteht aus einem starken Lagerbalken, der mit der vertikalen Drehsäule durch Verzapfung, durch zwei Strebebänder und drei Paar Zangen, ausserdem durch eiserne Bänder fest verbunden wird; alle Hölzer sind gut verbolzt. Auf dem Lagerbalken ruhen sieben Deckschwellen, auf beiden Seiten gleichweit überstehend und mit stehenden Bolzen befestigt, auf den Schwellen ein doppelter Belag; die vordersten Deckschwellen haben eine schräge Lage, wie sie aus dem Grundriss *Fig. 21<sup>a</sup>* zu erschen ist, so dass die beiden Theile des einen Flügels einen ausspringenden, die des andern einen eingehenden Winkel bilden. Die Drehsäulen sind an der Mauer-

seite abgerundet, stehen vertikal und bilden mit dem Lagerbalken einen Vertikalwinkel von  $93^\circ$ , sie bewegen sich unten mit ihren Pfanneneisen um Drehzapfen,  $1^m$  vom obern Ende herab werden sie von Halseisen umgriffen, die in das Mauerwerk vergossen sind. *Fig. 21<sup>d</sup>* gibt den Grundriss, *Fig. 21<sup>e</sup>* die Seitenansicht eines solchen Halseisens; es besteht aus zwei Theilen, von denen der hintere mit den drei gezahnten Armen vermauert, der vordere aber erst nach eingesetzter Drehsäule angeschoben und verbolzt wird. *Fig. 21<sup>f</sup>* zeigt einen Querdurchschnitt des untern Theils der Drehsäule mit Pfanne und Drehzapfen, *Fig. 21<sup>g</sup>* ist die obere Ansicht des Pfannenschuhes, *Fig. 21<sup>h</sup>* die untere Ansicht der Pfanne ohne Drehzapfen, *Fig. 21<sup>i</sup>* die obere Ansicht des Zapfens und seiner nach einer Richtung hin rechtwinkligen Basis.

Alle Theile der Brücke werden unter sich durch Schubriegel verbunden, ihre Bewegung erfolgt durch die *Fig. 21<sup>b</sup>* und *21<sup>c</sup>* sichtbaren Zugtaue. Die Form der Lager ergibt sich aus der Zeichnung, eines derselben ist gemauert, die übrigen bestehen aus vorspringenden, durch Streben gestützten dreieckigen Zimmerungen, deren Holzverbindung leicht zu erkennen ist. Auf den steinernen Pfeilern befinden sich in der Verlängerung jedes Theiles gleich breite, quadratische Fallthüren, die während des Manövers zurückgelegt werden, um dem rückwärtsgreifenden Belag der Klappen Raum zu verschaffen.

Die zu Brüssel ausgeführte Brücke ist  $7^m$  breit und besteht, da sie einfach ist, aus zwei  $3,5^m$  breiten Theilen, die zwar eine Oeffnung von  $7^m$  überspannen, allein bei geöffneter Brücke doch immer nur eine Passage von  $5,25^m$  frei lassen, da ihre Drehsäulen vor der in gerader Linie fortlaufenden Canalmauer angebracht sind. Die hölzernen Verstrebungen der vorigen Brücke sind hier durch Bänder von rundem Stabeisen ersetzt.

Die Vervielfältigung und also auch Verlangsamung des Manövers, die Verengung der Wasserpassage, bei einfachen Brücken um ein Viertel, bei doppelten Brücken um die Hälfte der Brückenbreite, endlich der Uebelstand, dass ein Theil der Verstrebungen und Drehsäulen in, der andere über dem Wasser liegt, machen dieses System wenig empfehlenswerth.

#### b) Schwimmende Drehbrücken.

Für fließende Gewässer hat man den Vorschlag gethan, die Brückenbahn auf schwimmenden Unterlagen (fr. *flotteurs*) zu errichten, die sich mittels Leitstangen um in die Stirnmauer versenkte Axen drehen, durch Taue und Winden stromaufwärts geöffnet und von der Gewalt des Stromes wieder geschlossen werden. Indessen ist keines dieser Projecte zur Ausführung gekommen; *Fig. 19<sup>a</sup>* (Taf. 116) stellt die Längensicht, *Fig. 19<sup>b</sup>* den Querdurchschnitt einer von LOMBLARDIE père entworfenen schwimmenden Drehbrücke dar. Der Floteur ist ein aus verschränkten Balken zusammengefügt bedeckter Kasten; er hängt mit der Rotationsaxe durch zwei in Fugen gehende Leitstangen zusammen; die Construction der Axe und der Leitstangen ist von der Art, dass ein Steigen und Sinken des Floteurs statt finden kann. Die Leitstangen befinden sich an der obern Seite (Stromseite) des Floteurs, die Axe in der Ecke des für die Brücke bestimmten Hafens; auch an der untern Seite kann eine gleiche Vorrichtung angebracht werden, die Leitstangen werden dann in den Fugen die entgegengesetzte Bewegung annehmen. Bei dieser Einrichtung schneidet das Hafenende mit der obern Seite der Brücke ab, die Leitstangen legen sich daher an die Mauer an, nachdem sie während



des Schliessens um die Brückenbreite in ihren Fugen vorgerückt sind; macht man die Leitstangen am Flotteur fest, so muss der Hafen eine grössere Länge erhalten.

Will man die Leitung auf der Oberfläche des Flotteurs anbringen, so müsste sich die Stange um eine feste Axe drehen, während sich ihr kolbenartiges Ende in einer cylindrischen oder prismatischen Hülse bewegt. Beide Einrichtungen kann man vereinigen und durch ein strenges Spiel die Geschwindigkeit der Bewegung nöthigenfalls mindern, gemauerte Pfeiler müssten das Ueberschwanken und die dadurch herbeigeführte Verbiegung der Leitungen verhindern. Die Brückenbahn ruht mittels vertikaler Stützen auf dem Flotteur, bei geschlossener Brücke aber auf dem Grunde des Gewässers; um diese wechselnde Unterstützung möglich zu machen, kann man sich verschiedener Mittel bedienen. In Fig. 19 sind die paarweise gestellten Stützen durch Zangen verbunden und durch Oeffnungen im Flotteur geführt, so dass sie einer freien Vertikalbewegung fähig sind. Durch die Enden der Zangen und durch die Zwischenräume der Deckschweller sind nach den hohlen Geländerdocken eiserne Stangen geführt, die entweder am Flotteur befestigt und dann im obern Theil mit Zähnen versehen sind, oder starke Schraubenspindeln bilden, deren Muttern zwischen den obern Hölzern liegen. Mittels dieser Stangen und im Geländer angebrachten Kurbelgetriebe oder Räderwerke hebt man die Brückenbahn sammt den Stützen aus, so weit, dass letztere der Bewegung nicht mehr hinderlich werden können. Unlängbar sind diese Vorrichtungen und alle ähnlichen Vorschläge ohne practischen Werth; zweckmässiger scheint es, die Brücke auf den schwimmenden Unterlagen unter allen Umständen ruhen zu lassen, dann aber geht diese Art der Drehbrücken fast ganz in die schwimmenden Canalbrücken über.

## V. Rollbrücken.

Bei den Rollbrücken bewegt sich die Brückenklappe ihrer Länge nach in horizontaler Lage vor und zurück; man nennt auch hier den über der Oeffnung liegenden Theil der geschlossenen Brücke *volée*, den auf dem Lande befindlichen *culée*. Man erbaut sowohl einfache als doppelte Rollbrücken, mit den erstern kann man eine Oeffnung von 6 bis 8<sup>m</sup> überspannen, mit den letztern von 12 bis 16<sup>m</sup>. Die *culée* erhält eine grössere Länge als die *volée*, damit der Schwerpunkt bei geschlossener Brücke noch vom Landpfeiler unterstützt wird; dieser Längenunterschied ist bei doppelten Brücken bedeutender, da die Klappen keinen Unterstützungspunkt an der *volée* haben und sonach die Last vom Mehrgewicht der *culée* balancirt werden muss. Durch Verstreben, die entweder in vertikalen Stützen bestehen oder sich gegen die Stirnpfeiler stemmen, kann man diesen Unterschied nicht verringern, da die Streben während des Manövers von der Klappe getragen werden; Triangelsysteme dagegen gestatten die geringsten Klappenlängen und werden daher in neuerer Zeit fast ausschliesslich angewendet. Man kann zwar vertikale Stützen anbringen, die an ihren Füssen mit Rollen versehen werden und auf dem befestigten Canalboden während des Zurückziehens der Klappe hingleiten; allein die nicht zu beseitigenden Hindernisse der Bewegung erschweren das Manöver dergestalt, dass man auch die vertikalen Stützen vor dem Oeffnen der Brücke durch besondere Vorrichtungen erheben muss. Schräge Verstreben nach der Stirnmauer werden auf die bereits mehrfach gezeigte

Art unter die Brückenklappe gewunden, ehe man das Manöver beginnt. Um die Bewegung der Klappe zu erleichtern, ist die *culée* entweder mit Rollen versehen, die auf Schienenwegen laufen, oder sie läuft auf Walzen, deren feste Axenlager sich in starken Schwellenlagern oder gusseisernen Supports befinden. Die Bewegungsvorrichtung besteht in einer oder mehreren Winden, deren Taue oder Ketten ohne Ende an beiden Enden der Brückenbalken befestigt werden, oder man gibt der Rollenbahn eine sanfte Neigung, so dass die Klappe nur beim Oeffnen zurückgewunden wird, während sie sich beim Schliessen von selbst oder mit Hülfe einiger Mann vorwärts bewegt, sobald das Zugtau abgewickelt wird. Ein Räderwerk, in eine unter der Brücke befestigte Zahnstange greifend, ist zwar am kostspieligsten, gewährt dagegen auch eine sanfte regelmässige Bewegung und bedarf erst nach langer Zeit einer Erneuerung, während der Verbrauch der Taue ziemlich bedeutend ausfällt. Da die *culée* des Zurückbewegens halber über die feste Fahrbahn vorstehen muss, so wird der Niveaunterschied durch eine schräg anlaufende Klappe oder Pritsche (fr. *faux tablier*) vermittelt; diese kann auf verschiedene Art construirt werden. Entweder bewegt sich die Pritsche um Angeln, die an einem Lagerholz der festen Fahrbahn angebracht sind, und wird durch Schrauben gehoben, da sie bei geöffneter Brücke in einem Lager unter der Brückenklappe liegt; oder sie ist an die Brückenklappe befestigt und lässt sich während des Manövers durch Schubstangen erheben oder gänzlich zurück schlagen.

Die beiden Beispiele Fig. 26 und 36 zeigen fast alle besprochene Einrichtungen und verdeutlichen auch die wenig abweichende Construction der Klappen selbst. Fig. 36 (Taf. 119) ist die Seitenansicht der einen Klappe einer von LOMBLARDIE zu Havre ausgeführten doppelten Rollbrücke; dieselbe überspannt eine Oeffnung von 13<sup>m</sup>, ihre Breite beträgt 4,5<sup>m</sup>, die Länge einer Klappe 14<sup>m</sup>. Die *culée* ruht auf drei Walzen von 0,4<sup>m</sup> Durchmesser, welche unter der ganzen Klappe weggehen, und deren Axenlager in zwei Langhölzern eingelassen sind, welche auf Querschwellen gestrebt und durch Zangen verbunden werden. Auf den Zangen errichtete Stützen erhalten die Klappe in der Richtung, wenn sie vermittels Erdwinden durch an der *culée* befestigte Taue zurückbewegt wird. Die Pritsche ist gegen 6<sup>m</sup> lang, ihre Stirnswelle ruht mittels eines Falzes unter der *culée* der geschlossenen Brücke und wird in dieser Lage durch eine untergeschobene Lagerschwelle gestützt. An der hintern untern Kante der Stossschwelle sind die Drehzapfen in den Grund der festen Fahrbahn vergossen, die Charnierbänder umfassen die Schwelle unterhalb. Durch stehende Schrauben wird die Pritsche gehoben oder beim Oeffnen der Brücke, nach herausgenommener Lagerschwelle, auf den festen Grund herabgelassen, so dass sie der Bewegung nicht mehr hinderlich werden kann. Am Zusammenstoss ist unter der Stirnswelle der Klappen eine Tragschwelle angebracht, in welcher sich zwei vertikale Stützen um einen durchgehenden Bolzen bewegen lassen; diese Stützen sind mit der Klappe durch eiserne, im obern Theil gezahnte Strebstangen in Verbindung gesetzt. Die Zahnstange ist durch ein am Geländer befestigtes Gehäuse geführt, welches ein Kurbelgetriebe enthält; an der Stütze ist sie mit einem Drehbolzen oder Charnierband befestigt. Mittels dieser Vorrichtung erhebt man die Stütze vor dem Oeffnen der Brücke über den Canalboden, so dass kein Schleifen auf demselben statt finden kann.



*Fig. 26* gibt die Längensicht und den Grundriss einer einfachen, durch TELFORD in England ausgeführten Rollbrücke, dieselbe überspannt eine Oeffnung von 6,75<sup>m</sup> Weite, die Klappe ist 15<sup>m</sup> lang und zwischen den Geländern 3<sup>m</sup> breit. Die Zimmerung der Klappe geht deutlich aus den Zeichnungen hervor, jeder äussere Brückenbalken ist auf seiner Unterfläche mit eingelassenen verschraubten Eisenschienen versehen, die auf zehn in gusseisernen Böcken ruhenden Blockrädern laufen. Die *volée* ruht bei geschlossener Brücke auf einer am jenseitigen Ufer angebrachten Walze. Die Hängesäulen des Triangelsystems sind von Holz, haben 3,5<sup>m</sup> Höhe und stehen in der Mitte der Klappe, sind sonach bei geschlossener Brücke noch gegen 0,7<sup>m</sup> vom Ufer entfernt; die eisernen Hängestangen sind mit Stellschrauben versehen und durch Bänder mit dem äussern Brückenbalken verbunden. Die 1,75<sup>m</sup> lange Pritsche hängt durch Charnierschienen mit der Klappe zusammen, sie lässt sich durch Gelenkschubstangen auslieben und dann auf die Klappe zurücklegen. Die Bewegungs- vorrichtung der Brücke besteht in einem Räderwerke mit Kurbel, der Triebstock an der Welle eines vom Kurbelgetriebe in Bewegung gesetzten Zahnrades greift in eine Zahnstange, die unter dem vordern Theil der Klappe an den Deckschwellen aufgehängt ist. Die Wellenlager befinden sich in einem eisernen Gestelle und in einem unter der Klappe liegenden Quaderstein.

Rollbrücken kann man in der passageren Befestigung, besonders aber bei geschlossenen Feldwerken anstatt der dammartigen Communicationen mit grossem Vortheil anwenden, *Fig. 37* zeigt eine solche Rollbrücke für Feldschanzen nach LAISNÉ. Die Unterlage der Brücke besteht aus zwei mit Falzen versehenen Streckbalken von 0,25<sup>m</sup> bis 0,30<sup>m</sup> ins Gevierte, welche auf Böcken ruhen; die Ausfaltung hat 0,08<sup>m</sup> Tiefe, 0,05<sup>m</sup> Breite. Die Klappe ist aus drei Balken von 0,12<sup>m</sup> ins Gevierte und 0,6<sup>m</sup> bis 1<sup>m</sup> Entfernung von Mittel zu Mittel zusammengesetzt und mit Bohlen beschlagen; in die Unterfläche der Balken sind zwei eiserne oder hölzerne Axen eingelassen und durch Bänder befestigt, an diese werden 0,15<sup>m</sup> bis 0,18<sup>m</sup> im Durchmesser haltende eiserne oder hölzerne Rollräder angesteckt. Durch an die Brückenbalken mittels Ringschienen befestigte Taue wird die Klappe in das Innere des Werkes zurückgezogen, nöthigenfalls kann man sich hierzu einer Erdwinde bedienen.

Endlich sei es erlaubt, hier noch eines beweglichen Brückensteges zu erwähnen, der an den Linzer Thürmen angebracht und unter die Rollbrücken zu rechnen ist. Die Klappe muss hier durch ein schmales niedriges Thor bewegt werden und überspannt eine Oeffnung von 8,8<sup>m</sup> Breite, *Fig. 34* gibt eine Skizze der ganzen sehr einfachen Vorrichtung. Zwei durch Verriegelung verbundene Balken von nur unbedeutend grösserer Länge als die zu überspannende Oeffnung bilden die Klappe *CB*, welche ungefähr in  $\frac{1}{3}$  des vordern Theiles durch eine Verstrebung gestützt wird. Zwischen den Balken ist am hintern Ende derselben in *B* eine Walze angebracht, deren Axe ein durchgehender Bolzen bildet und die etwas über die untere Fläche der Klappe vorsteht. Die Verstrebung besteht aus zwei Stützen *A*, die an der äussern Fläche der Brückenbalken anliegen und sich um einen durch ihr oberes Ende und die Klappe gehenden Bolzen *D* bewegen. Sie stützen sich auf ein Steinlager in der Grabensohle und sind mit eisernen Bügeln versehen, um welche Taue geschlungen werden, die man durch die rund ausgekehltten vordern Enden *C* der Brückenbalken über Rollen *R* im Thorgewölbe führt. Um die Brücke

zurückzuziehen, wird die Klappe in  $B$  gelüftet und an den Taen gezogen, so dass sich die Walze  $B$  auf der Sohle der Thorfahrt bewegt, die Klappe dreht sich nun um den Fuss der Stützen, welche nach und nach in die vertikale Lage  $A_1D_1$  und dann in die Lage  $A_2D_2$  kommen. In dieser Lage angekommen werden die Taue erst die Stützen bis an die Klappe heranziehen, worauf die Klappe sammt der Verstrebung in die Thorfahrt zurückgebracht wird. Das Schliessen der Brücke erfolgt durch Schieben am hintern Ende der Klappe mittels Hebebäumen und durch allmähliges Nachlassen der Taue, ergibt sich übrigens leicht aus dem bisher Gesagten. Ob diese in vieler Beziehung vortheilhafte Construction sich mit entsprechenden Abänderungen nicht auch auf grössere Canalbrücken anwenden lässt, ist zur Zeit noch nicht erwiesen, dürfte aber nicht unwahrscheinlich sein und zu nicht unbedeutender Ersparniss an Raum und Kosten führen.

## VI. Brücken mit Vertikalbewegung.

Von dieser Gattung beweglicher Brücken sind bis jetzt nur Entwürfe erschienen, deren Ausführung nicht anzurathen ist, da sie entweder mit zu geringer Rücksicht auf die Dauer des Materials entworfen sind, oder die Mängel einer getrennt ausgeführten und doch Gleichförmigkeit erfordernden Bewegung besitzen. Bei denjenigen Brücken, welche sich vertikal auf die Sohle des Gewässers hinabsenken und durch Gegengewichte erhoben werden, sind hölzerne Brückenklappen natürlich ausgeschlossen, metallene aber erscheinen in den meisten Fällen zu schwer; man hat sich daher mit diesen Constructionen in neuerer Zeit weniger beschäftigt, zumal da ihre Befestigung bei geschlossener Brücke grossen Schwierigkeiten unterliegt.

Das entgegengesetzte Verfahren, die Brückenbahn in horizontaler Lage vertikal über den Wasserspiegel zu erheben, setzt Schiffe mit niederzuliegenden Masten und nicht zu bedeutender Bordhöhe voraus, scheint aber in der That ausführbarer und ist daher der Gegenstand eifriger Bemühungen gewesen. Im Allgemeinen balancirt man auch hier die Brückenklappe durch Gegengewichte, die über Rollen laufen und sich herabsenken, wenn die Brücke erhoben wird; beim Schliessen der Brücke werden sie aufgewunden und die Klappe sinkt durch ihre eigene Schwere herab. Die Schwierigkeit liegt hierbei hauptsächlich darin, die Bewegung beider Brückenenden gleichförmig zu machen, da sonst nothwendig eine ungleiche Belastung und in Folge derselben ein Schwanken eintreten wird. Die Rollen, über welche die Verbindungsketten nach den Wellen laufen, müssen in vorwärts gebogenen Ständern liegen, die ungefähr die Form zweischenkeliger Hebezeuge erhalten und durch Verstreibungen rückwärts, sowie durch quer über den Canal gehende Verriegelungen gesichert werden.

## VII. Bewegliche Landbrücken.

Den Zweck beweglicher Landbrücken haben wir bereits in der Einleitung kennen gelernt; ihre Ausführung kann doppelter Art sein. Entweder man verbindet sie mit dem Ufer, und dann gleichen sie den Klappen- und Zugbrücken, oder man bringt sie auf schwimmenden Unterlagen an und gibt ihnen eine den Wippbrücken ähnliche Construction. Eine Vorrichtung der letztern Art (fr. *pont tournant sur bateaux*) befindet



sich an der zu Arles über die Rhone führenden Schiffbrücke; sie ist in den Fig. 22<sup>a</sup> und 22<sup>b</sup> (Taf. 117) dargestellt. Fig. 22<sup>a</sup> gibt einen Querschnitt der Brückenklappe (fr. *travée tournante*) und also einen Längendurchschnitt des Schiffes, Fig. 22<sup>b</sup> dagegen die Seitenansicht der Klappe und einen Querdurchschnitt der Unterlage. Die Vorrichtung ist so einfach, dass sie keiner grossen Auseinandersetzung bedarf. Die Klappe ruht mit ihrem Schwerpunkte auf der abgerundeten Oberfläche eines Bockholmes, dessen Ständer mit ihm durch kurze Winkelbänder verbunden sind. Unten sind die beiden Ständer durch einen Querriegel verspannt, der die Muttern zweier stehenden Schraubenspindeln enthält, welche sich auf dem Schiffsboden mit ihren durchbohrten Köpfen um Zapfen bewegen und zur Höherstellung des Bockes gebraucht werden. Vier durch den Schiffsraum gehende und auf Fröschen befestigte Zangen erhalten die etwas eingelassenen Bockständer in der vertikalen Richtung. Jeder Ständer besteht aus zwei verzahnten Hölzern, die gut durch Bolzen verbunden werden müssen, da ein hölzernes Bogenstück mitten durch die Ständer geführt wird. Die Enden jedes der beiden halbkreisförmigen Bogenstücke sind durch Zangen verbunden, die den betreffenden Bockständer, unmittelbar unter dem Holm, ebenfalls einschliessen und an diesem Orte ihrer ganzen Stärke nach eingelassen werden, da hier der Mittelpunkt der basculirenden Bewegung der Klappe ist. Die Drehungsaxen bilden quer durch einen Ständer und die einschliessenden Zangen geführte Bolzen; um aber dem Bogen und seiner Querverbindung ein freies Spiel zu verschaffen, sind alle mit diesen Theilen in Berührung tretende Hölzer nach Erfordern abgerundet. Auf den Zangen der beiden Bogenstücke ruht die Klappe mittels zweier Tragschwellen, am Ufer aber ist für das abgerundete Klappenende eine stark verstreute feste Landbrücke erbaut.

Aehnlich den beweglichen Landbrücken werden auch die Verladungsbrücken erbaut; bekommen sie schwimmende Unterlagen, die der leichten Ortsveränderung halber meist den Vorzug verdienen, so wählt man flachgehende Fahrzeuge und kann selbst gewöhnliche Prahmen für diesen Zweck ausrüsten.

### VIII. Schwimmende Canalbrücken.

Die schwimmenden Canalbrücken sind nur da anwendbar, wo ein periodischer Wechsel zwischen der Land- und Wasserpassage eintreten kann, so dass die Brücke mehrere Stunden lang geschlossen bleibt und dann wieder eine bestimmte, nach der Frequenz festgesetzte Zeit geöffnet wird. Auch da, wo eine Oeffnung von solcher Weite für die Wasserpassage eröffnet werden muss, dass kein anderes System der beweglichen Brücken ausreicht, z. B. für die Kriegsschiffe ersten Ranges, oder wo die Localität nur eine schwimmende Communication zulässt und die Frequenz eine stetige Verbindung der Ufer nöthig macht, bedient man sich dieser Brücken, obgleich ihr Manöver viel Zeit und Mannschaft erfordert.

Ihre Construction kann kein Gegenstand dieses Artikels sein, da sie durchaus von keinem mechanischen Princip abhängig ist. Nur in seltenen Fällen bedient man sich zur Hebung oder Senkung der Brückenbahn bei verändertem Wasserstande einer Vorrichtung mit Schrauben oder Winden, wie wir sie an den beweglichen Landbrücken kennen gelernt haben;

gewöhnlich erreicht man diesen Zweck schneller und gleichförmiger durch Vermehrung oder Verminderung des Ballastes der Fahrzeuge, auf welchen die Brückenbahn ruht. Die Bewegung der Brücke in den Hafen erfolgt, wenn derselbe dicht dabei liegt, durch Winden oder Haspeln, die sowohl auf dem Lande als auf den Fahrzeugen errichtet werden können.

E. Weinlig.

**Brückenwagen** (fr. *balances à bascule, ponts à bascule*; engl. *weigh-bridges*). Man versteht darunter solche Wagen, bei denen wenigstens die Lastwagschale von Hebeln getragen wird, dabei schon eine bedeutende Ausdehnung besitzt, mehr als einen Unterstützungspunkt hat und sich in einer zur Aufbringung der Last bequemen, gewöhnlich sehr niedrigen Stellung befindet. Da man Brückenwagen fast durchgehends nur für schwere oder bei andern Wagen schwer zu handhabende Lasten anwendet, so sind dieselben auch gewöhnlich verjüngte Wagen, d. h. solche, bei denen von einem etwa 10 oder 100mal kleineren Gewichte der Last das Gleichgewicht gehalten wird. In Bezug auf Anbringung des Gewichtes kann man bei denselben drei Systeme unterscheiden: solche mit einer Gegengewichtschale, solche mit verstellbarem Laufgewichte und endlich solche mit Zeiger. Die letzteren wären zwar für manche Anwendungen grösserer Brückenwagen, z. B. wenn dieselben zur Bestimmung von Strassenabgaben verwendet werden sollten, äusserst bequem, sind aber unsers Wissens bis jetzt noch nicht zur Ausführung gekommen, und werden daher im Folgenden auch keine Berücksichtigung finden. Nach der Grösse und Aufstellungsart hat man die tragbaren Brückenwagen von den feststehenden oder Strassen- und Mauthwagen zu unterscheiden, in Bezug auf die Verjüngung des Gewichtes Decimalwagen und Centesimalwagen, jenachdem das Gewicht sich zur Last, wie 1:10 oder 100 verhält.

Im Folgenden sollen die hauptsächlichsten Systeme der tragbaren und feststehenden Brückenwagen beschrieben werden, wobei zu bemerken ist, dass die für die gewöhnliche tragbare Brückenwage gegebenen Regeln der Justirung sich mit den nothwendigen Veränderungen auch auf die übrigen Systeme leicht werden anwenden lassen.

Die gewöhnlich angewendete tragbare Brückenwage, und zwar eine Decimalwage, ist auf Taf. 121 abgebildet; *Fig. 1* ist eine Seitenansicht, *Fig. 2* eine obere Ansicht, *Fig. 3* ein Durchschnitt parallel zu *Fig. 1*, *Fig. 4* — 14 stellen Details in grösserem Massstabe vor.

Die Lastwagschale oder Brücke *A* besteht aus einem Pfostenrahmen *M*, welcher mit Bretern bedeckt ist, die ein eisernes Beschläge tragen. Die Form dieser Brücke ist gewöhnlich die eines Parallelogramms, oft aber auch die eines Rechteckes. Bei *D* erhebt sich am schmalen Ende von *A* eine vertikale Wand, um die leicht verletzlichen Theile vor Beschädigung zu sichern; sie ist nach *C* zu durch eine breite Strebe, welche *F* durch sich hindurch lässt, gehörig abgesteift; zu beiden Seiten steht die Brücke über das Untergestell vor, an der breiten Seite schliesst sie sich bei *v* an die Deckpfoste dieses Untergestelles an. Das letztere *B* ist ebenfalls aus einem Pfostenrahmen zusammengesetzt, welcher mit beiden Füßen oder Stellschrauben auf dem Fussboden ruht, bei *t* mit Handhaben versehen ist und an der schmalen Seite die Säule *C* trägt, auf welche der Wagebalken aufgelagert ist. In *Fig. 2* ist von der Deckung der Brücke nur ein Stück gezeichnet, um die darunter liegenden Theile



nicht zu verdecken. Am breiten Ende sind die beiden Pfostenstücke  $M$ ,  $M$  durch den Querstab  $w$  (Fig. 2 und 3) verbunden, unter welchem die Eisen-  
schiene  $a$  liegt; an den beiden Stellen  $b$ ,  $b$  ist mit dieser Schiene eine  
Pfanne verbunden, durch welche die Brücke ihre beiden hintern Anflage-  
rungspunkte erhält; vorn ist der Haken  $f$  an sie angeschraubt, welcher den  
dritten Auflagerungspunkt bildet, der von der Zugstange  $G$  getragen wird.

Die beiden Pfannen  $b$ ,  $b$  ruhen auf Schneiden oder Axen  $b$ ,  $b$ , welche  
in den dreieckförmigen Hebel  $EE$  (Fig. 12 und 13) eingelassen sind.  
Dieser Hebel ist am hintern Ende mit einer durchgeschobenen Drehaxe  $cc$   
versehen, welche auf die aus Fig. 12 und 13 ersichtliche Art durch Keile  
verstellbar mit ihm verbunden ist und an ihren beiden Enden (Fig. 2 und 3)  
auf Pfannen ruht, die auf das Gestell  $B$  aufgeschraubt sind. Um eine vor-  
und rückwärts gehende Bewegung dieser Axe zu verhindern, sind  
über dieselbe die beiden Bügel  $x$ ,  $x$  (Fig. 2) weggelegt, welche ebenfalls  
auf  $B$  aufgeschraubt werden, übrigens aber der Axe so viel Spielraum  
gewähren, dass dieselbe bei ihren gewöhnlichen Bewegungen nicht anstösst.  
Eine Bewegung der Axe  $c$  längs ihrer Mittellinie wird durch Stossplatten,  
die ebenfalls an den Pfannen angebracht sind, unmöglich gemacht. Vorn  
sind die beiden Schenkel des Hebels  $EE$  mit einem Mittelstücke  $d$  durch  
zwei Schraubenbolzen verbunden. Auf der untern Seite von  $d$  ist die  
Schneide  $e$  eingeschoben, welche auf der an der Zugstange  $F$  unten ein-  
gelegten Pfanne ruht. Die Pfanne ist hier am untern Ende von  $F$  ähnlich  
eingelegt, wie es für das obere Ende durch Fig. 8 und 9 deutlich ge-  
macht wird. Die fünf Hauptpunkte  $c$ ,  $c$ ,  $b$ ,  $b$  und  $e$  an dem dreieckigen  
Hebel  $EE$  liegen nach Fig. 12 in einer Ebene, in welche auch die an  
diesem Punkte befindlichen Schneiden ihrer ganzen Länge nach fallen.

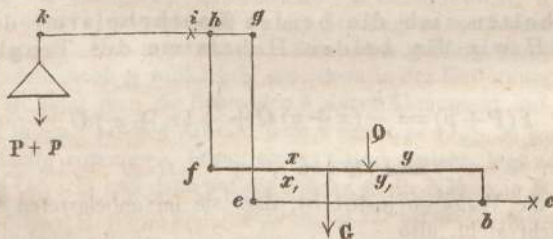
Die Säule  $C$ , die durch zwei Bänder mit dem Gestell  $B$  verbunden  
ist, trägt oberhalb in dem angeschraubten und eingelassenen Stücke  $q$   
(Fig. 6 und 7) die Pfannen  $o$  für den eigentlichen Wagebalken  $H$ ; der  
letztere ruht mit der Axe  $i$  auf denselben, und damit er weder rechts  
noch links gleiten noch sich ausheben könne, sind zu beiden Seiten die  
Winkelplatten  $p$ ,  $p$  (Fig. 7) angeschraubt, welche in Fig. 6 der grössern  
Deutlichkeit wegen weggelassen wurden. Eine vor- und rückwärtsgehende  
Bewegung wird bei dem Wagebalken durch die über die Pfanne vor-  
stehenden Backen von  $o$  vermieden. Bei  $g$  und  $h$  trägt  $H$  zwei Schneiden,  
auf welche sich die oberen Pfannen der Zugstangen  $F$  und  $G$  einlegen.  
Die Einrichtung von  $F$  zeigen Fig. 8 und 9 ganz deutlich;  $G$  ist mit  
einem Haken in eine entsprechende Oese des Hängegliedes  $N$  eingelegt,  
dessen Einrichtung aus Fig. 10 und 11 deutlich wird. Um zu verhin-  
dern, dass die Pfannen bei  $g$  und  $h$  bei Seitenschwankungen oder im nicht  
angespannten Zustande von den Schneiden kommen, sind kleine Vor-  
steckstifte angebracht, wie sie auch noch bei  $e$ ,  $b$  und  $k$  stehen. Am  
Ende ruht bei  $k$  auf dem Wagebalken das Gelenk  $K$ , in dessen untere  
Oese die Gewichtswagschale  $L$  eingehangen wird. Bei  $m$  ist ein Zeiger  
aufgeschoben, welcher für den Gleichgewichtszustand an dem feststehenden  
Zeiger  $l$  einspielt; der letztere wird von dem Träger  $l$  getragen, durch  
welchen der Wagebalken  $H$  hindurchgeht; er ist auch mit der Rolle  $I$   
versehen (Fig. 14), welche in die Höhe geschlagen den Wagebalken an  
die obere Kante des Ausschnittes in  $y$  anpresst und dabei die Wage in  
Ruhe setzt. Bei  $n$  ist ein Stäbchen parallel auf dem Wagebalken ein-  
gelassen, auf welchem sich ein kleines Justirgewicht befindet, das vor und  
zurück gestellt und durch eine Pressschraube festgehalten werden kann.

Statt dieses Gewichtes wendet man auch eine bei  $u$  (Fig. 1 und 3) angebrachte kleine Justirschale an. Die Form des Wagebalkens zeigen Fig. 4 und 5 deutlich ohne das darauf angebrachte Justirgewicht. Alle Schneiden an demselben müssen parallel zu einander stehen und, sowie auch die andern Schneiden, aus gut gehärtetem Stahle bestehen: Ueber der geraden Linie  $ghk$  steht der Punkt  $i$  um eine geringe Grösse erhoben, von welcher die Genauigkeit der Wägung und die Geschwindigkeit des Einspielens abhängt; es ist dies z. B. bei einer Wage für 10 Centner nur  $\frac{1}{4}$  Zoll, bei stärkeren etwas mehr, bei weniger kräftigen etwas weniger.

Wenn die Wage dadurch, dass man die Arretirung  $I$  heraufbewegt, in ihre Ruhestellung gebracht wird, so wird der Hebel  $H$  vorn bei  $k$  so viel gehoben, dass sich die Axe  $h$  und die daran hängende Zugstange um so viel senkt, dass der Haken  $f$  auf  $r$  und die Brücke am breiten Ende auf die Knöpfe  $s, s$  aufzuliegen kommt. In diesem Zustande wird die Last auf die Wagschale gebracht und herunter genommen, um die Schneiden vor schädlichen Schwingungen zu bewahren, bei dem Wiegen selbst aber nach Umlegung der Arretirung  $I$  so lange verjüngtes Gewicht aufgelegt, bis durch Einspielen von  $m$  und  $l$  der Gleichgewichtszustand angegeben wird.

Um Seitenschwankungen des Wagebalkens zu verhindern, bei denen ein theilweises Anstreifen und schwerer und ungenauer Gang erfolgt, ist es gut, die Pfannen unter  $i$  (Fig. 6) nicht so flach zu machen, wie es die Figur darstellt, sondern dieselben in einem stumpfen Winkel zusammenzuziehen. Ebenso ist es vortheilhaft, die Pfannen bei  $c$  (Fig. 2 und 3) unter einem stumpfen Winkel herzustellen, um dadurch einer zu grossen Verschiebung des untern Traghebels vorzubeugen.

Was die mathematischen Verhältnisse der Hebelarme und aufgelegten Gewichte betrifft, so ist zunächst die Wage so einzurichten, dass der Gleichgewichtszustand der Wage nicht im mindesten verändert wird, es mag sich die Last auf einem Punkte der Brücke befinden, auf welchem sie nur will. Der beistehende Holzschnitt gibt in Linien die



hauptsächlichsten Hebelverbindungen der Wage zu erkennen; es sei in demselben

$$\begin{aligned} ik &= k \\ ih &= h \\ ig &= g \\ ce &= e \\ cb &= b \\ x + y &= l \\ x_1 + y_1 &= l_1, \end{aligned}$$

wenn die Last  $Q$  auf der Brücke in der Entfernung  $x$  vom Stützpunkte  $f$



und in der Entfernung  $y$  von der Verbindungslinie der beiden Stützpunkte  $b$  sich befindet, der Schwerpunkt der Brücke dagegen, in welchem das ganze Gewicht  $G$  der Brücke wirkt, im Abstände  $x_1$  von  $f$  und im Abstände  $y_1$  von  $b$  sich befindet. In  $k$  wirkt das verjüngte Gewicht  $P$  und das Gewicht der Wagschale u. s. w.  $p$ .

Von der Last  $Q$  drückt unter den angegebenen Verhältnissen auf den Punkt  $f$  der Theil  $\frac{y}{l}Q$ ; auf den Punkt  $b$  der Theil  $\frac{x}{l}Q$ .

Von dem Gewichte der Brücke dagegen wirkt auf den Punkt  $f$  der Theil  $\frac{y_1}{l}G$ ; auf den Punkt  $b$  der Theil  $\frac{x_1}{l}G$ .

Hiernach beträgt der Gesamtdruck auf  $f$  oder  $h$ :

$$\frac{yQ + y_1G}{l},$$

auf  $b$ :

$$\frac{xQ + x_1G}{l},$$

daher auf  $e$  oder  $g$ :

$$\frac{b}{e} \cdot \frac{xQ + x_1G}{l};$$

folglich wird die Gleichgewichtsbedingung am Hebel  $gk$  die Form annehmen:

$$\begin{aligned} k(P+p) &= \frac{h}{l}(yQ + y_1G) + \frac{bg}{el}(xQ + x_1G) \\ &= \frac{hey + bgx}{el}Q + \frac{hey_1 + bgx_1}{el}G. \end{aligned}$$

Macht man hier

$$\begin{aligned} he &= bg \text{ oder} \\ h:g &= b:e, \end{aligned}$$

d. h. verhalten sich die beiden Lasthebelarme des Wagebalkens  $H$  wie die beiden Hebelarme des Traghebels  $E$ , so wird

$$\begin{aligned} k(P+p) &= \frac{h}{l}(x+y)Q + \frac{h}{l}(x_1+y_1)G \\ &= h(Q+G), \end{aligned}$$

und wenn die Wage so justirt ist, dass sie im unbelasteten Zustande im Gleichgewicht steht, also

$$kp = hG$$

ist, so muss dann

$$\begin{aligned} kP &= hQ \text{ oder} \\ P:Q &= h:k \end{aligned}$$

sein, d. h. das Verhältniss der Verjüngung wird durch das Verhältniss des Krafthebelarmes und des kleinen Lasthebelarmes am Wagebalken angegeben.

Hiernach muss bei einer Decimalwage nach Fig. 3  $hi:ik = 1:10$  sein; der Punkt  $g$  ist zwar willkürlich, ist er aber gewählt, z. B. so, dass  $ih:ig = 1:6$  ist, so muss dann nothwendig  $cb:ce$  dasselbe Verhältniss haben, also hier ebenfalls wie  $1:6$  sein.

Zu demselben Resultate gelangt man auf einfacherem Wege, wenn man den allgemeinen dynamischen Satz zu Grunde legt, dass sich für den Gleichgewichtszustand die Kräfte umgekehrt verhalten wie die von ihren Angriffspunkten gleichzeitig zu durchlaufenden Wege (oder auch die virtuellen Geschwindigkeiten). Nehmen wir nun an, die Wage soll eine Decimalwage und für den unbelasteten Zustand im Gleichgewicht sein, so muss der Weg der Last  $Q \frac{1}{10}$  von dem der Kraft  $P$  sein; soll aber die Lage der Last auf der Brücke keinen Einfluss auf das Resultat äussern, so muss die Brücke mit sich selbst parallel aufsteigen, denn sonst würde die Last auf einem Punkte der Brücke gleichzeitig einen grösseren Weg zurücklegen als auf einem andern. Legt nun  $k$  (in dem oben angegebenen Holzschnitte) und daher auch das Gewicht  $P$  den Weg  $w$  zurück, so wird  $h$  als Aufhängungspunkt der Last den Weg  $\frac{1}{10}w$  durchlaufen müssen, was  $ik:ih=10:1$  voraussetzt. Bewegt sich aber  $f$  mit  $h$  um  $\frac{1}{10}w$ , so muss, wenn die Brücke parallel bleiben soll, auch  $b$  um  $\frac{1}{10}w$  sich bewegen. Da nun  $g$  sich gleichzeitig um  $\frac{6}{10}w$  bewegt, wenn  $h$  den Weg  $\frac{1}{10}w$  zurücklegt,  $e$  aber denselben Weg durchläuft wie  $g$ , so muss das andere Ende der Brücke, nämlich  $b$ , an einem Punkte des Traghebels  $ce$  aufrufen, an welchem die Bewegung, die  $e$  hat, um eben so viel vermindert ist, um wie viel sie durch die Hebelarme  $hi$  und  $hg$  vermehrt wurde, d. h. es muss  $cb = \frac{1}{6}ce$  oder  $cb:ce = ih:ig$  sein.

Will man eine Brückenwage richtig justiren, so geschieht dies nach MOHR (DINGLER'S polytechn. Journal Bd. LXXVIII. S. 195) auf folgende Weise am einfachsten und sichersten. Man suche erst durch blosser Abmessung die drei Schneiden  $h$ ,  $i$  und  $k$  in den Hebel  $H$  (Fig. 4 und 5 Taf. 121) so einzusetzen, dass  $hi = \frac{1}{10}ik$  ist, lege dann  $i$  auf eine Pfanne, hänge an  $h$  und  $k$  Wagschalen, bringe dieselben nebst dem Balken leer ins Gleichgewicht und lege nun auf die Wagschale von  $h$  genau 10mal so viel Gewicht als auf die von  $k$ ; steht jetzt der Hebel noch im Gleichgewichte, so ist die Stellung der Schneiden richtig, hat er aber auf der einen oder andern Seite das Uebergewicht, so ist eine der Schneiden, etwa  $k$  entsprechend in der Stellung zu verändern, bis Gleichgewicht eintritt. Hat man nun alle Schneiden gehörig parallel befestigt und ausserdem noch  $g$  willkürlich, also etwa in der Entfernung  $ig = 6.ih$  befestigt, so setzt man die Schneiden  $b$  durch Abmessung auf dem untern Traghebel in einer solchen Art ein, dass  $bc = \frac{1}{6}ec$  (Fig. 3) wird, setzt die Wage vorläufig zusammen, bringt sie ins Gleichgewicht, legt nun auf  $L$  ein bestimmtes Gewicht und dann auf die Brücke in die Nähe von  $D$  eine 10 mal so grosse Last. Verschiebt man nun diese bis zur breitesten Stelle der Brücke und es ist in beiden Fällen vollständiges Gleichgewicht vorhanden, so bedürfen die Schneiden keiner Correction; ist sie dagegen im letzteren Falle zu leicht oder zu schwer, so ist ihr Weg oder auch der Weg des Punktes  $b$  zu gross oder zu klein gewesen, und es muss  $ec$  im Verhältniss gegen  $bc$  grösser oder kleiner gemacht werden, was durch Verstellung von  $c$  auf die Fig. 13 dargestellte Weise oder besser durch Verstellung von  $e$  geschehen kann; im letztern Falle so, dass die Löcher in  $d$ , durch welche an der Verbindungsstelle mit  $EE$  die Schraubenbolzen hindurchgehen, etwas länglich sind und daher eine geringe Verschiebung von  $d$  gegen  $EE$  in der Richtung  $ce$  gestatten. Nimmt man die Verschiebung nach dem breiten Ende der Brücke zuerst rechts und dann links vor, so kann man die beiden Seiten des dreiseitigen Hebels  $E$  gehörig corrigiren.



Wenn Decimalwagen bei geringer Belastung richtig, bei hoher Belastung dagegen um eine bemerkbare Grösse falsch zeigen, so liegt der Fehler wohl fast durchgehends in fehlerhafter Lage der Schneiden und wird nur wegen der geringen Grösse der Abweichung bei kleinen Fehlern nicht bemerkt. Die Correction eines solchen Fehlers durch den Mechanicus SCHNEIDER in Linz, welcher  $d$  zu einer starken Feder machte und daher  $e$  mit  $g$  durch eine nicht immer gleich lange Stange verband, wodurch bewirkt werden sollte, dass sich bei starker Belastung  $b$  stärker senkt als bei schwacher, konnte daher auch den Fehler nur nach einer Richtung zu vernichten und hat sich überhaupt ganz überflüssig gezeigt.

Da die Wage nur dann mit voller Richtigkeit wiegen kann und zugleich das geringste Reibungshinderniss gibt, wenn die Ebenen, in welchen der Traghebel, die Brücke und die Schneiden des obern Hebels im Gleichgewichtszustande liegen, horizontal sind, so kann man wohl auch gleich am Gestell der Wage, und zwar bei  $y$  an der Säule  $I$  ein Loth anbringen, welches bei  $z$  in einem nicht ganz dicht anschliessenden Ringe hängt, und dadurch, dass es, ohne irgend an dem Ringe anzuliegen, allseitig frei in demselben spielt, sogleich angibt, dass sich die Brückenwage in richtiger horizontaler Stellung befindet.

Die Genauigkeit einer gut construirten Brückenwage muss  $\frac{1}{10000}$  der Last betragen, so dass sie also, jenachdem sie für grössere oder geringere Belastung construirte ist, bei 1000 ℥ Belastung die Last nicht über 1 ℥, bei 2000 ℥ Belastung nicht über 2 ℥ unrichtig angibt.

Brückenwagen der hier beschriebenen Art werden jetzt an vielen Orten gefertigt; wir geben im Folgenden einen kleinen Auszug aus mehreren Preisverzeichnissen.

G. KOLB, *mécanicien breveté à Strassbourg.*

Nr.	Tragkraft.	Länge	Breite	Ungefähres Gewicht.	Preis.
		der Brücke.			
Dreieckig.					
	Kil.	Zoll.	Zoll.	Kil.	Fr.
1.	50	12	11	20	60
5.	250	24	23	75	120
6.	500	27	26	100	140
8.	1000	33	31	140	180
10.	1500	37	35	200	225
Viereckig.					
11.	500	32	22	125	150
13.	1000	39	26	175	195
16.	2000	49	33	500	345
20.	4000	61	41	700	550

## ROLLÉ und SCHWILGUÉ in Strassburg und Wien.

Nr.	Tragkraft.	Länge	Breite	Ganze Länge der Wage.		Gewicht mit Packung.	Preis.
		der Brücke.		Fuss.	Zoll.		
	Ctr.	Zoll.	Zoll.			Fuss.	Zoll.
Dreieckig.							
17.	1	11	10	2	8	$\frac{2}{5}$	45
21.	5	24	23	4	7	$1\frac{1}{2}$	80
22.	10	27	26	5	1	2	90
24.	20	33	31	6	—	$3\frac{1}{5}$	110
26.	30	37	35	7	—	4	130
27.	40	40	38	7	10	$4\frac{1}{2}$	150
Viereckig.							
28.	10	33	22	5	1	$3\frac{1}{2}$	110
30.	20	39	26	6	1	$3\frac{1}{2}$	140
33.	40	49	33	7	8	10	200
37.	80	62	41	9	7	14	280
Für Schlachtvieh.							
38.	30	62	37	6	11	8	200

## AUGUST BRÖMEL in Arnstadt.

Nr.	Tragkraft.	Ganze Länge der Wage.	Preis.
	Ctr.	Fuss.	
1.	1	3	12
5.	5	$4\frac{2}{3}$	22
7.	10	$5\frac{2}{3}$	28
10.	20	$7\frac{2}{3}$	45
12.	30	9	55

## HERMANN LIEBSCHER in Chemnitz.

Tragkraft.	Länge	Breite	Ganze Länge der Wage.		Preis.
	der Brücke.		Elle.	Zoll.	
	Ctr.	Zoll.			Zoll.
1	12	11	1	10	10
5	26	25	2	12	20
10	29	28	2	18	28
20	35	33	3	8	40
30	40	38	3	18	50
50	50	47	4	12	70

Auf besonderes Erfordern werden von ROLLÉ und SCHWILGUÉ den Wagen mitgegeben: eine Pritzsche, um lange biegsame, mit den Enden die Erde berührende Gegenstände zu wiegen, eine Pritzsche für Farbe-



hölzer, Eisenstangen u. s. w., ein Rost für Wollsäcke, Ballen, Häute u. s. w., ein Rad zum Fortschaffen der Brückenwage, neue Beschläge für die Brücke.

Der ursprüngliche Erfinder dieser Brückenwagen ist QUINTENZ, nach welchem dieselben auch häufig noch genannt werden. Später wurden vielfache Veränderungen und Verbesserungen vorgenommen, wobei vorzugsweise die Namen ROLLÉ und SCHWILGUÉ, KOLB, FERRY u. s. w. zu nennen sind.

Die Einrichtung der Brückenwage von QUINTENZ, welche sich J. N. FERRY 1827 und 1830 in Frankreich patentiren liess (*Brevets d'invention. Bd. XXXIII. p. 91*), besteht im Wesentlichen darin, dass die Brücke ähnlich wie die Brücke einer Strassenwage von Hebeln getragen wird, und zwar, da sie trapezförmige Gestalt hat, an der breiten Seite von zwei, an der schmalen von einem Hebel; von den langen Armen dieser Hebel führt eine Zugstange nach einem gleicharmigen Hebel in die Höhe, an dessen anderem Ende die Gewichtswagschale hängt. Die Zugstange ist mit einer Vorrichtung verbunden, durch welche mittels eines Zeigers das aufgelegte Gewicht bis auf 20 Kilogramm genau angegeben wird, wodurch man vergebliches Auflegen von Gewichten wenigstens innerhalb der Gränze von 20 Kilogramm ersparen soll. Die Vorrichtung wird hierdurch, wie es scheint, unnöthig complicirt gemacht.

Bei der tragbaren Brückenwage, die sich JUNDT und KOLB in Strassburg in Frankreich 1833 patentiren liessen (*Brevets d'invention Bd. XXXVII. p. 397*), ist statt des oberen Wagebalkens eine Schnellwage angebracht. In dem Patente von KOLB (*Brevets 1832. Bd. XXXVI. p. 222*) sind ebenfalls mehrere Veränderungen der ursprünglichen Einrichtung von QUINTENZ vorgenommen, und ausserdem ein einfacher Wägetisch beschrieben.

Die Wage, welche ROLLÉ und SCHWILGUÉ in Strassburg im Jahre 1831 patentiren liessen und welche im Wesentlichen auf dem Principe der Brückenwage von QUINTENZ beruht, ist in *Fig. 50—58* (Taf. 123) (nach dem *Bulletin de la Soc. d'Encourag. 1835, p. 149*) abgebildet. Diese Wage hat die Form eines gewöhnlichen Tisches und lässt sich auch, wenn nicht gewogen werden soll, als solcher benutzen. Die Patentträger construiren entweder Decimalwagen oder Centesimalwagen, die abgebildete ist eine der ersteren. *Fig. 50* ist die obere Ansicht nach abgehobener Tischplatte, *Fig. 51* ein theilweiser vertikaler Längendurchschnitt durch die Mitte der *Fig. 50*, *Fig. 52* ein vertikaler Querdurchschnitt nach der Linie  $\alpha\beta$  in *Fig. 50*. *Fig. 53—58* sind später zu erwähnende Details.

*A* ist der Tisch, dessen Füsse in *Fig. 51* und *52* theilweise gesehen werden können und welcher oberhalb eine Platte *II* trägt, welche in der Mitte mit ein paar Charniergelenken versehen und daher zum Aufschlagen oder Zusammenschlagen eingerichtet ist. Im zusammengeschlagenen Zustande, wie in *Fig. 51*, bildet die obere Fläche der herumgeschlagenen Hälfte *I*<sub>1</sub> die Lastwagschale und an der aufgedeckten Stelle des Tisches werden Gewichte und die Gewichtswagschale entblösst; im ausgebreiteten Zustande deckt die Platte das ganze Tischgestell, ruht auf demselben auf und schützt den ausser Thätigkeit gesetzten Mechanismus der Wage vor Verletzung. *BB* sind zwei zu einem dreiseitigen Hebel verbundene Eisenstäbe, welche an dem einen Ende mit dem Schnabel *D*, an dem andern durch die durchgeschobene Axe *aa* verbunden sind. Diese Axe *aa* ruht auf den Pfannen *C, C*, welche am Gestelle des Tisches befestigt sind; an den Punkten *d, d* aber sind die Hebel mit Schneiden

versehen, auf welchen Pfannen ruhen, welche an dem Träger *L* angebracht sind, der unten an der Tischplatte angeschraubt ist und das Gewicht dieser Platte einerseits auf die Hebel *B, B* überträgt. Dieser Träger *L* ist in *Fig. 55* besonders in vorderer Ansicht und in *Fig. 56* in dem rechtwinkelig gegen diese Ansicht stehenden Durchschnitt dargestellt; man sieht an demselben die neben den Pfannen befindlichen heruntergehenden Seitenplatten, durch welche eine Verschiebung der Tischplatte zur Seite verhindert wird. Zwischen der Tischplatte und dem Träger *L* befindet sich der Rahmen *XX*.

Der Schnabel *D* ist vorn mit einer Schneide versehen, welche sich auf die untere Pfanne des Bügels *E* auflegt; dieser Bügel ist in *Fig. 57* und *58* in vorderer Ansicht und im Durchschnitt besonders dargestellt; er ist mit zwei einander zugekehrten Pfannen versehen, hängt mit der oberen auf der Schneide am Schnabel *F* des nachher zu beschreibenden Hebels *GG* und trägt mit der unteren die Schneide am Schnabel *D* des Hebels *BB*. Der Hebel *GG* hat in *bb* seine Drehaxe und besteht aus zwei bei *II* auf der einen Seite von *bb* parallel, bei *GG* auf der andern Seite von *bb* geneigt geführten Stäben, die sich in *F* zu einem gemeinschaftlichen Schnabel vereinigen. Zwischen *bb* und *F* sind auf *GG* nahe an *bb* zwei Schneiden angebracht, über welche sich der in *Fig. 53* und *54* besonders dargestellte Träger *M* mit seinen beiden Pfannen weglegt, an den beiden Enden hat derselbe ebenfalls zwei Schneiden, welche durch den zweiten an *X* angeschraubten Träger *N* das Gewicht des Tisches *I* auf der zweiten Seite tragen.

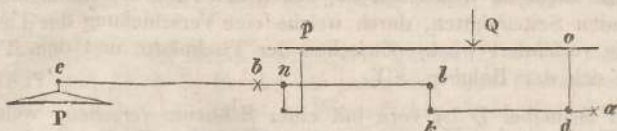
Die Arme *I, I* sind an ihren Enden ebenfalls mit Schneiden versehen, über welche sich die Pfannen *c, c* weglegen, welche an Stäben angebracht sind, die unterhalb die Gewichtsschale *K* tragen. Die letztere ist bei *K* (*Fig. 50*) mit dem Raum für grosse Gewichte, bei *VV* mit dem für kleine Gewichte versehen und neben ihr stehen bei *T* die erforderlichen grossen und kleinen Gewichte sogleich im Tischgestell geordnet.

Der Apparat, um die Tischplatte auf das Gestell fest aufzulagern und gleichzeitig die beweglichen Theile der Wage ausser Eingriff mit der Tischplatte zu bringen, besteht darin, dass um das bei *Q* angeschraubte Gewinde sich der Hebel *P* dreht, welcher durch den an *I* angeschraubten Bügel *O* hindurchgeht und mit seinem Ende unterhalb der quer über das Gestell herübergelegten Welle *R* sich befindet. Diese Welle ist mit einem heraufgehenden und oberhalb mit dem Griff *S* versehenen Hebel, mit dem Arme *e* und mit den beiden Armen *f, f* versehen; gegen das Ende von *P* drückt aber von unten die Feder *g*. Sobald nun *S* in *Fig. 51* nach rechts zu bewegt wird, so drückt die an *e* befindliche Rolle den Hebel *P* nieder und durch denselben und den Bügel *O* die Tafel *I* auf das Rahmengestell des Tisches auf, zugleich greifen die Arme *f, f* unter *I, I*, heben dieselben an der Gewichtswagschale in die Höhe, drücken sie auf der andern Seite nieder, wodurch sich sowohl die untern Schneiden an *M* von dem Träger *N*, als auch die Schneiden *d, d* an *BB* von dem Träger *L* wegbewegen, und es ist nun, wenn *I*<sub>1</sub> herumgeschlagen wird, aus der Wage ein Tisch gebildet. Damit bei jedem Herumschlagen von *I*<sub>1</sub> auch die beweglichen Theile der Wage zur Ruhe gestellt werden müssen, ist die untere Seite von *I*<sub>1</sub> so eingerichtet, dass sie *S* herumbewegen muss, sobald die Wage in einen Tisch verwandelt werden soll.



Beim Wägen zeigt eine an der einen Pfanne  $c$  der Gewichtswagschale angebrachte Zunge  $h$  bei ihrem Einspielen auf der Zunge  $k$  den Gleichgewichtszustand an.

Bezeichnet man in beistehender Skizze der an der Wage vorkommenden Hauptverbindungen den Abstand der Last  $Q$  von den beiden



Stützpunkten  $o$  und  $p$  ebenfalls mit  $o$  und  $p$ , die Hebelarme  $ad$ ,  $ak$ ,  $bc$ ,  $bl$  und  $bn$  mit  $d$ ,  $k$ ,  $c$ ,  $l$  und  $n$ , so wird, wenn man voraussetzt, dass die Wage im unbelasteten Zustande sich im Gleichgewichte befindet, der Druck von  $Q$  auf die Punkte  $o$  und  $d$ :

$$\frac{p}{o+p} Q;$$

daher auf  $k$  und  $l$ :

$$\frac{p}{o+p} \cdot \frac{d}{k} Q,$$

auf  $n$ :

$$\frac{p}{o+p} \cdot \frac{d}{k} \cdot \frac{l}{n} Q,$$

dagegen direct auf  $p$ ,  $m$  und  $n$ :

$$\frac{o}{o+p} Q,$$

folglich im Ganzen auf  $n$ :

$$\frac{Q}{o+p} \left( \frac{d \cdot l \cdot p}{k \cdot n} + o \right),$$

und daher auf  $c$ :

$$\frac{Q}{o+p} \left( \frac{d \cdot l \cdot p}{k \cdot n} + o \right) \frac{n}{c}.$$

Hiernach erhält man für den Gleichgewichtszustand der Wage folgende Gleichung:

$$P = \frac{Q}{o+p} \left( \frac{d \cdot l \cdot p}{k \cdot n} + o \right) \frac{n}{c}.$$

Macht man nun, wie es auch am einfachsten ist,

$$\frac{dl}{kn} = 1 \text{ oder}$$

$$d:k = n:l,$$

so erhält man die einfachere Gleichung, in welcher auf die Stelle, an welcher die Last  $R$  auf der Lastwagschale liegt, nichts mehr ankommt:

$$P = Q \frac{n}{c} \text{ oder}$$

$$P:Q = n:c;$$

es hängt also, wie bei der gewöhnlichen Brückenwaage, das Verhältniss

des Gewichtes zur Last von dem des Lasthebelarmes zum Krafthebelarme an dem Wagebalken  $nbc$  ab, und es muss bei einer Decimalwage das Verhältniss der beiden Hebelarme  $bn$  und  $bc$  wie 1:10 sein.

Tischwagen dieser Art werden bei 1 oder  $1\frac{1}{2}$  Ctr. Tragkraft von ROLLÉ und SCHWILGUÉ in Wien für 50 oder 75 Fl. gefertigt.

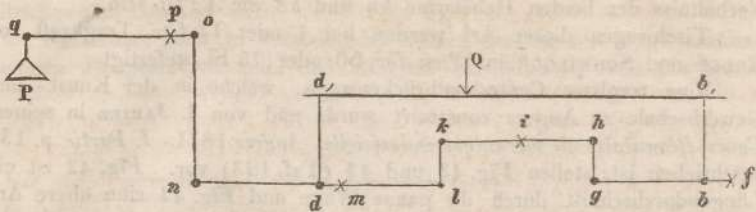
Eine tragbare Centesimalbrückenwage, welche in der Kunst- und Gewerbschule zu Angers construiert wurde und von I. JARIEZ in seinem *Cours élémentaire de mécanique industrielle*, Angers 1841. I. Partie p. 130 beschrieben ist, stellen Fig. 43 und 44 (Taf. 123) vor. Fig. 43 ist ein Längendurchschnitt durch die ganze Wage und Fig. 44 eine obere Ansicht der an derselben vorkommenden Hebelverbindungen.  $aa$  ist die Brücke oder Lastwagschale, welche auf den vier Punkten  $b, c, d$  und  $e$  ruht. Der Druck, welchen sie in den beiden Punkten  $b$  und  $c$  ausübt, wird durch den gabelförmigen Hebel  $fg$  aufgenommen, bei welchem das Verhältniss der Hebelarme  $fb:fg=1:10$  ist, so dass der Punkt  $g$   $\frac{1}{10}$  des Druckes bekommt, mit welchem  $a$  auf  $b$  und  $c$  drückt; von  $g$  wird dieser Druck durch die Zugstange  $gh$  auf den gleicharmigen Hebel  $hik$ , welcher bei  $i$  aufliegt, und von  $k$  durch die Zugstange  $kl$  auf den gleicharmigen Hebel  $lmn$ , welcher bei  $m$  aufliegt, übertragen, so dass, da  $hik$  und  $lmn$  nur als Transporteure erscheinen, der Punkt  $n$   $\frac{1}{10}$  des auf  $b$  und  $c$  ausgeübten Druckes aufnimmt. Den Druck, welchen die Brücke  $a$  auf die beiden Punkte  $d$  und  $e$  überträgt, verkleinert der Hebel  $mdn$  ebenfalls wieder so, dass wegen des Verhältnisses der beiden Hebelarme  $md:mn=1:10$  der Punkt  $n$  nur  $\frac{1}{10}$  desselben erhält. Hiernach ist die Gesamtgrösse des im Punkte  $n$  ausgeübten Druckes zehnmal kleiner als der von  $a$  ausgeübte. Durch die Verbindungsstange  $no$  pflanzt sich dieser Druck auf den Hebel  $opq$  fort, welcher bei  $p$  seinen Drehpunkt hat und bei welchem sich  $op$  zu  $pq$  wie 1 zu 10 verhält, es wird daher auch ein Gewicht auf der Wagschale  $r$ , welche an  $q$  hängt, im Stande sein, einer Last auf der Brücke  $a$  das Gleichgewicht zu halten, wenn das Gewicht 100mal kleiner als die Last ist.

Hierbei wird natürlich vorausgesetzt, dass die Wage im unbelasteten Zustande schon im Gleichgewichte sei, was durch Justirgewichte auf der Wagschale  $r$  oder auch, wie bei der gewöhnlichen Brückenwage, durch ein vorn am Hebelarme  $pq$  verschiebbares Gewicht erfolgen kann. Der Gleichgewichtszustand wird, wie bei anderen Brückenwagen, durch die Zeiger  $s$  angedeutet. Die Ruhestellung gibt man der Wage aber dadurch, dass man die Kurbel des Getriebes  $t$  so dreht, dass sich die gezahnte Stange  $u$  senkt; diese trägt nämlich an ihrem oberen Ende das Lager für die Axe des Hebels  $opq$ , und wenn sie sich senkt, so kann sich auch  $on$  so weit herunterbewegen, dass die Brücke  $aa$  auf die Träger  $v, v$  sich aufsetzt. In dieser Stellung kann die Last auf  $a$  gelegt oder weggenommen werden, ohne durch die dabei unvermeidliche Erschütterung den beweglichen Theilen der Wage zu schaden, da dieselben sämmtlich ausser Eingriff gebracht sind. Soll die Wage zum Spielen kommen, so wird die Zahnstange  $u$  wieder gehoben und dann durch eine Sperrung am Rückgange gehindert. Natürlich muss sich zwischen  $a$  und der Zugstange  $no$  eine Schutzwand befinden, um letztere vor gewaltsamen Verletzungen zu bewahren.

Behandelt man die Verhältnisse der Wage nach umstehender Skizze auf dieselbe Art wie vorher, d. h. bezeichnet man den Abstand der Last  $Q$  von  $b_1$  und  $d_1$  mit  $b_1$  und  $d_1$ , ferner die Hebelarme  $fb, fg, ih, ik$ ,



$ml, md, mn, po, pq$  mit  $b, g, h, k, l, d, n, o$  und das auf der Wagschale liegende Gewicht mit  $P$ , so lässt unter der Voraussetzung, dass



die Wage ohne aufgelegte Last sich im Gleichgewichtszustande befindet, der Druck von  $Q$  sich auf folgende Art finden.

$Q$  drückt auf  $b_1$  und  $b$ :

$$\frac{d_1}{b_1 + d_1} Q,$$

daher auf  $g$  und  $h$ :

$$\frac{d_1}{b_1 + d_1} \cdot \frac{b}{g} Q,$$

ferner auf  $k$  und  $l$ :

$$\frac{d_1}{b_1 + d_1} \cdot \frac{b}{g} \cdot \frac{h}{k} Q$$

und auf  $n$  und  $o$ :

$$\frac{d_1}{b_1 + d_1} \cdot \frac{b}{g} \cdot \frac{h}{k} \cdot \frac{l}{n} Q.$$

$Q$  drückt auf  $d_1$  und  $d$ :

$$\frac{b_1}{b_1 + d_1} Q,$$

daher auf  $n$  und  $o$ :

$$\frac{b_1}{b_1 + d_1} \cdot \frac{d}{n} Q.$$

Hieraus folgt der ganze Druck von  $Q$  auf  $n$  und  $o$ :

$$\frac{Q}{b_1 + d_1} \left( \frac{b \cdot h \cdot l \cdot d_1}{g \cdot k \cdot n} + \frac{b_1 d}{n} \right),$$

dagegen der ganze Druck von  $P$  auf  $o$  und  $n$ :

$$P \frac{q}{o},$$

folglich für den Gleichgewichtszustand der Wage:

$$\frac{Q}{b_1 + d_1} \left( \frac{b \cdot h \cdot l \cdot d_1}{g \cdot k \cdot n} + \frac{b_1 d}{n} \right) = P \frac{q}{o}.$$

Macht man nun  $\frac{h \cdot l}{k \cdot n} = 1$  und  $\frac{b}{g} = \frac{d}{n}$ , was zu den Bedingungen führt:

$$h : k = n : l \text{ und}$$

$$b : g = d : n,$$

von denen die erste auch durch  $h = k$  und  $n = l$  erfüllt werden kann, so erhält man einfacher:

$$Q \frac{b}{g} = P \frac{q}{o} \text{ oder}$$

$$Qbo = P g q \text{ oder}$$

$$P : Q = bo : g q = do : n q,$$

wie dies oben vorausgesetzt wurde.

Die auf Taf. 122 und 123 vorgestellte Strassen- oder Mauthwage (fr. *pont à bascule*; engl. *weigh-bridge*) ist mit einem gewöhnlichen Gewichtswagbalken versehen. Fig. 15 ist eine Längensicht mit durchschnittener Grube unter der Brücke, durchschnittenen Trägern *S, S* und durchschnittener Decke der Brücke; Fig. 16 ein Grundriss mit theilweise weggelassener Brücke; Fig. 33 ein theilweiser Querdurchschnitt durch die Mitte der Brücke. Fig. 17 — 32 zeigen die hauptsächlichsten einzelnen Verbindungen in doppelter Grösse.

Die Brücke (fr. *plate-forme, tablier*; engl. *table, plate*) besteht aus fünf starken Längerbalken *B*, welche am Ende mit den Querbalken *C, C* durch Schraubenbolzen verbunden sind und über sich die mit Eisen-schienen beschlagene Pfostendecke *A* tragen. Der Schienenbeschlag ist theils längerer Haltbarkeit wegen, theils damit die aufgefahrene Wagen an jeder Stelle in Ruhe bleiben, aufgebracht worden; die Grube (engl. *pit*), innerhalb welcher sie sich einsenken kann, ist am Rande rings mit einem beschlagenen Pfostenkranze *D* ausgelegt. Durch diese Grube gehen die starken Träger *S, S* in der Nähe der schmalen Seiten quer durch, auf welche die Pfannen *a, a* für die Hebel *E, E* aufgesetzt sind. Die Einrichtung dieser Pfannen ist aus Fig. 17 — 19 deutlicher zu sehen. Der Träger *a* ruht mit einer Platte auf *S, S*; auf dieser Platte erhebt sich rechtwinkelig eine zweite *b*, welche die Längerverschiebung der aufliegenden Axe verhindert, und in *a* ist oberhalb die eigentliche harte Stahlpfanne *c* eingeschoben. Die vier Pfannen *c* geben die eigentlichen Stützpunkte für die vier Hebel *E*, von denen je zwei und zwei zu einem dreiseitigen Hebel vereinigt sind, ab. An den Punkten *d, d...* sind in die äusseren Enden der Hebel *E* Schneiden (fr. *couteau*) eingelassen, auf welche sich mit vier an den beiden Querbalken eingelassenen Pfannen die Brücke dann auflegt, wenn sie durch die Hebel getragen werden soll; ausserdem liegt sie in ihrer Ruhelage auf den vier Trägern *U, U...* auf, ohne mit ihren Pfannen die Schneiden *d, d* zu belasten. Die Hebel *E, E* werden an ihrem innern Ende von einer gemeinschaftlichen Klammer *F* umfasst, welche sie durch die Zugstange *G* mit dem horizontal liegenden Hebel *I* verbindet. Die Art der Verbindung mit der Klammer *F* machen Fig. 20 — 22 deutlich, hier sind die Enden von *E, E* in paralleler Lage ausgebogen, mit dem Schraubenbolzen *f* vereinigt, und vorn ist die Schneide *g* an der Platte *e* theils über die Enden von *E, E* aufgeschoben, theils mit zwei Seitenlappen angelegt und durch ein paar Schrauben mit den Hebelenden verbunden. Die Gabel *F* übergreift mit zwei Bogen die Schneiden *g, g* an den Hebelenden.

Der Hebel *I* (fr. *balancier*) ist am Ende seines Lastarmes mit dem Kloben *h* versehen, welcher in Fig. 23 und 24 im grössern Massstabe abgebildet ist; dieser kann über *h*<sub>1</sub> (Fig. 27) weggeschoben und dann mit dem Hebel durch eine aufgeschraubte Schraubenmutter verbunden werden; oberhalb enthält derselbe eine Schneide, um welche sich der untere Haken von *G* legt.

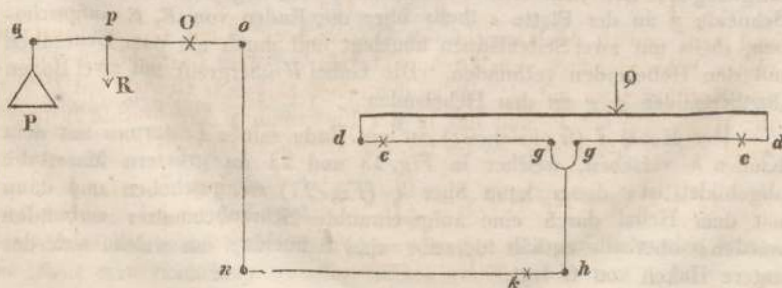


Der Hebel  $I$  hat seinen Drehpunkt in der eingelassenen Axe  $ii$ , welche sich gegen die oberhalb liegenden Pfannen  $k, k$  stemmt; die erstere ist in *Fig. 27* und *28*, die letzteren in *Fig. 25* und *26* im grössern Massstabe vorgestellt. Die Pfannen  $k, k$  sind in Hängearme der Platte  $Y$  eingelassen, welche durch die beiden Schraubenbolzen  $l, l$  gegen den mit dem Grunde fest verbundenen Stein  $H$  verschraubt ist; der letztere darf durch den Druck des Hebels  $I$  nicht gehoben werden. Die sich an  $l, l$  anlegenden Seitenplatten  $m, m$  nehmen die Axe  $ii$  zwischen sich auf und verhindern eine Seitenverschiebung. Bei  $K$  ruht der Hebel  $I$  auf einem eisernen Träger in dem Falle, wenn die Wage nicht spielen soll und in ihrer Ruhelage sich befindet. Das Ende des Krafthebelarmes von  $I$  ist ebenfalls mit einem Kloben  $n$  versehen, welcher dem in *Fig. 23* und *24* abgebildeten ähnlich ist und dessen oberhalb angebrachte Schneide das Ende der Zugstange  $L$  trägt.

Der Wagebalken  $NN$  ist mit  $L$  ebenfalls durch einen Kloben verbunden, ruht bei  $O$  mit seiner Drehaxe auf Lagern, die das bockförmige Gestell  $MM$  trägt, und ist im Punkte  $p$  mit einer verstellbaren Justirwagschale  $R$ , im Punkte  $q$  mit den Schneiden zum Aufhängen der Gewichtswagschale  $P$  und am Ende  $Q$  mit einem Zeiger zur Andeutung des Gleichgewichtszustandes versehen. Aus *Fig. 29—32* ersieht man, dass die Schneiden zum Aufhängen der Gewichtswagschale verstellbar sind;  $r$  zeigt die über beide geschobenen Hebel, von welchen aus der Stab  $s$  geht, an dem  $P$  hängt.

Die ganze Vorrichtung zum Auflegen und Ablesen des Gewichtes befindet sich in einem von dem Brückenraume getrennten Zimmer, von welchem aus man durch das Fenster  $T$  nach der Brücke sehen kann. Soll die Wage etwa beim Auffahren oder Abfahren eines Wagens in den Ruhezustand versetzt werden, so wird unter die Wagschale  $P$  ein Keil geschoben, wobei sich  $L$  so viel senkt, dass sich  $S$  auf den Träger  $K$  und die Brücke auf  $U$  auflegt; dann bleiben allerdings die Hebel  $E, E$  vermöge ihres Uebergewichtes bei  $F$  noch mit den Schneiden  $d$  an den Pfannen der Brücke anliegen, tragen dieselbe aber nicht mehr. Damit beim Auf- und Abfahren eines Wagens die Brücke sich ihrer Längsrichtung nach nicht verschiebe, so sind die Widerhalter  $W$  angebracht, welche sich auf der einen Seite um Bolzen  $Z$  drehen, die in die Wandfläche der Grube unter der Brücke angebracht sind, auf der andern Seite mit den Endpunkten der an die Unterseite der Brücke angeschraubten Stäbe  $X, X$  verbunden sind.

Bezeichnet man für die beiden Hebelsysteme  $E, E$  nach beistehendem Holzschnitt die Lasthebelarme zwischen den Schneiden  $d$  und  $c$  mit  $d$ , die Krafthebelarme zwischen den Schneiden  $c$  und  $g$  mit  $g$  (wobei



vorauszusetzen ist, dass die fünf Unterstützungspunkte eines jeden Hebels in einer horizontalen Ebene liegen), ferner den Abstand der an irgend einem Punkte der Brücke stehenden Last  $Q$  von der Verbindungslinie der rechten Schneiden  $d, d$  mit  $x$ , von den linken Schneiden  $d, d$  mit  $y$ , und den Abstand des Schwerpunktes der Brücke, in welchem ihr Gewicht  $G$  wirkt, von denselben Punkten mit  $x_1$  und  $y_1$ , so erhalten die rechts liegenden Schneiden einen Druck

$$\frac{y}{x+y} Q + \frac{y_1}{x_1+y_1} G = \frac{yQ + y_1G}{x+y},$$

die links liegenden auf dieselbe Art

$$\frac{xQ + x_1G}{x+y},$$

daher die Zugstange  $G$  vermöge der rechts liegenden Schneiden den Druck

$$\frac{yQ + y_1G}{x+y} \cdot \frac{d}{g},$$

vermöge der links liegenden Schneiden den Druck

$$\frac{xQ + x_1G}{x+y} \cdot \frac{d}{g},$$

daher ist der gesammte Druck von der Brücke und Last auf die Zugstange  $G$

$$(Q + G) \frac{d}{g},$$

d. h. wenn das Verhältniss der Hebelarme  $d$  und  $g$  bei den rechts und links liegenden Hebeln  $E, E$  gleich ist, so ist die Gesamtwirkung der Last und Brücke ganz unabhängig von dem Orte, wo die Last auf der Brücke steht, und der Art, wie man das Gewicht der Brücke selbst vertheilt nimmt.

Ist nun  $G_1$  das Gewicht eines Hebelpaares  $E, E$ ,  $g_1$  der Abstand des Schwerpunktes von der Umdrehungsaxe  $ee$ ,  $G_2$  das Gewicht der Zugstange  $G$  nebst Kloben  $F$ , so wird auf den Endpunkt  $h$  des Hebels  $I$  ein Zug ausgeübt, der sich durch

$$(Q + G) \frac{d}{g} - 2G_1 \frac{g_1}{g} - G_2$$

bestimmt. Bezeichnet ferner  $G_3$  das Gewicht des Hebels  $I$ ,  $n$  den Abstand seines Schwerpunktes von  $i$ ,  $h$  die Länge seines Lasthebelarmes,  $n$  die seines Krafthebelarmes und  $G$  das Gewicht der Zugstange  $L$ , so ist der Druck auf  $o$

$$\left[ (Q + G) \frac{d}{g} - 2G_1 \frac{g_1}{g} - G_2 \right] \frac{h}{n} + G_3 \frac{n_1}{n} - G_4,$$

und wird endlich das Gewicht des Wagebalkens  $N$  mit  $G_5$ , der Abstand seines Schwerpunktes vom Drehpunkte mit  $q_1$ , sein Lasthebelarm mit  $o$ , sein Krafthebelarm mit  $q_1$ , das an demselben hängende Gewicht mit  $P$ , das der Wagschale mit  $P_1$  und das in der Entfernung  $p$  angebrachte Justirgewicht mit  $R$  bezeichnet, so ist für den Gleichgewichtszustand:

$$(P + P_1) q + Rp + G_5 q_1 = \left\{ \left[ (Q + G) \frac{d}{g} - 2G_1 \frac{g_1}{g} - G_2 \right] \frac{h}{n} + G_3 \frac{n_1}{n} - G_4 \right\} o,$$



eine Gleichung, welche sich in folgende beide auflösen lässt:

$$P_1 q + R p + G_5 q_1 = G \frac{d h}{g n} o - 2 G_1 \frac{g_1 h}{g n} o - G_2 \frac{h}{n} o + G_3 \frac{n_1}{n} o - G_4 o$$

oder

$$(P_1 q + R p) g n = (G d h - 2 G_1 g_1 h - G_2 g h + G_3 g n_1 - G_4 g n - G_5 g n) o,$$

und

$$P g n q = Q d h o;$$

wird der ersten Gleichung durch Aequilibrirung im unbelasteten Zustande Genüge gethan, dann ist

$$P g n q = Q d h o \text{ oder}$$

$$P : Q = d h o : g n q,$$

d. h. das verjüngte Gewicht wird sich zur Last umgekehrt verhalten wie das Product aus allen Krafthebelarmen zu dem Producte aus allen Lasthebelarmen.

Soll z. B. die hier gezeichnete Wage im Verhältnisse von 1:100 verkleinern, so muss, wenn  $d:g = 2:15$  und  $h:n = 1:8$  ist, das Verhältniss der Arme am Wagebalken, d. h.  $o:q = 3:5$  sein; sollte das Verhältniss des Gewichtes zur Last wie 1:110 sein, so würde unter Beibehaltung der übrigen Hebelverhältnisse  $o:q = 6:11$  sein müssen.

Die oben angegebene Rechnung zeigt übrigens, auf welche Art die Spannung der Zugstangen und der Druck auf die Axen in jeder einzelnen Stelle der Brückenwage berechnet werden kann, eine Ermittlung, welche unter Voraussetzung eines bestimmten Maximums der Last der Berechnung der für die einzelnen Theile erforderlichen Dimensionen vorausgehen muss.

Eine besondere Aufmerksamkeit muss bei Brückenwagen der Art und Weise gewidmet werden, wie die Brücke für die Zeit des Auf- und Abfahrens und überhaupt dann, wenn nicht gewogen werden soll, in die Ruhelage gebracht wird. Im Allgemeinen kann man folgende Einrichtungen wählen:

- 1) Die Brücke wird stets von den Hebeln getragen, und man verhindert ihr Schwanken nur durch Auffangen des untern grossen Traghebels.
- 2) Die Brücke setzt sich auf Unterstützungspunkte auf, die unter ihr liegenden Hebel bleiben aber immer in Berührung mit denselben.
- 3) Die Brücke setzt sich auf, die Hebel werden von ihr dadurch isolirt, dass der Stützpunkt des untern Haupthebels selbst mittels eines Hebels beweglich gemacht ist.
- 4) Die Brücke setzt sich auf, die Hebel werden dadurch abgerückt, dass man den Stützpunkt des obren Wagebalkens hebt oder senkt.

Die Nachteile, welche eine nicht statthabende Isolirung der Hebel von der Brücke mit sich bringt, treten in dem Falle Nr. 1 stärker und zerstörender auf als in Nr. 2; sie bestehen vorzugsweise darin, dass die Pfannen eine geringe Seitenbewegung nach der Richtung der aufzufahrenden Last, d. h. rechtwinkelig gegen die Schärfe der Schneiden haben, und dass die feine Schärfe derselben dadurch abgearbeitet und weggedrückt wird, wodurch nicht nur eine grössere Unempfindlichkeit, sondern auch Unrichtigkeit in der Wage nothwendig entstehen muss. Betragen bei einer Centesimalwage die Hebelarme der unter der Brücke liegenden

vier Traghebel  $0,15^m$  und  $1,5^m$ , so kann eine geringe Verrückung der Schneide schon einen grossen Einfluss üben, eine solche Verrückung ist aber schon bis zu  $0,1525$  statt  $0,15$  beobachtet worden (s. *NADAULT-BUFFON*, *Annales des ponts et chaussées* 1837. I. p. 346 ff.), wodurch sich ein Fehler von 140 Kilogr. bei 10000 Kilogr. erfahrungsgemäss ergab. Die früher beschriebenen Widerhalter können die Abnutzung durch Seitenbewegung zwar geringer machen, aber doch nicht gänzlich aufheben.

Die erste Einrichtung ist durch *Fig. 33* vorgestellt. Die zweite Einrichtung ist durch *DUVERGIER* (*Annales des ponts et chaussées* a. a. O. p. 350) vorgeschlagen worden. Nach demselben sollen vier Ansätze an der Brücke mit 2 Millim. Spielraum sich über vier entsprechenden Kegeln auf den vier Eckpfeilern der Grube befinden, vor dem Auf- oder Abfahren soll die Gewichtswagschale um 0,2 Meter gehoben und dadurch das Aufsetzen der Brücke auf die erwähnten Kegel bewirkt werden (diese Kegel würden etwa auf *UU* (*Fig. 15* und *16*) stehen können). Es scheint allerdings, als würde dieser Spielraum von 2 Millim., ja vielleicht sogar ein Spielraum von 4 Millim. für den beabsichtigten Zweck zu gering sein; wenigstens würde man stets Gefahr laufen, dass beim Wiegen schwerer Lasten die Veränderlichkeit der Dimensionen in der Wage selbst grösser als dieser angegebene Spielraum ist, und dass daher sogar der Fall eintreten könnte, dass sich die Brücke gar nicht von den Unterstützungskegeln abhebt, wenn das eigentliche Wägen beginnen soll.

Die dritte Einrichtung ist, wie sie an einer englischen Mauthwage angebracht ist, in v. *GERSTNER's* Handbuch der Mechanik (Bd. I. S. 205) beschrieben und daselbst in *Taf. 10* abgebildet. Der Drehpunkt *Y* des untern Traghebels (s. *Fig. 33*) ist selbst wieder an einem langen starken Grundhebel befestigt, welcher auf der einen Seite an seinem kurzen Arme seinen festen Drehpunkt hat, auf der andern Seite aber an seinem längeren Arme durch eine mittels Kurbel und Vorgelege bewegte Schraube gehoben und gesenkt werden kann. Die ganze Einrichtung ist so getroffen, dass der Grundhebel durch einen Mann an der Kurbel noch bequem regiert werden kann.

Die letzte Einrichtung endlich scheint die zweckmässigste. *Fig. 16<sup>b</sup>* und *16<sup>c</sup>* (*Taf. 122*) geben eine Darstellung des nach *NADAULT-BUFFON* construirten Hebezeuges. Hier haben *L, o, N, q, P* und *Q* dieselbe Bedeutung wie in *Fig. 33*. Der Aufhängepunkt *O* für den Wagebalken befindet sich an dem Galgen *bc*, welcher sich innerhalb einer an *a* angebrachten Leitung auf- und niederschieben lässt und mit einer Zahnstange versehen ist; in die letztere greift ein Getriebe, welches mit dem Zahnrade *d* an gleicher Axe sich befindet und von dem Getriebe *e* an der Kurbelwelle *f* umgedreht wird. Da sich hier der Galgen ohne besonderen Zeit- und Kraftaufwand um ziemlich  $1^m$  heben und senken lässt, so erlangt die Brücke Freiheit, um fast  $0,1^m$  auf und nieder zu schwingen, und es lassen sich daher die Hebel von der Brücke selbst ganz abrücken, nachdem sich dieselbe auf die Unterstützungen aufgelegt hat. Das letztere erfolgt vermittels zweier in *Fig. 15<sup>b</sup>* abgebildeten Platten. Die Platte *AA* ist an der Brücke, die Platte *B* an einer Seite der Grube befestigt; sobald sich die Brücke aufzusetzen im Begriff ist, treten die Erhöhungen der einen Platte in die entsprechenden Vertiefungen der andern, und es wird dadurch bewirkt, dass während des Auffahrens oder Abfahrens die Brücke gegen ihre Unterstützungspunkte keine Lagenveränderung erfährt.



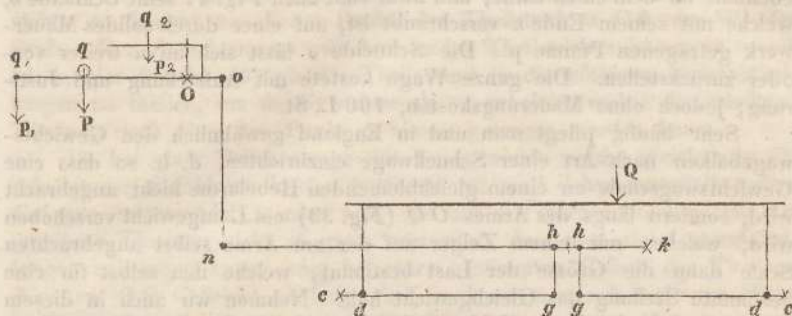
ROLLÉ und SCHWILGUÉ (s. *Brevets Vol. XXXVI. p. 230*) bewirken das Aufsetzen durch Kegel *a* (Fig. 15<sup>c</sup>), welche unten an die Brücke angeschraubt und durch die Köpfe *b* aufgenommen werden, die sich in die Füsse *c* ein- und ausschrauben und dadurch auf die erforderliche Höhe stellen lassen. Zugleich bedienen sich dieselben einer sehr zweckmässigen Vorrichtung zum Arretiren des Wagebalkens während der Zeit, wo derselbe nicht spielen soll. Dieselbe ist in Fig. 15<sup>a</sup> dargestellt. Hier bezeichnet *dd* den Wagebalken, welcher in der gezeichneten Stellung frei spielen kann, bis die beiden Zeiger *h* und *i* zum Andeuten des Gleichgewichts einander gegenüber stehen. Die beiden Quadranten *e* und *f*, welche mit einander im Eingriffe sich befinden und von denen der obere mit dem Handgriffe *g* und dem Zeiger *h* versehen ist, haben auf der Rückseite jeder einen excentrischen Backen, welche in der gezeichneten Ansicht so stehen, dass die beiden kleinen Halbmesser dieser Backen sich in vertikaler Lage befinden und daher dem Wagebalken *dd* Gelegenheit geben, zwischen ihnen sich zu bewegen. Sobald aber *g* in die Stellung *g*<sub>1</sub> gedreht und daher auch *f* um einen Viertelkreis gewendet wird, treten die beiden grösseren Halbmesser der excentrischen Backen in vertikale Lage und schliessen dabei den Wagebalken *dd* so eng zwischen sich ein, dass derselbe am Schwingen verhindert und daher arretirt ist.

Das Hebezeug des Wagebalkens bestand früher bei ROLLÉ und SCHWILGUÉ in einer Schraubenwinde; jetzt wird von denselben ebenfalls eine Zahnstange mit Vorgelegegetriebe angewendet, die Säule *a* und der Galgen werden von denselben aber gewöhnlich von Holz gemacht. Uebrigens sind die Traghebel bei den Brückenwagen von ROLLÉ und SCHWILGUÉ nicht doppelarmig, sondern einarmig, es liegt daher auch der Haupthebel nicht unter ihnen, sondern, wie bei der von DENISON, zwischen ihnen und der Brücke.

Bei der in v. GERSTNER's Handbuch der Mechanik (Bd. I. S. 205) beschriebenen und (Taf. 10) abgebildeten Wage ist die Form der Verbindungsglieder der einzelnen Hebel anders angeordnet als in der oben gegebenen Abbildung; auch ist diese Wage nach dem Principe der Schnellwagen am Gewichtshebelarme mit einem verstellbaren Gewichte versehen. Die Pfannen, auf welchen die dreiseitigen Hebel mit ihren Axen ruhen, sind in der Art ausgeführt, wie Fig. 34 und 35 (Taf. 123) zeigen, und zwar erstere in oberer Ansicht, letztere in vertikalem Durchschnitte, woran die Stossplatten, die eigentliche Höhlung und die Schraubenköpfe der Befestigungsbolzen sitzen. Die Form der Verbindungsstange *G*, welche hier sogleich oben und unten mit den durch die Hebel geschobenen Axen verbunden ist, machen Fig. 36 und 37 in zwei auf einander rechtwinkelig stehenden Ansichten deutlich. Die vier letzten Figuren sind in demselben Massstabe gezeichnet, wie die Detailzeichnungen Fig. 17 — 32, welcher doppelt so gross als der für die Hauptzeichnungen ist. Die Zugstange *L* ist ähnlich wie die vorhergehende Stange hergestellt, sie ist nämlich oben und unten ebenfalls gegabelt, mit einem durch beide Schenkel der Gabel durchgehenden Oehre.

Bei einer Brückenwage, welche DENISON (in *Papers on subjects connected with the duties on the corps of Royal Engineers Vol. IV. p. 204*) beschreibt, und die sich durch ausserordentliche Tragkraft bei verhältnissmässig geringem Gewichte auszeichnet, sind ganz eigenthümliche

Verbindungen angebracht, welche durch bestehenden Holzschnitt und in Fig. 38 -- 41 in acht Theile der natürlichen Grösse dargestellt werden. Die Brückenwage soll von 2  $\mathcal{R}$  bis zu 12 Tonnen wiegen und hat eine Brücke von 13 Fuss Länge,  $7\frac{1}{2}$  Fuss Breite und 2 Zoll Dicke aus



Gusseisen, welche auf zwei eisernen Längsbalken ruht, die wieder durch zwei Querbalken getragen werden. Die Brücke ist unterhalb mit vier Ansätzen  $m$  versehen, welche auf harten Spitzen  $k$  (Fig. 40) ruhen, welche in die vier Hebel  $a, a$  auf die aus Fig. 40 zu ersiehende Art eingesetzt sind. Jeder der vier Hebel  $a, a$ , welche nicht mit einander zu dreiseitigen Hebeln verbunden sind, sondern jeder für sich wirken, hat seinen Lastpunkt zwischen dem Drehpunkte und Kraftpunkte und ist der Leichtigkeit wegen aus einer einzigen, 4 Zoll breiten und  $\frac{1}{2}$  Zoll starken Eisenschiene, welche in der Mitte zusammengebogen und an den beiden zusammengelegten Enden zusammengeschweisst ist, hergestellt, so dass das Ende, welches den grössten Widerstand zu erfahren hat, die aus Fig. 38 bei  $a$  ersichtliche Form annimmt. Zwischen die beiden Schenkel einer solchen Schiene ist nun der Bolzen  $i$  eingeschoben, welcher oben die gehärtete Spitze  $k$  trägt und unterhalb durch die Mutter  $l$  an  $aa$  in der erforderlichen Stellung festgehalten wird.

Weiter nach dem starken Ende zu befindet sich der Drehpunkt eines jeden Hebels in der durch Fig. 38 und 39 dargestellten Art angebracht. Es sind nämlich in den vertikalen Kanten der Grube unter der Brücke starke, in den Winkeln vorspringende Pfeiler eingemauert, in deren jedem sich ein Einschnitt mit den Wänden  $h, h$  befindet. In diese Wände ist ein starker Träger  $g$  mit zwei oben befindlichen Schneiden eingelassen, auf dessen Schneiden die ovalen ringförmigen Bänder  $f, f$  aufliegen. Zwischen diese Bänder ist unterhalb der Stab  $b$  eingeschoben, welcher unter die beiden Schenkel des Hebels  $aa$  untergreift und gegen dieselben durch den eingeschobenen Schraubenbolzen mittels der Deckplatte  $d$  und der Mutter  $e$  fest angeschraubt wird. Beide Befestigungen sind, wie sich aus der Beschreibung ergibt, der Länge des Hebels nach leicht verschiebbar.

Der grosse Traghebel (in Fig. 33 I genannt) muss bei der hier beschriebenen Einrichtung, wo die Brückenhebel einarmig sind, wenn die Verbindungsglieder nicht drückend, sondern ziehend wirken sollen, nicht wie gewöhnlich unter den Brückenhebeln, sondern über denselben und zwischen ihnen und der Brücke liegen, wozu auch bei der verhältnissmässig grossen Höhe der Querbalken unter der Brücke genügender Raum vorhanden ist. Unter der Mitte der Brücke hat dieser grosse Hebel zwei



durchgehende Zapfen, parallel neben einander, welche zu beiden Seiten vorstehen; hierdurch entstehen vier Stützpunkte, welche durch vier kurze Bänder, ähnlich wie  $f$  in *Fig.* 38 und 39, mit den Kraftpunkten der vier Brückenhebel verbunden sind. Dieser grosse Hebel hat seinen Stützpunkt ebenfalls an dem einen Ende, und zwar ruht nach *Fig.* 41 seine Schneide  $o$ , welche mit seinem Ende  $n$  verschraubt ist, auf einer durch solides Mauerwerk getragenen Pfanne  $p$ . Die Schneide  $o$  lässt sich an  $n$  weiter voroder zurückstellen. Die ganze Wage kostete mit Aufstellung und Justirung, jedoch ohne Mauerungskosten, 100 L. St.

Sehr häufig pflegt man und in England gewöhnlich den Gewichtswagebalken nach Art einer Schnellwage einzurichten, d. h. so dass eine Gewichtswagschale an einem gleichbleibenden Hebelarme nicht angebracht wird, sondern längs des Armes  $OQ$  (*Fig.* 33) ein Laufgewicht verschoben wird, welches mit einem Zeiger auf der am Arme selbst angebrachten Scale dann die Grösse der Last bestimmt, welche ihm selbst für eine bestimmte Stellung das Gleichgewicht hält. Nehmen wir auch in diesem Falle an, dass durch ein Hülfsgewicht die Aequilibrirung der leeren Wage erfolge, so wird mit Beibehaltung der vorhergehenden Bezeichnung

$$q = \frac{Q}{P} \cdot \frac{dh}{gn} \cdot o;$$

dem Hebelarme  $q = o$  entspricht daher eine Belastung

$$Q = P \frac{gn}{dh}.$$

Bezeichnet  $\mu$  das Verhältniss, in welchem sich das angehängte Gewicht durch Verhältniss der Hebelarme an der Wage vergrössert, oder das Verhältniss zwischen Kraft und Last für den Fall, dass das Laufgewicht auf dem Scalentheile  $l$  steht, so dass bei einer Centesimalwage  $\mu = 100$  ist, so wird die Grösse des Hebelarmes  $q$  für die Last 1, 2, 3 . . .  $m$  (z. B. Centner)

$$q_1 = \mu \cdot \frac{dh}{gn} \cdot o,$$

$$q_2 = 2\mu \cdot \frac{dh}{gn} \cdot o,$$

$$q_m = m\mu \cdot \frac{dh}{gn} \cdot o,$$

folglich die Grösse eines Scalentheiles der auf  $OQ$  aufzutragenden Eintheilung  $\mu \frac{dh}{gn} \cdot o$ . Soll daher der Hebelarm  $OQ$  bei einer Länge  $l$  mit Anwendung des  $\mu$ mal verjüngten Gewichtes  $P$  überhaupt im Stande sein, die auf der Brücke liegende Last  $m$  (z. B.  $m$  Centner) zu balanciren, so muss die Einrichtung der Wage folgender Bedingung entsprechen:

$$l = m\mu \cdot \frac{dh}{gn} \cdot o.$$

Die Scale selbst aber würde am richtigsten so hergestellt werden, dass man die Wage zuerst leer ins Gleichgewicht bringt, hierauf die Lastenheit, nach welcher die Haupttheilung der Scale fortschreiten soll, also etwa einen Centner, auf die Brücke legt und das Laufgewicht bis zum Einspielen des Wagebalkens auf demselben verschiebt. An die Stelle,

wo der Zeiger des Laufgewichtes steht, kommt dann der Theilstrich 1 zu stehen. Legt man hierauf ein bestimmtes Vielfaches, z. B. das  $m$ fache (10fache oder 50fache) der Last auf die Brücke, verschiebt  $P$  ebenfalls auf dem Gewichtshebel bis zum Einspielen desselben und bemerkt den Punkt, wo für den Gleichgewichtszustand der Zeiger des Laufgewichtes steht, so kommt an diesen Punkt der Theilstrich  $m$  (10 oder 50) der Scale. Der Zwischenraum zwischen beiden Theilstrichen ist nun in  $m-1$  (d. h. hier 9 oder 49) gleiche Theile und in die nöthigen Unterabtheilungen zu theilen, um die Gewichtsscale zu erhalten, wobei die erhaltene Theilung noch über den Punkt  $m$  hinaus getragen werden kann.

Da bei einer Brückenwage mit Laufgewicht, welche gleichzeitig für sehr grosse und kleine Lasten bestimmt ist und daher innerhalb weiter Gränzen angewendet werden soll, die auf die vorher beschriebene Art erhaltene Theilung nicht so gross sein wird, dass man viel Unterabtheilungen anbringen kann, oder bei einer bestimmten Grösse der Theilung der Arm  $OQ$  vielleicht zu lang wird, so kann man sich mehrerer Mittel bedienen, um die Wage dem Bedürfnisse einer genauen Wägung anzupassen, welche auch an der oben beschriebenen englischen Wage angebracht sind. Zunächst kann man nämlich statt eines Laufgewichtes  $P$  deren zwei anwenden, von denen das eine doppelt so viel wiegt als das andere. Ist die Scale für das leichte Laufgewicht eingetheilt, so werden die Theilstriche derselben für das doppelt so schwere Laufgewicht auch in doppeltem Betrage genommen werden müssen, so dass die Theilstriche 1, 2, 3 ... für das letztere die Bedeutung 2, 4, 6 ... haben. Ferner kann man am Ende des Hebelarmes einen Haken anbringen, in welchen beim Wiegen von Lasten, die eine bestimmte Gränze (in dem angegebenen Beispiel 3 Tonnen) übersteigen, ein Hülfsgewicht  $P_1$  (am Ende des Hebelarmes  $q_1$ ) eingehangen wird, welches die Wage stetig mit einem dieser Gränze entsprechenden Gewichte belastet, so dass in dem angegebenen Beispiele nach Einhängung dieses Gewichtes zur Angabe des Laufgewichtes auf der Scale jedesmal noch 3 Tonnen hinzuzurechnen sind. Endlich kann man, um die feineren Unterabtheilungen der Scalentheile genauer als durch Schätzung zu finden, durch das Laufgewicht  $P$  die Last nur in grösseren Abstufungen, also etwa von  $\frac{1}{4}$  zu  $\frac{1}{2}$  oder  $\frac{1}{5}$  zu  $\frac{1}{3}$  Centner dadurch bestimmen, dass man bei einer Wägung das Laufgewicht so lange verschiebt, bis sein Zeiger genau auf den Theilstrich desjenigen  $\frac{1}{4}$  oder  $\frac{1}{5}$  Centners steht, über welchen hinaus die wahre Last nur noch durch einzelne Pfunde ausgewogen werden kann. Um die Bestimmung der einzelnen Pfunde des Uebergewichtes der Last mit voller Sicherheit und Bequemlichkeit vornehmen zu können, ist nach Fig. 42 und nach dem S. 705 stehenden Holzschnitte parallel zu dem grossen Wagebalken  $OQ$  ein kleiner  $w$  angebracht, auf welchem sich das Gewicht  $P_2$  verschieben lässt, während auf dem grossen das Gewicht  $P$  verschoben wird. Ist nun  $P_2 = \frac{1}{10}P$ , so wird auch die Theilung des Wagebalkens  $w$  10mal grösser sein als die des Wagebalkens  $OQ$ , und man wird dann auf dem kleinen Wagebalken  $\frac{1}{10}$  Centner mit derselben Genauigkeit bestimmen als auf dem grossen  $\frac{1}{4}$  Centner. Rückt man das Gewicht  $P_2$  senkrecht über die Schneide  $O$ , wo sein Hebelarm  $q_2 = 0$  wird, so kommt dasselbe wenigstens für den Gleichgewichtszustand ganz ausser Wirksamkeit.

Es bedarf kaum der Erwähnung, dass bei der Bestimmung der bisher erwähnten Laufgewichte  $P_1$ ,  $P_2$  u. s. w. das Gewicht der Klammern,



mit welchen sie auf dem Stabe laufen, mit den Gewichten zugleich gewogen werden muss, so dass der ganze am Stabe verschiebbare Körper zusammengenommen das erforderliche verjüngte Gewicht hat.

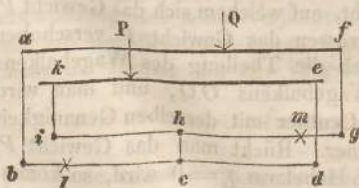
Soll mit einer Brückenwage das Gewicht der Ladung eines Wagens bestimmt werden, so wiegt man erst den belasteten, dann den leeren Wagen und zieht das letztere vom erstern ab. Soll dagegen das Gewicht eines Wagens gefunden werden, welcher zu lang ist, um auf die Brücke gefahren werden zu können, wie z. B. bei Bauholz u. s. w., so wird er erst mit den Vorderrädern und dann mit den Hinterrädern auf die Brücke gefahren; die Summe der beiden erhaltenen Resultate gibt das ganze Gewicht des Wagens.

Die Kosten grosser Brückenwagen (Centesimalwagen) lassen sich aus folgendem Auszug des Preisverzeichnisses von ROLLÉ und SCHWILGÜÉ entnehmen.

Nr.	Tragkraft.	Der Brücke		Ganze Länge.		Preis		Gewicht mit Packung.
		Länge	Breite			mit Holzwerk.	ohne Holzwerk.	
		Ctr.	Fuss.	Fuss.	Fuss.	Zoll.	Fl.	
1.	50	12	6	13	6	800	750	—
4.	100	14	7	15	—	1000	940	—
7.	160	15	7½	15	3	1300	1220	—
9.	200	15	7½	15	3	1500	1420	—
10.	220	16	8	15	6	1625	1545	—
Für zweiräderige Wagen.								
11.	100	7	3	11	3	—	580	20
13.	140	7	3	11	3	—	740	24
Transportable auf Räderwerk.								
14.	30	6	3½	7	9	—	220	9
16.	50	6	3½	7	9	—	300	13

Das Holzwerk wiegt bei den grossen Wagen 16 — 60 Ctr., die Hebel u. s. w. 10 — 20 Ctr. Die Grube muss 3 — 6 Fuss tief werden.

Die Wagen, auf welche C. G. KUPPLER und A. BAUMANN im Jahre 1835 ein Patent in Baiern erhielten (s. Baiersches Kunst- und Gewerbeblatt Jahrg. 1838. S. 521), gehören wenigstens theilweise ihrer Einrichtung nach ebenfalls zu den Brückenwagen. Es liegen denselben vorzüglich zwei verschiedene Hebelverbindungen zu Grunde, von denen die erste durch beistehenden Holzschnitt verdeutlicht wird.



In demselben ist *af* die Lastwagschale, welche durch *ab* und *fg* auf den beiden Hebeln *bld* und *gmi* ruht; auf den entgegengesetzten Seiten tragen diese Hebel durch *de* und *ik* die Gewichtswagschale *ke*; sie haben in *l* und *m* ihre Drehpunkte und sind bei *h* und *c* durch *hc* verbunden. Liegt nun die Last *Q* in den Entfernungen *a* und *f* von den Punkten *a* und *f*, das Gewicht *P* in den Entfernungen *e* und *k* von den Punkten *e* und *k*, werden die Hebelarme *lb*, *lc* und *ld* durch *b*, *c* und *d* und die Hebel-

arme  $mg$ ,  $mh$  und  $mi$  durch  $g$ ,  $h$  und  $i$  bezeichnet, so ist der Druck, den  $Q$  ausübt, auf den Punkt  $a$  oder  $b$ :

$$Q \frac{f}{a+f},$$

daher auf  $c$  und  $h$ :

$$Q \frac{f}{a+f} \cdot \frac{b}{c},$$

auf den Punkt  $f$  oder  $g$ :

$$Q \frac{a}{a+f},$$

daher auf  $k$  und  $c$ :

$$Q \frac{a}{a+f} \cdot \frac{g}{h},$$

folglich der ganze Druck der Last  $Q$  auf den Punkt  $c$  in der Richtung  $ch$ :

$$\frac{Q}{a+f} \left( \frac{bf}{c} + \frac{ag}{h} \right).$$

Ferner ist der Druck, welchen das Gewicht  $P$  ausübt, auf den Punkt  $e$  oder  $d$ :

$$P \frac{k}{e+k},$$

daher auf  $c$  und  $h$ :

$$P \frac{k}{e+k} \cdot \frac{d}{c},$$

auf den Punkt  $k$  oder  $i$ :

$$P \frac{e}{e+k},$$

daher auf  $h$  und  $c$ :

$$P \frac{e}{e+k} \cdot \frac{i}{h};$$

folglich der ganze Druck des Gewichtes  $P$  auf den Punkt  $h$  in der Richtung  $hc$ :

$$\frac{P}{e+k} \left( \frac{dk}{c} + \frac{ei}{h} \right).$$

Soll nun die Wage im Gleichgewichte stehen und weder ein Bestreben sich zu heben noch zu senken besitzen, so müssen die beiden auf  $h$  und  $c$  nach entgegengesetzten Richtungen von  $P$  und  $Q$  ausgeübten Pressungen sich aufheben, es muss also für den Gleichgewichtszustand die Gleichung gelten:

$$\frac{Q}{a+f} \left( \frac{bf}{c} + \frac{ag}{h} \right) = \frac{P}{e+k} \left( \frac{dk}{c} + \frac{ei}{h} \right).$$

Führt man in diese Gleichung die beiden Bedingungsgleichungen ein

$$b:c = g:h \text{ und}$$

$$d:c = i:h,$$

so verschwinden die Grössen  $a$ ,  $f$ ,  $e$  und  $k$  es ist dann also gleichgültig, an welcher Stelle der Wagschale Last und Gewicht liegen, und man erhält die einfachere Gleichung:



$$Q \frac{b}{c} = P \frac{d}{c} \text{ oder } Q \frac{g}{h} = P \frac{i}{h},$$

$$Qb = Pd \text{ oder } Qg = Pi,$$

$$P:Q = b:d = g:i,$$

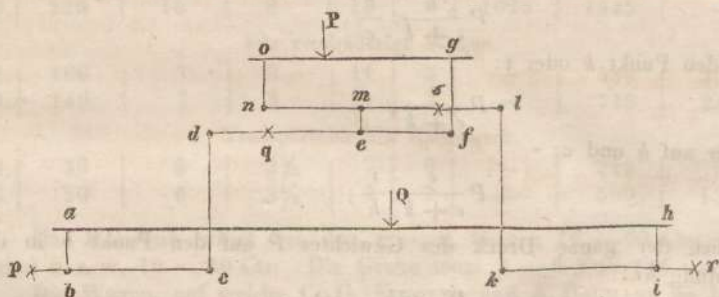
d. h. das Gewicht verhält sich zur Last umgekehrt, wie der Hebelarm des Gewichtes zum Hebelarme der Last an den beiden unteren Traghebeln, es muss daher auch bei den letztern das Verhältniss dieser beiden Hebelarme ein gleiches sein, und ausserdem muss das Verbindungsglied zwischen den beiden Kraftarmen dieser beiden Traghebel so liegen, dass

$$c:h = b:g = d:i$$

wird, d. h. dass die Abstände dieses Gliedes von den Drehpunkten beider Hebel den Lasthebelarmen oder Krafthebelarmen derselben Hebel proportional sind.

Macht man die Hebel  $bd$  und  $gi$  gleich lang, so entsprechen die Punkte  $b, l, c, d$  auf dem einen ihrer Lage nach ganz genau den Punkten  $g, m, h, i$  auf dem andern.

Das zweite Princip, nach welchem die Patentträger Hebel verbinden, und welches für 16 bis 200fache Verjüngung des Gewichtes anwendbar ist, während das erste sich vorzugsweise für 4, 5 und 8fache Verjüngung empfiehlt, jedoch auch bis zu 16 und 20facher Verjüngung angewendet werden kann, ist in beistehendem Holzschnitt dargestellt.



Hier ruht die Lastwagschale  $ah$  durch  $ab$  und  $hi$  in den beiden Punkten  $b$  und  $i$  auf den unteren Traghebeln  $pc$  und  $rk$ ; in den Punkten  $p$  und  $r$  haben die letzteren ihre Drehpunkte und in  $c$  und  $k$  sind sie durch Zugstangen  $cd$  und  $kl$  mit den oberen Traghebeln  $df$  und  $ln$  verbunden, welche bei  $q$  und  $s$  ihre Drehpunkte haben, bei  $e$  und  $m$  durch  $em$  mit einander verbunden sind und in  $f$  und  $n$  durch  $fg$  und  $no$  die Gewichtswagschale  $go$  tragen. Liegt nun die Last  $Q$  auf der Lastwagschale  $ah$  in der Entfernung  $a$  und  $h$  von den Punkten  $a$  und  $h$ , das Gewicht  $P$  eben so auf der Gewichtswagschale  $go$  in den Entfernungen  $g$  und  $o$  von den Punkten  $g$  und  $o$ , bezeichnet man ferner die Hebelarme  $pb$ ,  $pc$ ,  $qd$ ,  $qe$  und  $qf$  mit  $b, c, d, e$  und  $f$ , eben so die Hebelarme  $ri$ ,  $rk$ ,  $sl$ ,  $sm$  und  $sn$  mit  $i, k, l, m$  und  $n$ , so ergibt sich der Druck von  $Q$  auf die Punkte  $a$  und  $b$ :

$$\frac{h}{a+h} Q,$$

auf die Punkte  $c$  und  $d$ :

$$\frac{h}{a+h} \cdot \frac{b}{c} Q,$$

auf die Punkte  $e$  und  $m$ :

$$\frac{h}{a+h} \cdot \frac{b}{c} \cdot \frac{d}{e} Q;$$

auf die Punkte  $h$  und  $i$ :

$$\frac{a}{a+h} Q,$$

auf die Punkte  $k$  und  $l$ :

$$\frac{a}{a+h} \cdot \frac{i}{k} Q,$$

auf die Punkte  $m$  und  $e$ :

$$\frac{a}{a+h} \cdot \frac{i}{k} \cdot \frac{l}{m} Q;$$

folglich der gesammte Druck der Last  $Q$  auf die Punkte  $e$  und  $m$  in der Richtung  $em$ :

$$\frac{Q}{a+h} \left( \frac{bdh}{ce} + \frac{ail}{km} \right).$$

Ferner wird der Druck, welcher durch das Gewicht  $P$  hervorgebracht wird, sich finden lassen für die Punkte  $g$  und  $f$ :

$$\frac{o}{g+o} P,$$

für die Punkte  $e$  und  $m$ :

$$\frac{o}{g+o} \cdot \frac{f}{e} P;$$

für die Punkte  $o$  und  $n$ :

$$\frac{g}{g+o} P,$$

für die Punkte  $m$  und  $e$ :

$$\frac{g}{g+o} \cdot \frac{n}{m} P;$$

daher der gesammte von  $P$  auf die Punkte  $m$  und  $e$  in der Richtung  $me$  übertragene Druck:

$$\frac{P}{g+o} \left( \frac{fo}{e} + \frac{gn}{m} \right).$$

Auf ähnliche Art, wie vorher, wird sich nun wieder folgern lassen, dass sich für den Gleichgewichtszustand die Wirkungen auf  $e$  und  $m$  gegenseitig aufheben müssen, was zu der Bedingungsgleichung für die Einrichtung der Wage führt:

$$\frac{Q}{a+h} \left( \frac{bdh}{ce} + \frac{ail}{km} \right) = \frac{P}{g+o} \left( \frac{fo}{e} + \frac{gn}{m} \right).$$

Macht man hier ähnlich wie vorher

$$b:c = i:k,$$



$$d:e = l:m,$$

$$f:e = n:m,$$

so erhält die Gleichung, da sich auch hier  $a+h$  und  $g+o$  aufheben, die einfachere Form

$$Q \frac{b.d}{c.e} = P \frac{f}{e} \text{ oder } Q \frac{i.l}{k.m} = P \frac{n}{m},$$

$$Q b.d = P c.f \text{ oder } Q i.l = P k.n,$$

$$P:Q = b.d:c.f = i.l:k.n,$$

d. h. es verhält sich das Gewicht zur Last umgekehrt wie die Producte aus den beiden Krafthebelarmen des untern und obern Traghebels zu den Producten aus den Lasthebelarmen derselben, wobei das Verhältniss der Kraft- und Lasthebelarme der entsprechend liegenden Traghebel ein gleiches ist und bei den obern Traghebeln insbesondere die Hebelarme für das zwischen ihnen liegende Verbindungsglied den Last- oder Krafthebelarmen dieser Traghebel proportional sind.

Auch hier werden am besten die beiden Hebel  $pbc$  und  $rik$ , sowie die beiden Hebel  $dqef$  und  $lsmn$  ganz gleich gemacht.

*Fig. 47—49* auf *Taf. 123* stellen eine *KUPPLEN'sche* Brückenwage nach dem ersten System vor, welche bis zu 5 Centner mit 4fach verjüngtem Gewichte wiegen kann, und zwar ist *Fig. 47* die obere Ansicht nach abgehobenen Wagschalen und deren Trägern, *Fig. 48* ein vertikaler Längendurchschnitt, *Fig. 49* eine obere Ansicht, in welcher man halb die beiden Wagschalen, halb die unter denselben liegenden Hebel und Träger sieht. Die einzelnen Drehpunkte sind eben so, wie in dem Holzschnitte, welcher der obern Beschreibung beigefügt ist, benannt. *A* ist die Lastwagschale, *B* die Gewichtswagschale; die erstere ruht auf den beiden Trägern *D*, die letztere auf den beiden Trägern *E*; *CC* ist der die ganze Wage umschliessende Kasten. Die hölzernen Träger *E* ruhen auf den beiden eisernen Querschienen *F* und *G*, auf der einen bei *F* sind sie festgeschraubt, auf der andern liegen sie in Stiften, die eine geringe Bewegung gestatten. Eben so verhält es sich mit *E* in Bezug auf *H* und *I*. *F* und *G* ruhen auf den Schneiden *bb* und *gg*, *H* und *I* dagegen auf den Schneiden *dd* und *ii*.

Die beiden Hebel *KK* und *LL* bestehen aus zwei in Form eines schiefen Kreuzes über einander gelegten Schienen von einer Form, wie sie ungefähr *Fig. 45* und *46* zeigt. Bei *qq* übergreifen sich diese Schienen und bilden hier den Knoten, an der Stelle der weitesten Oeffnung sind sie durch Querstäbe verbunden, bei *m* geht ihre gemeinschaftliche Umdrehungsaxe durch sie hindurch. Bei *r* hat der eine Schenkel des Kreuzhebels eine nach unten gekehrte, der andere eine nach oben gekehrte Schneide. Da nun jeder von den beiden Kreuzhebeln auf die angegebene Art construirt ist, so werden sie, nachdem sie gehörig in einander geschoben an den Punkten *r* so stehen, dass auf der einen Seite (etwa bei *c*, *Fig. 47* und *49*) die beiden Schneiden *r* einander zugekehrt, auf der andern Seite (etwa bei *c*, *Fig. 47* und *49*) von einander weggekehrt sind. An dieser Stelle werden nun die Hebel durch Bügel *M* mit einander verbunden, in welchen sich den Schneiden entsprechende Pfannen befinden. Diese Bügel bewirken die Verbindung beider Kreuz-

hebel in der Art, dass sich dieselben weder von einander entfernen noch einander nähern können; die Patentträger bezeichnen sie mit dem Namen der Compensation.

Bei  $K_1$  und  $L_1$  (Fig. 47) sind an jedem Hebel Balanciergewichte angebracht, oder es ist auch nur ein einziges zum Aequilibriren beider verbundener Hebel angewendet.

Den Gleichgewichtszustand erkennt man an dem Einspielen der Zunge  $n$  mit dem Zeiger  $o$ ; die erstere ist an dem Hebel  $K$ , die letztere an dem Hebel  $L$  angebracht und beide sind durch die Deckplatte der Wage in der Nähe der Gewichtsschale hindurchgeführt. Um das Einspielen beider deutlicher sehen zu können, ist zur Seite der Zungen ein unter  $45^\circ$  geneigter Spiegel  $p$  angebracht, in welchem man das Bild der Zunge und des Zeigers und daher auch ihre gegenseitige Lage deutlich bemerkt.

Schliesslich mag noch auf folgende Einrichtungen verwiesen werden, die dem Verfasser erst nach Vollendung des Artikels bekannt wurden. JAMES HERBERT nahm 1842 in England ein Patent auf eine Brückenwage, bei welcher, wie bei einer Schnellwage, nur ein einziger Hebel vorkommt; die ähnlich wie bei der gewöhnlichen Brückenwage hergestellte Lastwagschale wird gegen die vertikale Gestellwand abgestemmt und parallel zu derselben auf- und abgeleitet (cf. Polytechnisches Centralblatt 1843. Bd. II. S. 257).

In *MOUGEL* und *MOUCHELET*, *mécanique des travaux publics*, Livr. 6, ist eine Schleussenwage (fr. *écluse balance*) nach ROLLÉ'schem System, wie sie bei amerikanischen Canälen zum Wägen der Boote angewendet werden, ferner eine Brückenwage für Eisenbahnen und eine transportable Brückenwage für Eisenbahnen (fr. *chariot à bascule*) abgebildet; durch die letztere Vorrichtung, welche den doppelten Zweck eines Transportwagens und einer Wage erfüllt, soll das Ueberlegen von Gegenständen auf die Wage vermieden werden.

Hülssz.

**Buchdruckerpresse** (fr. *presse typographique*; engl. *printing press*, *manual printing press*). Die Buchdruckerpresse hat lange Zeit in der einfachen Form, welche ihr das erste Bedürfniss sogleich bei ihrer ersten Anwendung gab, fortbestanden, und erst in einer nicht sehr weit zurückliegenden Zeit wurden Verbesserungen mit ihr vorgenommen. Freilich gehörte auch eine überhaupt vervollkommnete Mechanik und eine freiere Beherrschung des Stoffes als früher dazu, um die Unvollkommenheiten der alten Holzpresse zu entfernen, und es hat der Erfindungsgeist der neueren und neuesten Zeit eine schon jetzt schwer zu überschauende Anzahl von Formen hervorgebraht, von denen wir im Folgenden nur dasjenige hier ausführlicher wiedergeben können, was bereits in der Erfahrung als bewährt sich gezeigt hat.

Bis zu Anfang des 17. Jahrhunderts war die Buchdruckerpresse so wie jede gewöhnliche Schraubenpresse eingerichtet, nur dass sie mit einer Vorrichtung versehen war, um die Form unter die Druckschraube zu bringen. Die Arbeit bei einer so gestalteten Presse musste sehr beschwerlich, zeitraubend und unsicher sein, sowie auch eine starke Abnutzung der Lettern nothwendig damit verbunden war.

WILLEM JANSEN BLAEW in Amsterdam soll um das Jahr 1620 zuerst die unvollkommene Presse verbessert und seine Einrichtungen in den Niederlanden und England eingeführt haben. Von ihm rührt der Karren mit aufliegender Form her, die Druckschraube wurde mit einem Bengel



versehen und so angebracht, dass nach vollendetem Bengelzuge eine Feder den Rückgang bewirkte. In dieser Art war die Presse bis ungefähr zu Anfang dieses Jahrhunderts eingerichtet.

1772 machte HAAS in Basel eine Presse bekannt, welche wenig Verbreitung gefunden hat, und die ähnlich wie die Münzpresse mit einem Balancier versehen wurde, dessen Hauptwirkung jedoch am Ende seiner Bahn immer noch den Zug des Arbeiters voraussetzte.

Die Presse, auf welche JOSEPH RIDLEY von der *Society for the encouragement of arts* 1795 eine Belohnung erhielt, scheint eine Hebelpresse gewesen zu sein.

Die Presse, welche sich PROSSER von St. GILES im Jahre 1796 patentiren liess, unterscheidet sich nur durch die über dem Oberbalken und unter dem Unterbalken angebrachten Federn, durch welche die Stärke des Druckes bestimmt werden kann.

Die gesammten Buchdruckerpressen, welche durch die Hand bewegt werden, sollen im Folgenden unter Abschnitten behandelt werden, nämlich 1. Schraubenpressen. 2. Pressen mit gebogenem Keil. 3. Die Kniehebelpressen. 4. Einfache Hebelpressen. 5. Keilpressen. 6. Pressen mit direct einwirkendem Gewichte. 7. Hydrostatische Pressen.

## 1. Schraubenpressen.

Unter diesen ist die Holzpresse die einfachste; sie ist, wie sie gegenwärtig sich in Anwendung befindet, auf Taf. 124 abgebildet. Diese Abbildungen sind nach Exemplaren entworfen, wie sie seit längerer Zeit von JAGODGINSKY in Leipzig gefertigt werden. Fig. 1 ist eine Ansicht von vorn, Fig. 2 von der Seite (mit Weglassung des Farbentisches und aufgeschlagenem Deckel), Fig. 3 ein horizontaler Durchschnitt unmittelbar unter dem oberen Balken *D* (Fig. 1). Fig. 4 und 5 stellen den obern Balken in zwei Ansichten dar, Fig. 6 und 7 die Schraubenmutter, in welcher die Spindel läuft, Fig. 8 und 9 die Bewegung des Wagens oder Karrens mit Band und Zahnstange, Fig. 10 die Spindel, Fig. 11 den Tiegel nebst den Haupttheilen des Schlosses, Fig. 12 die Endansicht des Karrens nebst Befestigung des vordern Bandes (in einer Stellung, welche wegen Mangel an Raum um 90 Grad verwendet ist), Fig. 13 die Kurbelwelle mit Getriebe und Fig. 14 das Fundament von unten angesehen.

Die beiden Wände (fr. *jumettes*, *montants*; engl. *cheeks*) *AA* sind unten in die Füße (engl. *feet*) *BB* eingelassen und oberhalb mit der Krone (fr. *chapeau*, *chapiteau*; engl. *cap*) *C* verbunden; der rechte Fuss ist zuweilen der festen Stellung wegen länger als der in Fig. 2 gezeichnete linke, welcher wegen des Auftrittes nicht so weit nach der Stütze *O*<sub>1</sub> zu vorstehen kann; beide Füße werden wohl auch durch Querhölzer verbunden. Der untere hohe Querbalken *D*<sub>3</sub>, der Druck- oder Unterbalken (fr. *sommier inférieur*; engl. *winter*), ist in dieselben so eingelassen, dass er auf ihnen fest aufliegt und den unandelbaren Widerstand beim Pressen nach unten abgeben kann; er geht entweder mit zwei Zapfen zu beiden Seiten durch die Presswände hindurch und hält durch aussen vorgeschlagene Keile dieselben zusammen, oder ist mit denselben auf die hier angegebene Weise und durch zwei ausserdem noch hindurchgehende Schraubenbolzen verbunden. Bei *A*<sub>1</sub> und *A*<sub>2</sub> haben die Presswände einen Spalt, Schlitz (engl. *mortice*), in welchen der obere Querbalken *D*<sub>2</sub>, der Zieh- oder Oberbalken (fr. *sommier supérieur*; engl.

*head*) eingeschoben werden kann, welcher den Widerstand nach oben herstellen soll. Dieser Balken ist an beiden Enden bei  $D_2$  auf geringere Breite reducirt, um mit zwei Zapfen in den Schlitz eingeschoben zu werden; damit dies aber erfolgen könne, ohne den durch  $AA$ ,  $C$  und  $D_3$  gebildeten Rahmen aus einander nehmen zu müssen, sind die Schlitze in  $AA$  länger als die Höhe von  $D$  fordert, und an dem einen Ende ist an der ganzen Stärke des Balkens  $D$  zu beiden Seiten noch so viel weggenommen, dass  $D$  erst mit den beiden keilförmigen Besatzstücken  $D_1, D_1$  (Fig. 4 und 5) den Raum zwischen  $AA$  vollständig ausfüllt. Nach der ältern Construction reichen die Zapfen des Oberbalkens nicht durch die ganzen Presswände hindurch, sondern bewegen sich in halb eingearbeiteten Schlizen; zugleich ist auch eine Wand der Schlitze so ausgenommen, dass der Oberbalken in horizontaler Stellung eingeschoben werden kann. Es scheint diese Einrichtung weniger bequem als die hier abgebildete und zugleich auch weniger dauerhaft. Ist  $D$  in die durch Fig. 1 angedeutete Lage gebracht und sind die beiden Stücke  $D_1$  durch hier nicht weiter angedeutete Schrauben befestigt, so kann  $D$  mit seinen Zapfen in den beiden Schlitzen in  $A$  vertikal auf und nieder gleiten. Um dies zu verhindern und zugleich für  $D$  einen zwar festen, aber doch etwas elastischen Widerstandspunkt hervorzubringen (den Zug weich zu machen), wird der über  $D$  liegende Theil des Schlitzes  $A_1$  mit Pappstücken ausgefüllt, von deren Anzahl daher auch die Höhe abhängt, bis zu welcher  $D$  für gewöhnlich sich erheben kann. Um das Zurückfallen von  $D$  zu verhindern, werden eben so unter  $D$  in den Schlitz bei  $A_1$  Pappstücke eingelegt oder wohl auch nach der ältern Construction zwei Schraubenbolzen (engl. *headbolts*) durch den Oberbalken geschoben, welche mit ihren unten vorstehenden Köpfen den Oberbalken tragen, oben durch die Krone hindurchgeschoben sind und durch über sie geschraubte Flügelmuttern mehr oder weniger aufgeschraubt werden können, wodurch zugleich der Oberbalken gehoben wird. In der Mitte ist der Ziehbalken  $D$  mit einer cylindrischen Oeffnung durchbohrt, welche die Schraube  $F_1$  der Spindel  $F$  durch sich hindurchlässt, und von unten ist in den Balken  $D$  die messingene Schraubenmutter, *Mater* (fr. *l'écrou*; engl. *nut*)  $E$  eingelassen, deren Form sich aus Fig. 6 und 7 ergibt und welche durch die beiden Schraubenbolzen (engl. *nut-bolts*)  $E_1, E_1$  mit  $D$  fest verbunden wird.

Die Spindel (fr. *arbre*; engl. *spindle*) Fig. 10 wird gewöhnlich aus Eisen gefertigt, und mit einer drei- oder viergängigen flachen Schraube (engl. *worm*) von einer solchen Steigung versehen, dass durch eine Viertelkreisbewegung des Bengels der Tiegel um die erforderliche Höhe herunterrückt. Die messingene *Mater* kann gleich über die an die Spindel geschnittene Schraube weggegossen werden. Das untere Ende der Spindel ist mit einem vierseitigen Loche versehen, in welches der obere Theil des Zapfens  $F_1$  eingeschoben ist. Dieser Zapfen (fr. *pivot*) besteht aus geschmiedetem Eisen und ist an seiner nach unten gekehrten Spitze (fr. *pointe*; engl. *toe*), mit welcher er auf der Pfanne (fr. *grenouille*)  $G_2$  im Mittelpunkt des Tiegels  $G$  ruht, stark verstählt. Der Tiegel (fr. *plattine*; engl. *platten*, *plattin*)  $G$  wurde sonst wohl aus Holz, z. B. Mahagony, nachher aus Messing gemacht, ist aber am wohlfeilsten und besten aus Gusseisen mit abgehobelter unterer Fläche (engl. *face of the platten*) herzustellen. Er ist bei Holzpressen gewöhnlich nur so gross, dass er die halbe Form bedeckt und der Abdruck der ganzen Form ein doppeltes Anziehen des Bengels bedingt, wobei der Wagen einmal halb, das andere



Mal ganz eingefahren wird; grössere Tiegel setzen einen viel breiteren Unterbalken voraus und eignen sich für Holzpressen nicht, die immer mehr in sich selbst nachgeben, als eiserne. Bei  $G_1$  ist um die eingesezte Stahlpfanne herum ein erhöhter Wulst angebracht, welcher eine Art Behälter bildet, in welchem sich ein Vorrath von Oel aufhält, durch welchen der Zapfenspitze ein sanfter Gang gesichert bleibt.

Eine drehende Bewegung der Spindel soll nur eine auf- und niedersteigende Bewegung des Tiegels zur Folge haben. Es muss daher eine entsprechende Verbindung zwischen Tiegel und Spindel angebracht werden, durch welche der Tiegel in den Stand gesetzt wird, der vertikalen Bewegung der Spindel zu folgen, und eine Leitung vorhanden sein, durch welche der Tiegel verhindert wird, sich zu drehen. Den ersten Zweck erfüllt das Schloss allein, den zweiten in Verbindung mit der Brücke (fr. *la tablette*; engl. *till, shelf*). Das Schloss besteht nach einer der besten Einrichtungen aus dem Querriegel  $H_1H_1$  (Fig. 1, 3 und 9), welcher, um über einen cylindrisch abgedrehten Theil der Spindel oberhalb  $F_3$  gelegt werden zu können, aus zwei Theilen zusammengesetzt ist und durch die Vorstossscheibe  $F_3$  getragen wird, ferner aus den vertikal heruntergehenden Schlossstangen  $HH$ , welche unterhalb in Bügel (Fig. 9 und 2) auslaufen, und oben durch angeschnittene Schrauben mit dem Querriegel  $H_1H_1$ , unten aber durch vier Schraubenbolzen mit dem Tiegel verbunden sind. Um die untere Ebene des Tiegels genau horizontal und parallel mit der Oberfläche des Fundamentes justiren zu können, sind die Schlossstäbe unten zu vier Befestigungspunkten ausgebogen, was offenbar vortheilhafter ist, als die wohl auch zuweilen vorkommende Einrichtung, vier Schlosstäbe in die Höhe zu führen; damit aber die untere Ebene des Tiegels sich in jeder Stellung parallel bleibe, müssen die Schlossstäbe parallel zur Spindelaxe liegen und die obere Fläche der Vorstossscheibe  $F_3$  genau rechtwinkelig gegen die Axe der Schraubenspindel  $F$  abgedreht sein. Die Brücke  $II$  besteht aus einem Pfostenstück; sie ist in die Presswände zu beiden Seiten mit Zapfen eingelegt, nachdem man sie durch einen in die Wände horizontal hergestellten Spalt hindurchgeschoben hat; in diesen Spalt werden dann Keile eingeschoben, welche die Brücke in ihrer Lage erhalten. Sie hat drei Oeffnungen, eine cylindrische in der Mitte, welche dem Untertheile der Spindel, und zwei vierseitige zu beiden Seiten derselben, welche den vierkantigen Schlossstäben  $HH$  zur Leitung dienen; diese Oeffnungen sind zur Erhaltung eines sanften Ganges und Verhinderung des Ausschleifens mit Eisen ausgebüchert oder mit Messingblech ausgefütert. Es ergibt sich nun leicht ohne weitere Erklärung, wie durch die feststehende Brücke eine Drehung des Schlosses und Tiegels verhindert wird, ohne dass sie die auf- und niedersteigende Bewegung des Schlosses und der Spindel hemmt. In Fig. 11 sind die vier Justirschrauben deutlich zu sehen, durch welche die aufgebogenen Schlossstäbe mit dem Tiegel verbunden werden; die Schraubenspindeln werden entweder in den Tiegel eingegossen oder eingeschraubt, und dann unter die gelochten Stabenden mehr oder weniger untergelegt, wenn eine Veränderung in der Lage der untern Tiegelfläche erfolgen soll.

Eine andere Einrichtung des Schlosses ist in PRECHTL's technologischer Encyclopädie Bd. III. S. 362 beschrieben und abgebildet; hier gehen von dem Querriegel  $H_1H_1$  aus ebenfalls zwei Schlossstangen herunter, welche unter der Brücke wieder mit einem die Spindel umschliessenden Querriegel verbunden sind, und von denen jede unten in zwei sich nach

aussen aufbiegende Haken verläuft; an dem Tiegel sind oben vier hornartig vorstehende Arme angegossen, von denen jeder einem der vorher erwähnten Haken gegenübersteht und mit ihm durch eine Schnur zusammengebunden wird; durch Nachlassen oder Anziehen der Schnüre lässt sich der Tiegel ebenfalls senken oder heben. — Ein noch älteres Schloss ist in *T. C. HANSARD Typographia* p. 558 abgebildet; es besteht aus einem vierkantigen Holzblocke, die Büchse (engl. *hose*), von etwa 5 Zoll Seitenlänge und 10 Zoll Höhe, dieser ist in der Mitte in vertikaler Richtung ausgebohrt und nimmt den untern Theil der Spindel in sich auf. Die Verbindung der Büchse mit der Spindel erfolgt durch halbmondförmige Vorsteckeisen (engl. *garters, half-moon garters*), welche durch einen horizontalen Schlitz des Holzblockes hindurchragen, in eine Spur der Spindel eingreifen und in ihrer Stellung durch aussen angesetzte Schraubenbolzen erhalten werden. Unterhalb ist an die Büchse ein vierseitiger Schuh angeschraubt, welcher an den vier Ecken Haken (engl. *hose hooks*) hat, durch welche die Verbindung mit den vier Armen (fr. *corners*) des Tiegels auf ähnliche Art wie vorher erfolgt. Die vierseitige Büchse geht durch eine vierseitige Oeffnung in der Brücke und bewirkt dadurch die stets parallele Stellung des Tiegels.

Bei  $F_2$  ist die Spindel mit einem oder zwei nach rechtwinkliger Richtung durchgehenden Löchern versehen, durch welche der Zapfen des Pressbengels (fr. *barreau*; engl. *bar*)  $K$  hindurchgeschoben werden kann. Dieser Zapfen läuft hinten in eine Schraubenspindel aus, um durch eine Mutter fest gegen die Spindel angezogen werden zu können, oder ist mit einem Keilloche versehen, durch welches ein Vorsteckkeil eingeschoben wird; der Bengel selbst besteht aus einem vierkantigen Eisenstabe, an welchen vorn die hölzerne Bengelscheide (fr. *manche*; engl. *handle*)  $K_1$ , die etwas conisch zuläuft, angeschoben wird, um der Hand des Arbeiters einen bequemen Angriffspunkt zu gewähren; das äusserste Ende des Bengels ist ausserdem gewöhnlich noch mit der messingenen Schwungkugel  $K_2$  versehen. An der von dem Standorte des Druckers abgewendeten Presswand sind die beiden Klammern  $L, L_1$  (Fig. 1, 2 und 3) befestigt, durch welche das Holzstück  $L$ , die Schnalle (engl. *catch*), hindurchgeschoben und durch vorgeschlagene Keile erhalten wird. Diese Schnalle hat die Bestimmung, den Bengel in seiner Ruhelage zu halten und zu stützen, und kann daher auch in den Klammern leicht etwas höher oder tiefer gestellt werden. Da der Bengel gegen dieselbe einen gewissen Druck ausübt, so wird er mehr durch die Reibung zurückgehalten und am Rückgange verhindert; man trifft daher wohl auch die Gewohnheit, die Schnalle, statt wie gewöhnlich unter dem Bengel anzubringen, so dass derselbe auf ihr ruht, über denselben zu legen und sie so abzuschrägen, dass beim Auftreffen der Bengel mit Reibung an ihr geht.

Bei feinem und gleichartigem Drucke muss der Bengel längere Zeit in seiner pressenden Stellung erhalten werden; da dies dem Drucker für längere Zeit beschwerlich fällt, so empfiehlt in diesem Falle WILLIAM SAVAGE (*Dictionary of the art of printing* 1841 p. 162) eine Schnalle mit Widerhaken, welche auf Taf. 133 in Fig. 128 abgebildet ist; sie besteht aus einem ausgeschnittenen Bretstück, das frei beweglich an der einen Presswand angebracht ist, und an seinem hintern Ende durch eine Schnur von dem Bengel abgezogen werden kann, während es mit seinem vorderen Haken über den Bengel fällt und denselben fasst.



Die abzudruckende Form muss ausser der Stellung unter dem Tiegel vor und nach jedem Drucke noch eine zweite Stellung ausserhalb der Presswände einnehmen können, damit sie vor dem Drucke geschwärzt und mit dem Bogen bedeckt werden könne und damit sich nach dem Drucke der bedruckte Bogen leicht wegnehmen lasse. Es wird zu dem Ende die Form auf ein bewegliches Gestell, den Karren (fr. *train*; engl. *carriage*) gesetzt, welcher sich auf einer Bahn, dem Roste, vermittels einer Kurbel, Scheibe und Bändern oder Getriebe und Zahnstange leicht aus- und einfahren lässt.

Der Rost (fr. *berceau*), auch häufig uneigentlich Karren (engl. *carriage*) genannt, ist ein hölzernes rahmen- oder kastenförmiges, wohl auch rostförmiges Gestell, welches aus den beiden äusseren Balken  $M_1, M_1$ , den beiden inneren Balken  $M, M$  und zwei an beiden Enden mit diesen vier Balken verzapften Querbalken (fr. *poutrelles*)  $M_2, M_2$  besteht. Der vordere Querbalken ruht auf dem Querholze  $O$  und dieses auf der vordern Stütze (engl. *fore-stay*)  $O_1$ , der hintere Querbalken ist mit den Stützen  $N, N$ , die ebenfalls in die Füsse  $B, B$  eingezapft sind, verbunden; zwischen den Presswänden ruhen  $M, M$  und  $M_1, M_1$  auf dem Unterbalken  $D_3$  auf. Der ganze Rost muss genau in horizontale Lage gebracht und in derselben erhalten werden.  $M, M$  sind oberhalb mit Eisenschienen (engl. *ribs*)  $M_3, M_3$  belegt, welche die Bahn für das Laufbret bilden und auf  $M$  durch Schrauben mit versenkten Köpfen festgehalten werden.

Der eigentliche Karren, d. h. die Vorrichtung, durch welche die auf ihr liegende Form aus- und eingefahren wird, besteht aus dem Laufbrette, dem Kranze und dem Fundamente; das Laufbret (fr. *la table*; engl. *plank*)  $P_3$  ist eine starke Pfoste, welche unterhalb, den beiden Eisenschienen über  $M, M$  entsprechend, auf jeder Seite mit vier oder fünf Klammern (engl. *cramps*)  $P_2$  versehen ist, die sich auf die Schienen aufsetzen und auf denselben beim Aus- und Einfahren des Wagens mit geringer Reibung hinzugleiten bestimmt sind. Diese Klammern sind nach ihrer Bewegungsrichtung zu unten abgerundet, nach der Richtung quer über den Wagen herüber haben sie vorstehende Flanschen mit Löchern, durch welche sie an das Laufbret angeschraubt werden können, wie dies namentlich *Fig. 1, 2* und *12* deutlich zeigen. Um den Wagen an Seitenschwankungen, am Schleudern, zu hindern, kann man den beiden ersten und den beiden letzten Klammern an der einen Seite Vorsprünge geben, mit welchen sie über die Eisenschienen hinuntergreifen, oder man lässt wohl auch, wie es hier in *Fig. 1* gezeichnet ist, die beiden Seitenbalken  $M_1, M_1$  mit einem Theil ihrer Höhe aussen über das Laufbret  $P_3$  hervortreten.

Auf dem Laufbrette und mit demselben fest verbunden ruht der Kranz (fr. *coffre*; engl. *coffin*)  $P$ , ein aus vier starken Pfostenstücken zusammengesetzter Blindrahmen, in dessen inneren Raum wohl noch Futterhölzer eingelegt werden, auf welche sich das Fundament (fr. *marbre*; engl. *press-stone*)  $Q$  aufsetzt. Das letztere ist dazu bestimmt, der Unterfläche der Typen zu unmittelbarer Unterstützung zu dienen, und hat daher eine vollkommen ebene Oberfläche. Das Fundament wird in neuerer Zeit vorzugsweise aus oben abgehobeltem Gusseisen hergestellt, dem man die erforderliche Steifigkeit durch unten angegossene Ribben gibt, wie dies *Fig. 8* und *9* im Durchschnitt, *Fig. 14* in der untern Ansicht zeigen; früher wendete man hölzerne Fundamente an, welche aber der Veränderlichkeit zu sehr unterworfen sind, als dass man feine Arbeit von ihnen

erwarten könnte; steinerne Fundamente, am besten aus Marmor, welche durch ein Bett von Sägespähnen zwischen dem Kranze auf dem Laufbrette eben erhalten werden, sind der Gefahr des Springens ausgesetzt. Die Oberfläche des Fundamentes liegt in gleicher Höhe mit der Oberfläche des Kranzes; in den letzteren sind, um zu verhüten, dass er beim Feststellen der Form aus einander getrieben werde, an den Ecken vier Winkeleisen eingelegt und mit den vier Rahmenstücken verschraubt, und auf diese oder gleich an die Aussenseite des Rahmens sind die eisernen Winkel (fr. *cornières, cantonnières*; engl. *corner-iron*)  $P_1$  festgeschraubt, welche über die Oberfläche des Kranzes vorragen und zum Feststellen der aufgelegten Form (engl. *chase*) durch eingeschobene Holzkeile dienen. Durch eine Befestigung der Winkel nach Fig. 1, 2, 3 und 8 erhält der Kranz auch schon eine solche Festigkeit, dass die vorher erwähnten in die Ecken versenkten Winkeleisen erspart werden können.

Um den Karren oder Wagen aus- und einfahren zu können, ist die Kurbelwelle (engl. *axis, spit*)  $T$  unter dem Roste angebracht; sie ruht in Lagern  $T_2, T_2$ , die an den beiden äusseren Längsbalken des Rostes unten angeschraubt sind, und ist auf der linken Seite mit der Kurbel (engl. *winch*)  $T_1$  in der Mitte, unter der Mitte des Laufbretes mit der Riemenscheibe  $S_1$  (Fig. 8 und 12) versehen. Auf dieser breiten Riemenscheibe (engl. *wheel, girth barrel*) sind rechts und links zwei Riemen oder Bänder  $R_1$  befestigt, welche nach dem vordern Ende des Laufbretes geführt und bei  $R_2$  durch ein unten gegen  $P_3$  geschraubtes Blech oder durch eine um eine angebrachte Klammer gezogene Schleife mit dem Laufbrette verbunden sind; zwischen denselben ist der Riemen oder das Band  $R_3$  befestigt, welches hinten bei  $R_4$  mit dem Laufbrette so verbunden ist, dass es mit Leichtigkeit beim Schlaffwerden gespannt werden kann, wodurch ein todter Gang der Kurbelwelle verhindert wird. Zu dem Ende bewegt sich eine kleine Walze, über welche das Band gezogen und an welcher es befestigt ist, in einem unten an das Laufbrett angeschraubten Lager, und ist am Ende des einen Zapfens mit einem vierkantigen Ansatz zum Aufsetzen eines Schlüssels und ausserdem mit einem Sperrzahnrad versehen, in welches ein federnder Sperrkegel fällt, der die Zurückdrehung der Walze hindert und dadurch das Band  $R_3$  gespannt hält. (Eine genauere Darstellung der einzelnen Theile enthält die Abbildung der HOFMANN'schen Presse Taf. 126.) Die Befestigung mit drei Bändern ist natürlich der mit zwei Bändern oder Schnuren vorzuziehen, da bei der letzteren beim Aus- und Einführen stets ein schiefer Abzug, d. h. ein Bestreben, den Karren aus seiner parallelen Lage zu bringen, entstehen muss. Der Durchmesser der Riemenscheibe muss so gewählt werden, dass bei einer vollen Umdrehung sich eine Riemenlänge aufwickelt, welche der halben Länge der Form entspricht, damit der Arbeiter leicht die Stellungen der Kurbel in den Griff bekommen kann, bei welchen die Form mit der einen oder andern Hälfte unter den Tiegel gefahren ist. Aus der Lage der Kurbelwelle ergibt sich zugleich, weshalb das Laufbrett länger als der Kranz sein muss, damit man die Form mit dem hintern Ende ganz unter den Tiegel bringen könne. Diese Verlängerung des Laufbretes über den Kranz hinaus ist häufig dazu benutzt worden, durch zwei Säulen mit einem darübergelegten Querstück einen Galgen (fr. *chevalet*; engl. *gallows*) zu errichten, auf welchem der aufgeschlagene Deckel seinen Stützpunkt findet, doch hat man auch in neuerer Zeit diesen Galgen durch eine elegantere Einrichtung am Deckel



entbehrlich gemacht; diese letztere ist hier gezeichnet und daher der Galgen weggelassen worden. Dieser Galgen oder Deckelstuhl besteht aus einem auf zwei Stützen stehenden Querstück; nach deutscher Einrichtung sind diese Stützen nach aussen, an der englischen Presse nach innen geneigt.

Eine andere Bewegungsvorrichtung für den Karren, nämlich mit Zahnstange und Getriebe, stellen *Fig. 1, 2, 3, 9* und *13* in den verschiedenen Ansichten und im Durchschnitte vor. Hier ist die Kurbelwelle *T* (*Fig. 13*) mit einem Steckengetriebe *S* versehen, welches in eine an *P*<sub>3</sub> in der Mittellinie befestigte Zahnstange *R* eingreift. Damit die Zähne beim Aus- und Einfahren nicht durch den vordern und hintern Querriegel gehemmt werden, sind dieselben bis zur erforderlichen Tiefe ausgenommen.

Um das Laufbret in seiner äussersten Stellung aufzuhalten, sind am Ende der beiden Balken *M*, *M* die Eisen *M*<sub>1</sub>, *M*<sub>2</sub> angeschraubt, gegen welche das Laufbret anstösst.

Um der Presse eine möglichst geringe lichte Weite zu geben, werden zuweilen die Presswände näher gerückt, als hier gezeichnet worden ist, und an den Stellen, wo der Wagen durch dieselben hindurch geht, bei *AA* (*Fig. 1*) auf der innern Seite ein Stück ausgenommen.

Der Deckel (fr. *grand tympan*; engl. *outer tympan*) *U*, welcher den Bogen zu halten, auf die Form zu führen und die Vermittelung zwischen Bogen und Tiegel zu bilden bestimmt ist, besteht aus zwei in einander eingelegten Rahmen, dem eigentlichen Deckel, grossen Deckel, und dem kleinern Deckel, Einlegdeckel, Tympan. Beide bestehen entweder ganz aus zusammengesetzten Eisenstäben, oder es sind bei denselben drei Seiten aus Holz (Weissbuche) zusammengesetzt mit an den Verbindungsstellen eingelegten Winkeleisen, und nur die vierte Seite, welche unter dem Tiegel weggeführt wird, die Stange, besteht, um eine möglichst geringe Höhe zu haben und durch dieselbe den Tiegel zu möglichst geringer Erhebung zu veranlassen, aus einer Eisenschiene. Beide Deckel werden mit einem straff angespannten Ueberzuge von Pergament, oder dichter fester Leinwand, oder wollenem oder Seidenzeuge versehen, und nehmen zwischen sich den Filz auf, welcher den Druck des Tiegels auf den Bogen überträgt und seiner Beschaffenheit nach sich vorzüglich nach den Verhältnissen der Typen richten muss. Um den Einlegdeckel an den grossen Deckel zu befestigen, hat der erstere an jeder Seite seiner oberen Fläche zwei Stifte, um welche sich Haken, die an dem grossen Deckel befestigt sind, herumschlagen, wie es *Fig. 3* deutlich zeigt. Um den Deckel auf- und zuschlagen zu können, ist derselbe mit dem Kranze entweder durch gewöhnliche Charniergelenke oder besser so, wie es *Fig. 1, 2, 3, 8, 9* und *12* zeigen, verbunden; es werden nämlich an den Kranz die Stücke *V, V* durch Druckschrauben, die in Schlitzten gehen, so befestigt, dass die oberhalb in *V* eingeschraubten Schraubenspindeln *V*<sub>2</sub>, *V*<sub>2</sub> etwas höher als die Oberfläche der Typen zu liegen kommen und dass die durch *V*<sub>2</sub>, *V*<sub>2</sub> hindurchgelegte Mittellinie parallel mit der Oberfläche des Fundamentes liegt. Die Schrauben *V*<sub>2</sub>, *V*<sub>2</sub> sind äusserlich mit verstärkten Spitzen versehen, welche sich in entsprechende Löcher auf der Innenseite der Schenkel des Deckels versenken und dadurch die Umdrehungsaxe für den Deckel bilden; um aber diese Schraubenspindeln aus- und einschrauben zu können, sind sie an dem andern Ende mit vierkantigen Köpfen versehen, über welche ein Schlüssel geschoben werden kann, und damit sie nicht aus der einmal angewiesenen Stellung weichen und sich zurückdrehen,

sind über dieselben noch die Gegenmuttern  $V_1, V_1$  weggeschraubt, welche fest an  $V V$  angeschraubt werden. Die Schenkel des Deckels  $U$  sind über den Drehpunkt hinaus in einem Winkel um die Stücke  $U_1$  verlängert, welche sich beim Aufklappen des Deckels an die Stirnseite der Winkel  $P_1$  anlegen und dadurch ein weiteres Zurückschlagen des Deckels ebenso verhindern, wie der bereits vorher erwähnte Galgen.

Um den einmal bedruckten Bogen in verwendeter Lage wieder so auf den Deckel legen zu können, dass der Widerdruck genau den Schön-druck bedeckt, sind an dem Deckel noch die Punkturen, Punkturspitzen (fr. *pointures*) angebracht, d. h. zwei in der Mittellinie des aufgelegten Bogens und (wenn er auf die Form gedeckt ist) genau in der Mittellinie der aufgesetzten Form stehende Stahlstifte, die an längeren Armen sitzen und mittels derselben durch ein paar Druckschrauben mit dem Deckel verbunden werden. Um diese Punkturen in die von dem zu druckenden Formate abhängende richtige Lage bringen zu können, sind in den beiden langen Schenkeln des grossen Deckels ein paar Schlitze  $U_2, U_2$  (Fig. 3) angebracht, durch welche die Punkturschrauben hindurchragen.

Endlich ist zum Festhalten des auf dem Deckel liegenden Bogens noch ein eisernes Rähmchen (fr. *frisquette*; engl. *frisquet*)  $W$  vorhanden, welches mit einem Ueberzug von starkem Papier versehen wird, in das überall da Löcher eingeschnitten sind, wo der zu druckende Bogen mit der geschwärtzten Form in Berührung kommen soll, welches aber an allen den Stellen den Bogen überdeckt, dadurch festhält und vor Beschmutzung schützt, wo der Bogen nicht bedruckt werden soll und wo sich in der Form Stege, leere Räume u. s. w. befinden. Diese Ausschnitte in dem Ueberzuge des Rähmchens ändern sich daher mit jedem Formate, sie ändern sich aber auch häufig mit jedem Bogen, da auf demselben zuweilen Theile von Columnen ganz ohne Typen sind. Das Rähmchen steht an dem einen Ende durch ein Charnier mit dem obern Ende des Deckels in Verbindung, an dem andern Ende legt es sich bei  $W_1$  an einen gewöhnlich von der Decke herunter hängenden Stab, den Himham, an, um nicht zu weit sich zurückzuschlagen; es kann aber auch das Charnier, durch welches es mit dem Deckel verbunden ist, so eingerichtet werden, dass es sich nur bis zu einem bestimmten Punkte öffnen kann und bei diesem Punkte durch einen Vorstoss an fernerm Aufschlagen gehindert wird.

In Fig. 1, 3 und 12 ist Deckel und Rahmen geschlossen, in Fig. 2 geöffnet, und in Fig. 8 und 9 geöffnet und abgeschnitten gezeichnet. Es zeigt sich, dass der Rahmen innerhalb der Winkelleisen  $P_1, P_1$  noch Platz findet, dass er aber, da die Form sich über die Oberfläche des Fundamentes erhebt, etwas unter die Oberfläche der Form hinunter greifen kann; er tritt aber noch mehr über diese Oberfläche oben vor, da der Tiegel nicht über die Schenkel des Rahmens hinweggreift, sondern nur die von der bespannten Fläche des Rahmens bedeckte Form übergreift. Zum leichten Oeffnen des Rähmchens ist an demselben wohl noch eine über  $U$  etwas herausstehende Nase angebracht, und damit das Rähmchen in zugeschlagerener Stellung verharre, ist an dem untern Querstabe von  $U$  eine Schnalle vorhanden, die sich über das zugeklappte Rähmchen weg-drehen lässt.

Bei  $X$  (Fig. 2) ist an der Presse ein Kasten, und bei  $Y$  (Fig. 1) der in Fig. 2 nicht mit gezeichnete Farbetisch angebracht.



Sehr ausführliche Abbildungen der Holzpresse in allen einzelnen Theilen enthält: *J. JOHNSON'S Typographia, or the printers instructor*. 1824. Vol. II. p. 504 und *T. C. HANSARD' Typographia*. 1825. p. 500. Am letzteren Orte ist auch HANSARD'S Patentrahmen nachzusehen, welcher zum Umlegen eingerichtet ist und das Bedrucken eines Bogens auf beiden Seiten hinter einander zum Zweck hat.

Die Holzpresse von GEORG JÖNTZEN in Bremen, welche gleichzeitig für Buch-, Stein- und Kupferdruck dient (*Journal für Buchdruckerkunst* 1836. S. 70), hat einen durch zwei Schrauben höher und tiefer zu stellenden Oberbalken, gusseisernen Tiegel und gusseisernes Fundament; das letztere ist länger als gewöhnlich, läuft auf drei Bahnen und wird durch zwei Zahnstangen, in welche Getriebe eingreifen, stets parallel vorwärts bewegt; diese Getriebe werden von der Kurbelwelle aus durch Vorgelege in Bewegung gesetzt, wenn die Presse für Stein- und Kupferdruck dienen soll, sonst ohne Vorgelege. Im ersteren Falle wird der Tiegel gehoben und unter denselben eine starke Druckwalze angeschraubt, deren Oberfläche sich auf dem darunter hinbewegten Fundamente abwickelt.

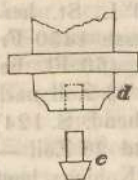
Bei der gewöhnlichen Holzpresse gehören zum Abdruck einer Form, welche einen Bogen begreift, zwei Bengelzüge, der mittlere Theil des Satzes erhält daher zwei Pressungen hinter einander, der übrige nur eine einzige, was eine Verminderung der Gleichförmigkeit des Abdrucks zur Folge hat, abgesehen von dem mit dem doppelten Bengelzuge und der dazwischen stattfindenden Bewegung des Karrens verbundenen Zeitaufwande.

Diesem Uebel sollte zuerst die von Frankreich aus verbreitete Apollopresse abhelfen, bei welcher der Tiegel von Eisen und unten vollkommen eben abgedreht oder abgehobelt war und die ganze Form bedeckte; das Fundament war aus Messing, der Druck wurde ähnlich wie bei einem Pumpenhebel mit beiden Händen auf einen zur Seite der Presse in vertikaler Ebene sich bewegenden Drückel ausgeübt, welcher durch Zugstangen mit einem Druckhebel verbunden war und durch diesen und die Spindel den Druck auf den Tiegel ausübte.

Die Unvollkommenheiten der Holzpresse, vermöge welcher sie für einen Abdruck der Form zwei Bengelzüge verlangt, beruhen theils in der minderen Festigkeit und dem Nachgeben des Holzgestelles, theils auch in der durch die einfache Schraube hervorgebrachten gleichmässigen und keiner Steigerung fähigen Kraft. Beiden Unvollkommenheiten wurde in solcher Vollendung durch die Stanhope'sche Presse abgeholfen, dass dieselbe noch gegenwärtig neben den neueren Pressen vortheilhafte Anwendung findet und überhaupt als der Ausgangspunkt einer vollendeteren Mechanik im Pressenbau zu betrachten ist. Diese Presse wurde von Lord STANHOPE in Verbindung mit dem Mechaniker WALKER erbaut und hat sich einer sehr bedeutenden Verbreitung seit Anfang dieses Jahrhunderts zu erfreuen gehabt. Das erste und im Vergleich mit der gegenwärtigen Ausführung noch unvollkommene Exemplar wurde 1800 beendet und in der Officin von BULMER in London aufgestellt, wo man es mit dem Namen Shakespearepresse belegte.

Von der Stanhopepresse, wie sie jetzt angewendet wird, gibt Taf. 125 Fig. 15 die vordere Ansicht mit durchschnittenem Karren, Fig. 16 die obere und Fig. 17 eine Seitenansicht mit weggelassenem Untergestell.

Das gusseiserne Gestell *AA*, der Körper (engl. *the staple*) vertritt hier die Stelle der Wände, Füsse, des Ober- und Unterbalkens und der Brücke. Die am obern Theile desselben angebrachte Büchse *B* (gewissermassen hier der Oberbalken) ist mit einer sich nach unten pyramidal erweiternden Oeffnung versehen, in welche von unten die sechsseitige Schraubenmutter (am besten aus Glockengut) eingeschoben und dann durch eine von oben aufgeschraubte Vorstossplatte am Zurückgehen gehindert wird. Der Bengel *II* ist hier nicht unmittelbar mit der Schraubenspindel verbunden, sondern mit der Presssäule *C*, welche der Schraubenspindel parallel aufgezogen ist, unten in der Fussplatte *D* ruht und oberhalb durch die Halsplatte *E* gehalten wird, welche in die Seitenwand des Gestelles eingelassen und auf dieselbe aufgeschraubt ist. Auf das über *E* vorstehende vierkantige Ende von *C* ist der Hebel *F* aufgeschoben, welcher an seinem andern Ende gegabelt ist und die Zugstange (engl. *the coupling bar*) *G* in den Gabelausschnitt aufnimmt; durch beide ist ein Bolzen geschoben. Die Zugstange *G* steht mit dem auf die Schraubenspindel *K* aufgeschobenen Hebel *H* so in Verbindung, dass sie selbst zwischen den beiden Hebeln *F* und *H* verlängert und verkürzt werden kann. Der durch die beiden gegabelten Arme von *H* hindurchgehende Zapfen ist nämlich in einer Leitung von *G* beweglich und stemmt sich gegen die durch das Querstück dieser Leitung hindurchgehende Stellschraube, welche durch eine Gegenmutter oder auf andere Art am Rückgange verhindert wird. Die Form von *F* und *H* ist der Stellung entsprechend gebildet, welche dieselben nach vollendetem Zuge annehmen. Der auf *B* oben aufgeschraubte Bügel *L* gibt dem mit der Schraubenspindel oberhalb verbundenen und durch die Kugel *M* gekrönten Cylinder die gehörige Führung und verhindert eine Abweichung von der Axenrichtung.



Das untere Ende der Schraubenspindel ist nach der Form *d* des beistehenden Holzschnittes gebildet und mit einer Oeffnung versehen, in welcher der Zapfen der Stahlspitze *e* eingesetzt werden kann. Zwischen *d* und *e* lassen sich leicht Pappscheiben oder Lederplatten einsetzen, um die Tiefe zu bestimmen, bis zu welcher der Tiegel herabgetrieben wird, und um dadurch den Zug der Presse zu justiren.

Die Spitze *e* drückt auf eine Stahlplatte, welche sich in dem becherförmigen Theile *N* befindet; derselbe hat die Bestimmung, stets Oel zurückzuhalten, und besteht aus einem Stück mit der Platte *O*, welche an den beiden vertikalen Seiten schief hergestellt und in der entsprechenden Oeffnung zwischen den beiden vertikalen Wänden *A*, *A* sich zu heben und zu senken bestimmt ist. Unterhalb ist *O* mit der ovalen Platte *O*<sub>1</sub> aus einem Stück gegossen, welche durch vier Schraubenbolzen mit dem Tiegel *P* verschraubt ist, wie dies aus *Fig. 15* und noch deutlicher aus dem theilweisen Horizontaldurchschnitt *Fig. 22* erhellt. In letzterer Zeichnung und in *Fig. 17* ist ferner zu sehen, wie gegen die vertikale Platte *O* von hinten die Platte *f* angeschraubt ist, welche über die beiden Schenkel *A*, *A* übergreift und dadurch in Verbindung mit der schiefen Abgradung der Seitenwände eine genaue Vertikalleitung bildet. Nun ist zwischen *O* und *O*<sub>1</sub> eine Strebe angebracht, die aus *Fig. 15*, *17* und *22* deutlich wird.

Um den Tiegel im Gleichgewicht zu halten und nach jedem vollendeten Zuge wieder aufzuheben, ist ein Gegengewicht *R* (von etwa  $\frac{3}{4}$  Ctr.) angebracht; es ist dies an dem Gewichtshebel *Q* verstellbar, dessen



Axe *cc* (Fig. 22) in den zu beiden Seiten angeschraubten Trägern *b, b* (Fig. 17) ruht. Dieser Gewichtshebel ist an seinem vordern Ende gegabelt und greift mit seinen beiden Armen unter die an dem Becher *N* befindlichen Nasen *a, a*, welche man in Fig. 15 und 22 sieht. Der Tiegel ist übrigens ganz von Gusseisen und so wie das Fundament mit hervortretenden Verstärkungsrippen versehen und abgehobelt.

Die zu beiden Seiten an den Gestellwänden angegossenen Träger *T, T*, sowie der mittlere *SS*, auf welche sich die vortretenden Rippen des Fundaments *V* auflegen, vertreten den Unterbalken der Holzpresse. Mit den erstern sind die Laufschiene *U, U* durch Schraubenbolzen verbunden, auf welchen der Wagen aus- und eingefahren wird, und die an beiden Enden durch Querstücke zu dem Roste verbunden werden und ihre Unterstützung in der Stütze *W* finden. Die Laufschiene *U, U* sind mit einer vertieften, stets voll Oel erhaltenen Bahn versehen, in welcher die an dem Wagen unten angebrachten Laufklötze sich bewegen.

Was die Wirkung der Kraft anlangt, so ergibt sich aus einer genaueren Betrachtung der mit einander verbundenen Theile in Fig. 16, dass, je weiter *I* vorwärts gezogen wird, der Endpunkt des Hebels *F* desto weniger in der Richtung der Zugstange *G* fortrückt, was zur Folge hat, dass sich die überzutragende Kraft steigert. Die grösste Wirkung müsste dann erfolgen, wenn *G* so nahe wie möglich an der Axe von *C* vorübergeht und zugleich rechtwinkelig gegen *H* steht. Durch eine Verlängerung von *H* wird man daher das anfängliche Anziehen des Bengels erschweren, dagegen den zuletzt auszubehenden Zug verstärken. (S. übrigens die später bei den Kniehebelpressen aufgestellten Erklärungen.)

Die Stanhopepressen wurden nach dem Journal für Buchdruckerkunst 1834. S. 34 anfänglich von WALKER für 90 L. St., dann von FOWLER, NEAL, JONES u. *Comp. of King's Arms Iron Works* für 60 L. St. hergestellt; bei FIRMIN DIDOT in Paris kostet eine solche Presse 1450 Fr. und bei HOUBEN u. *Comp.* in Offenbach 550 — 500 — 460 Fl. bei Tiegelgrösse von 26 und 29½ — 20 und 26 — 18 und 23 Zoll nach engl. Masse. — DINGLER in Zweibrücken baut dieselben (ebend. S. 124) für 525 — 475 — 435 Fl. bei Formatgrösse von 21½ und 28 Zoll — 19½ und 26 Zoll — 18 und 24 Zoll. JOHANN DEISLER in Koblenz baut Stanhopepressen (ebendas. 1835. S. 119) mit schmiedeeisernem Hebelwerk und einem auf Klammern und Rollen laufenden Karren bei einer Tiegelgrösse nach engl. Masse von 22 und 30 Zoll — 20 und 27 Zoll — 19 und 24 Zoll für 280 Thlr. — 250 Thlr. — 230 Thlr.

In Frankreich werden die Stanhopepressen seit 1815 durch GIROUDOT, in neuerer Zeit auch durch GAVEAUX u. Andere gebaut (vgl. Journal für Buchdruckerkunst 1840. S. 158).

Auch bei hölzernen Pressen hat man den Mechanismus zur Bewegung der Spindel wie an der Stanhopepresse angewendet, und namentlich versprach man sich in England davon vielen Erfolg, jedoch, wie die Erfahrung gezeigt hat, ohne Erfolg. Es wurden zu dem Ende in die eine Seitenwand ein Paar starke Schraubenbolzen befestigt, welche die in Fig. 15 mit *C* bezeichnete Welle zwischen sich aufnahmen. Der Hebel *F* war 4, der Hebel *H* 6 Zoll lang, die Verbindungsstange *G* 12 Zoll. Der Tiegel wurde auch hier durch ein Gegengewicht balancirt (s. HANSARD *Typographia* 1825. p. 648).

Durch die Einrichtung von PETER KEIR wird der Uebelstand beseitigt, dass die Zugstange *G* eine Bewegung in zwei Ebenen hat, was

nothwendig daraus folgt, dass beim Niedergange des Tiegels der Kopf der Schraubenspindel ebenfalls niederrückt. Es ist zu dem Ende die Spindel *K* (Fig. 15) mit dem Tiegel fest verbunden, rund abgedreht, und an einer Seite mit einer Fläche versehen, durch welche sie in den Stand gesetzt wird, in einer entsprechenden Höhlung auf- und niederzusteigen, ohne sich zu drehen. Oberhalb ist dieselbe zwischen *B* und *O* mit einem Schraubengewinde versehen und durch eine Schraubenmutter geschraubt, welche an dem Hebel *H* angebracht ist, und sich zwischen dem Oberbalken *B* und einer bei *O* angebrachten Brücke so eingespannt befindet, dass sie sich zwar drehen, aber nicht auf- und niedersteigen kann. Durch die Bewegung des Hebels *H* vom Bengel aus wird nun die Schraubenspindel mit dem Tiegel niedergedrückt; die Hebung desselben erfolgt durch Wirkung des Gegengewichtes. (*Encyclop. Metrop. Ch. Babbage treatise on the manufactures and machinery* p. 776.)

Ausserdem wurde nach JOHN NICHOLSON's *the operative mechanic* 1834. S. 296 an der Stanhope'schen Presse noch die Verbesserung angebracht, dass der Karren mittels Federn auf Laufwellen gelegt wurde, ähnlich wie der Tiegel und Oberbalken bei der schottischen Tafelpresse. Das Fundament schwebt dann nach dem Einfahren noch ein wenig über den festen Widerlagern, auf welche es sich beim Druck auflegt.

Die veränderte Stanhopepresse (DINGLER Bd. XII. S. 321), auf welche sich W. HOPE im Jahre 1823 in England ein Patent nahm, ist der Hauptsache nach in Fig. 126 (Taf. 133) abgebildet. Es haben hier *B*, *F*, *G*, *H* und *I* dieselbe Bedeutung wie bei der ursprünglichen Stanhopepresse; zwischen *G* und *H* ist aber noch der Winkelhebel  $F_1$  und die zweite Zugstange  $G_1$  eingelegt, so dass, während diese Theile aus der ausgezeichneten in die punktirte Stellung übergehen, noch eine bedeutende Verstärkung der Zugkraft eintritt. Die Spindel ist wie bei KEIR angebracht; sie stemmt sich nämlich oben gegen den Oberbalken und unten mit zwei einander gegenüberliegenden Schraubengangstücken gegen die auf dem Tiegel angebrachte Mutter, wie dies Fig. 227 darstellt.

Die Spindelpressen von STIEBER und GROSS in Stuttgart (*Journal für Buchdruckerkunst* 1836. S. 22) unterscheiden sich von den Stanhope'schen Pressen durch einen festeren Bau des Gestelles, welches nicht aus dem Ganzen gegossen ist, sondern aus einzelnen mit eisernen Bolzen verbundenen Theilen besteht. Ausserdem ist die Führung des Tiegels auch abgeändert. Durch die veränderte Construction des Gestelles wird allerdings einer der grössten Vorwürfe, welche man der Stanhopepresse macht, nämlich der der äusserst kostspieligen Reparatur bei stattgehabtem Bruche, entfernt.

## 2. Pressen mit gebogenem Keil.

Wird in der gewöhnlichen Spindelpresse statt der Schraube ein Stück Schraubengang etwa am Tiegel festgemacht, an welchem Zähne an einer drehbaren Scheibe auf- und absteigen, so erhält man ebenfalls die erforderliche Bewegung und kann bei dieser Einrichtung sogar noch den Vortheil erreichen, dass man die schiefe Ebene anfänglich stärker als zuletzt ansteigen lässt, wodurch man bewirkt, dass der Tiegel beim Anfange des Bengelzuges schnell, zuletzt aber langsamer niedersteigt und dabei einen immer wachsenden Druck auszuüben vermag.



Die Presse von ROWORTH ist die erste Presse nach diesem Systeme. Bei ihr dreht sich die cylindrische Spindel in einer Oeffnung des Oberbalkens, unten läuft sie in zwei Arme aus, welche längs zwei schiefen Flächen ansteigen, wenn die Spindel durch den Bengel gedreht wird.

Die von DE LA HAINE an der Stanhope'schen Presse angebrachte Verbesserung kommt ebenfalls darauf hinaus, die Schraube durch zwei ansteigende schiefe Flächen zu ersetzen.

Als Hauptrepräsentant dieses Systems erscheint die COGGER'sche Presse, welche in Deutschland weniger häufig in ihrer ursprünglichen Form als in ihrer durch HOFFMANN bewirkten Umänderung angewendet wird; sie ist auf Taf. 126 in Fig. 37 nur in einer Skizze dargestellt. In Bezug auf die Einrichtung derselben verweisen wir ganz auf die nachfolgende ausführliche Beschreibung der HOFFMANN'schen Presse und geben hier nur die Theile an, welche einen wesentlichen Unterschied beider Pressen bilden. Bei der COGGER'schen Presse wird die Hebung des Tiegels durch Spiralfedern *K, K* hervorgebracht, welche zwischen den Enden der über den Aufsatz *EE* verlängerten Zugstangen *H, H* und dem Aufsatze angebracht und bei der HOFFMANN'schen Presse durch Hebel mit Gegengewichten ersetzt sind; ferner wird bei der COGGER'schen Presse die Stellung des scharfen Druckes von oben mit der Justirschraube *f* direct und nicht wie bei der HOFFMANN'schen Presse erst durch Vermittelung eines Keiles bewirkt. Die ganze Form des Untergestelles und des Aufsatzes ist von HOFFMANN ebenfalls abgeändert worden.


Von COGGER u. Comp. wurden diese Pressen anfänglich (nach d. Journ. für Buchdruckerkunst 1834. S. 62) für 75 L. St., von FAULMANN in Leipzig für 360 Thlr. und von SCHUHMACHER in Hamburg für 850 Mark Cour. geliefert; DINGLER in Zweibrücken baut sie (ebendas. S. 124) für 600, 550 und 500 Fl. bei einer Tiegelgrösse von  $21\frac{1}{2}$  und 28 Zoll —  $19\frac{1}{2}$  und 26 Zoll — 18 und 24 Zoll. COGGER'sche Pressen baut (ebendas. 1835. S. 119) JOHANN DEISLER in Coblenz bei einer Tiegelgrösse nach englischem Masse von 22 und 30 Zoll — 20 und 27 Zoll — 19 und 24 Zoll für 300 Thlr. — 270 Thlr. — 260 Thlr. und zwar mit schmiedeeisernem Hebelwerk und einem entweder auf Rollen oder Klammern laufenden Karren.

Die Presse, welche C. HOFFMANN in Leipzig seit 1826 baut, ist auf Taf. 126 in Fig. 24 — 36 abgebildet. Sie ist in ihren wesentlichen Theilen der COGGER'schen nachgebildet und unterscheidet sich von derselben nur durch die Form des ganzen Gestelles, die Hebung des Tiegels und die Stellung der Tiegelhöhe.

Fig. 24 ist eine Endansicht mit eingefahrenem und durchschnittenem Fundamente und durchschnittenen Laufschienen, Fig. 25 eine vollständige Seitenansicht und Fig. 26 eine obere Ansicht mit über der Brücke durchschnittenen Säulen und abgehobenem Aufsatze.

Der Druck oder Unterbalken *AA* bildet mit den beiden Wänden *A<sub>1</sub>, A<sub>1</sub>*, auf welche sich das Fundament beim Druck aufsetzt, mit der zu gleichem Zwecke bestimmten mittlern Erhöhung *A<sub>2</sub>* und dem geschweiften Fussgestell ein einziges Gussstück. Die Verbindung des Obertheiles der Presse mit dem Unterbalken erfolgt durch ein paar starke schmiedeeiserne Bolzen, von denen man in Fig. 24 bei *LL* die schwächeren Enden und unter dem Unterbalken die vorstehenden Köpfe sieht. Der Unterbalken hat an seinen beiden Enden entsprechende Oeffnungen, durch welche diese Bolzen hindurchgeschoben werden; über dieselben

werden die abgedrehten Messingsäulen  $B, B$  geschoben, welche auf dem Unterbalken  $AA$  ruhen und die Brücke  $C$  tragen. Diese Brücke ist eine Gusseisenplatte von der aus *Fig. 26* am deutlichsten zu entnehmenden Form, welche theils zur Parallelführung des Tiegelhebzeuges, theils zur Unterstützung des Presshebels dient. Auf die Brücke setzen sich die messingenen Säulenköpfe  $D, D$  auf, welche den gusseisernen Aufsatz  $EE$  tragen. Die durch denselben hervorragenden, mit Schraubengängen versehenen Enden der beiden Bolzen nehmen nun starke geschmiedete Muttern  $F, F$  auf, durch welche die beschriebenen Theile in feste Verbindung mit einander gebracht werden. Der für die Schraubenmutter bestimmte Schlüssel besteht in der Form des beistehenden Holzschnittes aus einem Bogen mit Stift, von denen sich der erstere um den cylindrischen Theil der Schraubenmutter herumlegt, der andere in die Oeffnungen desselben eingeschoben wird.



Der gusseiserne und unten abgehobelte Tiegel  $G$  ist an den beiden Stäben  $H, H$  aufgehängt; diese sind mit ihrem untern Ende an den Tiegel befestigt, gehen durch die Brücke (s. *Fig. 26*) und den Aufsatz hindurch und werden oben durch die Hebel  $I, I$  und die Gegengewichte  $K, K$  getragen. Zu dem Ende sind auf den Aufsatz die beiden Docken  $M, M$  aufgeschraubt, welche mit ihren Schneiden die Drehpunkte für die Hebel  $I, I$  abgeben; die beiden Stäbe  $H, H$  sind oberhalb mit Knacken versehen, von denen die eine nach vorn (in *Fig. 24* die linke), die andere nach hinten vorsteht, und unter welche diese Hebel greifen; am andern Ende sind die Traghebel gegabelt und tragen die Gegengewichte  $K, K$ , welche auf den Verlängerungen  $L, L$  der durchgehenden Schraubenbolzen auf- und niedergleiten. Das Gewicht des Tiegels beträgt ungefähr 2 Ctr. und die etwa 10mal leichtern Kugeln heben denselben vermöge der Hebelarmverhältnisse mit einem Kraftüberschusse von 40 — 50  $\%$ . Damit der Tiegel eine sanfte auf- und niedersteigende Bewegung erhält, ohne einer schwankenden oder drehenden Bewegung unterworfen zu sein, sind die Stäbe  $H, H$  da, wo sie durch die Brücke hindurchgehen, etwas verstärkt und genau in die entsprechenden Vertiefungen derselben eingepasst.

Zum Druckmechanismus gehört zunächst der mit der Bengelseide versehene Winkelhebel  $NO$ , welcher durch den Stab  $P$  mit der Zahnscheibe  $Q$  verbunden ist. Die Drehaxe für den Winkelhebel  $NO$  ist zwischen einem erweiterten Theile der Brücke und einer darüber angebrachten Platte  $R$ , deren Form dem darunter befindlichen Theile der Brücke entspricht, befestigt. Die Verbindung von  $C$  und  $R$  erfolgt durch zwei in *Fig. 24* und *26* sichtbare Schraubenbolzen. Die Zahnscheibe  $Q$  ist in *Fig. 30* durchschnitten, in *Fig. 33* von der untern Seite angesehen abgebildet; sie ist unterhalb mit den beiden aus gehärtetem Stahl hergestellten Zähnen (engl. *sectors*)  $a, a$  versehen, deren Form in umgekehrter Stellung und natürlicher Grösse *Fig. 29* zeigt. Die Zähne  $a, a$  stehen in einer messingenen Büchse  $S$ , welche auf dem Tigel mit zwei Versatzstiften, wie es *Fig. 30* zeigt, befestigt ist und aus einem ringförmigen Raume mit einem in dessen Mitte befindlichen Hohlzylinder  $c$  besteht; in letzteren tritt das cylindrische Ende der Welle  $T$  ein, an welcher die Zahnscheibe  $Q$  befestigt ist; ersterer ist mit den beiden schraubenförmig ansteigenden schiefen Flächen  $b, b$  versehen, welche ebenfalls von gehärtetem Stahle sind und gewissermassen eine Schraubenspindel vorstellen, an welcher statt der Mutter die beiden Zähne  $a, a$  aufsteigen.



Die Büchse *SS* ist in den Hauptansichten deshalb nicht ganz zu sehen, weil sie von der Brücke verdeckt wird, durch deren cylindrische Oeffnung sie hindurchgeht.

Die mit der Zahnscheibe verbundene Welle *T* tritt in eine Oeffnung des Oberbalkens *E* (Fig. 30) und endet sich in eine becherförmige Höhlung, in welche der kleine Cylinder *U* mit einem Zapfen eingreift; letzterer wird von dem federnden Träger *d* gehalten und stützt sich oben gegen den Keil *V*, welcher oberhalb eine Oelzuführung hat, über *U* durchbohrt ist, und daher das Oel durch sich selbst und *U* hindurch nach dem Punkte liefert, wo sich *T* um *U* dreht. Durch den Keil wird, wenn er mehr oder weniger hineingestellt wird, ein schärferer oder weniger scharfer Druck erzeugt; die Stellung desselben erfolgt aber durch eine Schraube und den angeschobenen Schlüssel *f*, welche Schraube durch den an *E* angeschraubten Bügel *ee* hindurchgeht und direct auf den Rücken des Keiles wirkt; der Rückgang des Keiles erfolgt vermittels der Feder *g* (Fig. 25), welche auf der hintern Seite von *E* angeschraubt ist.

Aus den beschriebenen Theilen ergibt sich nun, dass die durch den Drucker hervorgebrachte Bewegung von *N* eine Drehung der Zahnscheibe *Q* um  $\frac{1}{6}$  eines vollen Umganges zur Folge hat, wodurch, da die Zähne *a*, *a* in ihrer Ruhelage am Anfang der schiefen Flächen *b*, *b* stehen, ein Ansteigen der ersteren erfolgen würde, wenn sich die Zahnscheibe heben könnte; da aber eine aufwärtsgelungene Bewegung der Zahnscheibe durch die Theile *T*, *U* und *V* und den Oberbalken *E* unmöglich gemacht ist, so muss die Büchse *S* mit dem Tiegel *G* sich senken und bewirkt dabei den Druck. Nach vollendetem Zuge geht der losgelassene Winkelhebel *NO* durch die Wirkung der Gegengewichtskugeln in seine Ruhelage zurück.

Die gusseisernen Laufbahnen *W*, *W* für den Karren sind an die Wände *A*<sub>1</sub>, *A*<sub>1</sub> (Fig. 25) angeschraubt, hinten mit einer Querwand verbunden und vorn durch angegossene Lappen auf den gabelförmig angegossenen Fuss *X* (Fig. 31) aufgelegt und aufgeschraubt, welcher durch einen Steg *Y* mit dem Hauptgestell in Verbindung steht.

Das Fundament *kk* ruht nicht direct, sondern erst durch angeschraubte Schienen *h*, *h* auf diesen Laufbahnen *W*, *W*; zwischen diesen Schienen und dem Fundamente liegen die Federn *i*, *i*, wie es Fig. 27 und 28 verdentlichen, wodurch hervorgebracht wird, dass die Rippen des Fundamentes, welche sich während des Druckes auf die Wände *A*, *A*<sub>1</sub> und *A*<sub>2</sub> aufsetzen, beim Ein- und Ausfahren etwas über denselben vorübergehen, womit auch zugleich für den Druck eine allmälige Steigerung der Wirkung des Tiegels verbunden ist, da der schärfste Druck erst dann gegeben wird, wenn die Federn *i*, *i* zusammengedrückt sind. Die Entfernung der Schienen *h* von dem Fundamente lässt sich durch die Fig. 28 angegebene, in die Schienen eingelassenen Stellschrauben bestimmen. Die Bahnen *W*, *W* werden übrigens stets mit Oel gefüllt erhalten. Nach vollendetem Ausfahren laufen die beiden Seitenrippen des Fundamentes auf die vorstehenden Lappen *Z*, *Z* auf. Die Beschaffenheit der vorstehenden Winkel und Mittelbleche *l*, *l* und ihre Befestigung machen die Abbildungen vollkommen deutlich. Zur Bewegung des Rahmens sind die beiden grösseren Schenkel verlängert (die eine Verlängerung ist mit einem Balanciergewichte versehen) und gegen dieselben durch besonders ange-setzte Träger die schraubenförmigen Spitzzapfen geschraubt, durch welche eine sehr sanfte und leichte Bewegung hervorgebracht wird. Damit sich diese Spitzzapfen bei dem häufigen Auf- und Zuschlagen fest in ihrer

Stellung erhalten, werden Gegen- oder Bremsschrauben  $n$  vorgeschraubt; es ist dies am deutlichsten in *Fig. 34* und *36* zu sehen.

Das Ein- und Ausfahren des Karrens erfolgt von der Kurbel  $w$  aus, deren Welle in Lagern an den Bahnen  $W, W$  ruht und die Trommel  $s$  führt; auf diese winden sich drei Gurte oder Bänder oder Riemen  $t, u$  und  $v$  auf, von denen  $t$  und  $v$  bei  $rr$  (*Fig. 24* und *25*), dagegen  $n$  bei  $o$  (*Fig. 25, 26, 34* und *35*) befestigt ist; alle drei aber sind mit ihren anderen Enden an der Trommel  $s$  befestigt. Der mittlere Gurt  $u$  ist bei  $o$  zum steten Spannen eingerichtet, indem er über eine kleine Walze geht, an deren Ende sich das Sperrrad  $p$  befindet, in welches der federnde Sperrkegel  $q$  eingreift.

Der Deckel der Presse besteht aus zwei in einander gekettelten eisernen Rahmen, von welchen der äussere am vortheilhaftesten mit Taffet, der innere mit Pergament überzogen wird; haben die Kegel in der Form gleiche Höhe, so braucht in den Deckel nur ein Stück Casimir eingelegt zu werden.

Eine HOFFMANN'sche Presse von 25 und 32 Leipz. Zoll Tiegeldimensionen wiegt 15 — 16 Ctr. und kostet 360 Thlr., bei 20 $\frac{1}{2}$  und 25 Zoll Tiegelgrösse 300 Thlr. (*Journal für Buchdruckerkunst 1835. S. 174*).

Die Vorzüge der COGGER'schen und HOFFMANN'schen Presse bestehen in ihrem niedern und leichten Bau, durch welchen sie wenig Licht rauben und sich leicht in einer höheren Etage aufstellen lassen; dagegen wird ihr häufig ein mehr harter und stossender Zug, dessen Beschaffenheit jedoch vorzüglich von der Form der schiefen Fläche abhängt, zum Vorwurf gemacht.

Um den letztern Nachtheil zu vermeiden, hat C. A. KLINDWORTH in Hannover (s. dessen kurze Beschreibung der Buchdruckerpressen, Hannover 1841) eine neue Construction angewendet, indem er einen zweiten Hebel hinzufügt. Auf dem vom Drucker abgewendeten Theile der Brücke ist nämlich ein zweiarmer Hebel angebracht, der sich um einen in der Mitte befindlichen Bolzen dreht. Die Verlängerung der Scheibe mit den beiden Zähnen liegt nicht, wie gewöhnlich, nach vorn, sondern ist nach hinten gekehrt und an dem äussersten Ende durch eine kurze Zugstange mit dem einen Arme des neuen Hebels verbunden, dessen zweiter Arm mit dem Bengel durch eine Zugstange so in Verbindung steht, dass in der Ruhelage der Schenkel des Bengels, an welchem die Zugstange befestigt ist, mit dem langen Arme einen rechten Winkel bildet; die Zugstange steht dann am weitesten vom Drehungspunkte des Bengels ab, ist dagegen dem Drehungspunkte des neuen Hebels am nächsten. Bei der Vollendung des Druckes ändert sich dieses Verhältniss, es nähern sich dem Drehungspunkte die Theile, die erst weiter von demselben entfernt waren, und umgekehrt, so dass ein sanftes Wachsen des Druckes ohne den nachtheiligen Zug für den Drucker hervorgebracht wird.

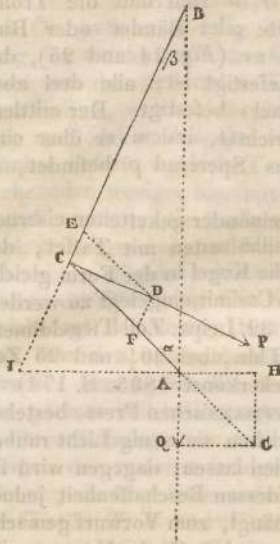
Diese Einrichtung der COGGER'schen Presse hat viele Aehnlichkeit mit der bereits oben beschriebenen Umänderung der Stanhopepresse durch HOPE; die Hebelverbindung ist bei beiden dieselbe.

### 3. Die Kniehebelpressen.

Wenn der Hauptsache nach bei den beiden vorhergehenden Bewegungssystemen immer nur die Schraube entweder als ganze Schraubenspindel oder mit ein paar besonders hergestellten Gangstückchen angewendet wurde, so ist bei den folgenden Pressen die Schraube gänzlich entfernt und durch zusammengesetzte Hebelverbindungen ersetzt werden.



Die Anwendung gewöhnlicher Hebel würde theils bei bedeutender Kraftvervielfältigung der Raum nicht erlauben, theils würde man das wesentliche Erforderniss eines während der Wirkung veränderlichen Kraftfortpflanzungsverhältnisses nicht erlangen, weshalb auch der erste Versuch, Hebelpressen herzustellen, welcher oben schon unter der Apollopresse erwähnt wurde, als ein misslungener zu betrachten ist.



Am einfachsten erlangt man bei gleicher auf den Bengel einwirkenden Bewegkraft einen dem mit fortschreitendem Niedergange des Tiegels sich vermehrenden Widerstande entsprechenden Druck durch Anwendung einer Hebelverbindung, welche durch die sogenannte Spreitzkraft wirkt. Denkt man sich nämlich die beiden Stäbe  $BC$  und  $CA$  bei  $C$  durch ein Gelenk verbunden, bei  $B$  und  $A$  aber beweglich befestigt, etwa mit Spitzzapfen in Pfannen laufend, und nimmt man an, dass auf  $C$  eine Zugkraft  $CD = P$  wirkt, welche rechtwinkelig gegen  $CB$  liegt, so wird diese Kraft  $CD$  in den beiden Richtungen  $CB$  und  $CA$  die Seitenkräfte

$$CE = CD \tan CDE = P \tan [90 - (\alpha + \beta)] = P \cotg (\alpha + \beta)$$

und

$$CF = \frac{CD}{\sin CFD} = \frac{P}{\sin (\alpha + \beta)}$$

ausüben, wenn  $\alpha$  und  $\beta$  die Winkel bezeichnen, welche  $AC$  und  $BC$  mit der Verbindungslinie  $AB$  bilden, in welcher der Widerstand überwunden werden soll. Verlegt man nun die Seitenkräfte  $CE$  und  $CF$  mit ihren Angriffspunkten nach  $B$  und  $A$ , so lässt sich eine jede in der Richtung  $AB$  und rechtwinkelig darauf wieder in zwei Seitenkräfte zerlegen, von denen die rechtwinkelig gegen  $AB$  liegenden ganz ansser Berücksichtigung bei dem in der Richtung  $AB$  hervorzubringenden Drucke bleiben. Ist daher  $AG = CF$  und sind  $AH$  und  $AQ$  die erwähnten Seitenkräfte, so wird der Druck rechtwinkelig gegen die Widerstandslinie

$$AH = CF \sin QAG = \frac{P \sin \alpha}{\sin (\alpha + \beta)},$$

und die Wirkung in der Widerstandslinie

$$AQ = AG \cos QAG$$

oder

$$Q = \frac{P \cos \alpha}{\sin (\alpha + \beta)};$$

daher

$$P : Q = \sin (\alpha + \beta) : \cos \alpha$$

oder, wenn man  $BC$  und  $HA$  verlängert, bis sie sich in  $I$  schneiden,

da  $\angle ICA = \alpha + \beta$  und  $\angle CAI = 90 - \alpha$ , daher auch  $\sin(\alpha + \beta) : \cos \alpha = \sin ICA : \sin CAI = AI : CI$  ist,

$$P : Q = AI : CI,$$

so dass der Punkt  $I$  als der Mittelpunkt der Momente erscheint, auf welchen für den Gleichgewichtszustand die statischen Momente der beiden Kräfte  $P$  und  $Q$  zu beziehen sind.

Je mehr sich nun das Knie  $BCA$  öffnet, je grösser also  $\angle BCA$  und je kleiner  $\angle \beta$  wird, desto grösser wird auch der zu überwindende Widerstand, und zwar im Verhältniss der Linie  $CI$ , und desto kleiner die erforderliche Kraft, nämlich im Verhältniss der Linie  $AI$ . Bezeichnet man die Länge  $CB$  mit  $a$  und  $CA$  mit  $b$ , so lässt sich auch das Verhältniss  $\sin(\alpha + \beta) : \cos \alpha$  durch Einführung des Verhältnisses  $\sin \alpha : \sin \beta = a : b$  auf die einzige veränderliche Grösse  $\alpha$  reduciren, und dann wird

$$P : Q = [\operatorname{tg} \alpha \sqrt{a^2 - b^2 \sin^2 \alpha} + b \sin \alpha] : a.$$

Die Ausdrücke werden für  $a = b$ , was auch gewöhnlich statt findet, einfacher und übersichtlicher. Es ist nämlich, da dann auch  $\alpha = \beta$  und  $\sin(\alpha + \beta) = 2 \sin \alpha \cos \alpha$  wird, in diesem Falle

$$P : Q = 2 \sin \alpha : 1,$$

folglich, wie auch vorher, für  $\alpha = 0$ :

$$P : Q = 0 : 1 = m : \infty.$$

Wirkt die Kraft nicht im Punkte  $C$ , sondern im Punkte  $I$ , aber parallel mit  $P$ , und heisst dieselbe  $P_1$ , so ist, wenn man  $BI$  mit  $c$  bezeichnet,

$$aP = cP_1,$$

folglich auch allgemein:

$$P_1 : Q = a \sin(\alpha + \beta) : c \cos \alpha = a \cdot AI : c \cdot CI$$

oder für gleiche Strebenlänge:

$$P_1 : Q = 2 a \sin \alpha : c.$$

Wirkt die Kraft  $P$  nicht rechtwinkelig gegen  $CB$ , sondern rechtwinkelig gegen die Widerstandslinie  $AB$ , so ist mit Beibehaltung der vorhergehenden Bezeichnungen

$$CE : CD = \sin CDE : \sin CED = \cos \alpha : \sin(\alpha + \beta),$$

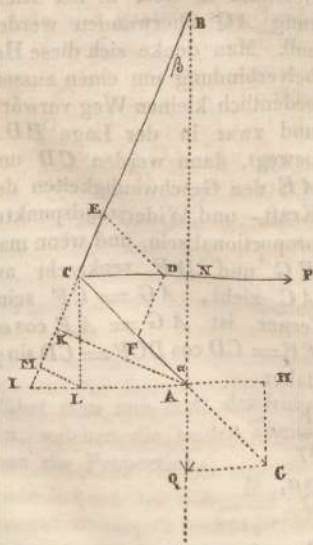
$$CE = \frac{P \cdot \cos \alpha}{\sin(\alpha + \beta)};$$

ferner für die zweite Seitenkraft:

$$CF : CD = \sin CDF : \sin CFD = \cos \beta : \sin(\alpha + \beta),$$

$$CF = \frac{P \cdot \cos \beta}{\sin(\alpha + \beta)}.$$

Verlegt man den Angriffspunkt der Kraft  $CF$  nach  $A$ , so erhält man ferner die Grösse des Seitendruckes rechtwinkelig gegen die Widerstandslinie, welchen  $A$  erfährt,





$$AH = CF \cdot \sin \alpha = \frac{P \sin \alpha \cos \beta}{\sin(\alpha + \beta)} = \frac{P}{1 + \cot \alpha \cot \beta},$$

und endlich die von  $P$  nach der Richtung  $AB$  ausgeübte Wirkung

$$AQ = CF \cdot \cos \alpha = \frac{P \cos \alpha \cos \beta}{\sin(\alpha + \beta)}.$$

Daher

$$\begin{aligned} P : Q &= \sin(\alpha + \beta) : \cos \alpha \cos \beta \\ &= (\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \beta) : 1. \end{aligned}$$

Die Darstellung dieses Verhältnisses lässt sich ebenfalls leicht bewerkstelligen; es ist nämlich

$$AK = AC \sin(\alpha + \beta),$$

$$CL = AC \cos \alpha,$$

$$CM = CL \cos \beta = AC \cos \alpha \cos \beta,$$

so dass also

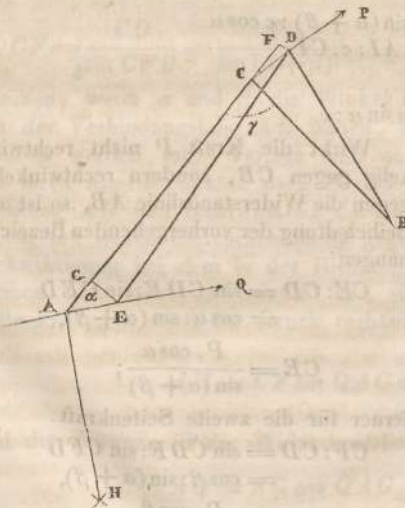
$$P : Q = AK : CM.$$

Ist bei der hier angenommenen Krafrichtung  $CB = CA$  oder  $\alpha = \beta$ , so wird

$$P : Q = 2 \operatorname{tg} \alpha : 1 = 2 \sin \alpha : \cos \alpha = 2 CN : AN.$$

Die hier angegebenen Formeln behalten ihre Geltung auch dann noch, wenn der Punkt  $A$  zwischen der Krafrichtung und dem Punkte  $P$  liegt.

Geht dagegen die Widerstandsrichtung nicht, wie bisher vorausgesetzt wurde, durch den oberen Befestigungspunkt  $B$  des Kniees, so lässt sich das Verhältniss zwischen Kraft und Widerstand auf folgende Art ableiten.



Es sei in beistehendem Holzschnitte  $ACB$  eine Kniehebelverbindung, bei welcher die Kraft  $P$  in  $C$  stets senkrecht auf  $CB$  gerichtet ist, der Widerstand  $Q$  aber in der Richtung  $AQ$  überwunden werden soll. Man denke sich diese Hebelverbindung um einen ausserordentlich kleinen Weg vorwärts und zwar in der Lage  $EDB$  bewegt, dann werden  $CD$  und  $AE$  den Geschwindigkeiten des Kraft- und Widerstandspunktes proportional sein, und wenn man  $EG$  und  $DF$  senkrecht auf  $AC$  zieht,  $AG = CF$  sein; ferner ist  $AG = AE \cos \alpha$ ,  $CF = CD \cos DCF = CD \sin \gamma$ , daher

$$\begin{aligned} AE : CD &= \frac{AG}{\cos \alpha} : \frac{CF}{\sin \gamma} \\ &= \sin \gamma : \cos \alpha, \end{aligned}$$

$$P \cdot CD = Q \cdot AE,$$

$$P : Q = AE : CD = \sin \gamma : \cos \alpha.$$

Ist aber der Weg  $AQ$  ein Kreisbogen um den Mittelpunkt  $H$ , und heisst der Winkel  $HAC = \delta$ , so wird, da  $\cos \alpha = \sin \delta$  ist,

$$P : Q = \sin \gamma : \sin \delta.$$

Durch diese Formel lässt sich für jede Stellung des Bengels die Wirkung an der Stanhopepresse berechnen.

Werden die Streben  $CB$  und  $CA$  so angebracht, dass sie sich, wie bei der Presse von MEDHURST und bei der Zweibrücker Presse, auf der Oberfläche eines Cylinders strecken und verkürzen, so lässt sich durch die oben angegebene Formel

$$P : Q = 2 \sin \alpha : \cos \alpha$$

ebenfalls das Verhältniss zwischen Kraft und Widerstand angeben. Es sei in beistehendem Holzschnitt  $BCA$  der eine Kniehebel, welchem auf der Gegenseite der Axe  $ST$  ein ganz gleich construirter gegenüber steht, die Kraft  $P$  wirke an der im Mittel zwischen beiden Hebeln drehbar angebrachten Scheibe  $OCR$ , und zwar an dem Halbmesser  $OC = r$ , der Widerstand  $Q$  in der Axe  $ST$ ; dann wird, unter der Voraussetzung, dass die beiden Streben  $AC$  und  $CB$  gleich lang und gleich  $\alpha$  sind und dass das vollständig gestreckte Knie am Ende des Halbmessers  $OR$  steht, also  $\angle COR = \varepsilon$  der Drehungswinkel der Scheibe ist, das Verhältniss

$$P : Q = 2 \sin \alpha : \cos \alpha$$

dann angewendet werden können, wenn man durch  $BCA$  eine Ebene legt, welche zugleich durch den Punkt  $R$  geht. In diese Ebene fällt aber nicht die ganze Grösse der tangential am Scheibenumfange wirkenden Kraft, sondern es ist diese Kraft nach der folgenden obern Ansicht in zwei Seitenkräfte  $CV$  und  $CU$  zu zerlegen; die erstere von beiden fällt in die verlängerte Richtung des Halbmessers  $OC$  und wird durch eine gleich grosse Kraft an dem entgegenstehenden Knie aufgehoben, sie ist

$$CV = P \operatorname{tg} \frac{1}{2} \varepsilon;$$

die letztere von beiden Seitenkräften, nämlich  $CU$ , fällt in die Ebene des Knies und liegt daher so wie die bei der Ableitung der Proportion

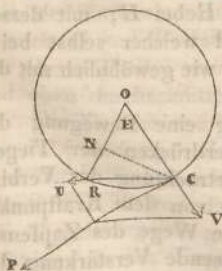
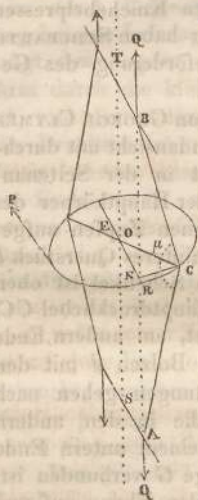
$$P : Q = 2 \sin \alpha : \cos \alpha$$

benutzte Kraft  $P$ . Es ist aber

$$CU = \frac{P}{\cos \frac{1}{2} \varepsilon}.$$

Führt man nun statt des früher benutzten Winkels  $\alpha$  den Winkel  $BCA = \mu$  ein, welchen die beiden Theile des Knies mit einander bilden, so erhält man die Proportion

$$\begin{aligned} \frac{P}{\cos \frac{1}{2} \varepsilon} : Q &= 2 CR : AR \\ &= 4 r \sin \frac{1}{2} \varepsilon : \alpha \sin \frac{1}{2} \mu, \end{aligned}$$





$$\begin{aligned}
 P: Q &= 4r \sin \frac{1}{2} \varepsilon \cdot \cos \frac{1}{2} \varepsilon : a \sin \frac{1}{2} \mu \\
 &= 2r \sin \varepsilon : a \sin \frac{1}{2} \mu \\
 &= 2 \cdot CN : OS,
 \end{aligned}$$

da  $r \sin \varepsilon = CN$ , d. h. dem Perpendikel aus dem Biegungspunkte des Knies nach dem Halbmesser, in dessen Ende das vollkommen gestreckte Knie steht, gleich ist.

Auch bei dieser Verbindung wird bei kleiner werdendem  $\varepsilon$  des Perpendikel  $CN$  kleiner,  $OS$  grösser, und für  $\varepsilon = 0$  ist auch hier  $Q$  im Vergleich mit  $P$  unendlich gross.

Die bisher beschriebenen Hebelverbindungen kommen theils einzeln, theils in mehrfacher Verbindung mit einander an den Kniehebelpressen vor. Die erste wissenschaftliche Betrachtung derselben haben SCHUBARTH und EGEN in den Verhandlungen des Vereins zur Beförderung des Gewerbflusses in Preussen 1823. S. 54 veröffentlicht.

Die Columbiapresse (engl. *Columbian Press*) von GEORGE CLYMER aus Philadelphia ist auf Taf. 129 in Fig. 63 in der Endansicht mit durchschnitener Gusseisenbahn und Fundament, in Fig. 64 in der Seitenansicht und in Fig. 65 von oben abgebildet.  $AA$  ist der Hauptkörper des Gestelles, welcher auf die Füsse  $BB$  mit angegossenen Zapfen aufgeschoben wird und oberhalb in zwei starke durch ein hinteres Querstück  $b$  verbundene Wände oder Schenkel ausläuft. Der eine Schenkel ist oben gegabelt und enthält den um den Zapfen  $a$  drehbaren Hauptdruckhebel  $CC$ , welcher mit dem Zapfen  $t$  auf der Tiegelstange  $O$  ruht, am andern Ende zwischen den beiden Säulen  $c, c$  spielt und durch den Bolzen  $d$  mit den beiden Zugstangen  $D, D$  verbunden ist. Diese Zugstangen gehen nach dem Bolzen  $e$  in dem Hebel  $F$ , welcher sich um die in den andern Gestellschenkel  $A$  eingelassene Axe  $f$  dreht und an seinem untern Ende durch die beiden Gewinde  $g$  und  $h$  mit der Zugstange  $G$  verbunden ist. Weil sich diese Zugstange nicht nur in einer vertikalen Ebene auf und nieder, sondern auch in einer ziemlich horizontalen Ebene etwas vor und zurück bewegt, so muss sie durch zwei Gelenke  $g$  und  $h$ , deren Axen rechtwinkelig auf einander stehen, mit  $F$  verbunden sein. Das andere Ende der Zugstange geht nach dem gegabelten Hebel  $H$ , mit dessen Ende es durch den Bolzen  $i$  verbunden ist und welcher selbst bei  $k$  seinen Drehpunkt hat; an denselben ist bei  $l$  der wie gewöhnlich mit der Scheide versehene Bengel  $I$  angeschraubt.

Dass nun auch bei dieser Hebelverbindung eine Bewegung des Bengels von gewöhnlicher Ausdehnung ein Niederdrücken der Tiegelstange  $O$  zur Folge hat, zeigt eine genauere Betrachtung der Verbindung dieser Hebel, sowie auch, dass für gleiche von dem Kraftpunkte durchlaufene Wege bei fortgesetzter Bewegung die Wege des Zapfens  $t$  immer kleiner werden, was eine immer fortwachsende Verstärkung des Druckes zur Folge hat.

Die Drehaxe  $k$  des Hebels  $H$  ist übrigens zwischen dem an  $A$  angegossenen Lappen  $n$  und der in  $A$  eingeschobenen und mit  $n$  verschraubten Platte  $o$  aufgezogen, und durch die letztere Platte ist die Anschlagsschraube  $m$  hindurch geschraubt, welche den Punkt bestimmt, bis zu welchem der Hebel  $H$  zurückbewegt werden kann, wodurch die Stärke des überhaupt hervorzubringenden Druckes bis auf die unbedeutenden durch verschiedene Papierstücke hervorgebrachten Unterschiede ganz gleichmässig bestimmt wird. Eine Veränderung in der Stärke des zu

gebenden Druckes kann nicht nur durch Stellung der Anschlagsschraube  $m$  bewirkt werden, sondern auch noch durch Verlängerung oder Verkürzung der Zugstange  $G$ , was nach herausgenommenem Bolzen  $h$  vermöge der aus *Fig. 63* und *70* deutlich zu ersiehenden Einrichtung leicht erfolgen kann.

Bei der ursprünglichen Pressenconstruction befindet sich die Drehaxe  $k$  für den Bengel nicht an dem linken (engl. *the near cheek*), wie hier bei der HUMMEL'schen Construction, sondern an dem rechten Schenkel (engl. *the off cheek*) des Pressengestelles, wobei natürlich die Zugstange  $G$  kürzer und ihre Abweichung von geradliniger Bahn grösser wird.

Die Hebung des Tiegels und der Rückgang des Bengels wird auch hier durch Gegengewichte bewirkt. Die auf der einen Seite über  $A$  angebrachte Leitung  $cc$ , zwischen welcher der Druckbalken  $C$  sich bewegt, trägt den Zapfen  $s$  des obern Gegengewichtshebels  $L$ , dessen kürzerer Arm durch die kleine Stange  $r$  an die Nase  $q$  des Druckhebels  $C$  befestigt ist, und dessen längerer Arm das Gegengewicht  $M$  trägt, welches durch die Druckschraube  $x$  in grösserer oder geringerer Entfernung von  $s$  befestigt werden kann. Das Ende von  $L$  setzt sich auf den Ruhepunkt  $N$  am Ende von  $C$  auf oder geht wohl auch in an  $C$  angebrachten Führungen. Dieses Gegengewicht  $M$  hat die Bestimmung, vorzugsweise den Druckhebel und Tiegel zu balanciren, während ein anderes Gegengewicht  $Q$  den Bengel mit den an ihm hängenden Theilen im Gewicht hält. Das Letztere ist deshalb nöthig, damit die ungünstige Stellung des Bengels nach vollendetem Zuge nicht einen verzögerten Rückgang verursache. Es ist zu dem Ende an der Axe  $f$  des Hebels  $F$  noch ein Hebelarm  $E$  angebracht, welcher an seinem Ende den nach hinten zu verlängerten Zapfen  $p$  trägt. An diesem Zapfen ist der Hebel  $K$  mit dem verstellbaren Gegengewichte  $Q$  aufgeschoben.

Der grösste Theil des bisher beschriebenen Mechanismus wird theils durch die drei erwähnten Hauptansichten deutlich, theils noch durch folgende besondere Darstellungen. *Fig. 66* stellt das Gestell nach abgehobenem Druckhebel mit durchschnitener Tiegelstange  $O$  und durchschnitener Leitung  $cc$  von oben angesehen dar. *Fig. 70* ist ein unmittelbar über der Platte  $o$  genommener horizontaler Durchschnitt, in welchem ausser  $A$  auch  $O$  und  $F$  durchschnitten werden. *Fig. 72* zeigt die Rückseite des obern Theiles vom Pressgestell mit herausgenommenem Pressbengel und oben durchschnittenem Kopfe der Tiegelstange.

Die Tiegelstange  $O$  ist oben mit einem Lager versehen, auf welchem der an  $C$  befestigte Zapfen  $t$  ruht; die feste Verbindung von  $O$  und  $t$  wird durch die Lagerdeckel  $y$  hervorgebracht, welche der theilweise Durchschnitt *Fig. 73* und die Seitenansicht *Fig. 74*, so wie auch *Fig. 63* zeigen. Die Tiegelstange  $O$  geht unten in eine verstärkte Wölbung aus, welche auf einer in den Tiegel  $P$  eingelegten Stahlplatte ruht. Auf die Tiegelstange ist unten, durch eine vorspringende Scheibe festgehalten, die Platte  $u$  aufgelegt, durch welche vier Schraubenbolzen  $v$  hindurchragen. Die Art der Befestigung dieser Bolzen im Tiegel machen *Fig. 68* und *69* deutlich, und es lässt sich leicht abnehmen, dass diese Schraubenbolzen theils dazu dienen, die Tiegelstange  $O$  mit dem Tiegel zu befestigen, theils auch dazu, den letztern mit seiner abgehobelten untern Fläche der Oberfläche des Fundaments vollkommen parallel zu stellen. Die Tiegelstange hat einen ziemlich quadratischen Querschnitt und steht mit den Diagonalen desselben in der Richtung zwischen den beiden Schenkeln des



Pressgestelles; die winkelig ausgeschnittenen und an Lappen, die mit diesen Schenkeln zusammengelassen sind, angeschraubten Führungstheile *w, w* geben der Tiegelstange eine sichere Leitung zum parallelen Auf- und Niedersteigen, welche bei etwaiger Abnutzung auch immer gestellt werden kann.

Das Fundament *U* ist mit zwei weit vortretenden Rippen versehen, welche zugleich die Laufschiene bilden und auf den Bahnen *S, S* sich hin- und herbewegen. Die letzteren sind auf die zu beiden Seiten des Gestelles weit vortretenden Wände *R, R* aufgesetzt und mit denselben in der bei *a, a* Fig. 63 und 64 gezeichneten Art verbunden, ausserdem werden sie durch den Fuss *T* getragen. Im Mittel des Fundamentes ist die Zahnstange *VV* befestigt, in welche das an der Welle *Y* befindliche Zahnrad *W* eingreift. Die Auflagerung der Welle *Y* in den an *SS* angegossenen Lagern *z, z* machen Fig. 63, 64 und 71 deutlich. Bei *X* ist *Y* mit der zum Aus- und Einfahren dienenden Kurbel versehen. Die Anbringung des Deckels wird aus Fig. 64 und 67 deutlich.

Zu einer fortdauernd erwünschten Wirksamkeit ist erforderlich, dass sämtliche Gelenke durch die dazu bestimmten Schmierlöcher mit Knochen- oder dem reinsten weissen Baumöl geschmiert werden. Für die Eisenbahnen des Fundamentes genügt gewöhnliches Baumöl. Die untere Fläche des Tiegels ist von 14 zu 14 Tagen mit Oel abzureiben und von dem sich ansetzenden Schmutze zu reinigen. Dasselbe gilt in erhöhtem Massstabe von der Oberfläche des Fundamentes.

An der Columbiapresse wird von allen Seiten ihr ausserordentlich kräftiger Mechanismus, die Geschwindigkeit und Leichtigkeit der Bewegung, die Gleichmässigkeit und Schönheit des Druckes, die Gewissheit, diese Erfolge selbst durch weniger geübte Arbeiter zu erreichen, die Leichtigkeit, sehr grosse Formate zu drucken, die leichte Arbeit überhaupt und endlich Solidität und Dauer in einem von keiner der früher eingeführten Pressen erreichten Grade gerühmt.

Diese Presse wurde gegen das Jahr 1817 in Philadelphia erfunden und sogleich in America mit grossem Beifall aufgenommen; 1818 gründete CLYMER eine Werkstatt in England und 1818 und 1819 wurden Exemplare in Frankreich und England aufgestellt; 1822 wurde diese Presse durch die Academie der Wissenschaften von England nach Berlin gebracht. Der Kaiser von Russland machte dem Erfinder der Columbiapresse ein Ehrengeschenk von 6000 Rubeln. Später wurde sie auch auf dem Continente gebaut und seit 1828 sind derartige Pressen von dem herzoglich braunschweigischen Hüttenwerke Zorge am Harze zu beziehen. (S. Ueber die Patent-Columbiapresse. Braunschweig 1828.)

CHR. DINGLER in Zweibrücken baut die Columbiapressen (nach dem Journal für Buchdruckerkunst 1834. S. 122) mit der Verbesserung, dass sich der Karren mit seinen Laufschiene auf glasharten Rollen bewegt, wodurch ein geräuschloser Gang und verminderte Abnutzung erzielt wird. Seine Pressen kosten bei 21½ und 28 Zoll — 19½ und 26 Zoll — 18 und 24 Zoll 650 Fl. — 600 Fl. — 550 Fl.

Die Hagarpresse wurde in ihrer ursprünglichen Construction, welche von der jetzigen Ausführung in der weiter unten zu beschreibenden Art abweicht, 1819 von WELLS zu Hartford in Nordamerica erfunden (vgl. Verhandlungen zur Beförd. des Gewerbweisses in Preussen. 1823. S. 59). Später bezog der Pressenfabricant CHRISTIAN DINGLER in Zweibrücken ein Exemplar dieser Presse nach der veränderten Con-

struction von SMITH in Neuyork durch den Buchdruckereibesitzer HAGAR und nannte die von ihm nachgebauten Pressen dann irrthümlich Hagarpressen (statt SMITH'sche), welchen Namen dieselben auch beibehalten haben.

Die Hagarpresse ist in der Art, wie sie von CHR. DINGLER in Zweibrücken ausgeführt wird, auf Taf. 127 in *Fig. 38* — 45 abgebildet. *Fig. 38* ist die Endansicht mit eingefahrenem, aber durchschnittenem Fundament und Laufbahnen, *Fig. 39* die Seitenansicht, *Fig. 40* die obere Ansicht, *Fig. 41* ist eine untere Ansicht des Fundaments, *Fig. 42* ein Durchschnitt durch den Unterbalken, um die Befestigung der Eisenbahnen zu zeigen, und *Fig. 43* — 45 die Darstellung des Kniehebels.

Auf dem mit den Füßen versehenen Unterbalken *AA* stehen die canellirten Säulen *B, B*, welche den Oberbalken *C* tragen; die Säulen sind hohl und durch dieselben gehen schmiedeeiserne Bolzen, welche unten an den Füßen durch Keile *a* verwahrt werden, oberhalb aber in Schraubenspindeln auslaufen, über welche Muttern geschraubt werden, durch welche Ober- und Unterbalken in unveränderlicher Verbindung erhalten werden. Diese obere Befestigung ist bei *D Fig. 39* zu sehen, während *Fig. 38* bei *DD* zeigt, wie dieselbe durch aufgesetzte Verzierungen verdeckt ist. An der einen Säule befinden sich die angegossenen Lappen *b, b*, welche den Schraubenbolzen aufnehmen, um den sich der Bengel *E* als Axe dreht. Der zweite in einem Winkel gegen den ersten gestellte Arm *F* des Bengels ist durch eine oberhalb und eine unterhalb desselben angebrachte Zugstange *GG* mit dem Mittelstück *H* des Kniehebels verbunden. An dem letztern befindet sich zunächst das Loch *c* zur Verbindung desselben mit den Zugstangen *G, G*, ferner zwei stählerne Hervorragungen *e, e*, welche in die beiden Streben *K, K* eingreifen, ausserdem das in drei Wände auslaufende Ende der Leitstange *I*, welches durch die beiden Schrauben *d, d* mit *H* verbunden ist (s. *Fig. 43* — 45). Die Leitstange *I* findet in einem an der andern Säule angegossenen Lappen *f* ihre Führung. Die Streben *K, K* aber haben an ihren beiden andern Enden ebenfalls Drehpunkte zu freier Bewegung nach allen Seiten zu, und zwar in der Art, dass die obere Strebe ein Lager hat, in welches sich ein im Oberbalken befestigter Zapfen *g* einsenkt, die untere Strebe dagegen selbst mit dem Zapfen *h* versehen ist, welcher in ein oben in den Tiegel eingesetztes Lager hineinragt. Die Stellung des Kniehebels nach der Schrifthöhe und Grösse des hervorzubringenden Zuges erfolgt durch den Keil *L*, gegen den sich der obere Zapfen *g* stemmt und welcher durch den Oberbalken hindurchragt, auf der hinteren Seite aber durch die Schraubenmutter *i* nach Erfordern herausgezogen werden kann.

Der Tiegel *M* ist an beiden Seiten mit den Stäben *N, N* versehen, welche durch die Lappen *l, l* aufgeschraubt sind; diese Stäbe dienen zum parallelen Führen des Tiegels und gleiten in den an den Säulen angegossenen Lappen *k, k*. Gegen die untern Lappen *k, k* stemmen sich die Spiralfedern *O, O*, welche oberhalb die Schraubenmutter *m, m* tragen, die über die Stäbe *N, N* geschraubt sind, und daher erlauben, die Federn so stark zu spannen, bis dieselben im Stande sind, den Rückgang des Tiegels zu bewirken.

Das Fundament *P* läuft auf den Eisenbahnen *Q, Q*; letztere sind auf die Wände *R, R* so aufgelegt, dass diese Wände (*Fig. 38*) nach aussen zu noch ein Stück vorspringen, die Bahnen selbst aber durch die eingelegte Spreitze *p* (*Fig. 38* und 42) aus einander gehalten werden; diese Spreitze legt sich auf Lappen *q* auf, die an *Q* angegossen sind,



und wird durch den Schraubenbolzen *o* mit dem Unterbalken fest verbunden, da *o* mit einem Haken unter die an *A* angegossene Nase *n* untergreift. Eine Verschiebung von *Q* nach der Längsaxe wird dadurch unmöglich, dass bei *tt* (Fig. 39) kleine Vorsprünge an *Q* angegossen sind, die sich gerade an die Enden der Wände *R, R* anlegen. An den Klötzen *r, r*, die zu beiden Seiten das Fundament *P* trägt (Fig. 41), werden die Stäbe *S, S* angeschraubt, die am Ende eine Querschiene tragen, gegen welche eine andere geschraubt wird, um die Zugbänder zwischen beiden einzuklemmen. *T* ist die Trommel für dieselben, *U* die Kurbel, *V* der Fuss zum Stützen der Eisenbahnen, der in Fig. 38, da er vor der Bildebene liegt, nur punktirt angegeben ist.

Nach dem Journal für Buchdruckerkunst 1843. S. 39 kostet eine Hagarpresse bei DINGLER in Zweibrücken bei 21 und 28 — 19 und 26 — 22 und 17 paris. Zoll Tiegelgrösse 425 Fl. — 375 Fl. — 350 Fl. und wiegt  $13\frac{1}{2}$  oder  $11\frac{1}{2}$  Ctr. F. OECHSLE in Pforzheim liefert dergleichen Pressen bei einer Tiegelgrösse von 19 und 25 —  $21\frac{1}{2}$  und  $27\frac{1}{2}$  paris. Zoll für 400 — 450 Fl.

Die Hagarpressen, welche durch C. SCHWEIGER auf dem Braunschweigischen Eisenwerke zu Zorge gebaut werden und 190 Thlr. kosten, unterscheiden sich nach der ausführlichen, im Journal für Buchdruckerkunst 1837. S. 35 bekannt gemachten Zeichnung nur dadurch von den DINGLER'schen, dass bei *v* (Fig. 40) an die Säule *B* des Gestelles noch ein Lappen angegossen ist, durch welchen eine Stellschraube hindurchgeht, um den Zug hier ebenso, wie bei der Columbiapresse, constant zu machen, und dass der Kniehebel die in Fig. 125 (Taf. 133) im Durchschnitt angegebene Form hat. Die beiden Streben *K, K* stehen durch die Form der oberen mit einander in Verbindung und an dem Zapfen *cc* der oberen ist die gabelförmige Zugstange *G* angeschlossen. Es scheint, als würde hierdurch etwas mehr Reibung erzeugt, als bei der DINGLER'schen Construction des Kniees.

Die Hagarpresse zeichnet sich durch ihr geringes Gewicht und leichte Zusammensetzung, sowie durch leichte Manipulation des Druckens bei starker Kraft aus. In letzterer Beziehung ist für die ursprüngliche Construction von WELLS in den Verhandl. des Vereins zur Beförd. des Gewerbflusses in Preussen 1823. S. 60 berechnet worden, dass das Verhältniss zwischen Kraft und Widerstand beim Beginne des Druckes 1:20, dagegen bei vollendetem Bengelzuge 1:763 ist, so dass sich bei Anwendung einer und derselben Kraft der hervorgebrachte Druck von der ursprünglichen Grösse auf das 38fache vermehrt.

Bei der ursprünglichen Einrichtung von WELLS befindet sich übrigens die Axe, um welche der Bengel schwingt, an der von dem Arbeiter abgewendeten Seite des Pressgestelles; der Lappen *f* ist an der dem Arbeiter zugewendeten Seite angebracht und statt der Zugstange *GG* ist eine Schubstange vorhanden. Ausserdem wird der Tiegel nicht durch Federn, sondern durch ein Gegengewicht getragen. Eine Abbildung dieser Presse enthalten die zuletzt angeführten Verhandlungen.

Die Dinglerpressen, welche seit 1837 aus dem Etablissement von CHR. DINGLER in Zweibrücken hervorgehen, beruhen auf dem Principe des UHLHORN'schen Münzprägwerks und haben Aehnlichkeit mit der in America beliebten Washingtonpresse. Diese Pressen sind sehr stark gebaut und können einen stärkern Druck als die Hagarpressen deshalb

geben, weil die Zugstange nicht direct am Knie angreift, sondern an der verlängerten obern Strebe des Knies.

Da bei diesen Pressen die Construction des Gestelles, Karrens und Laufzeuges mit derjenigen an der Hagar- und Zweibrücker Presse übereinstimmt, so ist auch nur der obere Theil auf Taf. 125 in *Fig. 18* — 21 und 23 abgebildet, und es ist, um eine volle Anschauung der ganzen Presse zu gewinnen, erforderlich, die Abbildungen der Hagar- und Zweibrücker Presse auf Taf. 127 mit zu Hülfe zu nehmen. Alle die Theile, welche in diesen Pressen entweder ganz gleich sind oder gleiche Bestimmung haben, sind mit gleichen Buchstaben bezeichnet, weshalb sich die nachfolgende Beschreibung nur auf die dieser Presse eigenthümlichen Einrichtungen zu beschränken hat.

Die obere Strebe *Y* stemmt sich gegen den durch den Keil *L* zu stellenden Zapfen *G* mit einem an ihrer obern Fläche angebrachten Lager; sie umschliesst mit den durch einen besondern Schraubenbolzen befestigten Seitenwänden *x*, *x* den Kopf der untern Strebe und dreht dieselbe nach der Richtung des Zuges. Bei *e* ruht die obere Strebe mit einem Zapfen in einer Pfanne der untern *K*, und zur Seite ist *Y* mit einem niederwärts gehenden Arme versehen, welcher durch den Schraubenbolzen *nn* mit dem gegabelten Ende der Zugstange *G* verbunden ist. Die Zugstange hat innerhalb ihrer Länge ein Gelenk; da sie die Strebe *K* mit ihrem gegabelten Theile umschliesst, so kommen die ganzen beweglichen Theile in eine feste Verbindung mit einander. Unterhalb ruht *K* mit dem Zapfen *h* in einer auf dem Tiegel angebrachten Pfanne. Die bei der Hagarpresse noch nothwendige Leitung *f* der Zugstange ist hier natürlich gar nicht nothwendig, und die Ebene, in welcher sich das Knie streckt und aufmacht, enthält auch stets die Mittellinie des Zuges in sich, da sich das Knie um die Zapfen *g* und *h* frei drehen kann.

Diese Dingerpressen haben bei einer und derselben Tiegelgrösse (nach dem Journal für Buchdruckerkunst 1843. S. 39) gleiche Preise mit den Zweibrücker Pressen.

Die Zweibrücker Presse (fr. *presse-Dingler*) von CHR. DINGLER hat in Bezug auf die ganze äussere Ausstattung die grösste Aehnlichkeit mit der Hagarpresse, nur in Bezug auf die Anordnung der Kniehebel findet sich ein Unterschied vor. Es ist daher auch nur der obere Theil dieser Presse in *Fig. 46* und *47* auf Taf. 127 neben der Hagarpresse abgebildet, wozu noch die Detailzeichnungen *Fig. 48* und *49* kommen. Alle Theile, welche dieselbe Bestimmung haben, wie bei der Hagarpresse, und eben so eingerichtet sind, haben dieselbe Bezeichnung, es bedarf daher in Nachfolgenden nur der Angabe der Theile, welche wesentlich verschieden eingerichtet sind.

Die Form des Bengels weicht auf die in *Fig. 47* angedeutete Weise von dem Bengel der Hagarpresse ab; die Zugstange *G* ist daher nicht doppelt, sondern einfach, und an beiden Enden gegabelt; das eine Ende umschliesst *F*, das andere die Scheibe *W*, welche in *Fig. 49* besonders dargestellt ist; sie gleitet frei drehbar an dem Cylinder *XX* auf und nieder, welcher in dem Oberbalken durch eine Pressschraube befestigt ist und in eine entsprechende Höhlung des Tiegels ragt, so dass der Tiegel an ihr auf- und niedersteigen kann; zu beiden Seiten sind in dieselbe die Stücke *e*, *e* eingesetzt, welche oberhalb Lager für die an den obern Streben *K*, *K* angebrachten Zapfen *u*, *u* haben und selbst in die oberhalb an den untern Streben *K*, *K* angebrachten Lager ein-



greifen; die Zapfen dieser unteren Streben ruhen ebenfalls in Lagern *h, h*, welche in den Tiegeln eingelassen sind. Dreht sich nun beim Bengelzuge die Scheibe *W* aus der Stellung in *Fig. 47*, so werden die einander gegenüberstehenden Streben *K, K* aus der schiefen Lage in die geradlinige zu treten genöthigt, und dabei muss die Wirkung an zwei Punkten erfolgen, welche durch die Streben der Hagarpresse nur einmal eintritt, jedoch mit dem Unterschiede, dass diese Geradrichtung der Streben hier in einer Cylinderfläche erfolgt, während sie bei der Hagarpresse in einer vertikalen Ebene vollbracht wird. Natürlich müssen hier zur Stellung der Höhe des Tiegels zwei Keile *L, L* (*Fig. 46*) angebracht sein, und es muss Sorge getragen werden, dass die Stellung derselben ganz genau entsprechend erfolge.

Bei DINGLER in Zweibrücken kosten die Zweibrücker Pressen, nach dem Journal für Buchdruckerkunst 1843. S. 39, bei einer nach französ. Masse bestimmten Tiegelngröße von 33 und 23½ Zoll — 28 und 21 Zoll — 26 und 19 Zoll — 22 und 17 Zoll 550 Fl. — 450 Fl. — 400 Fl. — 375 Fl. Prägepressen für Relieindruck, stärker als gewöhnlich gebaut, kosten bei einem Tiegeln von 26 und 20 Zoll — 21 und 15 Zoll 750 Fl. — 550 Fl.

Die Zweibrücker Presse erscheint als eine Vervollkommnung der von MEDHURST von Denmarkstreet Soho erfundenen Presse, welche in den Verhandlungen des Vereins zur Beförderung des Gewerbfleisses in Preussen 1823. S. 57 und bei SAVAGE, *dictionary of the art of printing* p. 481 erwähnt wird. Im Kunst- und Gewerbeblatte des polytechnischen Vereins für das Königreich Baiern 1842. S. 907 ist dieselbe Presse unter dem Namen der LIEBHERR'schen abgebildet und beschrieben, und Prof. DESBERGER, welcher an dem angeführten Orte eine ausführliche Betrachtung des Princips dieser Presse mit Hülfe darstellender Geometrie und algebraischer Formeln anstellt, nennt sie nach der von dem Knie auf dem Cylinderumfang beschriebenen krummen Linie cycloimbrische Presse. Dieselbe Presse wurde auch von dem Mechanicus F. KOCH in München unter dem Namen der Säulenpresse gebaut und ist ebenfalls am letzttern Orte und im Journal für die Buchdruckerkunst 1835. S. 98 abgebildet. Alle diese Pressen unterscheiden sich von der Zweibrücker Presse dadurch, dass nur die obere Streben *K, K* (*Fig. 46*) vorhanden sind, die unteren fehlen ganz, dagegen hat die Scheibe *W* unterhalb einen Zapfen, mit welchem sie auf den Mittelpunkt des Tiegels drückt. Der Druck wird daher von *K* erst auf *W* übertragen und wird nur auf den Mittelpunkt ausgeübt, während bei der Zweibrücker Presse zwei Punkte gedrückt werden. Die Hebung des Tiegels erfolgt entweder durch Spiral- oder durch C-förmige Federn.

Die Albionpresse, welche dem JONATHAN und JEREMIAH BARRETT in London, den Nachfolgern RICHARD WHITTAKER COPE's, patentirt und in Deutschland von HENSCHEL und Sohn in Cassel nachgebaut wurde, ist auf Taf. 128 in *Fig. 53 — 56* nur in dem charakteristischen Haupttheile abgebildet worden. Das Gestell der Presse scheint auch in der ursprünglichen englischen Originalpresse nicht aus einem Stück gegossen zu sein, sondern aus dem durch Eisenstäbe verbundenen Ober- und Unterbalken zu bestehen; der Bengel hat an der einen Seite etwa so wie bei der COPE'schen Presse (*Fig. 52*) seine Drehaxe und hat übrigens eine Form, welche der in *Fig. 20* (Taf. 125) angegebenen sich nähert.

*AA* ist ein Stück des Oberbalkens, *B* der Tiegeln; letzterer wird mit der Platte *C* durch vier Stellschrauben verbunden, deren Befestigung am

besten aus *Fig. 55* deutlich wird. Ueber dieser Platte erhebt sich der gegabelte Theil *DD*, an dessen oberem Ende die beiden Glieder *E, E* angeschlossen sind, welche oberhalb nach dem Zapfen *F* laufen. Dieser geht durch eine Queröffnung des auf *A* aufgesetzten röhrenförmigen Theiles *I* und ist in der Mitte mit der aufgeschobenen Stange *G* verbunden, welche durch die Feder *H* hindurchgeht und oberhalb mit einer Schraube versehen ist, durch welche die obere Deckplatte der Feder tiefer niedergeschraubt werden kann; zwischen dieser Platte und einem an *I* nach innen vorstehenden Kranze ist die Feder *H* eingespannt und bewirkt durch ihre Ausdehnung das Heben des Tiegels nach vollendetem Zuge.

Unterhalb geht durch *AA* der Bolzen *KK*, über welchen äusserlich die Schenkel *D, D* mittels länglicher Löcher weggleiten; innen stemmt sich gegen denselben der obere Arm *L* des Kniehebels (engl. *knee-pan joint*), und zwar ist derselbe mit dem eingelegten Lager *a* versehen und durch den Deckel *bb*, der mit den Schrauben *c, c* aufgezogen ist, an *K* aufgehängt. Dieser Arm *A* liegt ganz in dem gabelförmigen Raume von *DD*, zieht sich unten enger zusammen als oben und enthält in einer aus *Fig. 54* deutlich zu entnehmenden Oeffnung das Mittelstück *M*. Dieses stemmt sich oberhalb gegen ein Lager *d*, das durch den Keil *N* und die Stellschraube *O* höher oder tiefer gestellt werden kann, unterhalb aber gegen die Vorsprünge *e, e* der beiden Schenkel *D, D*, welche mit einem stählernen Futter versehen sind. An der Stelle, wo der Keil *N* durch *L* hindurch geht, ist eine entsprechende Verbreiterung von *L* angebracht, und unterhalb ist bei *P* der Arm *L* wieder gegabelt, um mit der Zugstange *Q* verbunden zu werden, welche nach dem Bengel führt. Weil auch diese Zugstange in zwei Ebenen sich bewegt, so ist in der Nähe ihres Befestigungspunktes mit *P* ein Gelenk angebracht.

Diese Presse, welche sich in England eines grossen Beifalls erfreut, kostet bei HENSCHEL und Sohn in Cassel bei einem Format von  $34\frac{1}{2}$  und  $22\frac{1}{2}$  engl. Zoll. —  $30\frac{1}{2}$  und 21 Zoll —  $21\frac{1}{2}$  und  $17\frac{1}{2}$  Zoll 330 Thlr. — 300 Thlr. — 250 Thlr. (Journal für Buchdruckerkunst 1838. S. 34.)

Die Presse von J. COPE und SHERWIN in London, welche von HAENEL in Magdeburg zuerst in Deutschland eingeführt wurde und auch unter dem Namen Imperialpresse bekannt ist, wurde auf Taf. 128 nur in dem obern Theile dargestellt, da Fundament und Bewegung desselben nichts Eigenthümliches enthalten. *Fig. 50* ist die Endansicht, *Fig. 51* die obere, *Fig. 52* ein horizontaler Durchschnitt oberhalb des Tiegels, *Fig. 57* ein Vertikaldurchschnitt des Pressbalkens mit dem Kniehebel in grösserem Massstabe und *Fig. 58* — 62 Details.

Das Pressgestell, welches, wie das der Stanhopepresse, ganz aus Gusseisen besteht, läuft oberhalb in die beiden Wände und den Oberbalken *AA* aus. An den Wänden sind die Lappen *a, a* angegossen, gegen welche die Leitungstheile *b, b* angeschraubt und mittels vertikaler Keile weiter vorgestellt werden können. Diese Leitungstheile sind vorn scharf hergestellt und greifen in Vertiefungen der Platte *B*, welche zugleich die Tiegelstange *C* durch die vier Schraubenbolzen *c, c* mit dem Tiegel verbindet. Oberhalb sind an *C* auf beiden Seiten ein paar vorstehende Nasen angebracht, unter welche die an die Presswände angeschraubten Druckfedern *E, E* zu beiden Seiten untergreifen und dadurch nach vollendetem Drucke den Rückgang oder die aufwärts gehende Bewegung des Tiegels verursachen. In dem einen Lappen *a* und dem



darüber an dem Oberbalken angegossenen Lappen *e* befinden sich die Lager für die Presswelle *F*, welche ähnlich wie bei der Stanhopepresse steht, unterhalb mit dem Pressbengel *G* und oberhalb mit dem Hebelarm *H* versehen ist. Der Pressbengel schlägt nach vollbrachtem Rückgange gegen einen an *C* angebrachten Aufhalter an, welchen *Fig. 52* am deutlichsten zeigt. Das Ende des Hebelarmes *H* ist gegabelt und durch einen Bolzen mit der Zugstange *I* verbunden, welche nach dem ebenfalls gegabelten Ende des ziemlich vertikal stehenden Hebels *K* läuft. *K* befindet sich in einem Spalte, welcher in dem Oberbalken *A* angebracht ist (*Fig. 57*), und seine Axe *g* ruht in den beiden Seitenwänden dieses Spaltes. Da sich in Folge der Verbindung mit *H* und *K* die Zugstange *I* sowohl in einer horizontalen als in einer vertikalen Ebene bewegt, so ist innerhalb derselben noch das Gelenke *f* angebracht. Auf der Gegenseite von *K* befindet sich ein kurzer daumenartig wirkender Hebelarm, welcher auf das Zwischenstück *L* presst, das mit seinem gekrümmten Ende in einer entsprechenden Höhlung vom *M* liegt; der Druckbolzen *M* gleitet aber in der Leitung *kk* des Oberbalkens vertikal auf und nieder, ist in das obere Ende der Tiegelstange *C* versenkt und kann hier zur Justirung des Zuges und der Tiegelhöhe durch den Stellkeil *h* höher oder tiefer gestellt werden. Zur Stellung von *h* ist ein Bügel *i* (*Fig. 50*) angebracht, durch welchen eine auf den Keil wirkende Stellschraube geht. Der Hebel *K* wird aus *Fig. 58* und *59* und das Zwischenstück *L* aus den drei Ansichten *Fig. 60* — *62* deutlich, wo sich auch die beiden zur Seite von *L* angebrachten Seitenwände darstellen, welche oben vorragend das Ende von *K* umschliessen.

Die Lage, welche die einzelnen die Pressung bewirkenden Theile in der Ruhelage und nach vollendetem Zuge mit dem Bengel annehmen, ist am deutlichsten aus *Fig. 57* zu sehen, wo die erstere Lage punktirt, die letztere ausgezeichnet angegeben ist. In *Fig. 50* und *51* ist die Ruhelage ausgezeichnet und die Lage nach vollendetem Zuge punktirt angegeben.

Nach dem Journal für Buchdruckerkunst 1835. S. 83 wurden derartige Pressen von FAULMANN in Leipzig für 360 Thlr. gebaut.

Die schottische oder Tafelpresse von JOHN RUTHVEN zu Edinburg (patentirt 1813) unterscheidet sich wesentlich von den bisher beschriebenen Pressen durch das ihr zu Grunde liegende Bewegungsprincip. Das Fundament steht nämlich bei ihr ganz unbeweglich, der Tiegel dagegen ist mit einem Wagen versehen und wird ein- und ausgefahren. Die zur Hervorbringung des Druckes dienende Hebelverbindung liegt unter dem Fundamente, und der Bengel wird von dem Arbeiter nicht in einer horizontalen, sondern in einer vertikalen Ebene bewegt. Der Drucker bleibt auf derselben Stelle stehen, zieht nach zugeschlagenem Deckel den Tiegel auf seiner Eisenbahn zu sich heran, wobei derselbe mit ein paar unterhalb angebrachten Vorsprüngen in Zangen tritt, und drückt endlich den Bengel mit der linken Hand von der linken zur rechten, wobei der Druck bewirkt wird.

Die schottische Presse ist auf Taf. 130 in *Fig. 75* von der Seite, *Fig. 76* von oben, *Fig. 77* von vorn, *Fig. 78* von hinten und *Fig. 76* in einem parallel mit *Fig. 77* genommenen vertikalen Durchschnitte abgebildet. Ihr Hauptgestell *A* ist entweder von Holz oder von Eisen; im ersteren Falle wie hier besteht es aus acht senkrechten Ständern, vier nach hinten laufenden und vier Querriegeln. Die beiden mit *BB* be-

zeichneten Riegel tragen die Eisenbahn und dienen zum Aus- und Einfahren des Tiegels; die vertikalen Mittelständer *C, C* dagegen enthalten die Lager für die Bengelaxe *D*. Die oberen Querriegel tragen das auf dieselben mit aufgetragenen Futterstücken unverrückbar aufgesetzte Fundament. Der Ständer und die Riegel sind durch eiserne Schraubenbolzen in feste Verbindung gebracht. An der Bengelaxe *B* steht ausserhalb des Pressgestelles der Druckhebel oder Bengel *E*, innerhalb der Hebelarm *F*, welcher durch den Zapfen *a* mit den beiden Zugstangen *G, G* verbunden ist. Die letzteren sind so ausgeschweift, dass sie bei ziemlich vertikalem Stande von *F* noch neben der Axe *D* vorüber gehen. Das andere Ende der Zugstangen steht durch den Zapfen *b* mit den ziemlich horizontal liegenden Zughebeln *H, H* in Verbindung. Die letzteren haben auf beiden Seiten in den Gestellwänden bei *c, c* ihre Drehaxen (die Lager zeigt *Fig. 75* am deutlichsten) und stehen durch die Zapfen *d, d* mit den Zangen oder Klammern *I, I* in Verbindung, welche in Oeffnungen neben dem Fundamente auf- und niedergleiten können, unten mit zwei Backen die Hebel *H, H* übergreifen und oberhalb Oeffnungen haben, in welche die an den Bolzen *K, K* unterhalb angebrachten Vorstösse eintreten können.

Die Bolzen *K, K* gehen durch den Druck- oder Oberbalken *L* hindurch und lassen sich durch die oberhalb aufgeschraubten Muttern *f, f* und die unteren Gegenmutter *e, e* in beliebiger Höhe mit demselben fest verbinden, so dass die mit dem Bengelzuge verbundene Tiefe des Niederganges dieses Druckbalkens und somit die Stärke des Druckes verändert werden kann. An dem Druckbalken befindet sich unterhalb der Tiegel *M*, nach *Fig. 75, 78* u. s. w. durch Seitenstreben gegen denselben an einer Lagenveränderung gehindert.

Die beschriebene Hebelverbindung macht nun deutlich, wie mit der Bewegung des Bengels *E* ein Niedergang von *M* nothwendig verbunden ist; die rückgängige Bewegung des Tiegels und des ganzen Druckmechanismus bewirken die sogleich zu erwähnenden Tragfedern und das an der Bengelaxe *D* angeschraubte Gegengewicht *N*.

Der Druckbalken hat nämlich oberhalb ein paar vorstehende Nasen *g, g*, welche auf den Tragfedern *O, O* ruhen und mit denselben durch die Führungsbolzen *h, h* verschraubt sind. Die Tragfedern sind nach *Fig. 79* in den Wagen *ii* gefasst, durch welchen der Führungsbolzen *h* hindurchgeht. Der Wagen bewegt sich mit den gespurten Rädern *P, P* auf den Eisenbahnen *k, k*, welche auf den oberen Riegeln *B, B* aufrufen. In *Fig. 75* und *78* ist am deutlichsten neben der Lage, welche der Druckbalken und Tiegel hat, rechts der Raum zu sehen, welchen derselbe nach dem Ausfahren einnimmt; damit er nicht über die Bahn hinaus laufe, sind am Ende der Riegel *B, B* die Fänger *l, l* angebracht, und an der vordern Seite hindert ein angebrachter Anschlag den Tiegel weiter vorwärts zu treten. Die Federn *O, O* müssen so gestellt werden, dass sie gerade im Stande sind, den Tiegel genügend über die Form zu heben, ohne dem Drucke, bei welchem auch sie zusammengedrückt werden, einen zu grossen Widerstand entgegen zu setzen. Das Aus- und Einfahren des Tiegels erfolgt hier ganz einfach durch den dem Drucker zugekehrten Handgriff *Q*, kann aber auch leicht durch einen Winkelhebel mit einem Tretschemel bewirkt werden. Damit die unteren vorstehenden Theile der Bolzen *K, K* ungehindert durch den hintern Querriegel durchtreten können,



ist derselbe an den beiden entsprechenden Stellen mit den gehörigen Oeffnungen *m, m* (Fig. 78 und 80) versehen.

*RR* ist das Fundament, *SS* die auf demselben ruhende Form, *TT* der zugeschlagene Deckel, welcher sich bei *nn* um Spitzzapfen dreht und sich aufgeschlagen an die Schienen *U, U* anlehnt, welche hier den Galgen vertreten und nach Fig. 75 leicht in gehöriger Höhe eingestellt werden können.

Pressbalken und Tiegel können auch besonders gegossen und dann durch vier Schraubenbolzen fest mit einander verbunden werden. Der Bengel *E* beschreibt bei seiner Bewegung ungefähr einen Viertelkreis und kann am Ende desselben gegen einen verstellbaren Anschlagstift stossen, um bei jedem Bengelzuge eine vollkommen gleiche Wirkung hervorzubringen. Statt der hier angegebenen einfachsten Hebelverbindung hat man wohl auch an der Axe *D* einen Winkelhebel angebracht, dessen einer Arm mit *G* verbunden ist, während der andere durch eine Zugstange mit einem Arme an einer Kurbelaxe verbunden ist, welche ausserhalb des Gestelles in Lagern liegt. Diese erwähnte Zugstange ist dann mit einer Stellschraube zum Verlängern und Verkürzen versehen und bewirkt ebenso, wie die Stellung an den Bolzen *K, K*, eine Veränderung in der Stärke des hervorgebrachten Druckes.

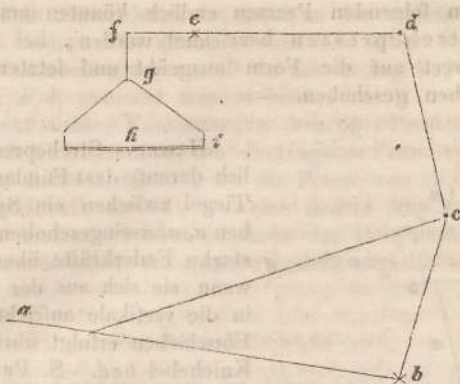
Einer andern Einrichtung zufolge ist der Hebelarm *F* (Fig. 76) über seinen Drehpunkt hinaus verlängert, am Ende dieses langen Hebelarmes ist eine Kette angebracht, welche sich um eine Rolle windet, an deren Welle die Kurbel zur Hervorbringung des Druckes angebracht ist. Die Rolle ist entweder cylindrisch oder spiralförmig und verursacht daher bei Umdrehung der Kurbel entweder einen gleichbleibenden oder immer wachsenden Druck.

Nach C. LASSOW in Hamburg, von welchem ein dem hier beschriebenen ähnlicher Druckmechanismus angewendet wird, werden die Tragfedern des Wagens durch vier Spiralfedern ersetzt, welche dem Zerbrechen weniger leicht unterworfen sein sollen. Er fertigt (nach dem Journal für Buchdruckerkunst 1835. S. 8) Pressen zu 160 — 120 — 70 Thlr. Holst. Crt. bei Formaten von  $17\frac{1}{2}$  und 23 Zoll — Folio — 8" und  $10\frac{1}{2}$ ".

Die Kniehebelpresse von FR. KOCH in München, welche im Journal für Buchdruckerkunst 1835. S. 54 abgebildet und beschrieben ist, hat einen Tiegel, welcher mit heruntergehenden Leitungsstangen verbunden ist; diese Stangen gleiten in Führungen des Presstisches und sind unterhalb durch ein Querstück verbunden, welches durch die Wirkung eines unter dem Presstisch liegenden Kniehebels niedergedrückt wird und dadurch den Druck hervorruft. Der Bengel liegt ähnlich wie bei der schottischen Presse. Der Rückgang des Tiegels erfolgt durch zwei um die Leitungsstangen desselben gelegte Spiralfedern, welche sich unten gegen den Presstisch, oben gegen den Tiegel stemmen.

Die folgenden Einrichtungen von Buchdruckerpressen, welche ebenfalls auf dem Principe des Kniehebels beruhen, mögen nur durch Holzschnitte ihrer Haupteinrichtung nach angedeutet werden.

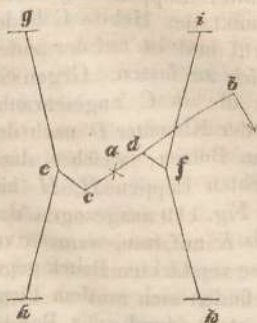
Die Presse von DANIEL TREADWELL aus Nordamerica, auf welche derselbe 1820 in England ein Patent erhielt, ist eine durch einen Tretschemel in Bewegung gesetzte Kniehebelpresse. In dem folgenden Holzschnitte ist *a* der Schemel, *abc* ein um *b* drehbarer Winkelhebel, *cd* eine Verbindungsstange, *def* der obere Druckhebel, welcher bei *e*



seine Drehaxe hat und bei *f* mit der Aufsatzstange *fg* verbunden ist; diese Stange wird auf die Spitze des pyramidalen Tiegels aufgesetzt, welcher sich bei *i* um ein Gewinde dreht, zurückgeschlagen den Bogen aufnimmt, herumgeschlagen sich auf die feststehende Form *h* aufsetzt. Die Presse bewegt sich leicht, ist aber viel breiter als die anderen, und verlangt daher einen weit grösseren Raum, was auch ihrer weiteren Verbreitung hinderlich gewesen ist.



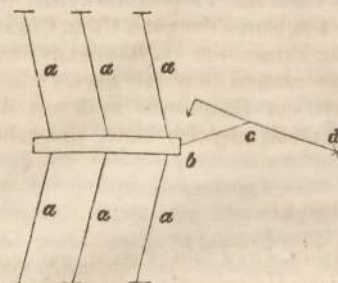
Die Kniehebelpresse, welche sich G. CLYMER im Jahre 1827 in England patentiren liess, besteht ebenfalls in doppelter Anwendung eines Kniehebels; es ist nämlich *ba* der Bengel, *bcd* der eine, *edf* der andere Kniehebel und letzterer hat bei *e* seinen festen Stützpunkt und wirkt bei *f* auf den Tiegel. (DINGLER Bd. XXX. S. 111.) Im Grunde ist diese Presse ihrer Haupteinrichtung nach mit der Hagarpresse identisch.



Eine zusammengesetzte Kniehebelpresse wurde im Jahre 1822 in TAYLOR's *philos. mag.* (DINGLER Bd. XI. S. 201) bekannt gemacht; bei derselben werden durch den in *b* ausgeübten Druck die Kniehebel *ace* und *adf* gestreckt, und dadurch dasselbe bei den Kniehebeln *geh* und *ifk* bewirkt; sind nun bei letzteren die Fusspunkte *h* und *k* fest, so müssen sich die oberen Endpunkte heben und können dabei das Fundament gegen den Tiegel pressen.

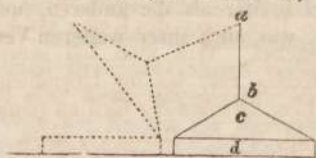


Die beiden folgenden Pressen endlich könnten am richtigsten mit dem Namen Strebepressen bezeichnet werden; bei ihnen wird die Bewegkraft direct auf die Form ausgeübt und letztere zwischen eingespannte Streben geschoben.



HAWKINS Strebepresse beruht nämlich darauf, dass Fundament, Form und Tiegel zwischen ein System von Streben  $a, a, a$  eingeschoben werden, welche starke Federkräfte überwinden müssen, wenn sie sich aus der geneigten Lage in die vertikale aufrichten wollen. Das Einschieben erfolgt übrigens durch den Kniehebel  $bcd$ . S. PRECHTL's technologische Encyclopädie, Bd. III. S. 404.

Bei der Presse von BENJAMIN ROTCH aus London, welche 1821 in Frankreich patentirt wurde (*Brevets T. XXX. p. 226*), sind nur oberhalb Streben  $a, b$  vorhanden, welche mit dem Tiegel  $c$  durch ein Gewinde verbunden sind, und denselben beim Einfahren zuschlagen und aufpressen, beim Ausfahren öffnen. Es erscheinen nämlich die oberen Streben als zwei um eine oberhalb der Mitteldrucklinie angebrachte Welle  $a$  drehbare Krummzapfenarme; wird



nun die Form  $d$  eingefahren, so legt sich durch Drehung dieser Arme der Tiegel auf und wird durch den sich mehr und mehr vertikal stellenden Krummzapfen angepresst; wird sie dagegen ausgefahren, so schlägt sich der Tiegel auf, indem sich der Krummzapfen schief und endlich ziemlich horizontal stellt.

#### 4. Einfache Hebelpressen.

Die tragbare Handpresse von RUGGLE in Philadelphia, welche zum Druck von Karten und Formaten bis zu klein Quart angewendet werden kann, ist auf Taf. 133 (*Fig. 118—120*) in den drei Hauptansichten dargestellt.

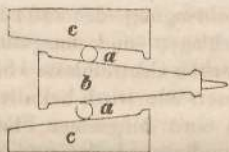
$A, A$  sind die Füße, welche an das Fundament  $B$  angegossen sind; auf dem letztern wird der Rahmen durch Schrauben eingestellt. An dem einen Ende sind unterhalb am Fundamente zwei Lappen angebracht, welche den Zapfen aufnehmen, der den Drehpunkt des Hebels  $C$  bildet; dieser Hebel trägt auf der einen Seite einen Griff und ist auf der andern Seite gegabelt, um die Klammer  $D$  zwischen sich zu fassen. Gegen eine unterhalb von  $D$  vorstehende Nase legt sich die an  $C$  angeschraubte Feder  $E$  und drückt dabei den obren Haken der Klammer  $D$  nach dem Hebel  $F$  zu; dieser hat seine Drehaxe in einem Bolzen, welcher durch die beiden oberhalb des Fundamentes angebrachten Lappen  $H, H$  hindurchgeschoben ist, und legt sich in der durch *Fig. 119* ausgezogen dargestellten Lage auf den Mittelpunkt des Tiegels  $K$  auf, um, wenn er von  $D$  erfaßt wird, den durch zwei Hebelverhältnisse verstärkten Druck gegen  $C$  auf den Tiegel über zu tragen. Unterhalb befinden sich an dem Tiegel zugleich Rahmen und Deckel. Der Hebel  $F$  steht durch das Band  $I$

mit dem Tiegel in Verbindung, an welchem die beiden Charniere  $GL$ ,  $GL$  angebracht sind, welche erlauben, dass der Tiegel mit dem Rahmen und Hebel nach Zurücklegung von  $D$  in die in *Fig. 119* punktirt angegebene Lage  $K_1 F_1 I_1$  gebracht werden kann.

In Bezug auf andere Einrichtungen derartiger Pressen verweisen wir auf DINGLER Bd. XXXI. S. 343, wo die tragbare Presse von CARL CLARK, auf DINGLER Bd. LXXXIII. S. 107, wo die Presse von W. BADDELEY, und auf DINGLER Bd. LVIII. S. 131, wo eine andere tragbare Presse abgebildet ist. Die ersteren beiden kommen der Hauptsache nach mit der oben abgebildeten überein, die letztere enthält zugleich einen Kniehebel.

### 5. Keilpressen.

BARCLAY von London nahm im Jahre 1822 ein Patent auf eine Presse, bei welcher ein nach beistehendem Holzschnitte wirkender Keil die Bewegung hervorbrachte.  $a, a$  sind zwei zu beiden Seiten des Keiles  $b$  liegende Walzen, die sich zwischen demselben und der Unterseite des Oberbalkens, sowie der Oberfläche des Tiegels befinden. Die Bewegung des Keiles erfolgt durch einen Kniehebel. Will man bei dieser Einrichtung des Keiles eine bis ins Unendliche zunehmende Vervielfältigung der Kraft erhalten, so muss der Keil an seiner Oberfläche krummlinig begränzt sein und nicht, wie bei BARCLAY, eben.



### 6. Pressen mit direct einwirkendem Gewichte.

Ein direct aufgelegtes Gewicht wird natürlich eine desto geringere Wirkung hervorzubringen vermögen, auf eine je grössere Fläche sich die Wirkung desselben erstrecken soll. Lässt man daher eine Walze über eine mit dem Bogen bedeckte Form gehen, so wird sie in jeder Stellung nur eine Fläche von sehr geringer Breite berühren und daher eine verhältnissmässig gesteigerte Wirkung hervorzubringen vermögen. Auf diesem Principe beruhen die folgenden Pressen, welche wohl auch mit dem Namen Eisenbahnpressen belegt werden.

Bei der Presse, auf welche RICHARD WATT 1820 in England ein Patent nahm, wird der Bogen auf einen besondern Wagen gelegt und aus- und eingefahren; dieser Wagen ruht auf Federn, so dass der Bogen etwa 1 Zoll über der Form steht; beim Druck wird er niedergedrückt. Der Wagen mit dem Bogen ist ferner auf der einen Seite mit zwei Auftragwalzen versehen, welche die Form schwärzen und die Schwärze nach vollendetem Einfahren von einer Walze erhalten. Der Druck wird durch einen Cylinder hervorgebracht, welcher nur durch sein Gewicht wirkt und durch Einschieben von Stäben schwer gemacht werden kann. Dieser Cylinder wird von einer Welle aus durch einen Schnurlauf über die bedeckte Form vorwärts und rückwärts gerollt. (*HANSARD typographia* p. 662.)

Die sogenannte Eisenbahnpresse von J. G. KÖSSLING und J. G. F. LEIDERITZ in Leipzig hat ein feststehendes Fundament, auf welches die Form und nach Befinden (bei Stereotypendruck) auch das Rähmchen kommt. Der Druck wird durch eine schwere gusseiserne Walze hervor-



gebracht, auf welche sich der Bogen auflegen und bei den Punkturen befestigen lässt, und welche mittels angebrachter Kurbeln über die Form weggerollt wird. Dabei wird die Walze durch zur Seite angebrachte Laufstäbe in paralleler Lage erhalten und verhindert, der Schrift zu schaden. S. Journal für Buchdruckerkunst 1837. S. 92.

Die THUVIEN'sche Presse, welche der Firma DIDOT frères et Comp. in Paris patentirt wurde und zum Drucken der Affichen von 8 Fuss Höhe und 10 Fuss Breite dienen kann, ist der vorher erwähnten Presse ähnlich; es wird bei derselben der Druck ebenfalls durch Ueberwalzen eines schweren Cylinders hervorgebracht (ebend. 1838. S. 27).

Die Beschreibung einer auf demselben Principe beruhenden Presse, welche in England patentirt wurde, und zwar auf den Namen A. SMITH, enthält DINGLER Bd. LXII. S. 35.

## 7. Hydrostatische Pressen.

Die Benutzung von Wasserdruck zur Hervorbringung des erforderlichen Druckes ist von JOSEPH SAXTON vorgeschlagen und ausgeführt worden, welcher sich dieselbe nach dem polytechnischen Centralblatte 1835. S. 927 in England patentiren liess. Die Druckwassersäule wird bei dieser Presse durch einen Hahn mit einem Raume über einer biegsamen Fläche von Kautchouczeug oder ähnlichem Stoffe in Verbindung gesetzt und das Druckwasser, welches gewirkt hat, nach vollendetem Drucke wieder abgelassen.

Das Auftragen der Farbe auf die Form, welches nach jedesmaligem Ausfahren des Wagens von einem der beiden Drucker geschieht, während der andere den bedruckten Bogen herausnimmt und den weissen einlegt, hat man nach Erfindung der Buchdruckmaschinen ebenfalls auf mechanischem Wege hervorzubringen gesucht. Die alte Methode des Einschwärzens mittels zweier Lederballen, welche unterhalb elastische Kugelabschnitte darbieten und von dem Arbeiter in beiden Händen geführt theils benutzt wurden, um die Schwärze auf jedem derselben gleichmässig zu verbreiten, theils um sie dann auf die Form überzutragen, bot eine zu wenig aus stetigen Bewegungen zusammengesetzte Operation dar, als dass sich dieselbe direct zur Nachahmung durch mechanische Mittel geeignet hätte. Es musste daher erst das KÖNIG'sche Farbwerk mit elastischen Walzen (fr. *elastic composition roller*) und gleichmässiger Farbevertheilung erfunden werden, bevor an eine Vervollkommnung des gewöhnlichen Farbeauftragens durch den Drucker und an ein mechanisches Farbeauftragen zu denken war.

Eine der seit 1819 eingeführten Auftragwalzen (fr. *rouleau*; engl. *hand inking roller*) stellen Fig. 89 und 90 (Taf. 131) in zwei Ansichten dar; *aa* ist das eiserne Gestell, an welchem sich die beiden hölzernen Griffe *b, b* befinden und in welches unten die Zapfen der elastischen Auftragwalze *cc* geschoben werden. Diese Walzen bestehen aus einem buchenen Walzenholze, welches äusserlich gefurcht ist, um sich mit der Masse fest zu verbinden. Die Masse wird aus bestem Leim und Syrup zusammengesetzt, von denen man bei verschiedenen Witterungs- und anderen Verhältnissen verschiedene Mengen nimmt, im Winter etwa 4 ℥ Leim und 6 ℥ Syrup, im hohen Sommer bis 5 ℥ Leim und 4 ℥ Syrup. Der Leim wird Tags vorher erweicht. Die Mischung wird entweder über directem Feuer oder in einem Dampfkessel gekocht und so lange im

Kochen erhalten, bis sie durch Verdampfung der Wassertheile die nöthige Consistenz erhalten hat, dann verkühlt sie vor dem Ausgiessen, damit die Walze keine Hitzlöcher erhalte. Derartige Walzen lassen sich, wenn sie schadhafft werden, wieder umgiessen, doch nicht gut öfter als ein- oder zweimal.

Eine Form zum Giessen der Farbwalzen aus Masse stellen *Fig. 99* bis *102* auf *Taf. 131* vor. Diese Form besteht aus zwei gusseisernen innerlich ausgebohrten Halbcylindern, von denen *Fig. 99* die äussere, *Fig. 100* die innere Ansicht giebt. Diese Halbcylinder sind äusserlich mit Längen- und Querribben versehen, um die Befestigung mit dem Boden und mit einander durch Schraubenbolzen möglich zu machen, wie dies *Fig. 101* im Durchschnitte zeigt; die obere Ansicht der verbundenen Cylinderhälften zeigt *Fig. 99*. Steht der Cylinder aufrecht, so wird die Walzenaxe eingeschoben, oben durch das eingelegte Kreuz (*Fig. 102*) centrisch befestigt und dann durch die Oeffnungen des Kreuzes der Guss eingeführt. Es versteht sich von selbst, dass sich die Dimensionen der Form ganz nach denen der zu erzeugenden Walzen richten müssen. Formen für kleinere Walzen und Handwalzen macht man häufig aus Blech, doch sind dann die Kanten nicht über einander zu löthen, sondern nur an einander zu stossen. Eine Form der letztern Art befindet sich abgebildet und beschrieben in *W. HASPER'S* Handbuch der Buchdruckerkunst, *Carlsruhe 1835*, S. 73.

Die Farbe wird mit den Walzen auf ebenen Farbetischen (fr. *table-encrier*; engl. *inking table*) erst gleichmässig verrieben und auf die Walze selbst ganz gleichmässig aufgetragen; zu dem Ende wird die Farbe entweder mit einem Spatel erst auf den Tisch aufgestrichen, oder sie wird in einen am Tisch angebrachten Trog gegossen und durch die diesen Trog begränzende Walze an die Farbwalze übertragen. Derartige Apparate sind zuerst von *COWPER*, nach *HANSARD* aber von *FORSTER* und *HARRILD* angegeben.

Ein solcher Farbetisch ist auf *Taf. 132* in *Fig. 112* — *115* abgebildet, und zwar ist *Fig. 113* eine Seiten-, *Fig. 114* eine hintere, *Fig. 115* eine obere Ansicht und *Fig. 112* ein Durchschnitt parallel mit der Bildebene von *Fig. 113*. *A* ist die Platte des Farbetisches (engl. *distributing table*); auf derselben sind die Seitenwände *B, B* durch durchgeschobene Zapfen mit den Flügelschrauben *C, C* befestigt; zwischen diesen steht die Rückwand *D* des Farbetroges (engl. *ink trough*), welche durch die Schrauben *E, E* auf beiden Seiten mit den Seitenwänden so verbunden ist, dass diese Schrauben bei einem geringen Vor- und Rückwärtsschieben von *D* in länglichen Löchern von *B, B* gleiten können. Die abgedrehte Walze (engl. *ductor roller*) *L* bildet die vordere Begränzung des Farbetroges, sie ist mit ihren Zapfen in die beiden Seitenwände *B, B* eingelassen und trägt in der Verlängerung des einen Zapfens die Kurbel *F*. Auf der Rückseite sind an der Tischplatte die Winkel *G, G* angeschraubt, durch deren aufgerichtete Schenkel die Stellschrauben *H, H* gehen. Letztere drücken gegen die Rückwand *D* des Troges und erhalten dieselbe vermittels der Schrauben und Gegenschrauben *I, I* in der erforderlichen Lage, welche sich nach der Stärke der Farbeschicht bestimmt, mit der sich die Farbwalze *L* stets überziehen soll. Damit aber diese Farbeschicht über die ganze Länge der Walze eine vollkommen gleichmässige sei, ist die mittlere Verstärkung der Rückwand *D* an ihrer der Walze *L* zugekehrten Seite genau eben abgehobelt. Um die



zwischen *L*, *D*, *B* und *B* eingeschlossene Farbe endlich vor Staub und Unreinigkeit zu bewahren, ist der Deckel *KK* angebracht, welcher durch zwei Charniere mit der Rückwand *D* verbunden ist und ausserdem noch ungetähr in seiner mittleren Breite ein Charnier besitzt.

Wenn sich nun regelmässig die Walze *L* mit einer gleich starken Farbeschicht überzieht, so hat man die Auftragwalze, während man auf sie die auf dem Farbetische ausgebreitete Farbe überträgt, nur gegen die Walze *L* zu bewegen, wobei sie einen Streifen Farbe entnehmen wird, der dann auf dem Farbetische gehörig zu vertheilen ist. Damit stets andere Theile der Farbwalze von der Auftragwalze getroffen werden, wird dieselbe vor dem Abnehmen mit der Kurbel ein Stück gedreht.

Das mechanische Auftragen der Farbe kann theils so erfolgen, dass die Presse in ihrer gewöhnlichen Einrichtung bleibt und an dieselbe eine besondere Auftragsmaschine angerückt wird, theils so, dass man das Farbewerk direct mit der Presse verbindet und die Anordnung der Theile in der Presse so trifft, dass beim Aus- und Einfahren der Form oder bei der überhaupt erforderlichen Horizontalbewegung das Auftragen der Farbe erfolgt. Die erstere Einrichtung ist in mechanischer Beziehung weit unvollkommner als die letztere, und bloss durch die Nothwendigkeit, den einmal aufgestellten Pressen die ganze Vorrichtung anzubehalten, geboten; man bedarf einer besonderen Bewegkraft für die Auftragsmaschine; es wird daher auch ein ökonomischer Nutzen der Verbindung gewöhnlicher Pressen mit Auftragsmaschinen nur dann entstehen können, wenn mehrere Pressen gleichzeitig mit derartigen Vorrichtungen versehen werden, wo dann die zur Bewegung aller dieser Vorrichtungen erforderliche Kraft einen geringeren Kostenaufwand in Anspruch nimmt, als die dadurch hervorgebrachte Ersparniss beträgt, dass an jeder Presse nur ein Drucker statt der sonst erforderlichen zwei zur Bedienung nöthig ist.

Die Herstellung besonderer Farbeauftragmaschinen war schon mehrfach in Deutschland versucht worden, als nach Aufstellung einer KÖNIG-BAUER'Schen Schnellpresse in Frankfurt am Main im Jahre 1827 C. GEORGI und PH. GEHRHARDT mit theilweiser Benutzung der Idee des dieser Schnellpresse eigenthümlichen Farbewerkes in der BRÖNNER'Schen Druckerei in Frankfurt sechs Auftragsmaschinen aufstellten, welche ihrem Zwecke vollkommen entsprachen und durch einen Mann mit einem Schwungrade bewegt werden konnten. Später wurden derartige Maschinen von KALLMEYER in Osterode nachgebaut. Das im Jahr 1830 von CHARLES HEIDELOFF in Frankreich genommene Patent bezieht sich offenbar auf eine in mehreren Punkten veränderte GEORGI-GEHRHARDT'Sche Auftragsmaschine.

Die Farbeauftragmaschine von HEIDELOFF ist (nach *Brevets*, T. XXX. p. 246) auf Taf. 131 in *Fig. 81—88* abgebildet. *Fig. 81* ist die Seitenansicht, *Fig. 82* die obere Ansicht.

*A* ist der bleierne Farbetrog, welcher auf der einen Seite durch die Farbwalze *B* begrenzt wird. Die Dicke der Farbeschicht, mit welcher sich *B* überziehen kann, hängt von der Stellung durch die Schrauben *a*, *a* ab, welche die unten am Boden von *A* befindliche Stahlplatte der Walze *B* mehr oder weniger nähern können. In grösserem Massstabe zeigt *Fig. 85* diesen Farbetrog. Durch das Sperrrad *b*, welches mit *B* an gleicher Axe befindlich ist, erhält die Farbwalze auf eine später ausführlich zu beschreibende Art ihre Bewegung. Von der Farbwalze nimmt der schwingende Cylinder *C* die Farbe ab und trägt sie

auf den grossen Cylinder *D* über, auf welchem sie durch *E* vertheilt und aufgerieben (was namentlich in Bezug auf die Vertheilung der am Stege stehen bleibenden Farbe gilt) und von welchem sie durch *F* wieder abgenommen wird, um auf die Form übertragen zu werden, was durch viermalige Bewegung über die Form zu der Zeit geschieht, wo der Arbeiter den Bogen wechselt. Die Cylinder *C*, *E* und *F* sind mit gewöhnlicher Masse überzogen, *D* dagegen ist von Kupfer. Die Lage aller Cylinder gegen einander ist aus *Fig. 83* und *84* am deutlichsten zu entnehmen.

Die Bewegung der fünf Cylinder, welche das Schwärzen bewirken, hängt von den Bedingungen ab, dass eine veränderliche Menge Schwärze aufgenommen werde, welche im Verhältniss zur Grösse der zu bedruckenden Fläche steht, dass diese Schwärze nur in dem Augenblicke abgenommen werde, wenn der Auftragcylinder *F* die Form verlässt, dass die Verbreitung der Farbe über *D* ganz gleichmässig sei und stetig fort dauere, sowie auch die aufreibende und verbreitende Bewegung von *E*, endlich dass die Bewegung von *C* und *F* augenblicklich eintrete und namentlich die letztere sanft, leicht und regelmässig sei.

Die Hauptwelle *G*, an welcher sich an dem einen Ende die Fest- und Losscheibe *H*, an dem andern Ende die schief gestellte Scheibe *I* befinden, ruht bei der Scheibe *I* auf einem festen Lager, bei den beiden Riemenscheiben dagegen auf einem Lager, das an dem Hebel *K* angebracht ist, welcher sich um den Zapfen *c* dreht. Dieser Hebel ist in *Fig. 83* deutlich zu sehen und in *Fig. 86* besonders abgebildet. Der über *H* liegende Riemen geht nach oben, folglich übt die Spannung desselben eine ziehende Wirkung auf *K* aus, vermöge welcher *G* sich heben will und daher in einer tiefern Stellung nur durch einen besondern Druck erhalten werden kann. Von *K* geht auf der einen Seite eine Hängestange *d* herunter, welche mit einem Ansatz unter den Hebel *Q* ragt, welcher bei *k* seine Drehaxe hat. An der Hauptwelle *G* befindet sich ausserdem das Getriebe *M*, welches in das Zahnrad *N* greift und durch dasselbe dem Cylinder *D* seine stetige Umdrehung mittheilt. Mag nun *G* seine höhere oder tiefere Stellung haben, welche vermöge der andern von *G* auszuübenden Bewegungen erforderlich ist, so werden doch *M* und *N* immer im Eingriff bleiben und daher von *G* aus eine stetige Bewegung von *D* erzeugt werden. Die an dem andern Ende von *G* befindliche Scheibe *I* greift in die Gabel *b* ein und bewirkt dadurch die hin- und hergehende Bewegung der Reibwalze *E*, welche daher auch stetig ist. Um eine Geschwindigkeitsveränderung in dieser Seitenbewegung hervorbringen zu können, kann die Scheibe *I* auch statt auf *G* auf die Welle von *D* geschoben werden, wobei sie vermöge der Zähnezahlen von *M* und *N* halb so viel Umdrehungen als vorher macht.

Ausser diesen stetigen Bewegungen gehen von *G* nun auch die absatzweise erfolgenden Bewegungen in der Maschine aus; zu dem Ende befindet sich an *G* ein Zahnrad *O*, welches in ein anderes mit eben so viel Zähnen, das darunter befindlich ist, eingreift, sobald *G* niedergedrückt wird; das letztere erfolgt aber von dem Hebel *Q* aus, auf dessen äusseres Ende ein Bolzen drückt, sobald nach ausgefahrenem Wagen der Arbeiter den Deckel aufschlägt. Bewegt sich aber der längere Arm von *Q* herunter, so wird auch *d* und dadurch *K* ein Stück heruntergerückt und dadurch der Eingriff von *O* und *P* bewirkt. Damit dieser Eingriff auf die gehörige Zeitdauer erhalten bleibe, sinkt der Vorfall *LL* vermöge seiner Gewichtung in die in *Fig. 83* angegebene Lage und hindert dabei



vermöge des Zahnes  $e$  den vorzeitigen Rückgang von  $K$ .  $LL$  hat bei  $f$  seinen Aufhängepunkt und bei  $g$  und  $h$  zwei Angriffe, gegen welche der Bolzen  $i$  antrifft, der an dem Rade  $P$  angeschraubt ist, und welcher bei dem ersten Umgange  $L$  nur um den halben Weg, bei dem zweiten aber um den ganzen Weg vorwärts bewegt und zuletzt erlaubt, dass durch die Spannung des Riemens  $G$  und  $K$  wieder gehoben und dadurch  $O$  und  $P$  ausser Angriff mit einander gebracht werden. Sollte die Bewegung der Maschine nicht durch einen nach oben gespannten Riemen erfolgen, so muss das Lagerstück  $K$  durch Einwirkung einer Feder stetig nach oben gedrückt werden. Durch die angegebene Ausrückung wird nun hervorgebracht, dass nach jedem Aufschlagen des Deckels zwei Umdrehungen des Rades  $P$  von der Hauptwelle  $G$  aus bewirkt werden; in der Zwischenzeit ist natürlich nach dem Zuschlagen des Pressdeckels  $QQ$  wieder etwas in die Höhe gegangen.

Durch das Zahnrad  $P$  wird die Bewegung der Auftragwalze hervorgebracht; es ist nämlich an gleicher Welle  $o$  mit diesem Zahnrade auf der entgegengesetzten Seite der Krummzapfen  $R$  befindlich, welcher durch die Kurbelstange  $S$  mit dem Hebelarm  $T$  an der Welle  $m$  verbunden ist; von den beiden anderen ebenfalls auf  $m$  geschobenen Hebelarmen  $T_1, T_1$  aus gehen die Zugstangen  $U, U$  nach den beiden Führungsstangen  $V, V$ , welche unterhalb mit Bogen versehen sind, die sich auf entsprechenden Bahnen abwickeln, oberhalb dagegen in die Enden des Rahmens  $WW$  greifen, welcher an seinem andern Ende die Lager der Auftragwalze  $F$  enthält. Durch eine zweimalige Umdrehung von  $P$  wird daher auch eine zweimalige hin- und hergehende Bewegung von  $W$  hervorgebracht, welche zur Folge hat, dass  $F$  viermal über die Form weggeht. Um der Auftragwalze  $F$  einen Weg von gehöriger Länge anzuweisen, welcher sich natürlich nach der Grösse des Formates bestimmt, ist der Arm  $T$  bei  $n$  mit verschiedenen Ansatzpunkten zur Befestigung der Kurbelstange  $S$  versehen. Vermöge der Führungsstangen  $V$ , welche sich auf der Grundfläche abwickeln, und der Leitwalzen  $q, q$ , welche den Rahmen  $W$  führen, erfolgt eine vollkommen parallele Bewegung der Schwärzwalze; die Höhe der letzteren lässt sich genau durch Hebung oder Senkung der Lagerplatten  $p$ , welche schwalbenschwanzförmig eingesetzt und mit einem Schraubenbolzen befestigt sind, hervorbringen. Aus Fig. 84 und 88 wird diese Befestigung und Stellung der Auftragwalze im Gestell  $WW$  deutlich.

Um die Farbewalze bei jedem Einschwärzen zu drehen, ist an der Welle derselben das Sperrrad  $b$  angebracht, in welches der an dem schwingenden Arme  $s$  befindliche Sperrkegel  $t$  eingreift;  $s$  ist durch den Stab  $r$  mit dem Hebel  $QQ$  verbunden, sobald daher  $Q$  beim Aufheben des Deckels sich senkt, wird  $r$  ein Stück niedergezogen und  $b$  um einen oder mehrere Zähne vorwärts geschoben. Um die Grösse der jedesmaligen Drehung von  $b$  und  $B$  zu bestimmen und willkürlich verändern zu können, sind in  $Q$  mehrere neben einander befindliche Löcher angebracht, welche, jenachdem  $r$  mit dem einen oder andern verbunden wird, bei jeder Schwingung von  $s$  ein Fortrücken von  $B$  um einen, zwei oder mehrere Zähne zur Folge haben.

Die Bewegung des Uebertragcylinders, vermöge welcher er von  $B$  eine Farbeschicht abnimmt und auf  $D$  überträgt, erfolgt jedesmal nach vollendeter Auftragung der Schwärze auf die Form. Dieser Cylinder ist nämlich in die Arme  $y, y$  eingelegt, welche über die Welle  $x$  geschoben

sind und sich mit derselben nach *Fig. 84* und *87* durch die Arme  $z, z$  in der erforderlichen Lage verbinden lassen. Die Arme  $z, z$  sind nämlich auf die Welle  $x$  fest aufgeschoben und tragen am Ende einen bogenförmigen Schlitz, durch welchen die Befestigungsschrauben  $a_1$  hindurchgeschoben und dann in das Ende von  $y$  eingeschraubt werden können. An der Welle  $x$  ist ausserdem noch ein fest aufgeschobener Arm  $u$  und ein beweglicher  $v$ ; in letztern ist der Stab  $w$  so eingeschraubt, dass er bei einer drehenden Bewegung von  $v$  gegen  $u$  anstösst und auf  $u$  und dadurch auf die Welle  $x$  mit der Walze  $C$  die erhaltene Bewegung überträgt; durch die Möglichkeit einer Verstellung von  $w$  vermöge weiteren oder weniger weiten Einschraubens wird bewirkt, dass die Arme  $y$  die Walze  $C$  mehr oder weniger hoch heben. Beschreibt nun der Bolzen  $i$  im Rade  $P$  seinen ersten Umgang in dem mit  $b_1, b_1$  in *Fig. 83* bezeichneten Kreise, so wird durch den Arm  $h$  von  $L$  das Ende von  $v$  in der Stellung gehalten, welche in *Fig. 83* gezeichnet ist; wenn aber nach vollendetem ersten Umgange  $g$  durch  $i$  nach der linken Hand zu geschoben ist, so hat sich das Ende von  $v$  auch um so viel nach der linken Hand zu bewegt, dass  $i$  beim zweiten Umgange von  $P$  das Ende von  $v$  ergreift, und um so viel mit vorwärts nimmt, dass die schwingende Bewegung von  $v$  und  $x$  den Uebertragcylinder  $C$  mit  $B$  in Berührung bringt und ihn dann wieder auf  $D$  zurückfallen lässt. Da dies zu der Zeit erfolgt, wo die Auftragwalze die Form eben verlässt, so kann nun während der Zeit des Druckens die auf  $D$  übertragene Farbe gleichmässig vertheilt und verrieben werden.

Die Auftragmaschine erfordert bei etwa 30 Umdrehungen der Hauptwelle in einer Minute nur  $\frac{1}{6}$  Menschenkraft.

Die GEHRHARDT-GEORGI'sche Farbeauftragmaschine ist in *Fig. 94—98* auf Taf. 131 abgebildet.

*Fig. 94* ist eine, *Fig. 95* die andere Seitenansicht, *Fig. 96* die Endansicht von der Seite der Auftragwalze aus, *Fig. 97* ein Durchschnitt parallel zur Bildebene von *Fig. 95* und *Fig. 98* eine Ansicht von oben.

$A, B, C, D, E$  und  $F$  haben hier dieselbe Bedeutung wie bei der HEIDELOFF'schen Auftragmaschine. Die Bewegung der ganzen Vorrichtung erfolgt von der Welle  $G$  aus, an welcher auf der einen Seite die Riemenscheibe  $a$ , an der andern die Kurbel  $b$  sich befindet, je nachdem die Vorrichtung durch Elementar- oder Menschenkraft bewegt werden soll. Ausserdem befindet sich auf  $G$  die durch den Aus- und Einrückhebel  $d$  zu bewegendes Kuppelungsbüchse  $c$ , durch welche das Zahnrad  $e$  entweder ausser oder in Verbindung mit der Welle  $G$  gebracht wird, wodurch auch die ganze Maschine von der Bewegkraft abgerückt oder mit ihr verbunden wird. Das Zahnrad  $e$  greift in ein grösseres  $f$  ein, welches auf der Axe des Cylinders  $D$  sich befindet, und mit  $f$  ist ein zweites Zahnrad  $g$  im Eingriff, welches an der Axe der Farbetrogwalze befestigt ist. Durch den Eingriff der Räder  $e, f$  und  $g$  werden daher zunächst die Cylinder  $D$  und  $B$  mit ihren Bewegungen versehen, es erhält aber auch  $E$  die erforderliche hin- und hergehende Bewegung parallel zur Axe, indem an der Axe von  $D$  bei  $h$  in *Fig. 95* eine kleine Kurbel angebracht ist, welche die Zugstange  $i$ , durch dieselbe den Winkelhebel  $k$  und mittels desselben den Schlitten  $l$ , in welchem die Farbeibwalze  $E$  liegt, in Bewegung setzt.

Der Anfang der Bewegung von der Auftragwalze  $F$  wird durch den Fusstritt  $H$  hervorgebracht; wird derselbe niedergedrückt, so hebt er



mittels des Hebels *I* den ganzen beweglichen Theil *KK*. In diesem letztern sind an einer obern durchgehenden Welle die Räder *m* und *o*, an einer untern parallelen Welle die Kurbel *L* und das Rad *n* befestigt. Ausserdem ist an einer andern Welle das Rad *p* und die Scheibe *q* angebracht. Die Räder *m* und *n*, sowie *o* und *p* sind stets im Eingriff, und sobald *KK* gehoben wird, kommen *m* und *f* mit einander im Eingriff, die Uebertragung der Bewegung von *f* auf *m* dauert daher so lange fort, als *KK* gehoben bleibt, und hört sogleich auf, sobald *KK* zurücksinkt, wo dann *m* ausser Eingriff mit *f* kommen muss. Dass *KK* während der erforderlichen Zeit gehoben bleibt, bewirkt die Scheibe *q*, welche auf die Reibungswelle *r* mit ihrem Umfange sich stützt und nur dann *KK* sinken lässt, wenn die auf *q* zugleich angebrachte Vertiefung über *r* zu stehen kommt. Die Reibungsrolle *r* steht auf dem Träger *s* unbeweglich fest. Wird nun die Bewegung von *f* auf *m* übertragen, so wird während einer Umdrehung von *f* sowohl *m* als *n* zwei Umdrehungen machen, folglich wird durch die Kurbel *L*, die Zugstange *M* und die Leitung *NN* der Rahmen *OO* mit der Auftragwalze *F* zweimal hin- und hergezogen und schwärzt dabei die Form gehörig ein; zugleich macht aber auch *o* zwei Umdrehungen und dabei das Rad *p* mit doppelter Zähnezahl nur eine Umdrehung; am Ende dieses vollen Umganges kommt die Vertiefung am Umfange von *q* über *r* zu stehen, weshalb *KK* niedersinkt, *m* ausrückt und die Auftragebewegung von *F* vollendet.

Die Art, wie die Auftragwalze *F* in den Rahmen *OO* eingelegt ist, wird aus *Fig. 94* am deutlichsten zu ersehen sein. In dem Theile *u* befindet sich das Zapfenloch, in welchem der Zapfen der Walze durch einen mit einer Feder angepressten Deckel festgehalten wird. Dieser ganze Theil *u* ist bei *t* um einen Drehpunkt beweglich und kann nach Erforderniss etwas höher oder tiefer mittels einer Druckschraube so befestigt werden, wie es die Höhe der Form nothwendig macht.

Die Bewegung des Uebertragungscylindeers geht vom Wagen aus; ist nämlich derselbe ausgefahren, so stösst eine an seinem Ende angebrachte schiefe Fläche gegen den ebenfalls an seinem Ende abgeschrägten Winkelhebel *P* und drückt sein Ende (*Fig. 98*) nach aussen; dadurch wird die Zugstange *Q* angezogen, der Winkelhebel *R* bewegt, und die mit *R* nach *Fig. 95* verbundenen Traghebel der Uebertragwalze so bewegt, dass *C* in Berührung mit *B* kommt und sich dabei vermöge der auf *B* übertragenen Bewegung mit Schwärze überzieht. Die Einlegung der Walze *C* in die Traghebel *S* wird aus *Fig. 93* deutlich; nach dieser Figur ist in dem Theile *S* ein Zapfen, um welchen sich der Hebel *T* bewegt, welcher auf der einen Seite als Zapfendeckel für *C* dient und mit seinem andern Ende durch den vorgeschobenen Riegel *U* gefangen wird. Den Rückgang von *S* und *C* verhindert der Vorfall *V*, welcher nach *Fig. 91* und *92* um einen im Gestell eingelassenen Zapfen drehbar und äusserlich mit der schiefen Fläche *W* versehen ist. Durch die unten gegen *W* pressende Feder wird oben *V* nach innen gedrückt und dadurch genöthigt, *S* zu tragen. Soll nach vollendeter Uebertragung der Schwärze auf die Form die Walze *C* sich auf *D* legen, so drückt in dem Augenblicke, wo *m* ausgerückt wird, ein an *m* befestigter Stift gegen den Hebel *X* und bewegt das obere Ende desselben so zur Seite, dass es sich über die schiefe Fläche *W* schiebt, dabei *V* zurückzieht und *S* niederfallen lässt.

Eine von der beschriebenen verschiedene Einrichtung hat die Auftragsmaschine, auf welche FAIRLAMB in Boston und GILPIN in New-York sich in America im Jahr 1834 ein Patent genommen haben. Bei derselben scheint nach einer Skizze im Journal für Buchdruckerkunst (Jahrgang 1837. S. 34) die Bewegung der Farbetrogwalze durch eine Kurbel, die Verreibung der Farbe auf dem Farbewerk, sowie das Auftragen auf die Form durch fallende Gewichte hervorgebracht zu werden, welche beim Aus- und Einfahren der Form aufgezogen werden. Die ganze Maschine hat kein Zahnrad; alle Bewegungen erfolgen durch Walzen mit umgelegten Schnuren.

Unter den Handpressen mit Farbewerk (engl. *self-inking press*), welche eine Bewegung des letztern durch eine besonders wirkende Kraft nicht voraussetzen, haben wir folgende zu erwähnen:

Die Presse von J. SCHUMACHER in Hamburg hat nach der dem Journal für Buchdruckerkunst (1836. S. 129) beiliegenden Abbildung einen Kniehebel wie die Hagarpresse, dieselbe wird aber noch durch Vermittelung eines horizontal liegenden Hebels bewegt, welcher bei der Hagarpresse nicht vorkommt, wo eine Zugstange direct am Knie angebracht ist. Der Tiegel wird nicht durch Federn, sondern durch Gegengewichte balancirt, welche ähnlich wie die an der HOFFMANN'schen Presse angebracht sind. Unten am Tiegel ist eine Leitung angebracht, auf welcher sich Deckel und Rahmen nach der einen Seite zu herausbewegen, wenn sie durch einen Handgriff herausgezogen werden. Der Deckel kann, wenn er herausgezogen ist, wie gewöhnlich aufgeschlagen werden, so dass er ziemlich  $1\frac{1}{2}$  rechten Winkel durchläuft, das Rähmchen folgt dieser Bewegung des Deckels nur etwa bis auf einen halben Rechten und wird in dieser Stellung durch angebrachte Gegengewichte fest gehalten. Wird nun nach aufgelegtem Bogen der Deckel herumgeschlagen, so hält das Rähmchen, welches sich mit dem Deckel um eine und dieselbe Axe dreht, den Bogen am Deckel fest. Rahmen, Bogen und Deckel werden hiernach mit dem Tiegel herauf und herunter genommen. Das Aus- und Einfahren des Karrens mit der natürlich unbedeckten Form erfolgt wie gewöhnlich durch Kurbel, Scheibe und Band; dabei passirt die Form unter zwei Auftragwalzen des Farbewerks vorüber, welches oberhalb der Bewegungsebene der Form angebracht ist und ausser dem Farbekasten und einer kupfernen Farbewalze noch aus einem Zubringer besteht. Jede Auftragwalze geht hiernach bei jedem Schwärzen zweimal über die Form. Das Format ist 21 und 28 Zoll; zur Bedienung sind ein Drucker und zwei Knaben erforderlich, welche täglich 4000 Abdrücke liefern. Der Preis beträgt 2000 Mark Courant.

Die Doppelpresse von SELIGUE hat ein festliegendes Fundament mit Form, der Bogen wird aber auf dem Rähmchen befestigt und zwischen Form und Tiegel eingefahren. Um das zweimalige Bewegen dieses Rahmens bei einem Abdrucke zu vermeiden, ist derselbe so eingerichtet, dass an dem einen und andern Ende ein Bogen eingelegt werden kann, wodurch möglich wird, jedesmal nur eine hingehende oder hergehende Bewegung zu geben. Der Tiegel muss etwas höher als gewöhnlich gehoben werden, damit der zur Durchführung des Rahmens erforderliche Raum gewonnen werde. Die Bewegung des Tiegels erfolgt durch einen Kniehebel, dessen Oeffnen und Schliessen eine excentrische Scheibe mit Zugstange bewirkt, welche durch eine Kurbel so bewegt wird, dass nach einer doppelten Umdrehung der Kurbelwelle der Tiegel eine volle Bewegung



zu einfachem Druck vollendet hat. Das Einschwärzen der Form erfolgt durch ein zwischen den beiden Bogen befindliches Schwärzwerk, welches bei jeder Bewegung des Rahmens einmal über die Form geht. An jeder Seite der Presse steht ein Arbeiter. Zunächst legt der erste einen Bogen auf, schiebt den Rahmen ein, dreht die Kurbel zweimal; unterdess hat der andere den bedruckten Bogen herausgenommen und einen neuen eingelegt, schiebt nun den Rahmen ein und dreht die Kurbel zweimal um. Dabei wechselt der erste Arbeiter den Bogen u. s. w. Zwei Arbeiter liefern so in 12 Stunden 6000 Abdrücke.

JOHANN DEISLER in Coblenz liefert derartige Pressen für 600 Thlr. (Journal für Buchdruckerkunst 1839. S. 34.)

Die Presse, auf welche A. F. NEUKRANTZ in Berlin für Preussen 1842 ein Patent erhielt, unterscheidet sich wesentlich von den vorhergehenden Pressen dadurch, dass die Form am Tiegel befestigt ist und sich mit demselben herauf und herunter bewegt; der Mechanismus zum Druckgeben ist nach der Stanhopepresse eingerichtet; das Rähmchen ist auf dem Karren angebracht, der auf Rädern ruht und in der erforderlichen Höhe durch Federn erhalten wird, die sich beim Drucken zusammenpressen; das Farbeauftragen erfolgt durch ein am Karren vorn befindliches Farbewerk mit vier Walzen, von denen die eine beim Aus- und Einfahren zweimal die Form überstreicht; auf das Farbewerk wird durch Berührung mit der feststehenden Farbrogwalze jedesmal die erforderliche Farbe übertragen. Die Leistung soll das  $1\frac{1}{2}$  bis 2fache einer gewöhnlichen Presse sein.

Eine weit grössere Leistung gibt das zweite System der NEUKRANTZ'schen Presse; bei derselben ist eine Form am Tiegel wie vorher, eine andere derselben gegenüber unten am Fundamente angebracht; der zwischen beide einzuschiebende Karren erhält oberhalb und unterhalb einen Bogen aufgelegt, und ist mit einem Schwärzwerk von fünf Walzen versehen, welches beide Formen beim Aus- und Einfahren mit Farbe versieht. Der Preis einer solchen Presse beträgt 600—700 Thlr.

Eine noch grössere Leistung gewährt das dritte System der Pressen von NEUKRANTZ, bei welchem das Fundament zu beiden Seiten des Tiegels genügend verlängert ist und wo sowohl von der einen als auch von der andern Seite Karren mit je zwei Bogen abwechselnd untergeschoben werden. Es soll hierbei ein Maximum, etwa das 6fache der Leistung einer gewöhnlichen Handpresse, erlangt werden, bei einer Bedienung der Presse durch nur drei Mann. (S. Berliner Gewerb-, Industrie- und Handelsblatt 1842. Nr. 1 und 2.)

Zum Schliessen und Zusammenhalten der Form, welche auf das Fundament gesetzt werden soll, dienen die Rahmen, bei denen man Schraubrahmen und Keilrahmen unterscheidet. Die Grösse dieser Rahmen richtet sich natürlich nach dem gewählten Formate.

In Fig. 110 und 111 auf Taf. 132 ist ein Schraubrahmen im Durchschnitt und Grundrisse und in Fig. 109 ein Keilrahmen abgebildet. *AA* ist das schmiedeeiserne Gevierte des Rahmens, *B* und *C* die Rahmeneisen, welche mit ihren Enden in den Rahmen versenkt und an ihrem Kreuzpunkte über einander geschnitten sind. Durch den Rahmen hindurch gehen gegen diese Eisen die etwa 4 Zoll langen Schrauben *D, D*, welche mit einem durch den Kopf geschobenen Schliessnagel gedreht werden und in besonderen leicht auszuwechselnden Muttern *E, E* laufen.

Bei dem Keilrahmen *A* (Fig. 109) werden die gegenüberstehenden Seiten durch einen langen Kreuzstab *B* und einen kurzen *C*, welche mit entsprechend geformten Enden in schwalbenschwanzförmige Vertiefungen eingelassen werden, zusammengehalten. Das Einschieben dieser Kreuzstäbe erfolgt, jenachdem es das Format fordert, entweder in der Mitte des Rahmens oder in einigem Abstände von der Mitte, und es sind deshalb in beiden Stäben bis auf die halbe Tiefe Einschnitte vorhanden, an denen die Stäbe über einander passen. *DD* sind die sich an die Columnen direct anlegenden Schiefstege, *E, E* die Rahmenstege, welche mit dem Treibholz und Schlägel fest angetrieben werden.

Von künstlicheren Rahmen zu verschiedenen Zwecken sollen hier nur der Rahmen von PABST zum gleichzeitigen Stempelprägen und das Numerirwerk von BROCKHAUS angegeben werden.

Fig. 116 und 117 auf Taf. 132 stellen in der obern Ansicht und im Durchschnitt eine von W. PABST in Chemnitz erfundene Form zum Farbendruck und zu gleichzeitiger Stempelprägung vor, welche bei Ausführung der Coupons zu den sächsischen Landrentenbriefen angewendet wurde.

Es ist nämlich sehr schwierig, kostspielig und zeitraubend, mit Schrift bedruckten Papieren mehrere Stempel gleichzeitig mittels einer Form aufzupressen. Die Stempel stets genau auf eine und dieselbe Stelle zu bringen ist auf dem bisher bekannten Wege des Stempeln unmöglich, weil jeder Bogen Papier vor dem Drucke mit Schrift befeuchtet werden muss, sich dadurch ausdehnt, beim Trocknen aber sich nie wieder so gleichmässig zusammenzieht, als er vor dem Feuchten war. Papieren ausser dem Schriftdruck noch einen farbigen Unterdruck mit ausgespartem Stempelraum zu geben ist eben so unmöglich, da die Stempelform die für sie strenggezogenen Gränzen sehr häufig überschreiten würde. Die vorliegende Form dient nun dazu, den Stempel stets an die gewünschte Stelle zu bringen und Zeit, Mühe und Kosten einer besondern Bestempelung nach dem Schriftdruck zu ersparen.

Bei *MM* liegen 21 stereotypirte Metallplatten, deren obere Flächen die Schrift oder den Unterdruck erhalten. Diese Platten sind auf eine Form von hartem Holze *a* — am besten von Mahagoni — geleimt oder genietet. In den in den Platten befindlichen Oeffnungen *b*, die auch durch die Holzform gehen, werden die Prägstempel *c* angebracht. In die untere Fläche der Holzform sind Fugen gestemmt, in welchen schmiedeeiserne Schienen *e* gleiten. Die Schienen, deren Zahl durch die Stempelreihen bedingt ist, dienen den Stempeln zur Basis und stellen dieselben in die zum Druck und Prägen nöthige Lage. Nach geschehenem Druck wird die Querschiene *f*, welche mit sämmtlichen anderen Schienen verbunden ist, etwas aus der Form gezogen, bei welcher Gelegenheit die Stempel *c* auf der schiefen Fläche *g* bis zu den tieferen Ruhepunkten *h* gleiten und während des Farbeauftragens auf die Schrift der Farbewalze unerreichbar sind.

Auf die untere Fläche der Holzform ist eine Zinktafel *i* genietet, damit die Schienen nicht unmittelbar mit dem Fundamente der Presse in Berührung kommen und durch ihre häufige Bewegung dasselbe ungleichmässig abnutzen. Bei langer Benutzung wird der Zink durch das Hin- und Herschieben der Schienen schwächer, wodurch die Stempel sich tiefer stellen, als sie gebraucht werden, und die Erneuerung einer Zinkplatte nöthig wird.



Wenn beim Drucke hintereinanderfolgende Zahlen zu drucken sind, so hat man sich mehr oder weniger künstlicher Numerirwerke dazu bedient. Eines der künstlicheren ist das zum Banknotendruck dienende von BRAHMA (s. *Encyclopaedia Metropolitana*. CH. BABBAGE, *treatise on manufactures etc.* p. 784). Ein einfacheres ist in Fig. 103 — 108 (Taf. 132) abgebildet; es wurde in der BROCKHAUS'schen Officin zum Eindrucken der Nummern für die Eisenbahnscheine angewendet. Von diesen Nummern verändert das Numerirwerk nur die letzte Ziffer und macht daher für neun hinter einander folgende Abzüge das Verändern des Nummernsatzes unnöthig, welcher nur nach dem jedesmaligen zehnten Abzuge durchaus in einer oder mehreren Ziffern geändert werden muss.

In der obern Ansicht Fig. 103 ist A A B B ein durch die Füllung C ausgesetzter Rahmen. Ueber der letztern sind die Keile D D D angebracht, um die bei E E eingesetzten Ziffern festzuhalten; letztere gehen durch Oeffnungen in C hindurch und begreifen zwischen den Stegen F, F den ganzen Nummernsatz ohne die letzte Ziffer. Diese letzte Ziffer wird durch je eines der Rädchen G hervorgebracht, von denen Fig. 107 und 108 eine Abbildung in grösserem Massstabe geben. Jedes dieser Rädchen bewegt sich um einen Zapfen und trägt oberhalb zehn vorstehende Erhöhungen mit zehn aufgebossenen Ziffern, so dass durch jedes in zehn verschiedenen Stellungen die letzten Ziffern von 0 bis 9 hervorgebracht werden können, wenn nur die sich unmittelbar an E anschliessende Stelle des Rädchens unmittelbar mit dem zu bedruckenden Papiere in Verbindung tritt.

Um nun nach jedem Abzuge und für jeden frisch aufgelegten Bogen den Zifferrädchen die erforderliche Stellung zu geben, d. h. jedes um  $\frac{1}{10}$  eines Umganges herumdrehen zu können, ist der Rost H I über C weggelegt, welcher äusserlich bei K K Handgriffe darbietet. Dieser Rost wird durch die Leitungen L, L niedergehalten und besteht vorzüglich aus den drei Zahnschienen H, H, H, welche für jedes Rädchen G G drei Zähne haben. Werden nun in der durch Fig. 103 bezeichneten Stellung K K herunter bewegt, dann nach links, bis K auf der rechten Seite an B stösst, dann wieder in die Höhe geschoben, bis die Zähne von H mit denen von G in Eingriff kommen, und hierauf wieder nach rechts bewegt, bis K links mit B in Berührung sich befindet, so ist durch die letztere Bewegung jedes der Rädchen um  $\frac{1}{10}$  herumgedreht und daher die letzte Ziffer bei E durchgehends um eine Einheit erhöht worden.

Fig. 104 und 106 sind zwei ihrer Stellung entsprechende Endansichten, Fig. 105 ist ein Querdurchschnitt nach der durch x x in Fig. 103 angedeuteten Ebene.

Zuweilen verbindet man mit Pressen besondere Zählwerke, um die Anzahl der bedruckten Bogen zu registriren. Fig. 121 — 124 auf Taf. 133 zeigen ein solches für eine Handpresse, bei welcher, wie gewöhnlich, der Druck durch eine vibrirende Bewegung einer vertikalen Axe hervorgebracht wird.

A (Fig. 121 und 122) ist eine starke eiserne Grundplatte. Auf der untern Fläche ist ein starkes Quereisen L (Fig. 121) mittels zweier Schrauben 7 fest gemacht und an diesem ein starker eiserner Stift M angeietet. Hierdurch befestigt man den Apparat an einem schicklichen Theile der Presse, so dass er unwandelbar fest steht. B, C und I sind senkrechte eiserne Träger, auf der Grundplatte A fest genietet. E ist eine verzahnte Scheibe von Messing, E<sub>1</sub> eine grosse centrische Oeffnung,

welche auch durch die Grundplatte geht. Die Zahnscheibe *E* ist mittels eines an der untern Fläche der Grundplatte vorgelegten Ringes und einer Hülse *gg* dergestalt befestigt, dass sie von der Grundplatte nicht abgehen kann, jedoch ihre drehende Bewegung um ihre Axe beibehält.

Die Oeffnung *E*, nimmt nun jenen passend vorgerichteten Theil der Presse auf, welcher bei jedem Abdruck eines Bogens bis zum nächsten Abdruck eine kurze drehende Bewegung vor- und rückwärts macht. (Gewöhnlich legt man den Apparat an die Drehungsaxe des Pressbengels an, weil diese die passende Bewegung hat.) Die Zähne der Zahnscheibe *E* greifen in ein Getriebe *d* aus Messing von 12 Zähnen. Die Axe dieses Getriebes bildet der Stift *a*, welcher in die Grundplatte fest eingeschraubt ist.

Das Getriebe trägt eine dünne Messingscheibe *s*. Auf dieser liegt ein Sperrkegel *k*, welcher mittels einer Spiralfeder *f* so gehalten wird, dass, wenn das Getriebe *d* nach der Richtung des Pfeiles umgeht, er sich an die Zähne des grossen Stossrades *D* fest anstemmt und dieses fortstösst. Durch die fortgesetzte Drehung des Getriebes nach derselben Richtung lässt er endlich den gefassten Zahn aus; dann erfolgt die entgegengesetzte Drehung der Zahnscheibe *E* und des Getriebes *d*, mithin auch der Scheibe *s* und des Sperrkegels *k*. Bei diesem Zurückgehen gleitet aber der Sperrkegel über die Zähne des Stossrades und lässt dieses ruhig stehen.

Damit der Sperrkegel diese zweckmässige Bewegung machen kann, ist folgende einfache und hübsche Einrichtung getroffen.

Die Axe des Sperrkegels *k* bildet der auf *s* festgenietete Stift 1; der Schwanz des Sperrkegels trägt ebenfalls einen festen Stift 2. An diesen Stift 2 und an der festen Axe *a* des Getriebes ist die Spiralfeder *f* befestigt, diese Feder drückt daher immer den Schwanz an die feste Axe *a*. Kommt also der Sperrkegel in die Lage *Fig. 122*, wo seine Nase einen Zahn erfasst hat, so wird bei der Drehung des Getriebes nach der Richtung des Pfeiles der Schwanz an die feste Stütze *a* gepresst und der Sperrkegel ist sonach fest auf der Scheibe *s*. Die Feder leidet hierbei gar nicht. Erfolgt die umgekehrte Bewegung, so entfernt sich, wegen des Druckes der Zähne an der Sperrkegelnase, das Schwanzende von der festen Axe *a*, indem sich die Feder spannt.

Der Sperrkegel kann über die Zähne gleiten. Hat er dieselben passirt, so bringt ihn die gespannte Feder wieder in die gehörige Lage. *Fig. 124* stellt das Gleiten des Sperrkegels vor. Bei jeder Vor- und Rückwärtsdrehung des Getriebes *d* treibt der Sperrkegel *k* das messingene Stossrad *D* um einen Zahn vorwärts. Dieses Stossrad hat 25 Zähne. (Also sind 25 Pressbengelbewegungen nöthig, um das Rad *D* einmal um seine Axe zu bewegen, mithin dreht sich das letztere einmal herum, wenn 25 Bogen gedruckt sind, vorausgesetzt, dass bei jedem Zuge ein Bogen auf einmal und fertig gedruckt wird.)

Das Rad *D* ist auf die senkrechte Welle *b* aufgezogen, deren Zapfen in Löchern der Grundplatte *A* und des Bügels *I* stehen. Diese Welle trägt zwei Stifte oder Hebel, den kurzen *l* und den langen *m*. Ersterer setzt das Zeigerwerk in Bewegung, letzterer den Hammer, welcher nach jedem Umgang des Rades *D* einen Schlag auf die angebrachte Glocke gibt.

Am vordern Ende der Grundplatte *A* ist an die Stütze *F* das Zifferblatt *ZZ* mittels zweier Schrauben (3 und 4) befestigt. Durch ihr Centrum und durch *I* reicht die Zeigerwelle *p*, welche in *F* das vordere Lager und in dem Bügel *I* das hintere Lager hat.



Der Bügel *I*, rechtwinkelig abgelenkt, wird durch zwei Schrauben (5 und 6) an dem Verbindungsstücke *KK* festgehalten.

*KK* ist an *B* und *C* festgenietet. Der Bügel *I* ist aus Messing, das Querstück *KK* aus Eisen.

Das hintere Ende der Zeigerwelle trägt einen vierzahnigen Stern *o*. Der Hebel *l* der Stossradwelle *b* trifft auf die Zähne und treibt sonach bei jedem Umgang von *D* einen Zahn dieses Sternes vorwärts. Dadurch bewirkt man gleichsam eine Umkipfung der Zeigerwelle *p* um eine Viertelumdrehung, und sonach ein Springen des Zeigers um einen Quadranten. Diese Umkipfung und zugleich das Festhalten der Welle wird durch einen zweiten vierzahnigen Stern *q* am vordern Ende der Welle *p* dicht hinter deren Träger *F* und der Feder *r* bewirkt. Diese Feder ist am Kloben *t* eingelöthet und dieser an *F* angeschraubt.

Das Zurückgehen des Stossrades *D* wird durch einen Sperrkegel *x* verhindert. Er bewegt sich um den auf *A* festen Stift *y* und wird durch die Feder *w*<sub>1</sub> angehalten.

Die Bewegung des Hammers geschieht auf folgende bekannte Weise. Die horizontale Welle *cc*, deren Lager in *B* und *C* sind, trägt den Hammerstiel *h*, an dessen oberem Ende der Hammerkopf *H* sitzt, und dem gegenüber man die Glocke aufstellt, welche man auf irgend eine passende Weise mittels eines Stiftes, auf der Grundplatte *A* befestigt, anbringen kann.

An der horizontalen Welle sitzt aber noch ein Hebel *nn* nach abwärts gerichtet. Dieser wird vom Hebel *m* der senkrechten Stossradwelle *b* ergriffen und dadurch die Bewegung von *cc* und also das Ausheben des Hammers bewirkt. Fallen die Hebel ab, so treibt die durch die vorige Bewegung gespannte Feder *v*, am linken Ende der horizontalen Welle *cc*, den Hammer zum Schlagen.

Die Feder *v* ist befestigt einerseits an den festen Stift *w* und andererseits an *cc*. *w* sitzt an dem Träger *C* und ist eine vorgesteckte Scheibe.

Fig. 123 zeigt das Zifferblatt und Zeiger. Die Zahlen 25, 50, 75 und 100 geben die Anzahl der Schwingungen der Zahnscheibe *E* an (also auch die Anzahl der gedruckten Bogen). Hülse.

**Buchdruckmaschinen** (fr. *presses mécaniques*, engl. *printing machines*). Um die Ehre, den Erfinder der mechanischen Buchdruckerpressen als ihren Landsmann ansehen zu können, streiten sich die Deutschen und die Engländer. Dass WILLIAM NICHOLSON bereits im Jahre 1790 ein Patent auf das Princip des mechanischen Buchdruckes nahm, lässt sich nicht ablängen; es muss aber dabei bemerkt werden, dass die patentirte Vorrichtung das Gepräge der Unausführbarkeit so sehr an sich trug, dass der Patentträger selbst an ihr verzweifelte. Eben so steht historisch fest, dass der Buchdrucker KÖNIG aus Eisleben mit der Idee, mechanische Buchdruckpressen zu construiren, 1804 nach London ging und mit Beihülfe von BENSLEY, G. WOODFALL, R. TAYLOR und BAUER (einem Deutschen) eine Cylinderdruckmaschine herstellte, welche, so unvollkommen sie im Vergleich zu den gegenwärtigen Maschinen auch war, doch am 29. November (s. Handbuch der Buchdruckerkunst, Frankfurt 1827. S. 569) 1814 die Times zum ersten Male druckte, so dass dieses Journal zur grössten Verwunderung an dem genannten Tage mit der Bemerkung erschien, es sei mit Dampf gedruckt. Die Farbewalzen waren bei dieser ersten Maschine noch mit Leder überzogen. Die zweite für BENSLEY gebaute Schön- und Wiederdruckmaschine war schon weit vollkommener als die erste, für

WALTER zum Druck der Times hergestellte; die Farbewalzen waren hier bereits aus elastischer Masse.

Nach einer in der Times vom 6. December 1814 selbst gegebenen Nachricht (s. Handbuch u. s. w. S. 570) war mit einer unvollkommenen Maschine bereits im April 1811 der Bogen *H* im Annual Register für das Journal *Principal occurrences* 1810 gedruckt worden, wobei sich die an der Maschine noch anzubringenden Veränderungen deutlich zeigten. Die Anwendung des cylindrischen Druckes gelang unter Beihülfe des deutschen Mechanikers BAUER nach Ueberwindung vieler Schwierigkeiten endlich so weit, dass im Jahre 1812 die Bogen *G* und *X* von *Clarkson's Life of Penn., Vol. I.* zuerst mit einer ganz cylindrischen Presse gedruckt werden konnten. Die entsprechenden Patente nahm KÖNIG am 30. October 1812 und 23. Juli 1813.

1817 verliessen KÖNIG und BAUER England, in welchem ihnen vielfach ihre Verdienste bei Construction der Druckmaschinen streitig gemacht wurden, und gründeten ihr Maschinenbauetablissement in Kloster Oberzell bei Würzburg. Aus letzterm sind im Verlaufe der Zeit eine grosse Anzahl mechanischer Pressen hervorgegangen, von denen die wesentlichsten Systeme im Folgenden zunächst beschrieben werden sollen.

Diese Systeme unterscheiden sich theils nach der Art des Druckes, theils nach der Bewegung der Form, und es werden entweder Maschinen gebaut, welche den Bogen nur auf einer Seite, oder welche ihn auf beiden Seiten bedrucken.

Eine einfache Maschine mit dem ältern Bänder- und Schnurensystem und der doppelten Zahnstange zur Uebertragung der Bewegung auf das Fundament, und eine neuere einfache Presse mit Greifern und der Hypocycloidal-Bewegung soll hier zunächst ausführlich abgebildet und beschrieben werden. In Bezug auf eine einfache Maschine mit zwei Druckcylindern kann auf die ausführlichen Abbildungen und Beschreibungen in den Verhandlungen des Vereins zur Beförderung des Gewerbflusses in Preussen Jahrgang 1838 verwiesen werden, und von der Führung des Bogens bei einer doppeltwirkenden oder Schön- und Wiederdruckmaschine soll weiter unten ebenfalls eine Abbildung gegeben werden. Ein der letztern Maschine stets anhaftender Mangel, der schwerlich genügende Abhülfe finden kann, ist, dass der bereits auf einer Seite bedruckte Bogen auf der Unterlage des zweiten Cylinders abschwärzen muss, was natürlich einen unreinen Druck zur Folge hat.

Eine ältere einfache Schnellpresse von KÖNIG und BAUER ist auf Taf. 134 — 136 abgebildet.

*Fig. 1* ist eine Ansicht von der Seite,

*Fig. 5* ein mit dieser Ansicht paralleler Durchschnitt,

*Fig. 18* ein Grundriss,

*Fig. 2* ein Querdurchschnitt zur Verdeutlichung der Bewegung des Fundamentes,

*Fig. 3* und *4* obere und untere Ansicht des Fundamentes,

*Fig. 6* und *7* Seitenansicht und Grundriss des Wenderades,

*Fig. 8* — *10* einzelne Theile am Farbewerk,

*Fig. 11* — *14* vordere Ansicht und Längendurchschnitt, Endansicht und Querdurchschnitt des Druckcylinders,

*Fig. 15* — *17* Seitenansicht, Grundriss und horizontaler Durchschnitt des Rahmens,

*Fig. 19* Seitenansicht des Farbewerks und Druckwalzenlagers.



Die Hauptoperationen, welche die Maschine zu vollführen hat, sind 1) die Bewegung des Fundamentes mit der Form, 2) die Bewegung des Farbwerkes, 3) die Zuführung des Bogens, Bewirkung des Druckes und Abführung des Bogens.

Was zunächst die Bewegung und Beschaffenheit des Fundamentes betrifft, so wird die hin- und hergehende Bewegung desselben von dem Rade *A* (Fig. 2 und 18) aus bewirkt; die Welle desselben ist in dem Gestell der Maschine fest gelagert, wie sich aus Fig. 1 und 2 ergibt, und steht an ihrem innern Ende durch ein Universalgelenk (s. Bd. I. S. 34) *a* mit der Welle des Wenderades oder Mangelrades *B* in Verbindung. Durch die Bügel dieses Universalgelenkes sind Spitzschrauben geschraubt, deren stählerne Spitzen sich in die vier Arme des Kreuzes versenken; damit aber diese Schrauben sich nicht zurückdrehen können, sind über ihre sechsseitigen Köpfe (Fig. 2 und 18) Bleche festgeschraubt, welche Oeffnungen haben, wie sie zwei in verwendeter Stellung einander bedeckende regelmässige Sechsecke darstellen, so dass eine Veränderung in der Stellung einer solchen Schraube erfolgen kann, welche nur den zwölften Theil einer vollen Umdrehung ausmacht. Die Welle des Wenderades *B* nimmt beim Hingange und beim Hergange des Fundamentes eine der beiden äussersten Stellen ein, welche die beiden punktirtten Linien in Fig. 2 näher andeuten, und steigt oder fällt bei der Umkehr des Fundamentes aus der einen in die andere; sie muss daher auch, während ihr ruhender Punkt der Mittelpunkt des Kreuzes *a* ist, auf der andern Seite von einem Zapfenlager getragen werden, welches in einer bogenförmigen Leitung *cc* auf- und niedergleiten kann. Der eine Theil dieser Leitung ist mit dem Gestell aus einem Stück gegossen, der zweite gegen den ersten angeschraubt, und das Zapfenlager *d* (Fig. 5), welches mit vorstehenden Zapfen in die Nuthen der Leitung eingreift, besteht aus zwei durch Schrauben mit einander verbundenen Hälften.

Das Wenderad *B*, welches in Fig. 6 und 7 im grössern Massstabe gezeichnet ist, hat 16 Zähne, und an zwei einander gegenüberstehenden Stellen zwei Lücken *e, e*, die grösser sind, als die übrigen; das Ende seiner Welle ist bei *f* abgedreht und mit einer stählernen Reibungswalze versehen, welche durch eine vorgeschraubte Mutter am Herabgleiten gehindert wird; diese Walze geht in den halbkreisförmigen Leitungen *g, g* (Fig. 15, 16 und 17) hin, welche sich an der Hauptplatte *C* des Rahmens befinden und dadurch gebildet werden, dass sich diese Platte halbkreisförmig endet, mit den beiden Platten *h, h* verbunden ist, und dass gegen diese Platten die halben Kränze *i, i* verschraubt sind. Durch die Hauptplatte des Rechens *C* hindurch, welche in der Mitte eine verstärkte Rippe hat, sind 25 stählerne Triebstöcke *k, l, m* hindurch geschoben, welche auf der Gegenseite durch Schraubenmuttern mit derselben verbunden sind. Die drei ersten und die drei letzten Triebstöcke haben längere Zapfen und dienen zugleich zur Verbindung der Platten *h, h* mit *C*, die halben Kränze *i* sind aber an *h* durch vier besondere Schraubenbolzen befestigt (Fig. 15). Um den ersten und letzten Zahn als Mittelpunkt muss sich das Wenderad jedesmal um einen Halbkreis herumdrehen, und theils dadurch, theils durch den bei erneuter Fortbewegung natürlich erfolgenden Stoss werden diese beiden äussersten Triebstöcke *l, l* am stärksten abgenutzt; sie sind daher auch stärker als die übrigen construirt und mit aufgeschobenen Büchsen versehen, welche sich, wenn sie abgeführt sind, leicht erneuern lassen. Mit diesen Zähnen *l, l* kommen die grösseren Lücken *e, e*

des Wenderades in Berührung, und da das Wenderad *B* während des Hin- und Herganges des Fundamentes drei halbe Umgänge macht, so kommen auch noch zwei andere Triebstöcke *m, m* mit den grösseren Lücken in Eingriff, weshalb auch diese stärker gemacht werden müssen als die übrigen. Endlich sind zwei Triebstöcke ebenfalls noch mit längeren Zapfen versehen, vermittels welcher sie durch die herabhängenden Arme des Bügels *D* hindurch ragen und denselben mit der Rechenplatte *C* verbinden. Da nun der Bügel *D* an der untern Fläche des Fundamentes befestigt ist, so lässt sich deutlich übersehen, wie der ganze Rechen von dem Fundamente herabhängt und wie durch denselben, wenn er sich unter Einwirkung des Wenderades *B* hin- und herbewegen muss, das Ein- und Ausfahren des Fundamentes bewirkt werden kann. Unterhalb ist im Gestell genügend freier Raum, so dass der Rechen bei seiner Bewegung nicht gehindert wird. Wenn das Rad *B* oder auch *A* vier volle Umdrehungen gemacht hat, so ist der Rechen und somit das Fundament einmal ein- und ausgefahren, und zwar verhält sich die Geschwindigkeit der Bewegung auf folgende Art: wenn sich der Zapfen *f* in dem am weitesten links gelegenen Punkte der kreisförmigen Leitung befindet, so setzt sich während des ersten Viertels der Umdrehung von *B* der Rechen allmähig in Bewegung, während  $\frac{3}{2}$  Umdrehungen bewegt er sich gleichförmig herum, während des letzten Viertels der zweiten Umdrehung von *B* kommt er zum Stillstande, und während der beiden letzten Umdrehungen wiederholt sich dasselbe Spiel in entgegengesetzter Richtung.

Theils um die schnellere Abnutzung der äussersten Triebstöcke zu vermeiden, theils aber auch um die immer noch ziemlich plötzlich und stossweise erfolgende Bewegungsumsetzung sanfter statt finden zu lassen, hat Brix an einer doppelten KÖNIG-BAUER'schen Schnellpresse einen doppelten Rechen angebracht, welcher in den Verhandlungen des Vereins zur Beförderung des Gewerbflusses in Preussen Jahrgang 1838 beschrieben ist. Das Wenderad läuft hier innerhalb der beiden parallel einander gegenüberstehenden Zahnstangen, von denen jede 25 Zähne hat; an beiden Enden sind die Zahnstangen durch elf im Halbkreise stehende Zähne von derselben Theilung mit einander verbunden. Die Theilrisse der parallelen Zahnstangen stehen 10 Zoll weit von einander ab und in dem Zwischenraume enthält der Boden des Rechens eine vertiefte Bahn zur Aufnahme des vordern Kopfes der Axe des Wenderades. Die Mittellinie dieser Bahn steht von dem Theilrisse der Verzahnung überall um den Halbmesser des Wenderades, d. h. um  $2\frac{1}{2}$  Zoll ab. Das Ganze ist in einem Stücke aus Eisen gegossen. (Man kann mit dieser Beschreibung *Fig. 108* Taf. 4 in Bd. I. vergleichen.)

Die Gestalt des Bügels *D*, sowie die Art seiner Befestigung zeigen deutlich *Fig. 5* von vorn, *Fig. 15* von hinten, *Fig. 16* und *17* im horizontalen Durchschnitt durch seine Arme, *Fig. 2* von der Seite und *Fig. 4* von unten.

Das Fundament *E* ist in *Fig. 2* von der Seite mit durchschnittener Bahn *F*, in *Fig. 3* von oben und *Fig. 4* von unten abgebildet; in keiner dieser Darstellungen ist die Form auf demselben liegend dargestellt. Im Wesentlichen besteht dasselbe aus einer starken gusseisernen oben abgehobelten Platte, welche unten mit Rippen und ausserdem noch mit den zum Anschrauben der Nebentheile erforderlichen Verstärkungen versehen ist. Die Form wird auf dasselbe so gelegt, dass die Länge derselben rechtwinkelig gegen die Bewegungsrichtung liegt; sie wird durch drei



Stellschrauben erhalten, deren zwei auf der einen Seite, eine in der Mitte der gegenüberstehenden liegt. Diese Stellschrauben befinden sich an Eisenstücken  $n$ , welche um die Drehpunkte  $o$  (Fig. 2 und 3) beweglich sind und durch eine Pressschraube, die durch einen bogenförmigen Schlitz hindurchragt, höher oder tiefer gestellt werden können. Durch die Mutter der mittlern Justirschraube Fig. 2 ist übrigens noch eine Druckschraube hindurch geschoben, welche den Rückgang dieser Schraube verhindern soll. Fig. 4 zeigt die Verstärkungen, welche zur Befestigung des Bügels angebracht sind, eben so bei  $pppp$  die Verstärkungen mit aufgeschraubten Laufklötzen; an diese stossen nach Fig. 4 äusserliche Fortsetzungen mit aufgeschraubten Seitenbacken aus hartem Gusseisen, welche in der durch Fig. 2 deutlich angegebenen Form auf den Bahnen  $F, F$  aufliegen; letztere sind in paralleler Lage auf den bockförmigen Theilen des Gestelles aufgeschraubt und bilden, da sie stets mit Oel gefüllt erhalten werden, kastenförmige Oelbehälter. An beiden Enden sind sie mit erhöhten Umfassungswänden versehen. Die Laufklötze aus hartem Eisen sollen nach einer Angabe von Brix so haltbar sein, dass sie sich bei stündlich 2400maligem Abdrucke in einem Jahre kaum um die Dicke eines Kartenblattes abnutzen. Der mittlern Justirungsschraube  $n$  gegenüber ist bei  $t$  eine Platte mit vorstehender Nase angeschraubt. Ferner sind bei  $qqqq$  am Fundamente die unter den Laufschiene übergreifenden Haken angebracht, durch welche ein Abheben des Fundamentes von den Laufschiene unmöglich gemacht wird. An der einen Seite ist mit dem Fundamente die Platte  $s$ , auf der andern Seite die Zahnstange  $G$  verbunden, durch welche das Farbewerk in Bewegung gesetzt wird.

Das Farbewerk besteht aus zwei von verschiedenen Seiten her in Bewegung gesetzten Walzensystemen. Die Zahnstange  $G$  greift beim Aus- und Einfahren des Fundamentes in das Rad  $H$ , welches die Dienste eines einfachen Zwischenrades oder Transporteurs vertritt, indem es dem darüber liegenden Zahnrad  $I$  an dem nackten Cylinder  $I$  Bewegung mittheilt; der Umfang des Cylinders  $I$  hat mit dem Theilrisse des Zahnrades  $I$  gleichen Durchmesser, deshalb ist auch die Umfangsgeschwindigkeit von  $I$  der Geschwindigkeit von  $G$  stets gleich. In unmittelbarer Berührung von  $I$  befinden sich die beiden Farbecylinder  $K, K$ , welche von dem Cylinder  $I$  die Farbe wegnehmen und sie an die Form übertragen, mit welcher sie ebenfalls in Berührung stehen und an welcher sich ihre Oberfläche ohne gleitende Bewegung nur abwälzt, da die Peripheriegeschwindigkeit von  $I$  auch der von  $KK$  gleicht, die Form aber dieselbe Geschwindigkeit hat als das Fundament und nach der oben angeführten Auseinandersetzung die Peripheriegeschwindigkeit von  $I$  der Geschwindigkeit von  $G$  oder des Fundamentes gleich ist. Die Farbe wird auf dem Cylinder  $I$  durch die Reibecylinder  $L, L$  gleichmässig verbreitet und aufgerieben, da dieselben ausser der von  $I$  erhaltenen umdrehenden Bewegung auch noch eine Seitenbewegung parallel zu ihren Axen durch einen später anzugebenden Mechanismus erhalten. Zuführt erhält aber  $I$  von Zeit zu Zeit einen Farbestreif durch den Uebertragungscylinder oder Abnehmer  $M$ , welcher für gewöhnlich mit dem obern Cylinder  $N$  in Berührung steht, und nur in regelmässigen Zwischenräumen so gesenkt wird, dass er während kurzer Zeit mit  $I$  in Verbindung steht und an  $I$  Farbe abgibt. Der Cylinder  $N$  bildet die eine Wandfläche des Farbetoges  $O$  und überzieht sich stetig bei der ihm mitgetheilten gleichförmigen Bewegung mit einer gleich starken Farbschicht. Seine Bewegung erhält der

obere Farbencylinder  $N$  durch die beiden mit einem Riemen verbundenen Scheiben  $P$  und  $Q$ , von denen die untere mit dem Zahnrad  $R$  an einer Welle sitzt (*Fig. 1*);  $R$  wird aber durch das Getriebe  $S$  bewegt, welches mit  $T$  an gleicher Welle sich befindet, und  $T$  wird durch  $U$  von der Welle aus umgetrieben, an welcher auch das bereits früher erwähnte Zahnrad  $A$  (*Fig. 2*) sich befindet. Die hin- und hergehende Bewegung der Reibecylinder erfolgt von der Welle aus, an welcher sich  $T$  und  $S$  befinden; diese Welle ist nämlich mit einem Krummzapfen  $V$  versehen, welcher mit einer Kurbelstange in den Winkelhebel  $W$  schiebt; von diesem wird eine horizontale Schubstange in Bewegung gesetzt, die mit dem Gestell  $XX$ , in dem sich die Reibecylinder befinden, in Verbindung steht und dasselbe in einer entsprechenden Leitung parallel zur Axenrichtung der Reibecylinder hin- und herschiebt. Endlich wird die auf- und niedersteigende Bewegung der Uebertragungswalze dadurch hervorgebracht, dass dieselbe mit ihrer Axe in den zu beiden Seiten angebrachten Hebeln  $Y, Y$  liegt, welche durch die Zugstangen  $Z, Z$  mit dem Hebel  $A_1$  in Verbindung stehen, dessen Schwanz von den Kämmen  $B_1, B_1$  an der Welle, an welcher auch  $R$  sitzt, während eines Theiles der Umdrehung niedergedrückt wird, während das an  $A_1$  angebrachte Gegengewicht nach Aufhören der Wirkung von  $B_1$  den Hebel  $A_1$  zurückzieht und dadurch  $M$  wieder in Berührung mit  $N$  bringt.

Die beiden Cylinder  $N$  und  $S$  sind von Gusseisen und abgedreht, die Cylinder  $K, K, L, L, M$  aber aus Holz mit eisernen Axen und mit dem bekannten elastischen Ueberzug aus Leim und Syrup. Die dünneren Cylinder werden wohl auch ohne Holzfutter hergestellt, indem man die eisernen Axen mit Bändern umwindet und mit der elastischen Masse umgiesst.

Das Zahnrad  $H$ , welches als Transporteur die Bewegung von der Zahnstange  $G$  erhält, ruht mit seiner angegossenen Axe einseitig in einem am Gestell angegossenen, mit messingenen Muscheln ausgelegten Lagerhalter, wie *Fig. 19* zeigt. Die Welle des Zahnrades und nackten Cylinders  $I$  ruht nach *Fig. 19* zu beiden Seiten in einem bogenförmig an das Gestell angegossenen Träger  $u$ , in welchen die beiden Lager von der Seite eingeschoben und mit der leicht erkennbaren Deckelschraube so justirt werden, dass die Axe von  $I$  rechtwinkelig gegen die Bewegungsrichtung des Fundamentes liegt. Die Axen der Farbewalzen  $K, K$  (*Fig. 19* und *2*) ruhen in Trägern  $v$ , welche durch Justirschrauben längs des Gestelles etwas horizontal verschoben werden können und in der richtigen Stellung durch Flügelschrauben am Gestelle befestigt werden; innerhalb dieser Träger kann das untere Zapfenlager durch die aus *Fig. 19* ersichtlichen Schrauben in die richtige Höhe gestellt werden, bevor der Deckel aufgeschraubt wird. Durch die angedeuteten Stellungen lassen sich die Farbewalzen in eine solche Lage bringen, dass ihr Umfang die Cylinder  $I$  und die Form gleichzeitig berührt und dass ihre Axe genau einen rechten Winkel mit der Bewegungsrichtung der Form bildet. — Das Gestell  $XX$ , in welchem die Reibecylinder  $L, L$  ruhen, besteht aus der Vorder- und Hinterplatte  $w, w$  (*s. Fig. 8—10*) und aus den Stäben  $x, x$ ; an jeder der beiden Platten sind zwei nach der Axe des Cylinders  $I$  gerichtete Höhlungen angebracht, welche die Zapfenlager für die Axen der Reibecylinder aufnehmen und durch die angebrachten Flügelschrauben so befestigen lassen, dass gehörige Berührung mit  $I$  statt findet. Die Stäbe  $x, x$  bilden die Verbindung der beiden Platten  $w, w$  und



gleiten in Oeffnungen des am Gestell sogleich angegossenen Trägers  $u$  (Fig. 18 und 19). Von der vordern Platte  $w$  aus geht ein hier nicht sichtbarer Verbindungsstab nach dem vertikalen Hebelarm des Winkelhebels  $W$  (Fig. 1 und 2) zu, dessen horizontale Axe in Spitzzapfen läuft, die an Schrauben  $y, y$  angebracht sind, welche in einem am Vordergestell angebrachten Bogen  $z$  sitzen. Die vertikale Verbindungsstange zwischen dem horizontalen Arme des Winkelhebels und dem Krummzapfen an der Welle von  $T$  und  $S$  ist aus Fig. 2 am besten zu sehen, sowie auch die Verbindung mit dem Krummzapfen. Da  $U$  acht,  $T$  dagegen 64 Zähne besitzt, aber vier Umdrehungen von  $A$  oder  $B$  zu einem Aus- und Einfahren der Form gehören, so erfolgt ein Hin- und Hergang der Reibecylinder erst nach einem zweimaligen Ein- und Ausfahren der Form.

Die beiden Hebel  $Y, Y$ , welche am Ende die Axe des Abnehmecylinders  $M$  tragen, drehen sich an Bolzen  $a_1, a_1$ , die zu beiden Seiten des Gestelles angesetzt sind; die zu beiden Seiten niedergehenden Zugstangen  $Z, Z$  sind oben mit zwei Justirschraubenmuttern versehen, durch welche der Angriffspunkt zwischen  $Z$  und  $Y$  nach Erfordern bestimmt werden kann. Den untern Hebel  $A_1$  mit Gegengewicht und Schwanz zeigt Fig. 5 am deutlichsten; bei  $b_1$  ist hier der Zapfen, um welchen sich jeder dieser beiden Hebel dreht. Der Kamm  $B_1$  befindet sich an derselben Welle mit dem Rade  $R$  und macht, da  $S$  14 und  $R$  28 Zähne hat, bei einem Aus- und Einfahren des Fundamentes  $\frac{1}{4}$  Umgang, nach je viermaligem Aus- und Einfahren des Fundamentes kommt daher der Uebertragcylinder  $M$  einmal mit  $I$  in Berührung. Da aber besonders von der Zeit, während welcher die Berührung statt findet, die Menge der übergetragenen und überhaupt verbrauchten Farbe abhängt, so lässt sich diese Zeit durch Stellung der Justirschrauben am obern Ende von  $ZZ$  verändern. Schraubt man nämlich die obere Justirschraube weiter herunter, so wird beim Niedergange von  $Z$  die Uebertragwalze  $M$  früher von  $I$  entfernt werden und beim Aufgange von  $Z$  später auf  $I$  aufpassen, also im Ganzen während kürzerer Zeit auf  $I$  aufrufen; das Entgegengesetzte wird erfolgen, wenn man die obere Stellschraube an  $Z$  etwas in die Höhe schraubt.

Die Welle der obern Farbewalze  $O$  ruht auf beiden Seiten in Lagern, die auf dem Maschinengestell aufsitzen; an der linken Seite ist diese Welle mit einer vierkantigen Verlängerung versehen, über welche sich die Kuppelungsbüchse  $c_1$  (Fig. 18) hinwegschiebt, welche diese Welle mit der an der Riemenscheibe  $P$  sitzenden verbindet, das andere Lager dieser Welle ist auf dem Bogen  $z$  (Fig. 18 und 1) angebracht. Die Riemenscheibe  $Q$ , welche in Fig. 2 bei  $d_1$  nicht mit gezeichnet ist, hat mit der Riemenscheibe  $P$  gleichen Durchmesser, und es macht daher der obere Farbecylinder  $O$  bei einmaligem Ein- und Ausfahren der Form  $\frac{1}{4}$  Umdrehung.

Der Farbetrog  $O$  besteht aus einem Boden, welcher durch die Stellschrauben  $e_1, e_1$  dem sich anschliessenden Cylinder  $N$  mehr oder weniger genähert werden kann, wodurch sich die Dicke der Farbschicht bestimmen lässt, welche der Cylinder  $N$  stetig aus dem Troge mit herausnimmt; ferner aus den Seitenwänden  $f_1, f_1$  (Fig. 18), die sich im Troge selbst so verstellen lassen, dass die Breite der an  $N$  überzutragenden Farbschicht der Breite der abzudruckenden, auf dem Fundamente stehenden Form entspricht. Durch Vergleichung der Fig. 5, 18 und 19 ergibt

sich die Form des Farbetrogs sowie der an den Gestelltheilen angeschraubten Leitung für die Bodenplatte desselben vollständig.

Ueber dem Farbetrog und den Walzen sind, um dieselben vor Einwirkung des Staubes zu schützen, noch Staubleche angebracht und zwischen dem Farbewerk und dem Druckcylinder ist ein heruntergeführtes Schutzblech  $g_1$  (Fig. 5) angebracht, welches verhindern soll, dass die Laufbänder u. s. w., welche neben dem Farbewerk vorübergehen, dasselbe etwa verletzen, wenn ein solches Band reissen sollte. Die Befestigung dieses Bleches  $g_1$  zeigt Fig. 5 deutlich.

Der Farbetrog hat eine solche Grösse, dass man 1 bis 2 Stunden lang drucken kann, ohne nöthig zu haben frische Farbe aufzugeben. Die Menge der verbrauchten Farbe hängt aber namentlich von ihrer Consistenz, von der Beschaffenheit des Papiers, der Grösse des Fundamentes, der Beschaffenheit des Satzes ab. Für gehörige Vertheilung auf der Form sorgen die zwei Farbewalzen  $k, k$ , welche vor jedem Abdruck einmal nach der einen und andern Richtung zu über die Form weggehen. Beim Auftragen mit Handwalzen kann man auf der gewöhnlichen Presse dickere Farbe anwenden und braucht dann weniger. Ist bei weichem Papier die Farbe zu dick, so bleibt der Bogen leicht auf der Form kleben, kommt in die Farbecylinder und wird von denselben zerrieben, wodurch ein Herausnehmen und Abwaschen aller Walzen nöthig gemacht wird. Nach der Angabe von BRIX braucht man zu 16000 auf beiden Seiten compress gedruckten Bogen Zeitungssatz 8 bis 9  $\mathcal{R}$  Farbe, was  $1\frac{1}{2}$  bis  $1\frac{3}{4}$  mal so viel ist, als man bei einer guten Handpresse unter gleichen Umständen brauchen würde.

Die Bewegung des obern Farbecylinders  $N$  muss in voller Stetigkeit erhalten werden, was vielleicht sicherer durch die Bewegungsübertragung mit Verzahnung, als durch Riemen und Riemenscheiben erfolgen würde; bedeckt sich nämlich  $N$  nicht gleichförmig mit Farbe, so wird durch  $M$  nach  $I$  wenig oder keine übergetragen, und die Maschine liefert dann längere Zeit zu wenig geschwärzte Drucke.

Das Auflegen, Zuführen, Leiten und Austragen des Bogens erfolgt durch vier Systeme von Bändern und ist in neuerer Zeit, wie die Beschreibung der späteren Maschinen zeigen wird, wesentlich vereinfacht worden. Bei  $C_1$  (Fig. 5 und 18) ist die Tafel, auf welcher die zu bedruckenden Bogen ruhen, bei  $D_1$  wird von einer Anzahl von Zuführschnuren (in der Zeichnung sind 40 Schnuren angegeben, die in der Mitte weiter aus einander, nach den Seiten zu näher an einander liegen, um sich der Breite des Bogens genauer anzupassen) die Auftrags-tafel gebildet, welche unter der Einwirkung des nachher zu beschreibenden Mechanismus beim Einfahren des Fundamentes sich vorwärts bewegt und den aufgelegten Bogen einem andern Systeme von Bändern übergibt, dann aber wieder still steht, um einen neuen Bogen aufgelegt zu erhalten. Der Ort für den aufzulegenden Bogen wird durch die verstellbaren Seitenmarken  $o_1, o_1$  und durch die vordern Marken  $p_1$  beim Schön-druck oder durch die Punkturspitzen beim Wiederdruck angegeben; die Seitenmarken sind auf einem gegabelten an der Seitenwand des Gestelles angeschraubten Schieber verstellbar, wie es Fig. 18 deutlich zeigt, und es lässt sich daher auch die eine leicht so stellen, dass der unbedruckte Rand auf dem Bogen auf beiden Seiten gleich gross wird. Wie sich die vorderen Marken und die Punkturen verstellen lassen und wie namentlich



die ersteren sich heben und senken, um dem eingehenden Bogen die erforderliche Bewegung zu gestatten, wird später angegeben werden.

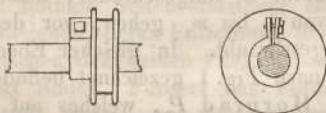
Die Zuführschnuren gehen von der Oberfläche der Zuführwalze  $h_1$  aus nach der Walze  $i_1$ , um dieselbe herum, über die Leitwalze  $k_1$ , um einen Theil der nach unten gekehrten Oberfläche von  $h_1$ , über  $n_1$  und  $m_1$  und unter der Spannungswalze  $l_1$  weg, um endlich wieder sich auf die nach oben gekehrte Oberfläche von  $h_1$  aufzulegen. Die intermittirende Bewegung erhalten die Zuführschnuren von der Eintragwalze  $h_1$  aus; diese Walze, sowie  $i_1$ ,  $n_1$  und  $m_1$  sind mit Spuren versehen, durch welche die Schnuren in ihrer richtigen Lage erhalten werden;  $i_1$  ist von Walzeisen und läuft in Spitzzapfen;  $k_1$ ,  $m_1$  und  $n_1$  sind von Holz und laufen ebenfalls in Spitzzapfen;  $l_1$  ist von Gusseisen und greift mit seinen beiden Zapfen in eine am Gestell angebrachte senkrechte Leitung, in welcher diese Zapfen ungestört auf- oder niedersteigen können, damit die Walze mit ihrem ganzen Gewichte auf den Schnuren ruht und diese so spannt. Wie Fig. 18 zeigt, sind übrigens die auf  $h_1$  eingedrehten Vertiefungen in solcher Zahl vorhanden, dass die Schnuren verlegt oder in grösserer Zahl angebracht werden können, wenn es die grössere Breite des Formates fordert.

Die Eintragsbänder, von denen 14 bis 16 vorhanden sind, gehen von der Oberfläche des Druckcylinders  $E_1$  aus über  $q_1$   $r_1$ , unter der Spannrolle  $s_1$ , über  $t_1$ ,  $u_1$ ,  $v_1$  und wenden sich dann wieder auf die Oberfläche von  $E_1$  zurück; die Leitrollen für dieselben laufen sämmtlich in Spitzzapfen, und die Bewegung erhalten sie von dem Druckcylinder  $E_1$  aus, gegen den sie sich mit einem Drucke anpressen, der von dem Gewichte der Spannungswalze  $s_1$  abhängt, welche eben so wirkt und angebracht ist wie die vorher beschriebene Spannungswalze  $l_1$ . Der Zweck dieser Eintragsbänder ist, den Bogen glatt auf den Umfang des Druckcylinders aufzulegen und zu verbreiten, was sogleich geschieht, sobald sie denselben in dem Winkelraume hinter  $i_1$  erfasst haben.

Vier von diesen Eintragsbändern bilden die sogenannten äusseren Friskets oder die unteren Doppelbänder; es sind dies nämlich die beiden mittleren und die beiden äussersten; sie laufen wie die vorhergehenden über  $q_1$ ,  $r_1$ ,  $s_1$ ,  $t_1$ ,  $u_1$  und  $v_1$ , wenden sich hier aber nicht nach dem Umfange des Druckcylinders, sondern gehen erst über  $w_1$ ,  $x_1$ ,  $y_1$  und  $z_1$  und von hier nach dem Umfange des Druckcylinders, den sie auf etwa  $\frac{2}{3}$  umspannen, und kehren dann nach  $q_1$  zurück. Die gehörige Spannung erhalten diese äusseren Friskets durch die drei Spannrollen  $y_1$ , welche an den mit Gegengewichten versehenen Winkelhebeln  $a_2$  angebracht sind. Mit den äusseren Friskets correspondiren eben so viel innere Friskets oder obere Doppelbänder, welche von  $b_2$  aus um einen grossen Theil vom Umfange des Druckcylinders herum, über  $s_1$  nach der Spannrolle  $e_2$  und von dieser wieder nach  $b_2$  gehen; sie umspannen einen noch grössern Theil vom Umfange des Druckcylinders als die äusseren Friskets; zwischen beiden befindet sich der Bogen an den Stellen eingepresst, welche nicht bedruckt werden sollen, und während die äusseren Friskets den Bogen auf den Druckcylinder leiten und zum Theil vor Beschmutzung an den zwischen dem Satze befindlichen leeren Räumen bewahren, lösen die inneren Friskets den Bogen vom Cylinder ab, nachdem er bedruckt ist, und verhindern, dass er wieder mit herumgenommen werde. Die inneren Friskets werden durch die Rollen  $c_2$  gespannt, welche an den drei Winkelhebeln  $d_2$  sich befinden, von deren horizontalen Armen

aus Schnuren für Spannungsgewichte über die Leitrollen  $e_2$  geführt. In der Mitte sind zwei Doppelbänder deshalb angebracht, damit in der zwischen denselben bleibenden Fuge Raum für die Punkturspitzen vorhanden sei. Je nach dem verschiedenen Formate lassen sich die an beiden Seiten stehenden Doppelbänder mit allen ihren Leitungen nebst den Winkelhebeln den mittlern näher stellen oder von denselben entfernen.

Bei  $\varepsilon_1$  trennen sich die äusseren und inneren Friskets, der Bogen bleibt zwischen denselben und wird von sechs in der Breite neben einander liegenden Austragbändern aufgenommen, welche über die beiden parallelen Walzen  $\varepsilon_1$  und  $f_2$  gehen, durch  $\varepsilon_1$  ihre Bewegung erhalten und den Bogen nach dem Auslegtische  $F_1$  führen, wo er von einem Knaben in Empfang genommen wird. Die gehörige Spannung der Austragbänder wird durch Verstellung der Walze  $f_2$  in ihren Lagern hervor gebracht. Wie die Leitrollen für die äusseren und inneren Friskets bei  $w_1$  und  $b_2$  an ihren betreffenden Wellen so eingerichtet sind, dass sie sich nach dem betreffenden Formate verstellen lassen, zeigt beistehender Holzschnitt; es ist nämlich jede Leitrolle zur Seite mit einem federnden Ringe verbunden, dessen vorstehende Lappen durch eine Pressschraube genähert werden können, wodurch der Ring und mit demselben die Rolle an der betreffenden Stelle der Welle festgeklemmt werden kann.



Auf ähnliche Art lassen sich auch die Winkelhebel  $a_2$  und  $d_2$  längs der Wellen verschieben und an den entsprechenden Stellen drehbar befestigen. Diese Hebel laufen nämlich an der Stelle, wo sich ihre Drehaxe befindet, in eine Gabel aus; die beiden Schenkel dieser Gabel sind durchbohrt und über die Welle geschoben, zwischen den Schenkeln aber befindet sich auf der Welle ein federnder Ring mit Klemmschraube, welcher die Seitenverschiebung des Winkelhebels verhindert und, wenn die Klemmschraube gelüftet ist, doch verstellt werden kann, wie dies der beistehende Holzschnitt deutlich macht.



Der Druckcylinder  $E_1$  ist in *Fig. 11* und *13* in der vordern und Endansicht, in *Fig. 12* und *14* in den entsprechenden Durchschnitten dargestellt. Er ist aus Gusseisen gefertigt und auf der einen Seite, welche zum Druck bestimmt ist, nämlich von  $g_2$  bis  $h_2$ , mit einer elastischen und genügend hohen Decke versehen, welche aus Pappe und Filz oder Tuch besteht, über welche beim Widerdruck stets, beim Schön druck häufig noch ein Schmutztuch gezogen ist, welches nach einer bestimmten Anzahl von Abdrücken ausgewechselt werden muss. Die Befestigung der Unterlage sowie des Schmutztuches erfolgt durch aufgelegte und mit dem Cylinder durch Schrauben verbundene Schienen, welche sich in eingearbeitete Längenfurchen des Cylinders einlegen; bei  $i_2$  (*Fig. 13*) ist die Vorrichtung zum Spannen angegeben. Durch die Belegung gehen in der Mitte des Cylinders die beiden Punkturspitzen hindurch. Am Rande des Cylinders, so weit derselbe belegt ist, sind Kranztheile  $k_2$  angeschraubt, welche sich auf der am Fundament angeschraubten



Schiene  $s$  (Fig. 3) abzuwickeln bestimmt sind und dadurch verhüten sollen, dass eine Differenz in der Umfangsgeschwindigkeit des Druckcylinders und in der Geschwindigkeit der Form entsteht. Die Zapfen des Druckcylinders laufen an beiden Enden in Lagern  $l_1, l_2$  (Fig. 19), welche innerhalb einer entsprechenden Leitung des Maschinengestelles durch Stellschrauben  $m_1, m_2$  in eine solche Höhe gebracht werden können, wie es die Höhe der auf dem Fundamente stehenden Typen fordert.

Der Druckcylinder wird von der Axe  $H_1$  aus bewegt, welche wegen der verschiedenen Stellung, die der Druckcylinder bei verschiedener Typenhöhe haben muss, mit der Axe des Cylinders durch ein Universalgelenk  $G_1$  verbunden ist. An dieser Axe befindet sich ein in das früher erwähnte Rad  $A$  eingreifendes Rad  $I_1$  und die Riemenscheibe  $K_1$ , welche den Riemen von einer geeigneten Umtriebsmaschine aufnimmt.

Durch das an der Druckcylinderaxe befindliche Zahnrad  $L_1$  erfolgt nun die absatzweise Bewegung der Zuführwalze  $h_1$  durch einen höchst originellen Uebertragungsmechanismus und die Bewegung der Punkturen. Mit  $L_1$  ist nämlich das Zahnrad  $M_1$  von doppelter Zähnezah im Eingriffe; auf dasselbe ist der gezahnte Quadrat  $O_1$  aufgeschraubt, dessen Zähne vor denen von  $M_1$  liegen und von  $l_1$  bis  $m_1$  gehen, vor dem Quadranten aber ist der Daumen  $N_1$  angeschraubt. In gleicher Ebene mit  $O_1$  liegend und im Eingriffe mit  $O_1$  nach Fig. 1 gezeichnet befindet sich an der Welle der Zuführwalzen das Hornrad  $P_1$ , welches auf  $\frac{3}{4}$  seines Umfanges Zähne hat, die den Zähnen des Quadranten entsprechen, über dem vierten Viertel aber einen verlängerten Zahn oder ein Horn  $R_1$ , dessen Ausdehnung vom Mittelpunkt der Umdrehung aus gleich der Länge der Centrallinie von  $M_1$  und  $P_1$  ist; ausserdem ist an  $P_1$  bei  $Q_1$  noch ein Anschlag vorspringend angebracht, welcher mit dem Daumen  $N_1$  in gleicher Ebene liegt. Sobald nun  $M_1$  durch  $L_1$  gedreht wird, und der Quadrant  $O_1$ , wie Fig. 1 zeigt, mit  $P_1$  im Eingriff ist, so wird die Drehung von  $P_1$  (folglich auch von der Zuführwalze) so lange fort dauern, bis  $l_2$  mit  $o_2$  in Berührung kommt; es steht dann  $l_2$  ziemlich horizontal, und es könnte nun bei Fortsetzung der Umdrehung von  $M_1$  das Rad  $P_1$  plötzlich still stehen; es wird aber dadurch, dass nun der Daumen gegen den Anschlag  $Q_1$  wirkt, allmählig aus der Bewegung in Ruhe gebracht, und dabei wickelt sich auf der geraden Linie  $l_2 n_2$  der Bogen  $o_2 p_2$  so ab, dass am Ende der Bewegung  $p_2$  dem Mittelpunkte des Rades  $M_1$  gegenübersteht. Hat nun  $M_1$   $\frac{3}{4}$  seines Umfanges vollendet, so legt sich die vorstossende Fläche  $n_2 m_2$  auf die gebogene Fläche  $p_2 q_2$  auf, bringt dieselbe ganz allmählig (da anfänglich der kleine Hebelarm auf den längern einwirkt) in Bewegung und trägt nun diese Bewegung mit der erforderlichen Geschwindigkeit von dem Augenblicke an über, wo  $m_2$  mit  $p_2$  in Berührung kommt. Von jetzt an wiederholt sich das so eben beschriebene Spiel von neuem.

Fig. 18 zeigt deutlich, wie die in einander wirkenden Theile in drei hinter einander liegenden Ebenen sich befinden. Um die Welle von  $h_1$ , welche durch das Hornrad  $P_1$  nur während eines geringen Theiles der Umdrehung des sich stetig bewegenden Rades  $M_1$  in Bewegung ist, zu den Zeiten, wo  $P_1$  mit dem Quadranten  $O_1$  nicht im Eingriff ist, fest zu halten und vor jeder Verrückung zu bewahren, ist an dieser Welle noch eine Klinkenkuppelung, welche genau zu der Zeit, wo  $O_1$  auf  $P_1$  anfängt zu wirken, ausgerückt, nach vollendeter Einwirkung aber wieder eingerückt wird. Diese Kuppelung lässt sich in Fig. 5 am deutlichsten sehen. Hier

ist nämlich an der Welle  $c_2$  (in *Fig. 18*  $r_2$  genannt) von  $M_1$  nahe an der einen Seite des Maschinengestelles die Scheibe  $u_2$  angebracht, welche aus zwei nach verschiedenen Halbmessern construirten Hälften besteht und auf den hängenden Arm eines Winkelhebels  $s_2$  wirkt, welcher in einem am Gestell angesetzten Zapfen seinen Umdrehungspunkt hat, und dessen liegender Arm auf der Scheibe  $t_2$  gleitet, welche mit  $h_1$  und  $P_1$  an gemeinschaftlicher Welle sich befindet. So lange nun  $O_1$  auf  $P_1$  einwirkt, findet die in *Fig. 5* gezeichnete Stellung von  $s_2$  statt, sobald aber  $P_1$  still stehen soll, ist durch die Einwirkung von  $N_1$  auf  $Q_1$  die Welle von  $h_1$  noch so weit herum gedreht, dass der an  $t_2$  befindliche Schlitz unter die Klaue am Ende von  $s_2$  kommt, und indem dann der Theil von  $u_2$ , welcher den kürzeren Halbmesser hat, auf  $s_2$  wirkt, sinkt diese Klaue auch in den Schlitz ein und verhindert eine Drehung von  $h_1$ .

Die Punkturstifte zum Registerhalten bekommen endlich ihre Bewegung auf folgende Art mitgetheilt. Um die quer durch die Maschine hindurchgehende Stange  $v_2$  dreht sich das gabelförmige Ende der Punkturstange  $S_1$ ; auf derselben ruhen die Schienen  $x_2, x_2$ , welche nach *Fig. 18* die nöthige Seitenverstellung erfahren können und die Punkturspitzen aufnehmen, deren Entfernung genau mit derjenigen correspondirt, welche zwischen den beiden Punkturspitzen auf dem Umfange des Druckcyinders statt findet. Fordert das Format, dass die Punkturen ausserhalb des Mittels stehen, so dienen dazu die mit  $x_2, x_2$  verstellbar verbundenen Schienen  $b_3, b_3$ . Die Vor- und Rückwärtsbewegung der auf  $x_2$  ruhenden Punkturen, um sie so zu stellen, dass sie bei dem sich vorwärts bewegenden Bogen genau mit denen auf dem Umfange des Cylinders correspondiren, erfolgt durch die Correctionsschrauben  $w_2$  (*Fig. 5*). Ueber der Welle  $r_2$  (*Fig. 18*) ist an  $S_1$  der Fuss  $y_2$  angeschraubt, welcher auf der in der Mitte der Welle  $r_2$  aufgezogenen Scheibe  $z_2$  ruht, und da dieselbe ebenfalls aus zwei mit verschiedenen Halbmessern construirten Kreisbogen zusammengesetzt ist, abwechselnd gehoben und gesenkt wird, wodurch die erforderliche Bewegung der Punkturspitzen hervorgebracht wird, vermöge welcher sie während der Zeit, wo der Bogen aufzulegen ist, durch die Auflegschnuren hindurch treten, dann aber, wenn der Bogen eingeführt werden soll, sich zurückziehen. Zugleich ist am Ende von  $S_1$  ein Querstück  $a_3$  (*Fig. 18*) befestigt, an dessen Ende die rechenartig construirten Markenwinkel  $p_1, p_1$  in einer solchen Stellung aufgesetzt und festgeschraubt werden können, dass sie beim Auflegen zur Bestimmung der Linie dienen, bis zu welcher der aufzubreitende Bogen herabreichen soll.

Diese einfachen KÖNIG'schen Schnellpressen liefern in einer Stunde 900 gute Abdrücke, können aber auch bis zu einer Geschwindigkeit gesteigert werden, bei welcher sie in einer Stunde 1200 Abdrücke liefern.

Da bei den einfachen Maschinen die Form einen beträchtlichen Weg über das Schwärzwerk hinaus fast nutzlos zurücklegen muss, so hat man Doppelmaschinen geliefert, bei welchen zwei Druckcyinder sich parallel neben einander befinden; zwischen beiden liegt das Farbwerk. Das Fundament ist länger als gewöhnlich und die auf demselben befindliche Form gibt bei jedem Hingange und bei jedem Hergange sowohl auf dem ersten als auch auf dem zweiten Cylinder einen Abdruck; es wird daher auch auf jeden Cylinder besonders aufgelegt und von jedem besonders ausgegeben. Eine derartige Doppelmaschine liefert in einer Stunde 1800 Abdrücke.



Die KÖNIG-BAUER'sche Schnellpresse mit Hypocycloidalbewegung ist auf Taf. 137 — 139 in Fig. 20 — 42 abgebildet und zwar in einem einfachen Exemplare.

Fig. 20 ist eine Seitenansicht,

Fig. 21 eine Endansicht von der Seite des Farbewerks,

Fig. 22 eine obere Ansicht,

Fig. 23 eine Endansicht von der Seite des herauskommenden Bogens,

Fig. 24 ein vertikaler Durchschnitt parallel zur Bildebene von Fig. 20,

Fig. 25 ein vertikaler Durchschnitt durch die Axe des Druckcylinders,

Fig. 26 ein horizontaler Durchschnitt,

Fig. 27 ein vertikaler Durchschnitt durch die Axe des feststehenden Zahnringes.

Die Bewegung erhält die Presse entweder von irgend einer Umtriebsmaschine mit Elementarkraft aus, oder durch einen Drehapparat, dessen Schwungrad in Fig. 20 punktirt angegeben ist und den Fig. 42 ausführlicher darstellt. Die Schnurscheibe  $A$  sitzt mit dem Schwungrad  $A_1$  an der Kurbelwelle, welche auf dem Bockgestelle  $A_2$  ruht; letzteres lässt sich auf den Grundschwelen  $A_3$ , die mit dem Fussboden unbeweglich verbunden sind, verschieben, und zwar durch den bei  $A_4$  angegebenen Apparat, wodurch eine gehörige Spannung der von  $A$  ausgehenden Schnur hervorgebracht werden kann. Diese Schnur geht von  $A$  aus über die Leitrollen  $a$  und  $a_1$ , deren Zapfen auf besonders angeschraubten Lagern ruhen, um die Schnurscheibe  $A$ , welche eine doppelte Schnur von verschiedenem Durchmesser hat, so herum, dass sie den grössten Theil des Umfanges umspannt, und kehrt über die beiden Leitrollen  $a_2$  und  $a_3$  nach  $A$  zurück. Die Leitrollen sind ebenfalls in Fig. 21, 22 und 23 zu sehen, die Schnurscheibe  $B$  aber deutlicher in Fig. 24, 26 und 27.

Nach Fig. 24 und 27 sitzt  $B$  an einer vertikalen Welle  $B_1$ , welche unten auf einem Zapfen steht, unter  $B$  in einer Leitung geht und durch  $B$  mit umgedreht wird; von der Welle  $B_1$  aus erfolgen alle übrigen Bewegungen, während direct von  $B$  aus das Fundament mit der Form aus- und eingefahren wird.

An einem Arme der Schnurscheibe  $B$  befindet sich nämlich der Zapfen  $C_1$ , um welchen sich das Zahnrad  $C$  dreht; letzteres ist zugleich mit dem feststehenden innerlich verzahnten Ringe  $C_2$ , welcher am Maschinengestell festgeschraubt ist, verbunden; das Zahnrad  $C$  hat halb so viel Zähne als der Zahnring  $C_2$ , es wird daher jeder Punkt im Theilrisse des Rades  $C$  bei seiner Drehung im Ringe  $C_2$  eine Hypocycloide beschreiben, welche ihrem Verlaufe nach einem Durchmesser des Zahnringes gleicht, so dass die hin- und hergehende Bewegung des Fundamentes nur von einem Punkte im Theilrisse des Rades  $C$  aus erfolgen kann. Zu dem Ende ist auf das Rad  $C$  nach Fig. 27 eine Platte aufgeschraubt, welche einen Arm dieses Rades bedeckt, in der Gegend des Zahnkranzes etwas aufgebogen ist und hier den Zapfen trägt, welcher mit der Zugstange  $D$  verbunden ist und dessen Axe verlängert durch einen Punkt im Theilrisse des Rades  $C$  geht. Die Zugstange  $D$ , welche durch den Zapfen  $D_1$  mit dem Fundament verbunden ist, nimmt eine veränderte Bewegung an; die fortschiebende Bewegung des Fundamentes fängt nämlich jedesmal von  $O$  an, wächst, erlangt in der Mitte des Weges eine Geschwindigkeit, die doppelt so gross ist als die Umdrehungsgeschwindigkeit des Zapfens  $C_1$  und nimmt bis zu  $0$  ab, welche Grösse sie am Ende des Weges erlangt. Die Einrichtung des Hypocy-

cloudenrades ist übrigens bereits in Bd. I. S. 59 beschrieben und auf Taf. 4 (Fig. 116) abgebildet worden.

Fig. 34 stellt das Fundament  $E$  mit dem Zapfen  $D_1$  zur Befestigung der Zugstange  $D$  von unten angesehen dar, in Fig. 33 sieht man dasselbe von oben mit aufgelegter Form. Die Vorrichtung bei  $E_1$  und  $E_1$  an zwei Seiten zum Einschrauben der Form, sowie in der Mitte bei  $E_2$ , welche zugleich zum Herablegen eingerichtet ist, bedarf weiter keiner Erklärung. Das Fundament ruht mit den vier Streichklötzen  $E_3$  auf den Bahnen  $F$  auf und wird an den vier Stellen  $E_4$ , wo an die Enden von  $E_3$  noch an jeder Seite Streichschienen angeschraubt sind, an Seitenbewegungen verhindert, da diese Streichschienen sich an die Seitenwandflächen der Bahnen  $F$  anlegen. Die Bahnen  $F$  sind auf den vier quer über das Gestell herübergehenden hockförmigen Theilen aufgeschraubt und werden durch gehörige Querverbindungen in unverrückbarer Entfernung von einander und in paralleler Lage erhalten. Die Befestigung und Lage derselben ist in Fig. 20 — 26 zu sehen. Ueber die Beschaffenheit der Bahnen ist übrigens dasselbe anzuführen, was bereits früher angegeben wurde.

Unmittelbar unter dem Druckcylinder liegen ausserhalb der Bahnen die beiden Frictionswalzen  $b, b$ , durch welche die gleitende Reibung des Fundamentes in der Bahn wenigstens während des Druckens auf eine rollende und Zapfenreibung reducirt wird. Sie befinden sich beide an einer gemeinschaftlichen Welle  $b_1$ , welche an beiden Enden in Zapfenlagern  $b_2$  läuft, die, wie Fig. 24 und 25 am besten zeigen, so eingerichtet sind, dass sie durch Stellschrauben höher und tiefer, und zwar so hoch gestellt werden können, dass die Oberfläche dieser Frictionswalzen genau die an der Unterseite des Fundamentes parallel mit dessen Oberfläche abgehobelten Bahnen  $b_3$  (s. Fig. 34) berührt.

Das Farbewerk erhält auch hier vier verschiedene Bewegungen, von denen die eine das Auftragen der Farbe auf die Form, die zweite das Aufreiben und Verbreiten der Farbe auf der Farbwalze, die dritte absatzweise Uebertragung der Farbe auf die Farbwalze durch den Abnehmer, die vierte endlich stetes Ausführen der Farbe aus dem Farbetroge bezweckt.

Die erste Bewegung wird durch die am Fundamente angeschraubte feine Zahnstange  $c$  hervorgebracht, welche durch den Transporteur  $c_1$  und das Zahnrad  $l_2$  (Fig. 24) eine Bewegung auf die Farbwalze  $G$  überträgt, durch welche wieder die Auftragwalzen  $G_1, G_1$  in gleichem Sinne mit dem Fundamente und so bewegt werden, dass die Geschwindigkeit ihrer Oberfläche in jedem Augenblicke der der Form gleich ist (s. Fig. 24 und 27). Die Befestigung der Lager für die Auftragwalzen am Gestelle und die Vorrichtung zu ihrer genauen Justirung wird aus den Fig. 35 — 37 genügend hervorgehen; man sieht, dass eine horizontale Verschiebung durch die Schraube  $d$  bewirkt werden kann, welche die Entfernung des Lagers von dem festen Ansatzstück  $d_1$  durch Mutter und Gegenmutter bestimmt, während durch die in einen horizontalen Schlitz gleitende Mutter  $d_2$  die Feststellung erfolgt, und dass die Justirschraube  $d_3$ , auf welcher das untere Zapfenlager ruht, zur Hoch- und Tiefstellung dienen kann; der Rückgang der letztern kann durch einen eingeschobenen Vorstecker verhindert werden.

Das Aufreiben und Verbreiten der Farbe auf der Farbwalze  $G$  erfolgt durch die kleinen Walzen  $G_2, G_2$ , welche ihre rotirende Bewegung durch die Berührung von  $G$  aus erhalten, ausserdem aber noch eine



Transversalbewegung von der vertikalen Welle  $B_1$  aus erhalten. An dieser Welle befindet sich nämlich das Winkelrad  $B_2$  (Fig. 21, 24 und 27), welches in das Winkelrad  $e$  (Fig. 21) eingreift und durch die Welle  $e_1$  desselben (Fig. 21 und 26) und das an dem Ende derselben befindliche Winkelrad  $e_2$  (Fig. 21, 22 und 26), welches mit dem Winkelrad  $e_3$  (Fig. 21, 22, 23 und 26) im Eingriff ist, die Bewegung auf die Welle  $e_4$  (Fig. 21, 22, 23 und 26) überträgt. An dieser Welle befindet sich eine excentrische Scheibe  $e_5$  (Fig. 21, 22, 23 und 26), welche mit der Zugstange  $f$  (Fig. 20 — 23) den horizontalen Arm der liegenden und zwischen Spitzzapfen laufenden Welle  $f_1$  hin und her schiebt, deren vertikaler Arm  $f_2$  durch eine Zugstange mit einem Schlitten verbunden ist, welcher mit den Leitstangen  $f_3$  in entsprechenden Leitungen des Gestelles gleitet und in den beiden Seitenwänden  $f_4$ , welche durch die Leitstangen  $f_3$  verbunden sind, die Lager für die beiden Aufreibwalzen  $G_2$  darbietet. Fig. 39 und 40 stellen die eine Seitenwand  $f_4$  in zwei Ansichten dar, aus denen besonders auch die Verbindung der von  $f_2$  ausgehenden Zugstange mit  $f_1$  ersehen werden kann.

Die absatzweise Uebertragung der Farbe von der Farbetrogwalze  $H_1$  aus auf die Farbewalze  $G$  erfolgt durch den Abnehmer  $H$ . Die Walze  $H$  ruht mit beiden Zapfen in Lagern  $g$  (Fig. 31 und 32), welche am Ende zweier zu beiden Seiten des Gestelles angebrachter Hebel  $g_1$  befindlich sind; diese Hebel haben in den angeschraubten Zapfen  $g_2$  ihre Drehpunkte und werden durch die Zugstangen  $g_3$  am andern Ende bewegt; die Verbindung zwischen  $g_3$  und  $g_1$  ist, wie früher, mit zwei Flügelschrauben so eingerichtet, dass die Länge der Zugstangen  $g_3$  genau nach Bedürfniss regulirt werden kann; für gewöhnlich ruht die Abnehmerwalze  $H$  auf  $G$ , während kurzer Zeitintervalle wird sie zur Berührung mit  $H_1$  gebracht und zwar auf folgende Art. An der Welle  $e_4$  befindet sich das Zahnrad  $h$ , welches in das an der Welle  $h_2$  sitzende Rad  $h_1$  greift, die Welle  $h_2$  geht durch das ganze Gestell hindurch und ist an der einen und andern Seite mit einem Kamm  $h_3$  versehen; jeder dieser Kämme, die in Fig. 24 und 25 zu sehen sind, wirkt auf einen Hebel  $h_4$ , welcher seinen Drehpunkt an der Seitenwand des Gestelles hat, und von diesen beiden Hebeln aus gehen bei  $i$ ,  $i$  befestigt die Zugstangen  $g_3$  in die Höhe, welche mit den hinteren Enden der Hebel  $g_1$  verbunden sind.

Die stete Bewegung der Farbetrogwalze  $H_1$  endlich wird von derselben Welle  $h_2$  aus bewirkt, die auch die Uebertragwalze in Bewegung setzt. Es befindet sich nämlich an der Welle  $h_2$  äusserlich das Schnurrad  $i_1$  und an der Farbetrogwalze das Schnurrad  $i_2$ , und beide sind durch eine in Fig. 20 punktirte gekreuzte Schnur mit einander verbunden.

Der Farbetrog  $H_2$  mit seinen aus Fig. 22 ersichtlichen drei Stegen, von denen der mittlere dem Mittelsteg in der Form entspricht, bietet etwas besonders Bemerkenswerthes ausser den bereits früher beschriebenen Einrichtungen nicht dar. In Fig. 21 — 22 sieht man die Kuppelung zwischen der Farbetrogwalze und der Axe von  $i_2$ , um erstere leicht aus- und einlegen zu können.

An dem Fundamente befindet sich ferner neben der feiner geschnittenen Zahnstange  $cc$  die gröber geschnittene  $I$ ; die Befestigung derselben an der Form und ihre Construction zeigen die Fig. 33, 30 und 34. Diese Zahnstange dient zur Bewegung des Druckcylinders, indem sie in das Zahnrad  $I_1$  eingreift und dasselbe während des Ein- und Ausfahrens der Form einmal nach rechts und einmal nach links herumdreht, durch dasselbe

aber nur, während die Form eingefahren wird, den Druckcylinder einmal herumdreht, da derselbe während des Ausfahrens der Form still stehen bleibt und daher überhaupt nur eine absatzweise Bewegung nach einer Richtung hat. Damit dies erfolgen könne, ist das Rad  $I_1$  lose auf der Welle  $K_1$  des Druckcylinders  $K$  aufgeschoben und wird mit derselben nur zu gehöriger Zeit durch den Einrückstab  $k$  verbunden. Während einer halben Umdrehung der vertikalen Welle  $B_1$  erfolgt das Einfahren, während der andern halben Umdrehung das Ausfahren des Fundamentes, während der ersten halben Umdrehung muss daher der Einrückstab  $k$  das Rad mit dem Druckcylinder verbinden, damit dieser letzte eine volle Umdrehung machen könne; während der andern halben Umdrehung von  $B_1$  muss dagegen der Einrückstab ausgerückt sein und der Druckcylinder unbeweglich feststehen. Auch das Letztere bewirkt der Einrückstab  $k$ , und zwar in der durch *Fig. 25* dargestellten Stellung, indem dieser ganz durch den Druckcylinder hindurchgehende Stab sich in dieser Stellung in eine im Gestell angebrachte Höhlung einschiebt.

Die hin- und hergehende Bewegung des Stabes nach jeder halben Umdrehung der Welle  $B_1$  bewirkt folgender Mechanismus. Mit der Welle  $B_1$  ist das Rad  $l$  verbunden, welches nach *Fig. 26* mit einer ringförmig in die Höhe stehenden rippenförmigen Verstärkung versehen ist; diese besteht aus zwei halben Ringen von verschiedenem Durchmesser, welche durch entsprechende schief liegende Verbindungsstücke in einander verlaufen. An diesem Ringe liegen die beiden Walzen  $k_3$ ,  $k_5$  zu beiden Seiten an, welche am Ende des Hebels  $k_3$  angebracht sind. Dieser Hebel liegt horizontal, dreht sich in einer horizontalen Ebene um den Zapfen  $k_4$  (*Fig. 24*) und steht durch die quer durch die Maschine gehende Zugstange  $k_2$  (*Fig. 25*) mit dem aufrecht stehenden Hebel  $k_1$  in Verbindung, welcher ungefähr in seiner Mitte seinen Drehpunkt in einem am Gestell angeschraubten Zapfen hat und oben in einen Finger ausläuft, mit welchem er in eine Nuth der Einrückstange  $k$  hineingreift und beim Uebergange der Walzen  $k_3$ ,  $k_5$  von einer Ringhälfte des Rades  $l$  auf die andere die Einrückstange entweder auf der einen oder andern Seite bewegt.

Verfolgt man nun die Veränderungen beim Druckcylinder während des Laufes der Form genauer, so zeigt sich folgendes. Wenn die Form mit dem Fundamente eingefahren wird, so dreht sich der Druckcylinder mit einer Umfangsgeschwindigkeit, welche der des Fundamentes gleich ist,  $k$  verbindet also  $I_1$  mit  $K$  und ist daher eingerückt, der Hebel  $k_1$  steht in der in *Fig. 25* nicht gezeichneten Stellung und die Walzen  $k_3$ ,  $k_5$  rollen sich längs der Ringfläche  $l$  mit grösserem Halbmesser ab. Sobald das Fundament ganz eingefahren ist und der Druckcylinder eine volle Umdrehung gemacht hat, kommt die Vertiefung am Ende des Stabes  $k$  wieder über den Finger von  $k_1$ ; in demselben Augenblicke treten auch  $k_3$ ,  $k_5$  von der Ringhälfte mit grösserem Durchmesser auf die Ringhälfte mit kleinerem Durchmesser bei  $l$  über, der Finger am Ende von  $k_1$  macht daher eine Bewegung nach der Gestellwand zu, zieht dabei den Verbindungsstab  $k$  aus dem Rade  $I_1$  heraus und schiebt ihn mit dem andern Ende in eine Vertiefung der Gestellwand hinein; hierzu ist genügende Zeit vorhanden, da die Bewegung des Fundamentes in den Umkehrpunkten sehr langsam geht; die Form geht nun bei stillstehendem Druckcylinder nach aussen, wobei sich  $I_1$  in entgegengesetzter Richtung wie vorher einmal herumdreht. Ist die Form aussen angelangt, so treten die Walzen  $k_3$ ,  $k_5$  von dem kleinen Ring  $l$  auf den grossen über, der Hebel  $k_1$



wird aus der hier gezeichneten Stellung links in das gerade gegenüber stehende Loch des Rades  $I_1$  geschoben, dadurch wird der Druckcylinder wieder frei, und das Spiel kann, so wie es eben beschrieben wurde, wieder von neuem beginnen.

Die Axe des Druckcylinders kann nach *Fig. 25* genau justirt und nach Erfordern höher oder tiefer gestellt werden.

Bei  $L$  zeigt sich der Auflegtisch, er schliesst sich an den Umfang des Druckcylinders an, und die Stelle, auf welche der Bogen zu legen ist, ergibt sich entweder durch die Seitenmarke  $L_1$ , welche daher quer gegen die Maschine verstellt werden kann, und durch die Marken  $N$  an der vorausgehenden Seite des Bogens unmittelbar bei den Greifern, oder beim Widerdruck durch die Punkturspitzen, von denen die eine sogleich auf dem Umfange des Druckcylinders angebracht ist, die andere bei  $M$  durch den Auflegtisch hindurch geschoben wird. Die Marken  $N$  müssen natürlich in dem Augenblicke aufgehoben werden, wenn der Druckcylinder anfängt sich zu bewegen und die Greifer den Bogen fassen; gleichzeitig muss auch die Punkturspitze zurückgezogen werden. Wie alle diese Bewegungen ausgeführt werden, wird die folgende Auseinandersetzung zeigen.

An der Welle  $B_1$  ist nach *Fig. 26* und *27* oben auf den Speichen des Rades  $II$  ein halbkreisförmiger Kamm  $O$  aufgeschraubt; auf diesem Kamm läuft die Walze  $P$  am vordern Ende des Hebels  $PQ$ , welcher bei  $P_1$  (*Fig. 24*) seinen Drehpunkt hat. Von dem hintern Ende  $Q$  dieses Hebels geht die Zugstange  $QQ$  senkrecht in die Höhe, welche nach *Fig. 20* und *22* mit einem Hebelarm verbunden ist, welcher an der Welle  $R$  sitzt; an dieser Welle befindet sich auf der andern Seite in *Fig. 20* punktirt angegeben ein zweiter Hebelarm, welcher mit der Zugstange  $S$  verbunden ist; die letztere geht aber nach der in der Endansicht des Druckcylinders *Fig. 28* am deutlichsten dargestellten Scheibe  $T$ , welche sich in einem nicht sehr grossen Winkel um die Axe des Druckcylinders schwingen kann, deshalb lose auf diese Axe aufgeschoben ist und ihre Stellung durch die Zugstange  $S$  von dem eben beschriebenen Bewegungsapparate aus erhält. Von  $T$  aus an einem Punkte, der ungefähr um  $120$  Grad von dem Angriffspunkte der Zugstange  $S$  absteht, geht eine zweite Stange  $U$ , welche mit der Welle  $V$  verbunden ist, an der die Marken  $N$  sich befinden. Durch  $U$  wird daher unmittelbar, bevor der Druckcylinder seine drehende Bewegung beginnt, der Welle  $V$  eine geringe Axendrehung in dem Sinne gegeben, dass sich die Marken  $N$  von dem Druckcylinder wegheben, so dass der Bogen unter denselben hindurch gehen kann. Damit dies aber zur rechten Zeit erfolge, steht der Kamm  $OO$  so, dass die von ihm ausgehenden Bewegungen früher erfolgen als die Einrückung des Druckcylinders.

Der Kamm  $T$  bewirkt zugleich die gehörige Bewegung der Greifer. Sobald er nämlich die beschriebene kleine Wendung gemacht hat, sinkt auch die Leitrolle  $X$  an der schiefen Fläche  $T_1$  dieses Kamms herunter, indem die Spiralfeder  $Y$  auf den Hebel wirkt, an welchem die Leitrolle  $X$  sich befindet, und denselben herunter zu ziehen strebt. Dieser Hebel sitzt aber mit den Greifern  $W$  an gleicher Welle, und ein Heruntergehen von  $X$  hat ein Schliessen der Greifer zur Folge, welche somit die vorwärts gehende Seite des zu bedruckenden und durchzuführenden Bogens fest an den Umfang des Druckcylinders andrücken. Wenn nun  $T$  durch  $S$  in der am meisten rechts gewendeten Stellung gehalten wird,

und die drehende Bewegung des Druckcyinders beginnt, so bleiben die Greifer  $W$  so lange geschlossen, als die Reibungsrolle  $X$  über den Bogen  $T_1 T_2$  mit kleinerem Halbmesser weggeht; sobald  $X$  an die schief aufsteigende Fläche  $T_2$  kommt und über dieselbe aufsteigt, wird die Greiferwelle genöthigt, eine Bewegung zu machen, bei welcher sich die Greifer öffnen, und in diesem Zustande werden die Greifer so lange erhalten, als  $X$  auf der Hälfte  $T_2 T_1$  mit grösserem Halbmesser sich befindet. Bei dieser Stellung der Greifer kann dann, wie später angegeben werden wird, der Bogen vom Druckcylinder abgelöst und ausgeführt werden.

Die eine Punkturspitze, welche mit der auf dem Druckcylinder befindlichen zweiten correspondirt, ist an der Gabel  $nn$  (Fig. 20, 22, 38 und 41) angebracht; diese lässt sich längs des an der Welle  $m$  angebrachten Hebels rück- und vorwärts schieben und durch zwei auf demselben befestigte Schrauben nach rechts und links stellen. Die Welle  $m$  läuft in zwei in ihre Enden eingeschraubten Spitzzapfen und ruht mittels der zwei angegebenen Justirschrauben auf den Hebeln  $o, o$ , die an der Welle  $R$  ebenfalls angebracht sind. Sobald daher durch Einwirkung des vorher beschriebenen Mechanismus von  $O$  aus ein Heben der Marken  $N$  eintritt, sinkt auch die Punkturspitze, die an  $n$  angebracht ist, unter die Auflegtafel nieder, wenn dagegen die Marken  $N$  sich auf die Oberfläche des Druckcylinders aufsetzen, steigt die Punkturspitze durch den Rost in der Auflegtafel hindurch. Die auf dem Druckcylinder stehende zweite Punkturspitze ist in Fig. 22 bei  $M_1$  zu sehen.

Nach Fig. 29 ist die halbe Oberfläche des Druckcylinders mit Tuch überzogen, welches durch die Spannstäbe  $Z, Z_1$ , die mit Stacheln versehen sind, in gespanntem Zustande erhalten wird.

Um den Bogen gehörig zu leiten, vor Verrückung zu hüten und an den nicht zu bedruckenden Stellen zu bedecken und zu beschützen, kommen nun noch zwei Systeme von Bändern vor, die Oberbänder und die Unterbänder, mit denen ein drittes zusammenwirkt, die Austragbänder, die den bedruckten Bogen nach dem Austragische zu führen. Die Oberbänder  $u$  sowie die Unterbänder  $v$  correspondiren mit einander und sind in je vierfacher Anzahl vorhanden, nämlich zwei an den beiden Seiten und zwei in der Mitte; letztere deshalb in doppelter Anzahl, damit zwischen ihnen noch die Punkturspitze des Druckcylinders Raum hat. Die vier Oberbänder  $u$  gehen von der Welle  $m_1$  aus oberhalb nach dem Druckcylinder, wickeln sich um mehr als den halben Umfang desselben herum, gehen dann über  $n_1$  und kehren nach  $m_1$  zurück. Die drei Rollen  $m_1$  (über die mittlere gehen nämlich beide dicht neben einander liegende Punkturbänder) befinden sich am Ende der hängenden Arme von Winkelhebeln, welche sämmtlich um die horizontale Welle  $m_2$  sich drehen und an derselben in horizontaler Richtung so verschoben werden können, wie es der abzudruckende Satz fordert. Von den ziemlich horizontal stehenden Armen dieser Hebel gehen Schnuren über Leitrollen an der Welle  $m_4$  nach den Gewichten  $m_3$ , durch welche die Rollen  $m_1$  nach aussen gezogen und somit die Oberbänder in gehöriger Spannung erhalten werden.

Die Unterbänder  $v$  legen sich äusserlich an die Oberbänder an und der Bogen befindet sich zwischen beiden. Diese Unterbänder gehen von der Rolle  $o_1$  aus eben so um den Umfang des Druckcylinders herum, wie die Oberbänder, über die Leitrolle  $n_1$  (hier trennen sie sich von den Oberbändern), um die Spannrolle  $s$  und über die Leitrollen  $r, q$  und  $p$  nach  $o_1$  zurück. Die Spannung wird denselben auf ähnliche Art wie vorher



und zwar durch die an den Winkelhebeln  $s_1$  hängenden Gewichte  $s_2$  ertheilt; die Winkelhebel selbst aber lassen sich nach dem Formate auf dieselbe Art an der Welle  $s_3$  verstellen, wie die Winkelhebel zur Spannung der Oberbänder.

Durch den von  $s$ ,  $n_1$  und  $m_1$  gebildeten Winkelraum gehen die Ausgabebänder  $w$  hindurch und bilden eine sich fortbewegende Unterlage für den auszuwerfenden Bogen. Ihre Anzahl beträgt gewöhnlich zehn, sie gehen von  $t$  aus über  $n_1$  und über  $r$  nach  $t$  zurück; um ihnen die gehörige Spannung zu geben, lassen sich die Spitzzapfen, in denen  $t$  läuft, am Gestell weiter nach aussen oder innen verstellen; die Walze  $t$  ist übrigens mit eingedrehten Ausschnitten versehen, in welche sie sich einlegen und die sie gegen Seitenverschiebung sicher stellen.

Bei  $x$  ist die Tafel zum Auflegen der ausgestossenen Bogen, bei  $y$  die Tafel, auf welcher die noch zu bedruckenden Bogen liegen.

Von anderen Schnellpressensystemen mögen in Folgenden zunächst die von HELWIG und MÜLLER in Wien und von SCHUMACHER in Hamburg als diejenigen, welche in Deutschland weitere Verbreitung gefunden haben, ausführlich beschrieben werden.

Die Schnellpresse von HELWIG und MÜLLER in Wien ist auf Taf. 140 — 142 in Fig. 43 — 76 abgebildet.

Fig. 43 ist eine Ansicht von der Seite,

Fig. 44 eine Ansicht von oben,

Fig. 53 ein Durchschnitt parallel mit Fig. 43,

Fig. 54 eine Endansicht von der Seite, wo die Bogen aufgelegt und ausgetragen werden,

Fig. 55 eine Endansicht von der andern Seite,

Fig. 70 — 71 theilweiser Durchschnitt parallel mit Fig. 53 und 43 im vergrößerten Massstabe.

Auf dem Gestell selbst ruht hier auf angemessenen Trägern die quer über die Maschine gehende Schwungradwelle  $A$ , welche mit dem Schwungrad  $a$  und der Riemenscheibe  $b$  versehen ist; von letzterer geht ein Riemen nach der Scheibe  $c$  an der Krummzapfenwelle  $B$ ; an dieser befindet sich zunächst der Krummzapfen  $d$ , dessen Warze  $e$  in der Mitte der Maschine liegt und mit der in einem Knie ausgebogenen Kurbelstange  $C$  verbunden ist. Diese Kurbelstange ist an dem von der Kurbel abgewendeten Ende des Fundamentes  $D$  bei  $f$  durch einen Bolzen befestigt, wie aus der untern Ansicht Fig. 67 und dem Längendurchschnitt Fig. 69 des Fundamentes zu ersehen ist. Die übrigen Verhältnisse des Fundamentes lassen sich auch aus der Endansicht Fig. 66 und dem entsprechenden Durchschnitt Fig. 68, sowie aus den Durchschnitten Fig. 65 und 67 entnehmen. In Fig. 67 bezeichnen die punktirten Linien die Lagen der für die umstehenden Figuren geltenden Durchschnittsebenen.

Die unteren Rippen des Fundamentes sind nach Fig. 67 an vier Stellen mit den entsprechenden Erweiterungen versehen, auf welche die beiden Laufklötze  $g$ ,  $g$  aufgeschraubt werden. Sowohl diese Laufklötze als die am Fundament vorstehenden Verstärkungen haben an den nach aussen gekehrten Seiten Fugen, in welche Stahlstücke  $h$ ,  $h$  von etwa  $\frac{1}{4}$ " Stärke eingelegt und mit den Laufklötzen verschraubt werden, welche unten etwas eingebogen sind, sich an die äusseren Seitenwände der Bahnen oder Laufschiene etwas federnd anlegen und dadurch bewirken, dass das Fundament bei seiner Längenbewegung keine Seitenschwankung annimmt. Um die Form mit dem Fundamente befestigen zu können,

und zwar durch Keile, sind nach *Fig. 65* auf den beiden vorstehenden Verstärkungen, welche auf gleicher Seite mit *f* liegen, die etwas vorstehenden Winkel *i* aufgeschraubt, und auf der entgegengesetzten Seite ist in der Mitte bei *i* (*Fig. 66* und *69*) durch eine Schraubenmutter ein Dreher angeschraubt, welcher beim Aufschieben der Form niedergelegt und dann aufgestellt werden kann. Auf der einen Seite des Fundamentes ist endlich noch durch zwei Schraubenbolzen (*Fig. 64*) die gusseiserne Zahnstange *kk* angeschraubt.

Von den Laufschienen oder Bahnen *E*, *E* ist jede viermal auf den Querböcken im Gestell mit Satzschrauben, die durch angegossene Lappen gehen, befestigt. Den Querschnitt derselben zeigen *Fig. 66* und *68*. Aus denselben ergibt sich, dass die Fläche, auf welcher die Laufklötze gleiten, die Bodenfläche eines langen Oelbehälters ist; diese Bodenfläche sowohl als die Seitenfläche, an welcher die Stahlplatten *h*, *h* hingleiten, sind abgehobelt.

Die am Fundamente angeschraubte Zahnstange *k* setzt durch das Transporteurrad *l* und das Zahnrad *m* die Farbewalze *F* in Bewegung; mit dieser sind zu beiden Seiten die Auftragwalzen *G*, *G* in Berührung, auf ihr liegen die Reibwalzen *H*, *H* und zwischen ihr und der Farbetrogwalze *K*, welche den Farbetrog *L* auf der einen Seite begränzt, liegt die Uebertragwalze *I*. Die beiden Zahnräder *l* und *m*, von denen das letztere an der Welle der Farbewalze *F* sich befindet, ruhen mit ihren Axen auf der einen Seite im Gestell, auf der andern Seite in einem am Gestell angeschraubten Ansatz *n* (*Fig. 74* — *76*). Die Form dieser Ansatzplatte zeigt übrigens auch *Fig. 71* deutlich. Die Muscheln in dem Lager am Gestell übergreifen das Gestell, bei der Platte *n* dagegen sind die Muscheln schwalbenschwanzförmig eingeschoben. Die Lagergestelle *o* für die Auftragwalzen sind in *Fig. 45* — *50* in fünf Ansichten und einem Durchschnitt abgebildet. Diese Gestelle werden an das Maschinengestell angeschoben und durch Druckschrauben, die durch längliche Löcher hindurchgehen, fest angezogen; ihre horizontale Verstellung erhalten sie durch die Stellschrauben *q*, *q*, welche mit ihren Köpfen an eine kleine Vorstosplatte am Maschinengestell anstossen (*Fig. 43*); die Verstellung nach vertikaler Richtung aber erhalten die Axen der Auftragwalzen durch die Stellschrauben *p*, deren Köpfe gegen die untere Seite der eingelegten Muschel stossen, und um welche ein Zaum gelegt ist, der vom Kopfe der Stellschraube *p* aus zu beiden Seiten an den beiden Lagerhälften in die Höhe steigt und sich oben rechtwinkelig umbiegt, so dass bei einer niederwärtsgehenden Bewegung von *p* auch die obere Muschel des Zapfenlagers zu folgen genöthigt wird. In *Fig. 49* sieht man diesen Zaum von oben, nachdem die Muscheln herausgenommen sind. Durch die angegebenen Verstellungen wird es möglich, die Auftragwalzen so zu stellen, dass ihre Oberfläche die Oberfläche der Typen gerade berührt.

Der Farbecylinder ist von Gusseisen mit einem Messingüberzug. Die aus Masse hergestellten Reibwalzen ruhen in einem aus zwei Bügeln und zwei Stäben hergestellten Rahmen. Die Bügel sind *r*, *r*, die Stäbe *s*, *s*; die ersteren haben nach dem Mittelpunkte von *F* zu laufende Leitungen, in welchen die Axen von *H*, *H* so verstellt werden können, dass sie mit ihren Umfängen die Oberfläche des Farbecylinders berühren, wie dies aus *Fig. 56* — *59* zu sehen ist; der eine Bügel ist ausserdem noch mit einem vorstehenden Stifte *t* versehen, welcher als Angriffspunkt des Winkelhebels



dient, der die hin- und hergehende Bewegung des Rahmens hervorruft; die Stäbe ruhen im Maschinengestell in entsprechenden Führungen, wie Fig. 44 und 53 zeigen. Die Reibewalzen  $H, H$  sind nicht so lang als die Farbewalze  $F$ , so dass sie bei ihrer Seitenbewegung nicht über diese Walze vortreten.

Die Bewegung des Abnehmers wird aus Fig. 60 — 63 am deutlichsten erhellen. Die Lager der Abnehmerwalze  $I$  ruhen auf beiden Seiten mit ihren Muscheln in Bügeln, welche am Ende der Hebelarme  $u$  angebracht sind, und werden durch Vorstecker in denselben erhalten. Die Arme  $u$  sind auf die durchgehende Welle  $v$  fest aufgesteckt, und die letztere erhält dadurch eine schwingende Bewegung, dass der mit ihr verbundene Arm  $w$  mit der an seinem Ende angebrachten Reibungsrolle  $a_1$  von einem Kamm  $x$ , der mit der Welle des Farbetrogcyllinders  $K$  fest verbunden ist, zunächst so zur Seite gedrückt wird, dass die Walze  $I$  mit  $K$  so in Berührung kommt, wie es die Punktirung in Fig. 60 angibt. Die Bewegung von  $w$  ist durch die Stellschraube  $y$  begränzt, gegen welche  $w$  im äussersten Punkte seiner Bewegung anschlägt. Hat  $x$  aufgehört auf  $a_1$  zu wirken, so sinkt der Arm  $u$  durch das Gewicht von  $I$  zurück und trägt die von  $K$  aufgenommene Farbe auf  $H$  über. Die Zeit, während welcher  $I$  mit  $K$  in Berührung bleibt, bestimmt zum grossen Theil die Menge der übertragenen Farbe und hängt selbst wieder von der Gestalt des Kammes  $x$  ab; um daher eine Verminderung in der Berührungszeit hervorzubringen, ist nur nöthig, statt des Kammes  $x$  einen andern einwirken zu lassen, und es sind zu diesem Zwecke auch zwei auf der Walze  $K$  befestigt. Ob der eine oder andere auf die Abnehmerwalze  $I$  wirkt, hängt von der Stellung des Armes  $w$  mit der Reibungsrolle  $a_1$  ab, und es ist eine solche Verstellung durch folgende Einrichtung möglich und genügend bequem gemacht. Mit dem Arme  $w$  ist nämlich durch eine Platte, gegen welche die Schraube  $y$  anschlägt, der Arm  $b_1$  verbunden; beide lassen sich längs der Axe des Abnehmercyllinders ein Stück hin und her schieben, und es geschieht dies durch das Stäbchen  $c_1$ , welches zwei Spuren eingedreht enthält, in welche die Feder  $d_1$  einfallen kann. In Fig. 63 sieht man den Kopf, durch welchen die Feder  $d_1$  ausgehoben und eingelegt werden kann. Je nachdem nun  $c_1$  herausgezogen oder hineingeschoben und in einer von beiden Stellungen die Feder in die entsprechende Nuth des Stabes gelegt wird, muss auch die Reibungsrolle  $a_1$  entweder auf dem einen oder auf dem andern Kamm gehen, was nach dem bereits oben Angeführten eine Verschiedenheit in der Menge der abgegebenen Farbe zur Folge hat.

Die Farbetrogwalze  $K$  erhält ihre drehende Bewegung von der Welle  $B$  aus; es befindet sich nämlich an dieser Walze die Riemenscheibe  $e_1$ , welche durch einen Riemen mit der Riemenscheibe  $f_1$  an  $B$  verbunden ist; beide Scheiben verhalten sich ungefähr wie 7 : 2, und es macht daher die Farbetrogwalze bei jedem Aus- und Einfahren der Form ungefähr  $\frac{7}{2}$  Umdrehung. An der Riemenscheibe  $e_1$  ist äusserlich ein Krummzapfen angebracht, welcher in die Kurbelstange  $g_1$  schiebt, die an ihrem andern Ende durch einen Kugelzapfen mit dem einen Arme des Winkelhebels  $h_1$  verbunden ist, der um den am Gestell befestigten Zapfen  $i_1$  schwingt und mit seinem vordern Arme den Stift  $t$  umschliesst, um so die hin- und hergehende Bewegung der Reibewalzen  $H, H$  zu bewirken.

Der Farbetrog  $L$  besteht aus der mit der Bodenschiene  $k_1$  verbundenen Rückwand, welche durch die Stellschrauben  $l_1, l_1$  der Walze  $K$

näher gebracht oder von ihr entfernt werden kann, und auf den aus *Fig. 60* ersichtlichen Schrauben  $m_1$  ruht, ferner aus den nach der Richtung der *Axe* von *K* leicht hin- und herzuschiebenden bleiernen Seitenwänden  $n_1, n_1$ .

Bei  $o_1$  (*Fig. 53*) ist ein kleiner Sperrhebel angebracht, welcher verhindert, dass die Uebertragwalze *I* zu einer Zeit auf *F* zurückfällt, wo die Form im Ein- oder Ausgange begriffen ist, wodurch eine ungleiche Schwärzung des einen Theiles gegen den andern eintreten müsste, indem sich das obere Ende dieses Sperrhebels in eine Vertiefung des Armes *w* einlegt, und dieselbe nur dann verlässt, nachdem ein Stift am Fundamente gegen das untere Ende dieses Hebels angestossen und denselben auf diese Art frei gemacht hat. In Folge der Lage dieses Stiftes kann *I* nur jedesmal am Ende der auswärts gehenden Bewegung des Fundamentes auf *F* auf-treffen und neue Farbe übertragen.

$p_1$  ist ein Schutzblech zwischen dem Farbewerke und dem Druckcylinder.

Der Druckcylinder  $M_1$ , welcher nach *Fig. 52* hohl gegossen ist und auf dieselbe Art, wie bereits früher beschrieben wurde, auf der Hälfte der Oberfläche mit Tuch und Leinwand überzogen ist, an der einen Seite aber ebenfalls einen fein gezahnten Kranz zur Berührung mit einem am Fundamente angebrachten vorstehenden Rand trägt, ist an der einen Seite mit einem Zahnrade  $q_1$  versehen, welches in die Zahnstange *kk* eingreift, an einer Stelle aber gerade abgeschnitten ist, so dass fünf Zähne nur theilweise vorhanden sind und es möglich wird, dass trotz des Rückganges der Zahnstange *k* das Zahnrad und mit ihm der Druckcylinder still steht, indem die Zähne der Zahnstange unter den gerade abgeschnittenen Zähnen des Zahnrades hinweggehen. Um das Rad in den Zeitpunkten, wo diese Stelle des Zahnrades eben aus der Zahnstange austreten oder in dieselbe eintreten will, sicher zu leiten und so die Aus- und Einrückung der Bewegung des Druckcylinders zu bewirken, ist folgender Mechanismus angebracht.

An der Zahnstange steht bei der Stelle, wo sich die abgeschnittenen Zähne befinden, ein nach aussen zu mit einer ebenen Fläche versehener Stift  $r_1$  (*Fig. 70*), der an der Gabel  $s_1$  am Ende des Ausrückhebels *N* ergriffen werden kann; die Gabelarme sind oberhalb schief abgeschnitten, so dass der Stift  $r_1$  aus ihnen austreten kann, sobald das Rad mit der Zahnstange verbunden ist, und auch auf der andern Seite zwischen diese Arme eintreten kann, sobald das Zahnrad ausgerückt werden soll. Der Ausrückhebel *N* ist durch das Gelenk  $t_1$  mit der Gabel *O* verbunden, welche sich um einen unten am Gestell angesetzten Zapfen dreht und oberhalb mit zwei Reibungsrollen  $u_1$  und  $v_1$  versehen ist, welche von den beiden Kämmen *Q* und *P* an der Welle *B* hin- und hergeschoben werden und dadurch der Gabel  $s_1$  die erforderliche Bewegung geben, durch welche mittels des Stiftes  $r_1$  die Aus- und Einrückung des Druckcylinders erfolgt. Der Kamm *P* ist mit den beiden Erhöhungen  $w_1$  und  $x_1$ , der Kamm *Q* mit  $y_1$  und  $z_1$  versehen.

Die Art und Weise der Einrückung machen *Fig. 70, 71* und *73* deutlich. In letzterer Figur sind die Kämmen *P* und *Q* in ihren vier verschiedenen Stellungen gezeichnet; *Fig. 70* stellt die Lage der Kämmen, der Kurbel, des Fundamentes, der Ausrückstange und des Druckcylinders in der zweiten, *Fig. 71* in der dritten Stellung dar. Wird nach *Fig. 70* die Stellung als die erste bezeichnet, wenn die Krummzapfenwarze in  $1^e$  ihre vorwärtsschiebende Bewegung beginnt, so ist bis zur Stellung  $2^e$  die Gabel *O* so zu verschieben, dass eine Einrückung des Zahnrades *M*



in die Zahnstange  $kk$  erfolgt; von hier bis zur dritten Stellung in  $e$  bleiben Rad und Stange in Verbindung und während der Einführung des Fundamentes wird das eigentliche Drucken bewirkt; es muss aber die Gabel  $s_1$  während dieser Zeit nach rechts zu geschoben werden, damit sie in eine solche Stellung kommt, dass der Zapfen  $r_1$  von rechts nach links in sie eintreten kann. In der dritten Stellung wird nun die Gabel  $O$  und der Ansrückhebel etwas links bewegt, so dass die ausgeschlittene Stelle des Rades gerade über die Zahnstange kommt; dies ist in der vierten Stellung bewirkt, und nun bleiben alle Theile bis zum Punkte  $e$  still stehen, wo das Spiel von neuem beginnt.

Nach Fig. 73 stehen  $u_1$  und  $v_1$  in der ersten Stellung bei  $1u_1$  und  $1v_1$  in der Mitte. Zwischen der ersten und zweiten Stellung tritt die Stelle  $s_1$  des Kammes  $Q$  aus der Lage  $1s_1$  in die Lage  $2s_1$  und schiebt dabei  $u_1$  aus der Stellung  $1u_1$  in die Stellung  $2u_1$ ; dabei geht, während  $1x_1$  nach  $2x_1$  am Kamme  $P$  zurücktritt,  $v_1$  aus  $1v_1$  nach  $2v_1$ ; der Druckcylinder ist nun mit der Zahnstange verbunden. In der Zwischenzeit zwischen der zweiten und dritten Stellung geht vom Kamme  $P$  die Stelle  $w_1$  aus  $2w_1$  in die Lage  $3w_1$ , drückt dabei auf  $v_1$  und führt es aus  $2v_1$  nach  $3v_1$ ; zugleich erlaubt die Ausbiegung am Kamme  $Q$  der Reibungsrolle  $u_1$ , aus der Stellung  $2u_1$  nach  $3u_1$  hereinzugehen, indem  $2s_1$  sich bis  $3s_1$  vorwärts schiebt. Die Gabel  $s_1$  steht nun nach Fig. 71 so, dass der Stift  $r_1$  in dieselbe von rechts aus eintritt. Zwischen der dritten und vierten Stellung endlich bewegt sich  $y_1$  am Kamme  $Q$  aus der Stellung  $3y_1$  in die Stellung  $4y_1$  und schiebt dabei  $u_1$  von  $3u_1$  nach  $4u_1$ ; da aber gleichzeitig  $w_1$  von  $3w_1$  nach  $4w_1$  geht, so kann die vordere Reibungsrolle  $v_1$  dieselbe Bewegung annehmen. Hierdurch wird  $q_1$  in die Stellung gebracht, wo es ausser Verbindung mit  $kk$  ist, und in dieser Lage bis zur Stellung  $1e$  erhalten; denn während  $y_1$  von  $4y_1$  nach  $1y_1$  und  $s_1$  von  $4s_1$  nach  $1s_1$  geht, erfolgt eben so wenig eine Einwirkung auf  $w_1$  als durch  $w_1$  und  $x_1$  eine Einwirkung auf  $v_1$ , während dieselbe von  $4v_1$  und  $4x_1$  nach  $1v_1$  und  $1x_1$  gehen. In den Lagen  $1x_1$ ,  $1w_1$  u. s. w. aber sind die hier zu beschreibenden Bewegungen der beiden Kämme  $P$  und  $Q$  einmal durch eine volle Umdrehung hindurchgeführt und es erfolgt nun die Bewegung während jedes folgenden Umganges genau auf dieselbe Art. Die nach links gehende Bewegung des Stabes  $N$  wird durch eine gegen denselben wirkende und am Gestell befestigte Feder  $e_3$  (Fig. 43) befördert.

Das Auflegen des Bogens erfolgt bei  $R$  und zwar beim Widerdruck nach Massgabe der Stellung der beiden Punktspitzen, von denen die eine auf dem Druckcylinder steht, die andere durch den später zu beschreibenden Apparat bewegt wird, beim Schöndruck nach Andeutung der später anzugebenden Marken. Der Bogen wird durch Greifer gefasst und mit dem Cylinder herumgezogen. Die Bewegung der Punktspitzen und der Greifer wird durch einen von dem ausgefahrenen Fundamente aus bewegten Hebel hervorgebracht, die Marken und ein Schutzblech für den ausgehenden Bogen aber von besonderen, an der Druckcylinderaxe befindlichen Schiebern aus.

Der Hebel  $SS$ , welcher in dem an das Gestell angesetzten Zapfen  $b_2$  seinen Drehpunkt hat, liegt unter der Zahnstange  $kk$  und wird durch das an seinem Ende aufgetragene Aufsatzstück  $a_2$  von  $kk$  beim Ausfahren niedergedrückt und noch während eines Theiles der eingehenden Bewegung des Fundamentes niedergedrückt erhalten; dabei wird an dem andern Ende die Stange  $c_2$  in die Höhe geschoben und durch den mit

ihr verbundenen Hebel  $d_2$  die Welle  $e_2$  ein Stück herumgedreht; an der Welle  $e_2$  sitzt zur Bewegung der obren Punkturspitze der Hebelarm  $s_2$ , ferner der Hebel  $f_2$ , welcher durch die Stange  $g_2$  die Scheibe  $h_2$ , welche frei beweglich auf die Welle des Druckcylinders aufgeschoben ist, aus der in *Fig. 52* ausgezeichneten Stellung in die punktirt angegebene Stellung schiebt. Die Form der Scheibe  $h_2$  ist aus *Fig. 52* deutlich zu erkennen; es lässt sich daher auch leicht sehen, dass bei der durch  $g_2$  veranlassten Bewegung dieser Scheibe die Uebergangsstelle zwischen dem Bogen mit grossem und kleinem Halbmesser unter der Reibungsrolle  $i_2$  weggeht, wobei die letztere durch die Feder  $k_2$  zurückgezogen wird, und da ihr Hebel mit der Greiferwelle verbunden ist, ein Schliessen der Greifer hervorbringt. Die Feder  $k_2$  ist am innern Umfange des Druckcylinders angeschraubt und steht durch ein Gelenkstück mit dem Hebel in Verbindung, an welchem sich die Reibungsrolle  $i_2$  befindet.

*Fig. 51* stellt den Hebel  $S$  bei  $a_2$  niedergedrückt und alle übrigen Theile in solcher Stellung dar, dass die Greifer geschlossen sind, so dass also nun sogleich nach Einrückung des Zahnrades  $q_1$  die einfahrende Bewegung des Fundamentes und die drehende Bewegung des Druckcylinders beginnen kann. Während dieser Bewegung geht das Reibungsrade  $i_2$  an dem Bogen mit kleinerem Halbmesser von  $h_2$  vorüber, und es tritt gleichzeitig beim Aufgange des Hebels  $S$  im Punkte  $a_2$  die in *Fig. 52* vollständig ausgezeichnete Stellung der Scheibe  $h_2$  ein. Kommt nun etwa nach  $\frac{2}{3}$  Umdrehung die Reibungsrolle  $i_2$  an die Stelle von  $h_2$ , wo der Bogen mit kleinerem Halbmesser in den mit grösserem übergeht, so steigt  $i_2$  ebenfalls auf, die Greifer öffnen sich, der Bogen kann ausgegeben werden, und  $i_2$  wird nach beendigter Bewegung des Druckcylinders wieder in die Stellung geführt, welche *Fig. 52* zeigt, wo durch eine Wendung von  $h_2$  ein plötzliches Schliessen der Greifer notwendig erfolgen muss.

Die vorderen Marken  $U, U$ , welche durch eine Verstellung mit Schieber und Pressschraube vor und zurück gestellt werden können, sitzen nebst der Marke  $V$  an der quer über die Maschine gehenden Welle  $l_2$ . Die letztere Marke  $V$  ist nur auf einer Seite angebracht und kann längs der Welle  $l_2$  verschoben und dann in einer bestimmten Lage mit Pressschrauben an ihr festgestellt werden. An dieser Welle sitzt ein Hebel  $n_2$  (*Fig. 51*), welcher, so lange die Marken auf dem Cylinder aufruhn, an einen Stift an der Scheibe  $h_2$  anstösst. Wenn nun durch Wirkung der Zugstange  $h_2$  beim Einfahren der Form die Scheibe  $h_2$  ein Stück herumgezogen wird und sich dabei die Greifer schliessen, so hebt dieser Stift den Hebel  $n_2$  und bewirkt dabei eine Drehung von  $l_2$  in dem Sinne, dass sich die Marken vom Druckcylinder wegbewegen und dem Bogen vollkommen freien Raum lassen, unter denselben durchzugehen. Damit nun aber für gewöhnlich die Marken nicht zu tief einsinken können und so lange in erhobener Stellung bleiben, bis der Bogen unter ihnen durchgegangen und der Cylinder zur Ruhe gekommen ist, wenn auch die Scheibe  $h_2$  schon ihre rückgängige Bewegung gemacht hat, so ist an der Welle  $l_2$  noch ein anderer Arm  $m_2$  angebracht, welcher auf der Oberfläche der Scheibe  $o_2$  aufruhrt und durch dieselbe so lange in erhobener Stellung erhalten wird, als sich der Cylinder in drehender Bewegung erhält. Nur wenn der Druckcylinder still steht, sinkt dieser Arm in eine Vertiefung der Scheibe  $o_2$  und bewirkt dabei ein Zurücksinken der Marken auf die Oberfläche des Druckcylinders.



Endlich ist noch eine andere Scheibe  $p_2$  an der Axe des Druckcylinders angebracht, welche auf den Hebel  $q_2$  wirkt, durch welchen ein Stab mit einem Blech bewegt wird; beide erstrecken sich quer über die Breite der Maschine und verhindern den ausgehenden Bogen auf die Form aufzustreifen.

An der Welle  $e_2$  ist in der Mitte der Hebelarm  $s_2$  angebracht, auf welchem der Punkturhebel  $t_2$  ruht, welcher unter  $X$  seinen Drehpunkt hat und unter  $R$  das Punkturblech trägt, von welchem aus eine Punkturspitze  $W$  durch einen der beiden Schlitze in  $R$  hindurchragt. Die andere Punkturspitze  $W_1$  ist in Fig. 51 und 52 auf dem Umfange des Druckcylinders zu sehen. In der durch Fig. 43 dargestellten Lage, nämlich wenn Fundament und Form am weitesten ausgefahren sind, ist die Punkturspitze  $W$  zurückgezogen; während des grössten Theiles der Bewegung des Fundamentes aber ragt sie durch  $R$  hervor, wie dies die vorherbeschriebenen Bewegungen, welche von  $SS$  ausgehen, deutlich machen.

Bei dieser Maschine sind nun alle Bänder ausser den oberen und unteren Friskets entfernt. Diese Friskets sind wie früher in vierfacher Anzahl vorhanden, nämlich zwei in der Mitte zu beiden Seiten der Punkturspitze  $W_1$  und dann eines an jedem Rande des Papiers. Die untern Friskets laufen über die Spannungsrolle  $x_2$  (Fig. 71 u. 72), die Leitrolle  $v_2$ , einen Theil des Druckcylinderumfanges und über die Walze  $w_2$ , die oberen dagegen über die Spannungsrolle  $u_2$ , die Leitrolle  $v_2$  und den grössten Theil des Druckcylinderumfanges. Die beiden Spannungsrollen  $x_2$  und  $u_2$  sind an den Winkelhebeln  $y_2$  und  $b_3$  angebracht, welche sich um die durchgehende Welle  $a_3$  bewegen und an derselben angemessen stellen lassen; die Spannungsgewichte  $s_2$  und  $c_3$ , an welchen die Schnur des ersten noch über die Leitrolle  $d_3$  geführt ist, bewirken den für die Hebel erforderlichen Zug zur Spannung der Friskets. Fig. 72 zeigt deutlich, wie die Spanrolle  $u_2$  und ihr Winkelhebel  $y_2$  beschaffen ist und wie der letztere durch federnde Stellringe auf der Welle  $a_3$  in seiner Lage erhalten wird.

Hinter  $v_2$  theilen sich die Friskets und geben den Bogen auf das zwischen ihnen befindliche Laufbret  $Z$ , wo er von einem Knaben ergriffen und auf den Austragstisch  $Y$  aufgelegt wird.

Die Maschinen von HELWIG und MÜLLER werden in folgenden Grössen und mit den angegebenen Verhältnissen gefertigt.

		grösste Form	erforderlicher Raum	Gewicht
Einfache Maschinen	Nr. 1.	21 und 26 Zoll;	9 und 6 Fuss;	25 Ctr.
"	"	" 2. 24 " 18 "	12 " 6 $\frac{1}{2}$ "	34 "
"	"	" 3. 30 " 19 "	14 " 7 "	38 "
Doppelte	"	" 4. 24 " 18 "	12 " 8 $\frac{1}{2}$ "	40 "
Vierfache	"	" 5. 24 " 18 "	16 " 8 $\frac{1}{2}$ "	48 "

Der Kraftaufwand, welcher zum Drehen dieser Maschinen erforderlich ist, hängt allerdings von der Beschaffenheit der Arbeit ab, da grösserer und compresserer Satz und stärkere Farbe auch eine grössere Kraft voraussetzen; doch reicht bei Nr. 1 ein Mann zum Drehen hin, bei Nr. 2, 3 und 4 sind dagegen zwei Mann erforderlich. Ausserdem verlangen Nr. 1 — 3 zwei Knaben, Nr. 4 vier Knaben zum Auflegen und Abnehmen des Bogens. Die Leistung beträgt bei Nr. 1 — 3 1200 bis 1500 Abdrücke, bei Nr. 4 2400 Abdrücke, bei Nr. 5 4000 Abdrücke.

Die letzteren Maschinen für Zeitungsdruck haben jedenfalls zwei Druckcylinder und zwei der Breite der Presse nach neben einander liegende Formen.

Die Abbildungen auf Taf. 143 — 145 stellen die Schnellpresse von SCHUMACHER in Hamburg dar; es ist

*Fig. 77* ein Längendurchschnitt durch eine der Bahnen, auf denen das Fundament läuft,

*Fig. 78* die Ansicht von oben, in welcher links unten ein Stück des Auflegbretes weggelassen ist, um die Punkturen deutlich zu sehen,

*Fig. 79* eine Ansicht von der Seite, an welcher sich die Hauptriemenscheibe befindet,

*Fig. 80* die Endansicht von der Seite, wo der Bogen aufgelegt und ausgestossen wird,

*Fig. 83* die Endansicht von der andern Seite, wo das Farbewerk steht,

*Fig. 81* und *82* die beiden Endansichten,

*Fig. 84* die vordere Ansicht des Druckcylinders, die letzteren Figuren in doppelt so grossem Massstabe als die vorhergehenden gefertigt.

Die Hauptwelle, an welcher aussen die Riemenscheibe *A* sitzt, auf welche von einem Drehapparate aus durch einen Riemen die Bewegung übertragen wird, ruht auf der einen Seite in einem an dem Maschinengestell angeschraubten Bügel, auf der andern Seite in Lagern, die in die Seitenwand des Gestelles eingesetzt sind. Das innere Ende dieser Welle läuft in einem Bügel aus, welcher einen Theil des Universalgelenkes *B* bildet, welches diese Welle mit der Welle *C* verbindet. Die letztere wird durch die Leitung *B*<sub>1</sub>, welche nach *Fig. 80* im Innern bogenförmig construirt ist, in senkrechter Ebene auf und nieder geleitet, während das an ihrem Ende sitzende Rad *C*<sub>1</sub> abwechselnd von oben und von unten in den Rechen *D* eingreift. An seinen beiden Enden ist der Rahmen *D* mit den in *Fig. 77* und *79* ersichtlichen Hörnern oder halbkreisförmigen Leitungen versehen, an welchen die Federn *D*<sub>1</sub>, *D*<sub>2</sub> (*Fig. 77*, *78* und *79*) hinten angeschraubt sind, welche in die Leitung (*Fig. 80*) dann eintreten, wenn der Rechen im Umkehren begriffen ist, um das Bestreben des Rades *C*<sub>1</sub> ihn zu heben, unwirksam zu machen. Die Leitung *D*<sub>2</sub> ist, wie *Fig. 77* zeigt, an den beiden der Welle *C* zunächst liegenden Gestellträgern befestigt. Das Rad *C*<sub>1</sub> hat 16 Zähne, wovon zwei so weit von einander abstehen, dass sie die beiden äussersten Stecken des Rechens sowie den breiten mittleren umfassen können. Nach fünf Umdrehungen der Hauptwelle wird also auch der Rechen genau eine Periode seiner Bewegung vollendet haben. Der Rechen hängt durch die beiden Hängearme *E* (*Fig. 77*, *79*, *80* und *83*) mit dem Fundamente *F* zusammen.

Das Fundament hat eine solche Breite, dass zwei Formen gleichzeitig auf demselben Platz finden. Es sind daher auch an der vordern und hintern Stirnseite vier Ansätze *F*<sub>1</sub> angeschraubt, zwischen welchen die einzusetzenden Formen durch Keile festgestellt werden können. Längs der beiden Seiten des Fundamentes sind die Schienen *F*<sub>2</sub>, *F*<sub>2</sub> und auf der einen Seite ausserdem noch die Zahnstange *F*<sub>3</sub> angeschraubt. Die beiden Schienen *F*<sub>2</sub> sind oberhalb mit Leder belegt und treten mit zwei am Druckcylinder angebrachten Kränzen in Berührung, um jedes Gleiten des Druckcylinders über die Form unmöglich zu machen; eine von ihnen hat übrigens an dem linken Ende (*Fig. 77*) zwei Zähne, welche mit zwei ähnlichen Zähnen am Kranze des Druckcylinders correspondiren.



An der untern Seite ist das Fundament mit zwei vorstehenden Rippen versehen, von denen die eine in *Fig. 77* gerade durchschnitten ist. Diese Rippen gleiten hier nicht unmittelbar auf den Bahnen  $G$ ,  $G$ , welche auf den sieben bockförmigen Gestelltheilen ruhen, sondern vermittels einer Anzahl zwischengelegter Walzen, welche zwischen je zwei Schienen laufen und mit diesen Schienen und abwechselnd angebrachten vierkantigen Stäben zu Leitern verbunden sind. Der Durchschnitt  $G_1$  (*Fig. 77*) und die obere Ansichten (*Fig. 78*) macht die Beschaffenheit dieser Leiter deutlich; zwischen je zwei Walzen liegt ein vierkantiger Stab, welcher die beiden Seitenschienen verbindet, aber die in der Mitte erhöhte Oberfläche der Bahn  $G$  nicht berührt, auf welcher nur die Walzen aufliegen. Die gleitende Reibung ist bei dieser Einrichtung ganz vermieden und in eine wälzende verwandelt. *Fig. 78* macht zugleich deutlich, wie die Bahn durch angelegene Lappen auf den unten liegenden Böcken befestigt ist, wie beide Bahnen am Ende durch das eingesprengte Stück  $G_2$  in gehöriger Entfernung von einander gehalten werden, ferner wie in der Mitte der Bahn sich die erhöhte Schiene  $G_3$  befindet, und endlich, wie durch die am Ende vorgeschraubten Platten  $G_4$  diese Bahnen zu trogartigen Oelbehältern werden.

Das Farbwerk besteht aus den beiden Auftragwalzen  $H$ ,  $H$ , welche in ähnlichen am Gestell verstellbaren Lagern  $H_1$ ,  $H_1$  (*Fig. 79*) ruhen, wie sie bereits früher beschrieben worden sind. Die Auftragwalzen stehen in Berührung mit der kupfernen Farbewalze  $I$ , deren Axe bei  $I_1, I_1$  (*Fig. 78*, *79* und *83*) über das Gestell der Presse heraus tritt; das eine Ende dieser Axe ist mit einem Schraubengewinde versehen und läuft in einem entsprechend geformten Lager, so dass eine drehende Bewegung der Farbewalze auch zugleich eine Seitenverschiebung längs ihrer Axe zur Folge hat. Ferner befindet sich auf der Axe  $I_1$  das Zahnrad  $I_1$ , welches über dem Transporteur  $I_2$  steht; letzterer ist im Eingriff mit der Zahnstange  $F_3$  und ertheilt daher der Walze eine drehende Bewegung mit einer Umfangsgeschwindigkeit, welche der Geschwindigkeit eines Punktes der Form gleich ist. Die beiden Räder  $I_1$  und  $I_2$  sind so breit, dass sie bei der Seitenbewegung von  $I$ , die ungefähr der Breite dieser Räder gleich ist, nicht ausser Eingriff kommen. Die Reibwalze  $K$ , welche in ein schief niedergehendes Lager eingelegt ist, übt durch ihr in dem schiefen Lager hervorgebrachtes relatives Gewicht den erforderlichen Druck gegen  $I$  aus, um auf  $I$  die übertragene Farbe verbreiten zu helfen. Die Uebertragungswalze  $L$  ruht mit ihren Zapfen auf dem einen Arme des Winkelhebels  $L_1$ , dessen anderer Arm an der einen und an der andern Seite der Maschine auf der Axe des obern Farbcylinders  $M$  aufruht, welcher den Farbetrog  $N$  einseitig begränzt und sich, wie bekannt, stets mit einer gleich dicken Schicht der Farbe bedeckt. Auf der Axe dieses Cylinders ist zu beiden Seiten bei  $M_1$  (*Fig. 78*, in *Fig. 77* punktirt zu sehen) eine Warze angebracht, welche bei jeder Umdrehung von  $M$  einmal gegen den obern Arm des Winkelhebels  $L_1$  trifft, denselben hebt und  $L$  in Berührung mit  $M$  bringt; ist die Warze an diesem Arme vorübergegangen, so sinkt derselbe wieder zurück und  $L$  bleibt so lange mit  $I$  in Berührung, um die aufgenommene Farbe überzutragen, bis die Warze den Hebel wieder ergreift. An der Axe von  $M$  ist ausserhalb des Gestelles die Riemenscheibe  $M_2$  angebracht, welche ihre Bewegung von einer ähnlichen kleineren Scheibe an der Axe des Druckcylinders so erhält, dass sie ungefähr bei elf Umdrehungen des Druckcylinders vier

Umdrehungen macht; es findet daher auch bei elfmaligem Ein- und Ausfahren der Form eine viermalige Uebertragung der Farbe statt. Bei  $M_3$  (Fig. 79) ist eine verstellbare Spannrolle für den Riemen angebracht. Der Farbetrog hat die verstellbare Wand  $N_4$  zu seiner Begrenzung, welche längs der Ansätze am Gestell  $N_2, N_3$  etwas gehoben und gesenkt werden kann, um die Dicke der den Cylinder  $M$  bedeckenden Farbschicht zu bestimmen. Zu dem Ende ist auf die Ansätze  $N_2$  eine quer über die Maschine gehende Schiene  $N_3$  (Fig. 78) geschraubt, durch welche zwei Schrauben hindurch gehen, welche in die Wand  $N_4$  eingeschraubt sind und dieselbe halten, ausserdem aber noch zwei andere weiter herausstehende, durch welche die Wand  $N_4$  in ihre richtige Stellung hinuntergeschoben werden kann. Hinter dem Farbetroge sind die beiden Gestellstücke durch den quer durchgehenden Stab  $N_5$  verbunden. Die Breite des Farbetroges wird durch die beiden eingelegten Wände  $N_6, N_6$  bestimmt, welche sich genau an  $M$  und  $N_4$  anlegen und von denen die eine ziemlich in die Mitte zu liegen kommt, wenn nicht mit zwei, sondern nur mit einer Form gedruckt werden soll.

$M$  erhält nur eine Bewegung nach einer Richtung zu;  $H, I, K$  und  $L$  dagegen bewegen sich abwechselnd nach der einen und andern Seite, da ihre Bewegung von der des Fundamentes abhängig gemacht ist.

Der Druckcylinder  $O$  erhält eine stetige Umdrehung nach der in Fig. 77 angedeuteten Richtung durch das Rad  $P$ , welches mit  $A$  an einer Welle sitzt und mittels des Transporteurs  $Q$  auf das Zahnrad  $R$  an der Welle des Druckcylinders wirkt.  $P$  hat 16,  $R$  80 Zähne, nach fünf Umdrehungen von  $A$  hat daher auch der Druckcylinder  $O$  eine volle Umdrehung gemacht; bereits früher wurde bemerkt, dass nach derselben Zeit auch eine Bewegungsperiode des Fundamentes und der Form verflossen ist. Auf einem Drittheil, nämlich von  $a$  bis  $b$  (Fig. 77), ist die Oberfläche des Cylinders mit einem grössern Halbmesser hergestellt als auf den beiden übrigen Drittheilen; dieses Drittheil ist mit Tuch belegt, welches bei  $b$  fest gemacht und bei  $a$  an eine Eisenschiene geschnürt ist, die mit den drei Stäben  $c$  in Verbindung steht und durch die Schrauben  $d$  gegen die im Innern des Cylinders angeschraubten Lappen  $e$  so angezogen werden kann, dass der Tuchüberzug gehörig gespannt und glatt ist. Die Oberfläche von  $b$  bis  $a$  nimmt den Bogen auf und wickelt denselben auf der Form ab; um daher den Cylinder in der erforderlichen Höhe fest stellen zu können, lassen sich seine Lager heben und senken, wozu die Justirschraube  $R$  (Fig. 79) dient, welche durch ein auf den Schenkeln des Gestelles befestigtes Querstück  $S$  hindurchgeht, das mit dem vorstehenden Ende den Deckel  $T$  trägt, welcher sich zwischen dem Druckcylinder und Farbewerk befindet und eine Berührung des Bogens mit dem letztern unmöglich macht. Zu beiden Seiten des Cylinders sind auf die Distanz von  $a$  bis  $b$  die beiden vorstehenden Ringe  $f$  und  $g$  angeschraubt, welche sich auf die am Fundament angeschraubten Schienen  $F_1, F_2$  aufzulegen bestimmt sind und von denen der letztere  $g$  die bereits früher erwähnten Zähne hat. Die äussere Oberfläche dieser Ringe ist gefurcht, um eine feste Berührung ohne Abgleiten hervorzurufen.

Bei  $b$  ist die Oberfläche des Druckcylinders mit einer breiten Spalte versehen und es geht durch denselben (Fig. 81, 82 und 84) die Welle  $h$ , welche aussen vor dem Cylinder mit den beiden Kämmen  $c$  und  $k$  versehen ist, längs der Welle aber für jeden Bogen vier Greifer  $l$  hat. Auf der einen Seite des Druckcylinders steht mit dem Maschinengestell ver-



schraubt die Platte  $W$ , welche eine ringförmige Rippe  $UU_1$  und eine zweite nach einem kleineren Radius gekrümmte  $VV_1$  hat (Fig. 77). Beide Rippen liegen mit den Kämmen  $i$  und  $k$  in einer und derselben Vertikalebene. Wenn nun die Stelle des Druckcylinders, wo sich die Welle  $h$  befindet, zu dem Anfang  $U$  der ersten Rippe kommt, so legt sich der Kamm  $i$  an den innern Umfang dieser Rippe an und dreht dabei die Welle  $h$  nebst den Greifern so, dass die letzteren in der Stellung  $l$  (Fig. 82) bleiben, wo sie gegen den Anfang des Tuchbeschlages sich anlegen und daher das Ende des über  $X$  vorstehenden Bogens ergreifen und festhalten. Während reichlich  $\frac{2}{3}$  Umdrehung des Druckcylinders werden die Greifer in dieser Lage erhalten, da der Kamm  $i$  stets in Berührung mit der inneren Fläche von  $UU_1$  bleibt. Ist  $i$  über  $U_1$  hinweggegangen, so fängt  $V$  den zweiten Kamm  $k$  und dreht dabei die Welle  $h$  so, dass  $i$ ,  $k$  und  $l$  in die Stellung  $i_1$ ,  $k_1$  und  $l_1$  kommen, in welcher die Greifer den Bogen nicht mehr halten, sondern das Ausgeben desselben erlauben; da  $k$  bis zum Punkte  $V_1$  mit  $VV_1$  in Berührung bleibt, so werden auch die Greifer in geöffnetem Zustande unter dem Bogenende bei  $X$  hinweggehen und sich erst schliessen, wenn  $i$  wieder mit  $U$  in Verbindung kommt. Damit in den Augenblicken der Umsetzung die Bewegung der Greiferwelle gehörig sicher erfolgt und nicht etwa ein freiwilliges Umschlagen der Greifer eintreten kann, ist an der einen Seite der Kamm  $m$  mit der Welle  $h$  verbunden, welcher mit seiner Spitze (Fig. 81) längs der gegen ihn drückenden Stahlfedern hingehet, und dabei durch den Druck der Federn eine solche Reibung erfährt, dass nur bei Anwendung einer merklichen Kraft eine Drehung der Welle  $h$  erfolgen kann.

Um die Greifer fest und doch stellbar mit der Welle  $h$  zu verbinden, sind sie durch eine Art Zaum (Fig. 81 und 82) auf die Welle aufgedrückt; durch den einen Schenkel dieses Zaumes geht aber eine Schraube  $o$  hindurch, welche in Vertiefungen der Welle  $h$  eingreift und daher nach Art einer Schraube ohne Ende wirkend eine Verstellung der Greifer um  $h$  möglich macht.

Um dem Bogen den Weg nach dem Austragtsche  $Z$  anzuweisen, befinden sich vier an der Welle  $Y_2$  verstellbare Rollen  $Y_1$ ,  $Y_1$  in Berührung mit dem erhöhten Theile des Druckcylinders. Die Welle  $Y_2$  läuft in Spitzzapfen an den nach Fig. 77 verstellbaren Armen  $Y$ .

Die Bewegung der Punkturen wird auf folgende Art hervorgebracht. Auf der Welle des Druckcylinders befindet sich auf der einen Seite die Scheibe  $p_1$ , welche nach der Seite zu, wo sich die Welle  $h$  befindet, eine Stelle von etwas kleinerem Radius hat; auf dieser Scheibe läuft eine Rolle  $p$ , die sich am Ende des Hebels  $q$  befindet, welcher in dem Querstabe  $q_1$  seinen Drehpunkt hat und dessen mehrfach ausgebogene Form, mit welcher er allen dazwischen liegenden Theilen ausweicht, aus Fig. 78 und 79 deutlich wird. Dieser Hebel ist bei  $q_2$  (Fig. 78) mit dem Hebelarme  $r$  der quer herübergehenden und in Spitzzapfen laufenden Welle  $r_1$  verbunden; diese Welle ist ausserdem noch mit drei Armen  $s$  versehen, welche unter die Stäbe  $t$  greifen, die ebenfalls um  $q_1$  drehbar sind. Vorn sind diese Stäbe durch die Schienen  $u$  mit einander verbunden, auf welchen die Punkturen angebracht sind. Fig. 78 macht auch ohne Beschreibung deutlich, wie die Punkturen vor und zurück, nach rechts und nach links verstellt werden können, um in die richtige Lage zu kommen, in welcher sie durch eine Spalte der Gatter  $w$  hindurchragen. Die letzteren

lassen sich zur Seite verschieben und durch Keile  $x$  in der richtigen Lage befestigen,

Sobald nun die Stelle mit kleinerem Halbmesser von der Scheibe  $p_1$  unter  $p$  kommt, sinken die Punkturspitzen unter die Gatter hinunter, die Greifer fassen den Bogen und ziehen denselben mit dem Druckcylinder herum; bald darauf erheben sich die Punkturspitzen wieder und zeigen den rechts und links vom Auflegbrette  $XX_1$  stehenden Auflegern den Ort, wo der Bogen aufzulegen ist.

Der KÖNIG-BAUER'schen Presse wurden, wie schon oben bemerkt wurde, direct viele andere Pressen nachgebaut, welche sich durch mehr oder weniger bedeutende Verbesserungen von derselben unterschieden; namentlich findet dies bei den Druckmaschinen von APPELGATH und COWPER, von NAPIER in England und von SELIGUE, GIROUDOT, THONNELIER u. s. w. in Frankreich statt.

Die Druckmaschine von APPELGATH und COWPER, welche 1818 in England patentirt wurde, ist für Schön- und Widerdruck bestimmt. Nach der Skizze Fig. 129 (Taf. 133) wird der Bogen auf die Bandfläche  $A$  aufgelegt, zwischen die Bandläufe  $B$  und  $C$  eingeführt, deren Verlauf durch eine ausgezogene und eine punktirte Linie deutlich gemacht ist, über die Rolle  $D$  auf den Druckcylinder  $E$  geführt, wo er den Schön- und Widerdruck erhält, dann durch  $F$  gewendet und unter  $G$  nach dem zweiten Druckcylinder  $H$  geführt, wo er den Widerdruck erhält und dann bei  $I$  zwischen beiden Cylindern austritt. Die Druckwalzen sind theilweise mit Tuch u. s. w. überzogen und haben daher an der druckenden Fläche einen etwas grösseren Halbmesser als an der andern, unter welcher die rückkehrende Form vorübergeht. Zu beiden Seiten derselben liegen die drei Auftragswalzen  $K$  und  $L$ , welche ihre Farbe durch auf dem Wagen angebrachte Flächen erhalten, auf welche sie von den an beiden Enden des Pressengestelles angebrachten Farbewerken übertragen wird.

Nach der Abbildung eines von THONNELIER in Paris ausgeführten Exemplares wird bei dieser Presse (*Bulletin de la Soc. d'Encourag.* 1832. p. 108) die hin- und hergehende Bewegung beider Formen nicht durch eine Welle mit Universalgelenk, sondern durch ein Getriebe, welches in eine nach der Seite verschiebbare Zahnstange eingreift, hervorgebracht. Auf Taf. 133 ist Fig. 133 ein Vertikaldurchschnitt durch die Mitte der beiden verbundenen Fundamente, Fig. 134 eine untere Ansicht des Verbindungsstückes, Fig. 135 eine untere Ansicht beider verbundener Fundamente und Fig. 136 eine Seitenansicht derselben nebst der des bewegenden Getriebes.  $a, a$  sind die Fundamente, welche durch das Mittelstück  $bb$  und die Laufschiene  $c, c$  mit einander verbunden sind und mit letzteren auf 28 grösseren, über die ganze Länge der Presse vertheilten Rollen laufen.  $dd$  ist die zweiseitig gezahnte Stange, in welche das Getriebe  $e$  greift; letzteres sitzt an der Welle  $f$ , die von dem Winkelrade  $g$  aus ihre Bewegung erhält. Die Zahnstange  $d$  befindet sich an einer breiteren Platte, in welcher die Spur  $h$  angebracht ist, um das Ende der Welle  $f$  aufzunehmen, und welche an beiden Enden bei  $i, i$  in Leitungen läuft. Die Hebel  $k, k$ , welche bei  $l$  und  $m$  ihre Drehpunkte haben und Schwingungen machen, welche aus der punktirten zweiten Stellung des einen deutlich werden, stehen durch die Glieder  $n$  und  $o$  mit der Zahnstange und durch  $p$  mit einander in Verbindung und bewirken eine vollkommen parallele Seitenverschiebung. An dem Mittelstück  $bb$  sind ausserdem durch die Schrauben  $r, r$  verstellbar die Platten  $s, s$  angebracht



zwischen denen ein an der obern Seite der Zahnplatte angebrachter Vorsprung eingreift. Die Seitenverschiebung selbst wird nun durch Einwirkung des Getriebes *ee* hervorgebracht, indem dasselbe die Endbogen der Spur *hh* durchläuft.

Die Druckmaschine von APPLGATH und COWPER liefert (nach *Encyclop. metrop. Babbage on the manufactures p. 777*) 800 — 1000 Bogen in einer Stunde auf beiden Seiten bedruckt, während eine Handpresse nur 125 Bogen auf beiden Seiten bedruckt in einer Stunde liefert.

Die mechanische Presse von GIROUDOT ist nach der Beschreibung und Abbildung in den *Annales de la typographie française et étrangère 1839. Decbr.* gerade so eingerichtet wie die vorhergehende.

Zum Drucken der Times haben APPLGATH und COWPER noch eine andere Maschine construiert, bei welcher möglichst grosse Beilung des Druckes deshalb als Hauptsache erscheint, weil, nachdem eine Seite mit Annoncen u. s. w. gedruckt worden ist, die andere Seite in möglichst kurzer Zeit mit den neuesten Parlementsverhandlungen bedruckt werden soll. Die Maschine hat daher vier Cylinder, welche, um nahe stehen zu können, keinen zu grossen Durchmesser haben; unter denselben bewegt sich eine einzige Form hin und her; die Cylinder befinden sich beim Hingange in einer tieferen Stellung, beim Hergange werden sie gehoben, um die Form unter sich hindurch zu lassen. Oberhalb dieser Cylinder wird an 4 Stellen aufgelegt und abgenommen. Die Maschine soll in einer Stunde 4200 Abdrücke liefern. Eine Skizze davon befindet sich in der zuletzt angeführten Quelle S. 779 und eine ähnliche Maschine mit mehreren von NAPIER angebrachten Verbesserungen in DINGLER Bd. XXXV. S. 249.

Die NAPIER'sche Schnellpresse wurde 1835 von CARL BERLING in Dänemark eingeführt und in Copenhagen aufgestellt. Bei derselben ward die Bewegung vom Schwungrade aus durch eine Schnur auf die Hauptwelle der Maschine übergetragen, an welcher sich durch Universalgelenk verbunden das Getriebe befindet, welches, wie bei KÖNIG und BAUER, mittels einer doppelseitigen Zahnstange das Fundament heraus- und hereinbewegt. Das Fundament läuft nicht mit gleitender, sondern, wie bei der von uns abgebildeten SCHUMACHER'schen Presse, mit rollender Reibung durch Vermittelung eingelegter Rahmen mit Frictionsrollen. Jedemal, wenn das Fundament das Ende seines Weges erlangt hat, stösst eine aus mehreren Platten zusammengesetzte Feder des Fundamentes gegen einen mit Kork gefütterten Anschlag. Der Bogen wird nur mit einem vorstehenden Rande an den Umfang des Druckcylinders aufgelegt und von Greifern (engl. *grippers*) erfasst, die ihn mit dem sich stetig fortbewegenden Druckcylinder herumnehmen. Unterbänder zum Ablösen des Bogens von dem Druckcylinder beim Auswurfpunkte sind vorhanden, bewegliche Unterbänder aber nicht; an deren Stelle sind nur unbewegliche Bänder aufgezogen, welche den Bogen von dem Punkte an, wo er von den Greifern erfasst wird, bis ziemlich dahin, wo er die Form berührt, am Herabgleiten hindern und fest auf die Oberfläche der Druckwalze aufstreichen.

Die Bewegung der Greifer macht Fig. 137 (Taf. 133) deutlich. Hier ist *a* ein theilweiser Durchschnitt durch die Druckwalze, *b* sind die auf einer am Umfange derselben liegenden Welle angebrachten Greifer; an derselben Welle befindet sich das Zahnrad *c*, in welches die theilweise verzahnte Scheibe *d* eingreift; an letzterer befindet sich ein Stift *h*, welcher in einer Spur *iklm* läuft. Diese Spur ist mit dem Gestell der

Maschine fest verbunden, steht zur Seite des Druckcylinders und ist daher da, wo in der Abbildung der Druckcylinder abgebrochen ist, sichtbar. Die Spur besteht aus einem Bogen *kil* von grösserem und einem Bogen *kmml* von kleinerem Halbmesser. Befindet sich der Stift *h* auf dem einen oder andern Bogen, so nimmt *d* zwei wesentlich verschiedene Stellungen an, bei deren einer die Greifer geöffnet, bei der andern geschlossen sind; an den Uebergangspunkten *k* und *l* bewirkt die durch *h* übertragene Bewegung das Oeffnen oder Schliessen der Greifer. Damit aber *d* in jeder seiner beiden Stellungen unverrückbar stehen bleibe, fällt die Sperrung *e* in einen der beiden an *d* angebrachten Einschnitte ein, was durch Anpressen der Feder *g* erfolgt. Bei *f* ist der Drehpunkt für *e*.

Die durch die Auflegtafel hindurchragenden Punkturspitzen werden von einem Excentricum an der Welle des Druckcylinders aus bewegt.

Das Farbewerk ist in *Fig. 138* (Taf. 133) im Durchschnitt abgebildet; *n* ist der Farbetrog mit der Walze *o*, *p* die Uebertragwalze, *q* die Reibwalze, *r, r* die beiden Auftragwalzen. *o* erhält seine Bewegung bei jedem Ausfahren durch die am Fundament angebrachte und verstellbare Ebene *v* (*Fig. 139*); diese wirkt gegen den Stab *t*, welcher unten mit dem Lenker *w*, oben mit dem Schiebzeug *s* verbunden ist. Bei jedem Aufgange von *t* wird das an der Farbewalze *o* befindliche Sperrrad um einen oder mehrere Zähne vorwärts geschoben, je nachdem die Stellung der schiefen Ebene *v* dies verursacht. *p* wird gehoben und gesenkt, um die Farbe von *o* auf *q* durch einen ähnlichen Mechanismus wie vorher überzutragen; es wirkt nämlich ebenfalls eine am Fundamente angebrachte schiefe Ebene auf eine Schubstange, welche den Traghebel für *p* hebt und senkt. *q* erhält ausser der von *r r* übertragenen drehenden Bewegung auch noch eine gleitende Bewegung zum gleichmässigen Verbreiten der Farbe dadurch, dass sich an der Axe von *q* ein Schraubengang befindet, in welchen ein im Lager angebrachter Stift hineinragt. (*Journal für Buchdruckerkunst 1837. S. 49.*)

Die nachfolgenden Notizen über Cylinderdruckmaschinen haben ein mehr geschichtliches als technisches Interesse, mögen aber zur Vervollständigung des bisher Mitgetheilten nicht übergangen werden.

WILLIAM NICHOLSON nahm im Jahre 1791 ein Patent auf eine Druckmaschine (*selfacting printing-press*), bei welcher der Cylinderdruck dadurch hervorgebracht werden sollte, dass die Typen auf die Oberfläche eines Cylinders aufgesetzt werden und bei der Drehung des Cylinders einmal den Schwärzapparat, dann das über eine Walze geführte Papier treffen. Dasselbe sollte auch mit einer gewöhnlichen Form erfolgen, indem sie bei der Längenbewegung einmal unter den Schwärzcyliner, dann unter die Papierwalze kommt. Die erste Disposition ergibt sich aus *Fig. 130* (Taf. 133), und es zeigt sich zugleich, dass das Farbewerk in einer solchen Einrichtung wenig Erfolg verspricht. Ausgeführt wurde dieses Patent von NICHOLSON niemals.

1813 erhielten DONKIN und BACON ein Patent auf eine nach *Fig. 131* (Taf. 133) eingerichtete Disposition; hier ist die Form auf die Seiten eines vierkantigen Prismas vertheilt und drückt sich auf dem über eine entsprechend eingebogene Walze geleiteten Papiere ab. Zur Verbindung des Prismas und der Walze wurden die in Bd. I. Taf. 2 *Fig. 65<sup>b</sup>* abgebildeten Räder gewählt. Eine derartige Druckmaschine wurde für die Universität zu Cambridge gebaut und ist in JOHN NICHOLSON'S *the operative mechanic 1834. p. 302* abgebildet.



1815 nahm COWPER ein Patent auf Cylinderdruck mit gebogener Form, welche durch Umlegen von Stereotypenplatten um eine Druckwalze erzeugt wurde. *Fig. 132* (Taf. 133) gibt die Disposition für einseitigen Druck, wozu leicht die Disposition für Schön- und Widerdruck hinzugedacht werden kann.

SELLIGUE brachte im Jahre 1822 in Frankreich die ersten mechanischen Buchdruckerpressen durch Dampf in Gang und erhielt von der *Société d'Encouragement pour l'industrie nationale* dafür den Preis von 2000 Fr. Seine (im *Bulletin de la Soc. d'Encourag.* 1824. p. 157... abgebildete und beschriebene) Druckmaschine ist zum Schön- und Widerdruck eingerichtet, hat zwei unter einander liegende Wagen und an jedem Ende einen grossen Druckcylinder; die letzteren werden beim Rückgange der Form etwas in die Höhe gehoben; die Bogen werden zwischen Bändern geführt und vor dem Uebergange vom ersten Cylinder auf den zweiten gewendet. An jedem Wagen befindet sich eine ebene Fläche zum Aufreiben der Farbe an jedem der beiden Farbwerke. Eine Dampfmaschine von vier Pferdekraft trieb sechs Pressen, von denen jede noch zwei Mann zur Bedienung forderte und zehn Bogen in einer Minute auf beiden Seiten druckte.

Die von AMÉDÉE DURAND gegen 1822 erfundene Cylinderpresse, welche im *Bulletin de la Société d'Encouragement* 1822. p. 383 beschrieben und abgebildet ist, enthält ziemlich zusammengesetzte Vorrichtungen, denen man die Unmöglichkeit, lange Zeit in erwünschtem Gange zu bleiben, ansieht. Ueber die feststehende Form geht von der einen Seite, ähnlich wie bei den Auftragmaschinen, die Auftragwalze; auf der andern Seite steht die Druckwalze in einem Gestell, welches ungefähr die Neigung des Deckels der gewöhnlichen Presse hat; auf dieses wird der Bogen aufgelegt und das Gestell dann über die Form bewegt, wobei sich der Bogen auf die Form legt und bei gehobener Form von derselben den Druck aufnimmt; endlich wird, nachdem die Form ein Stück niedergesunken ist, das Gestell zurückbewegt.

Die Druckmethode, auf welche ROWLAND HILL von Tottenham im Jahre 1835 in England ein Patent nahm, und welche im *Repertory of patent inventions* 1836 beschrieben ist, bezieht sich auf das Bedrucken endlosen Papiers, und nähert sich dem bei dem gewöhnlichen Kattendruck angewendeten Verfahren. Die Lettern werden abgestumpft kegelförmig hergestellt, so dass sie zusammengesetzt eine cylindrische Oberfläche bilden. Jeder solche Kegel hat eine Nuth, und durch die hinter einander folgenden Nuthen einer Zeile geht ein Stäbchen; sämtliche Stäbchen werden dann durch Ringe festgehalten und so verhindert, den Cylinderumfang zu verlassen. Die Schwärze wird dem Cylinder durch ein dem KÖNIG'schen ähnliches Farbwerk zugeführt. Bei der drehenden Bewegung wickelt sich der Umfang des Cylinders an dem eines zweiten ab, über welchen das endlose Papier von einem Haspel oder einer Rolle aus geführt wird. Nachdem es bedruckt (namentlich durch die Aufeinanderfolge zweier Walzen auf beiden Seiten bedruckt) ist, wird es durch eine besondere Maschine geschnitten und übereinandergelegt.

Zum Aus- und Einfahren der Form bei Plattendruckmaschinen bedient sich DAVID NAPIER einer zweispurigen Scheibe, welche in *Fig. 140* (Taf. 133) vorgestellt ist; die beiden nach verschiedenen Halbmessern ausgeführten Spuren *a* und *b*, welche durch die Uebergänge *c* und *d* mit einander verbunden sind, enthalten einen nach Art eines Weber-

schiffchens abgeschärften Schieber *e*, welcher mit einem Hebel verbunden ist und durch denselben während zweier Umdrehungen der Hauptwelle *f*, an welcher die abgebildete Scheibe sich befindet, die Form einmal heraus und einmal hinein bewegt. Vgl. DINGLER Bd. LXVII. S. 260.

Schon KÖNIG hatte versucht, den Plattendruck auf mechanischem Wege hervorzubringen, und sogar der ersten Idee zu seiner Schnellpresse die gewöhnliche Handpresse so weit zu Grunde gelegt, dass er den Plattendruck dabei anwenden wollte. Nachdem er aber die Schwierigkeiten eines mechanischen Plattendruckes erprobt hatte, wendete er sich zu dem Cylinderdruck. Später wurde von vielen Seiten die Idee des mechanischen Plattendruckes wieder aufgegriffen; wir erwähnen nur das 1829 ertheilte Patent für J. W. WAYTE aus London (DINGLER Bd. XXXIV. S. 251), die Einrichtung einer halbmechanischen Presse von FRASER (DINGLER Bd. XL. S. 346 aus *Jameson Edinburgh Journal* 1831), das Patent von ROBERT WINCH aus London vom Jahre 1831 (DINGLER Bd. LI. S. 245), das Patent von JOHN KITCHEN aus Newcastle vom Jahre 1833 auf eine Presse mit vertikal stehender Form (DINGLER Bd. LII. S. 249).

Als eine gelungene Plattendruckmaschine lässt sich wohl die skandinavische Presse (engl. *skandinavian self-inking press*) betrachten, welche von C. A. HOLM in Stockholm erfunden wurde und 1841 in England bei WILLIAM CLOWES u. Söhne in Gang kam; sie wird in England von BRAITHWAITE, MILNER u. Comp. gebaut (*W. SAVAGE, dictionary of the art of printing* p. 815) und ist in neuester Zeit in einigen Exemplaren auch auf dem Continente aufgestellt worden. Man erwartet von dieser Presse namentlich auch wegen des besonders gut eingerichteten Farbewerkes ausgezeichnete Leistungen, welche es möglich machen, sie für den feinsten Druck anzuwenden, zu welchem eine cylindrische Schnellpresse nicht benutzt werden kann. Auf Taf. 146 ist

Fig. 85 ein Längendurchschnitt,

Fig. 86 der Grundriss,

Fig. 87 Endansicht und Querdurchschnitt,

Fig. 88 ein Theil der vordern Ansicht,

Fig. 89 das Farbewerk,

Fig. 90 das Schiebzeug.

*A* ist das Druckfundament, aus zwei Theilen bestehend, zwischen welche eine Lage von Filz oder einem andern elastischen Stoffe in der Dicke von  $\frac{1}{2}$  — 1 Zoll gelegt wird. *B* ist der Farbetisch, *C* ist das Gestell, welches auf dem Hauptgestelle der Presse ruht; *D* ist der Tiegel, *E* eine im Mittelpunkte der Presse befindliche Kurbel, welche durch die Zugstange *F* das Querstück *G* und die auf beiden Seiten befindlichen eisernen Säulen *H* den Tiegel auf und ab bewegt. *K* ist die mit einem Farbetrog in Verbindung stehende Farbespeisewalze, gleich denen, welche man in gewöhnlichen Schnellpressen verwendet. *M* ist ein beweglicher auf Schienen laufender Karren, an dessen Ende sich das auf Federn ruhende Rähmchen *N* befindet, in welches man den zu druckenden Bogen legt. Der Deckel (engl. *tympan*) *O* ist durch Charniere an das Rähmchen *N* befestigt. Die Farbewalzen *P, P, P* sowie die Farbevertheilungswalzen *Q, Q, Q* sind ebenfalls an dem Karren *M* angebracht. Um eine vollkommen gleiche Vertheilung der Farbe zu erzielen, ist den Walzen *Q, Q, Q* eine eigenthümliche in der Zeichnung Fig. 89 näher beschriebene Bewegung gegeben worden. Der Karren *M* wird bewegt durch den Hebel *R*



und den Rahmen *S*. Auf der Kurbel ist ein sich um seinen Mittelpunkt drehendes parabolisches Segment von Gusseisen *T* befestigt, welches in den Rahmen *S* arbeitet und so geformt ist (s. *Fig. 90*), dass es den Karren *M* so lange still hält, als nöthig ist, um die Bogen aus- und einzulegen. Hierdurch wird der Karren *M* so lange festgehalten, als sich die Kurbel *E* von *a* nach *b* bewegt. *U* ist die Hauptwelle mit einem Kamrad, welches in ein anderes an der Welle der Kurbel befindliches eingreift. Die Welle *U* trägt auch ein Schwungrad und eine Trommel, über welche der Riemen von der Dampfmaschine läuft, falls die Presse nicht durch die Hand bewegt wird. *V* ist die Kuppelung und *X* der Ausrücker. Man regelt die Druckkraft durch die beiden Säulen *H*, deren Enden mit Schrauben versehen sind, welche man rechts und links drehen kann, um so den Druck zu verstärken oder zu vermindern. Die Schrauben sind mit den nöthigen Zeichen versehen, um den Druck auf beiden Seiten genau gleich stellen zu können.

Beschreibung des Farbeapparats in Zeichnung *Fig. 89*. *Q, Q* sind zwei auf dem Farbetische schräg liegende Vertheilungswalzen, welche von der bisherigen Construction darin abweichen, dass, während das eine Ende in festen Lagern *a* im Karren *M* ruht, das andere Ende in verschiebbaren Lagern liegt, welche ebenfalls auf dem Karren *M* angebracht sind. Eine verschiedene oscillirende Bewegung theilt sich nun jedesmal den Walzen mit, wenn dieselben über den Farbetisch vor- oder rückwärts gehen. Das eine Ende der Walzen ist ferner mit spiralförmigen Federn  $d_1, d_2$  versehen (s. *Fig. 86*), welche die Walzen jedesmal, wie sie den Farbetisch passiren, um 1 bis 2 Zoll verschieben und zurückgehen lassen. Durch diese vereinigte Bewegung, welche auf diese Art den Walzen sowohl der Seite als der Länge nach gegeben wird, erreicht man, dass die Farbe kreuzweise vertheilt wird und dass selbst, wenn ein Stück Farbe nur auf eine Ecke des Farbetisches gebracht würde, dieselbe bald gleichmässig über die ganze Fläche verbreitet sein müsste.

Das Verfahren beim Druck ist folgendes. Wenn man eine Dampfmaschine als bewegende Kraft anwendet, werden zwei Mädchen zur Bedienung der Presse gebraucht, wovon eine die Bogen in die Punkturen des Rähmchens *N* einsticht und den Tympan schliesst, die andere aber die gedruckten Bogen abnimmt. Durch die Bewegung des Hebels *R* wird der Karren *M* vorwärts bewegt und das Rähmchen so zwischen den Tiegel und das Fundament, worauf die Druckform liegt, gebracht. Die Kurbel *E*, an ihrem tiefsten Punkte anlangend, zieht den Tiegel *D* herab und bewirkt dadurch den Druck, während welcher Zeit der Karren *M* durch den Rahmen *S* und das parabolische Segment *T* festgehalten wird. Nach geschehenem Druck bewegt sich der Karren zurück an die in der Zeichnung bezeichnete Stelle; ein Knabe (oder ein Mädchen) öffnet den Tympan und nimmt den gedruckten Bogen heraus, während der andere einen weissen Bogen einsticht, worauf sich die Bewegung wiederholt. Während des Wechsels der Bogen steht der Karren *M* wieder still. Durch die Bewegung des Karrens vor- und rückwärts wird die Druckform mittels der Farbewalzen *P, P, P*, welche in demselben Karren laufen, mit Farbe versehen und zu gleicher Zeit auf dem Farbetische dieselbe durch die Vertheilungswalzen *Q, Q, Q*, welche die Farbe von der Speisewalze *K* empfangen, verrieben. Die letztere wird durch den Gang der Presse selbst bewegt mittels der mit einem verzahnten Rand versehenen Scheibe *Z*, wodurch eine immer gleiche Farbenseisung bewirkt wird. Wenn man

eine Form wechseln will, so wird das Fundament auf den Schienen *Y, Y* des Gestelles zurückgezogen.

Mit zwei gehörig eingeübten Arbeitern erhält man 600 bis 700 Abdrücke in einer Stunde. Die Arbeit wird weit vorzüglicher als die von gewöhnlichen Handpressen, sowohl rücksichtlich der Schärfe des Druckes als der gleichen Färbung, welche unbedingt durch die ganze Auflage dieselbe sein muss. Man kann in den Deckel so genau wie bei jeder andern Presse unterlegen, weshalb sich diese Presse vorzüglich für den Druck von Prachtwerken, illustrirten Ausgaben, Holzschnitten u. s. w. eignet. Die Kraft eines Mannes ist hinreichend, um die Presse in Gang zu bringen.

Bei dieser Presse erscheint als neu: 1) Die Vereinigung und Construction der beschriebenen Hauptbestandtheile. 2) Die Vertheilung des Farbeapparats mit verschiebbaren Lagern und des Rähmchens mit dem beweglichen Karren *M*. 3) Der Druck, welcher unmittelbar durch die Kurbel *E* bewirkt wird, sie mag über oder unter der Druckfläche angebracht sein. 4) Die Anwendung des Rahmens *S* und des parabolischen Segmentes *T* an der Presse. 5) Die Anwendung des Filzes oder eines andern elastischen Stoffes zwischen den zwei Theilen des Fundamentes, wie in der Zeichnung beschrieben; dieselben Stoffe könnten auch zwischen dem Tiegel, wenn derselbe statt des Fundamentes aus zwei Theilen gemacht würde, angewendet werden. 6) Die oscillirende Bewegung der Vertheilungswalzen. *Hülse.*

**Bürstmaschinen.** Das Bürsten (fr. *brosser, brossage*; engl. *brushing*) ist nach der gegenwärtigen Methode der Tuchfabrication eine Operation von nicht geringer Wichtigkeit in der Appretur des Tuches, weil letzteres vermöge der dadurch erzeugten regelmässigen und gestreckten Lage des Haares ein vorzüglich glattes und feines Ansehen gewinnt. Gebürstet wird das Tuch nicht nur nach vollendetem Scheeren, um das Haar zuletzt gleichmässig und glatt nach dem Striche niederzulegen, sondern auch schon früher zwischen dem Scheeren und sogar vor Anfang desselben unmittelbar nach dem Rauhen. Wie oft und in welchen Zeitpunkten der Appreturarbeit das Bürsten vorgenommen wird, hängt theils von der Qualität des Tuches, theils von andern zufälligen Umständen und von Willkür ab, weshalb darüber nichts Allgemeingültiges festzusetzen ist. In England hat man die Anwendung des Bürstens wohl am weitesten ausgedehnt, indem man dort oft so weit geht, selbst schon den Loden (das noch nicht gewalkte Gewebe), wenn er nur vom Webstuhle genommen und ausgewaschen ist, dieser Behandlung zu unterziehen. Da in diesem Falle nebst eigentlichen Bürsten auch Metalldrähte oder Rauhkarden zu Hülfe genommen werden und der Zweck ein verschiedener ist, nämlich durch Auflockerung des Haares in den Fäden das Gewebe zum Walken vorzubereiten, so gehört das Verfahren streng genommen nicht hierher, sondern ist vielmehr als ein wirklicher Anfang des Rauhens vor dem Walken zu betrachten, weshalb denn auch die Maschinen hierzu eigentlich schon sehr den Rauhmashinen sich nähern. — Die Maschinen zum Aufkratzen des Barchents und des Manchesters (Fustian) sind wirkliche Rauhmashinen und werden unter diesem Artikel beschrieben.

Die Bürstmaschinen (fr. *machine à brosser*; engl. *brushing machine, brushing mill*) enthalten sämmtlich als Hauptbestandtheil einen ringsum mit steifen Bürsten von Schweinsborsten besetzten, in schnelle Umdrehung gesetzten Cylinder (manchmal auch zwei dergleichen), worüber das Tuch langsam hingeführt wird. Uebrigens ist hierbei das Tuch entweder trocken



(fr. *brossage à sec*) oder nass — sei es durch vorläufiges Einweichen in Wasser oder durch Daraufleiten eines Wasserstrahls in der Maschine (fr. *brossage à mouillé*) selbst — oder mit Wasserdampf imprägnirt, also zugleich feucht und erwärmt (fr. *brossage à la vapeur*). Für den letztgenannten Fall sind insbesondere die sogenannten Dampf-Bürstmaschinen bestimmt, bei welchen die Anwendung des Dampfes nach verschiedenen Methoden geschehen kann, obschon die gewöhnlichste darin besteht, dass man aus einem nach der Breite des Tuches hinlaufenden Rohre, welches mit mehreren Reihen sehr kleiner Löcher versehen ist, den Dampf in feinen Strahlen auf das vorübergehende Tuch ausströmen lässt. Der Gebrauch des Wassers und noch mehr jener des Dampfes macht die Wolle weich und geschmeidig, befördert also die Einwirkung der Bürsten und den Erfolg der Arbeit bedeutend; zugleich schrumpft dabei das Tuch mehr oder weniger in der Breite ein und wird demnach dichter.

In den Einzelheiten der Construction sind die Bürstmaschinen oft sehr von einander verschieden, weshalb hier mehrere bewährte Einrichtungen zur Betrachtung kommen müssen.

I. Diejenige Maschine, welche durch *Fig. 1* (Taf. 147) im Aufriss der einen Endseite, *Fig. 2* im Grundrisse, *Fig. 3* im senkrechten Querdurchschnitte (nach einer zur Ansicht *Fig. 1* parallelen Ebene) vorgestellt wird, und wozu *Fig. 4—7* als Detailzeichnungen gehören, ist von einfacher Einrichtung und in mehreren mir bekannten Fabriken seit Jahren mit gutem Erfolg im Gebrauch.

Das Gestell ist von Holz und besteht aus folgenden Theilen. Auf den zwei Schwellen *A, A* sind die vier Ständer *B, B<sub>1</sub>, B<sub>2</sub>, B<sub>3</sub>* errichtet, von welchen zwei und zwei oben durch andere horizontale Balken *C, C* mit einander in Verbindung stehen. In dem Grundrisse (*Fig. 2*) sieht man von den Ständern nur die Hirnenden ihrer Zapfen, welche ebenfalls mit *B, B<sub>1</sub>, B<sub>2</sub>, B<sub>3</sub>* bezeichnet sind; zugleich ist hier das mittlere Stück des Balkens *C* herausgebrochen, damit einige darunter liegende Bestandtheile sichtbar werden. Ein Riegel *D* (*Fig. 2* und *3*) verbindet die Schwellen *A, A* mit einander, ein zweiter *E* den Ständer *B* mit dem Ständer *B<sub>2</sub>*, ein dritter *E<sub>1</sub>* ferner *B<sub>1</sub>* mit *B<sub>3</sub>*. Endlich erhält auch *B* mit *B<sub>1</sub>* durch den Riegel *F*, und *B<sub>2</sub>* mit *B<sub>3</sub>* durch einen gleichen Riegel *F<sub>1</sub>* den nöthigen festen Zusammenhang.

*G* ist ein hölzerner Trog, in welchen das Tuch gelegt wird, wenn man es der Bearbeitung unterziehen will, *H* ein zweiter Trog, welcher dasselbe beim Austritte aus der Maschine aufnimmt. Die Bürstenwalze *I* ist folgendermassen zusammengesetzt. Auf der vierkantigen eisernen Welle *K* sitzen in gleichen Abständen drei kreisrunde hölzerne Scheiben, wie *L* (*Fig. 3*), fest; auf den Umkreisen dieser letzteren (statt welcher man glattrandige gusseiserne Räder anwenden kann) sind zehn Dauben wie *M, M* angeschraubt, wodurch eine cylindrische Trommel gebildet wird, und diese ist wieder mit zehn dicht gesetzten steifen Bürsten *N, N, . . .* bekleidet, welche ihre Befestigung auf den Dauben mittels Holzschrauben erhalten. Die Schrauben an den Enden kann man bei *N, N, . . .* in *Fig. 2* bemerken; ausser diesen sind aber auch noch Schrauben in der Mitte angebracht. Wie man aus *Fig. 3* ersieht, sind die Fugen der Bürsten gegen jene der Dauben versetzt, um einen solideren Verband zu bewirken. Die Bürsten schliessen genau an einander und sind so lang als die von den Dauben *M* gebildete Trommel. Jede derselben besteht aus einem

der Breite nach gehörig krumm gearbeiteten Holzstücke, in welches acht Längenreihen von Borstenbüscheln mit Draht ganz nach derselben Weise eingezogen sind, wie es bei groben Handbürsten gebräuchlich ist. Solcher Büschel stehen 28 auf 1 (rheinl.) Fuss Länge, oder (da die Bürsten 5 Fuss lang sind) 140 in jeder Reihe, mithin 1120 auf jeder einzelnen Bürste, 11200 auf der ganzen Walze. Die Borsten ragen nahe  $1\frac{1}{4}$  Zoll weit aus dem Holze hervor. Die Welle  $K$  der Bürstenwalze liegt in zwei Lagern, welche auf den Riegeln  $F$ ,  $F_1$  des Gestelles ihren Platz haben und von welchen man das eine in *Fig. 2* bei  $O$  zu sehen bekommt. Ueber beide Lager ragt die Welle noch hinaus, weil an ihren Enden Bestandtheile befestigt werden müssen, von welchen nachher die Rede sein wird. Das Tuch  $P$  geht, indem es aus dem Troge  $G$  den Weg durch die Maschine nimmt, in der Richtung fort, welche vermittels der Pfeile in *Fig. 3* angezeigt ist. Es wird bei seinem Eintritte durch die Walzen  $Q$ ,  $R$  und  $S$  geleitet, berührt den obersten Theil vom Umkreise des Bürstencylinders, wird von den zwei Walzen  $V$  und  $Z$  herausgezogen und fällt über eine letzte Leitungswalze  $h$  in den Trog  $H$  hinab.

Um das Faltschlagen zu vermeiden, darf das Tuch nicht sich selbst überlassen bleiben, sondern ein vor dem Troge  $G$  stehender Arbeiter fasst es mit den Händen an beiden Leisten und spannt es sowohl der Länge als der Breite nach straff aus. Bei breiten Stücken werden hierzu zwei Personen, an jeder Seite eine, angestellt.

Die Walzen  $Q$ ,  $R$ ,  $S$ ,  $V$ ,  $Z$  und  $h$  sind von Holz und haben durchgehende eiserne Wellen oder wenigstens tief eingesteckte eiserne Zapfen.  $Q$  und  $R$  haben einfache unbewegliche hölzerne Lager auf den Innenseiten der Ständer  $B_1$  und  $B_2$ ; dagegen kann  $S$  höher oder tiefer gestellt werden, um dem Tuche die erforderliche Richtung gegen den Bürstencylinder zu geben, je nachdem es einen kleinern oder grössern Bogen desselben berühren soll. Man erreicht diese Verstellbarkeit dadurch, dass die Zapfen der Walze  $S$  in Löchern zweier eiserner aufgeschlitzter Schienen  $T$ ,  $T_1$  liegen, welche auf den innern Flächen der Gestellsbalken  $C$ ,  $C_1$  angebracht sind und mittels der durch letztere gehenden Bolzen  $U$ ,  $U$  befestigt werden. Diese Bolzen haben nämlich ihre Köpfe inwendig, dagegen auswendig Schraubenmuttern, die man bei  $U$  in *Fig. 1* und  $U_1$  in *Fig. 2* sieht.

Die untere Zugwalze  $V$  hat ihre Zapfenlager  $X$  (*Fig. 1*) und  $X_1$  (*Fig. 3*) auf den Holzklötzen  $Y$  und  $Y_1$ , welche mittels starker Holzschrauben  $W$ ,  $W$  und  $W_1$ ,  $W_1$  auf den Gestellsriegeln  $F$  und  $F_1$  befestigt sind. Die obere Zugwalze  $Z$  muss so angebracht sein, dass sie gegen  $V$  von einer ziemlich starken Kraft gepresst wird, um das zwischen beiden durchgeleitete Tuch gehörig fest zu fassen. Zu diesem Behufe haben die Zapfen  $c$ ,  $c$  der Walze  $Z$  (s. *Fig. 1* und *2*) gabelförmige Lager wie  $a$  (*Fig. 1*), welche ihnen auf- und abwärts Spielraum darbieten. Die Gestalt dieser eisernen Gabeln ersieht man vollständig aus *Fig. 6* bei  $a_1$ . Sie gehen mit ihrem Schaft durch die Ständer  $B$  und  $B_2$ , sind am äussern Ende  $b$  oder  $b_1$  mit Schraubengewinden versehen, und werden hier mittels vorgelegter Muttern (die man in *Fig. 1*, *3* und *6* ebenfalls angegeben findet) befestigt. Der Druck auf die Walze  $Z$  (und zwar auf jeden Zapfen derselben besonders) wird durch eine Vorrichtung hervorgebracht, welche in den *Fig. 1*, *2* und *3* nur theilweise zu erkennen und deshalb in *Fig. 4* (Aufriss) und *Fig. 5* (Grundriss) noch einmal abgebildet ist. Diese beiden Ansichten betreffen die dem Lager  $a_1$  zugehörige Vorrichtung; die der



andern Seite (am Lager *a*) ist von völlig gleicher Beschaffenheit. In *Fig. 4* ist die Walze *Z* weggelassen und nur deren Zapfen *c* im Querschnitte angegeben, in *Fig. 5* der Ständer *B*, horizontal durchschnitten, um den auf ihm liegenden Balken *C*, (*Fig. 2* und *3*) zu entfernen, welcher sonst die Ansicht der in *Fig. 5* vorgestellten Bestandtheile fast ganz verdecken würde. Innerhalb des Gabelagers *a* (d. h. zwischen diesem und dem Ende der Walze *Z*) ruht auf dem Zapfen *c* ein messingenes Winkelstück *e* (s. auch *Fig. 7*), dessen senkrechter Theil durchbohrt ist und eine runde eiserne Spindel *d* durch sich hindurchlässt. Letztere ist oben mit Schraubengewinden und mit einer Flügelmutter *f* versehen, unten durch das freie Ende einer auf den Riegel *E* angeschraubten Feder *g* gesteckt und daselbst mit einem Kopfe versehen. Diese Feder *g* ist von Stahl verfertigt, breit und dick, wirkt (indem sie sich zu schliessen strebt) niederziehend auf das Winkelstück *e* und kann mittels der Flügelmutter *f* nach Erforderniss mehr oder weniger gespannt werden.

Die Leitungswalze *h* ist auf ähnliche Weise wie *S* (s. oben) angebracht. Ihre Zapfen stecken nämlich in runden Löchern zweier eiserner Schienen *i, i*, welche mit ihren Schlitzen auf den durch die Ständer *B*, *B*, gehenden Bolzen verschiebbar sind, so dass man hierdurch die Lage der Walze selbst verändern kann. Die Bolzen *k* haben ihre (versenkten) Köpfe auf der Aussenseite, ihre Muttern aber auf der Innenseite der Ständer (s. *Fig. 1, 2* und *3*). Die Walze *h* ist an den Enden mit eisernen Reifen umlegt (s. *Fig. 2*), eine Vorsicht, welche auch für die anderen dünnen Walzen *Q, R* und *S* anzurathen sein wird.

Die Bewegung der ganzen Maschine geht von der Bürstentrommel aus, welcher sie mittels der hölzernen Triebrolle *l* (*Fig. 1* und *2*) durch einen auf letzterer liegenden Riemen mitgetheilt wird. Die Vorrichtung zum An- und Abstellen ist aus *Fig. 2* zu sehen. Die Rolle *l* steckt lose auf dem Ende der Welle *K*, welches rund ist; ihre einwärts gekehrte Fläche trägt zwei eiserne Zähne *p, p*. Auf dem benachbarten vierkantigen Theile der Welle befindet sich der verschiebbare eiserne Muff *mn* mit dem langen Querstücke *oo*. Der Hals *n* des Muffes wird von dem gabelförmigen Ende *rr* des eisernen Ausrückungs- oder Abstellungshebels *q, t* umfasst (s. auch die Punktirung in *Fig. 1*), welcher in *s* seinen Drehungspunkt hat. Wenn die eben erklärten Theile wie in *Fig. 2* stehen, so läuft die Riemenscheibe *l* allein um, ohne die Welle *K* mitzunehmen; die Maschine ruht also. Wird aber der Hebel *q, t* an seinem Griffe *t* nach der Richtung des Pfeiles bewegt, so treten die Enden des Querstücks *oo* an dem Muffe hinter die Zähne *p, p* und werden von letzteren im Kreise herumgeführt, wodurch die Welle *K* und folglich die Bürstenwalze in Umdrehung kommt. Die entgegengesetzte Bewegung des Hebels *q, t* hebt die Verbindung zwischen dem Muffe und der Riemenscheibe wieder auf und versetzt die Maschine in Stillstand. Ausser der Bürstenwalze ist die untere Zugwalze *V* der einzige Bestandtheil an der Maschine, welcher eine selbstständige Bewegung empfängt; denn die Walzen *Q, R, S* und *h* drehen sich nur vermöge der Reibung des Tuches an ihrer Peripherie und die obere Zugwalze *Z* folgt der Bewegung von *V* ebenfalls nur durch Reibung. Zum Betriebe der Walze *V* dient eine auf deren Axe angebrachte grosse hölzerne Scheibe *v* (*Fig. 1, 2* u. *3*) und eine an der Welle der Bürstentrommel sitzende kleinere Scheibe *u*, welche mit *v* durch eine gekrenzte Schnur (oder einen strickartig zusammengedrehten dünneren Riemen) in Verbindung steht.

Mit der bisher beschriebenen Einrichtung ist die Maschine vollständig, sofern auf ihr die Tuche nur trocken oder mit Wasser benetzt gebürstet werden sollen. Um sie als Dampfbürstmaschine zu gebrauchen, fügt man noch das kupferne Rohr  $w x$  hinzu, welches in  $w$  von dem Dampfkessel herkommt, sich an der innern Seite des Ständers  $B_3$  mit einer Krümmung unter rechtem Winkel wendet, in  $x$  zwischen den Walzen  $Q$ ,  $R$  und  $S$  (parallel mit diesen) fortläuft, und am Ständer  $B_1$  endigt, wo es verschlossen ist. Dieser Theil  $x$  des Dampfrohres (welches auf den Innenseiten der Ständer  $B_1$  und  $B_3$  durch hölzerne Lager oder eiserne Klammern befestigt ist) enthält auf seiner obern Seite fünf oder sechs Reihen dicht beisammen stehender Löcher von dem Durchmesser einer mittelmässigen Nähnadel (s. Fig. 2), um durch dieselben den Dampf auf das Tuch ausströmen zu lassen. Diese Einwirkung des Dampfes findet statt, kurz bevor die von Dampf getroffene Stelle, unter der Walze  $S$  durch, auf die Bürstentrommel gelangt.  $y$  (Fig. 1 und 2) ist ein Rohr zum Ablassen des im Dampfrohre condensirten Wassers; der Hahn  $z$  dient zum Verschlusse desselben.

Bei raschem Gange der Maschine macht der Bürstencylinder 160 bis 180 Umgänge in einer Minute. Nimmt man die letztere Zahl an (welche bei 18 Zoll Durchmesser eine Umfangsgeschwindigkeit von 14 Fuss in einer Secunde ergibt), und berücksichtigt man, dass die wirksamen Durchmesser der Schnurscheiben  $u$  und  $v$  sich wie 1:5 verhalten, ferner dass die Zugwalze  $V$  4 rheinl. Zoll im Durchmesser hat, so ergibt sich, dass

in einer Minute  $\frac{180}{5} \times 4 \times 3,14 = 452$  Zoll oder  $17\frac{3}{4}$  berliner Ellen

durch die Maschine gehen und das Tuch während eines Umlaufs der Bürstentrommel um sehr nahe  $2\frac{1}{7}$  Zoll fortschreitet. Eine langsamere Fortbewegung, also ein stärkeres Bürsten, kann allerdings ohne Veränderung des Mechanismus erreicht werden, indem der Arbeiter (bei gehöriger Mässigung des Druckes der Walze  $Z$  gegen die Walze  $V$ ) das Tuch durch starkes Anspannen etwas zurückhält; allein dieses Verfahren ist nicht zweckmässig, weil alsdann die Walze  $V$  mit ihrer unverminderten Peripheriegeschwindigkeit gegen den Strich arbeitet und das Tuch wieder rauh macht. Man wird also, um die gewünschte langsamere Bewegung des Tuches zu erreichen, jedenfalls am besten thun, den Gang der Zugwalze  $V$  zu verzögern. Wäre z. B. statt der Schnurscheibe  $u$  ein 12zähniges Getriebe und statt der Schnurscheibe  $v$  ein 96zähniges Rad vorhanden, so würden bei einer Geschwindigkeit der Bürstentrommel von 180 Umläufen in einer Minute in dieser Zeit  $180 \times \frac{2}{96} \times 4 \times 3,14 = 282,6$  Zoll oder etwa 11 berliner Ellen bearbeitet werden und die Fortschreitung des Tuches während jedes Umganges der Bürstentrommel würde nur 1,57 Zoll betragen. Nimmt man nun beispielsweise an, das Tuch berühre den siebenten Theil vom Umkreise der Trommel, d. h. einen Bogen von etwa 8 Zoll Länge, so verweilt jeder Punkt des Tuches so lange in

Berührung mit den Bürsten, als  $\frac{8}{1,57} = 5,1$  Umläufe der Trommel dauern, wonach also die Wirkung gerade dieselbe ist, wie wenn jeder Punkt der Tuchfläche mit einer  $5,1 \times 56 = 285$  Zoll langen Bürste gestrichen würde. Genau genommen ist diese Zahl noch um 8, also auf 293 Zoll zu erhöhen, weil das dem Laufe der Bürsten entgegengesetzte



Fortschreiten des Tuches denselben Erfolg hat als eine Bewegung der Bürsten gegen das Tuch.

II. Eine andere einfache Bürstmaschine, welche von dem Fabricanten RÜDIGER zu Potsdam herrührt, ist in den Verhandlungen des Vereins zur Beförderung des Gewerbfleisses in Preussen (IX. Jahrgang, 1830, S. 263) beschrieben und abgebildet. Sie wird mittels einer Handkurbel in Bewegung gesetzt, an deren Axe ein 18zähniiges Getriebe sitzt, das in ein achtzähniiges Getriebe an der Bürstentrommel eingreift. Letztere wird demnach schwerlich über 100 Umgänge in einer Minute machen können, indem 44 — 45 Umdrehungen der Kurbel in einer Minute bei dauernder Arbeit schon ziemliche Anstrengung erfordern müssen. Ihr Durchmesser beträgt 14 Zoll, woraus (unter der oben gemachten Voraussetzung) eine Umfangsgeschwindigkeit von etwa 6 Fuss in einer Secunde folgen würde. Das Tuch wird vor Anfang der Arbeit auf eine mit der Bürstentrommel parallele Walze aufgebäumt und geht von dieser auf eine andere Walze über, wobei es auf seinem Wege einen Bogen des Trommelumkreises von etwa 100 Grad = 12 Zoll berührt. Von der Kurbelwelle wird mittels einer Kette ohne Ende eine Hülfswelle umgedreht, auf der sich an den Enden zwei cylindrische Trommeln befinden. Von diesen gehen Stricke auf zwei conische Trommeln oder Schnecken, von welchen an der Axe jeder Tuchwalze eine angebracht ist. Da nämlich die Absicht ist, das Tuch abwechselnd von der vordern Tuchwalze auf die hintere und von dieser auf jene übergehen zu lassen, um das Bürsten so oft als nöthig zu wiederholen, so wird bald die eine, bald die andere der cylindrischen Trommeln auf der Hülfswelle gebraucht und unterdessen die zweite, welche zur Zeit nicht wirken soll, ausgerückt. Die thätige Trommel zieht alsdann, indem sie den Strick um sich aufwickelt, mittels desselben an der Schnecke der dazu gehörigen Tuchwalze und dreht dieselbe um. Die Abwicklung des Strickes von der Schnecke findet zuerst am dünnen Ende statt und schreitet gegen das dicke Ende hin fort, damit — ungeachtet der durch die Tuchbewicklung entstehenden Vergrößerung des Durchmessers der Walze — die Geschwindigkeit des Tuches immer gleich bleibt, folglich alle Theile desselben gleich stark gebürstet werden. Geht man den Zeichnungen nach, so findet sich, dass die Fortschreitung des Tuches während eines Umganges der Bürstenwalze nahe 1,3 Zoll beträgt, und nimmt man (dem Obigen gemäss) 100 Umgänge der Bürstenwalze in einer Minute an, so werden in einer Minute 130 Zoll oder wenig über 5 berliner Ellen bearbeitet. Dabei ist  $\frac{12}{1,3} = 9,23$  die Anzahl

von Umläufen der Bürstenwalze, während welcher ein bestimmter Punkt des Tuches der ununterbrochenen Einwirkung der Bürsten ausgesetzt ist, und weil der Umkreis der Bürstenwalze =  $14 \times 3,14 =$  nahe 44 Zoll ist, so folgt, dass jeder Punkt der Tuchfläche gleichsam von einer  $9,23 \times 44,12 = 418$  Zoll langen Bürstenfläche bestrichen wird. Hiernach lässt sich die Wirkung der gegenwärtigen Maschine mit jener der unter I. beschriebenen vergleichen. Indessen muss bemerkt werden, dass der Betrieb durch eine Handkurbel höchstens in ganz kleinen Tuchfabriken zweckmässig sein kann. Eine Einrichtung zum Gebrauch des Dampfes beim Bürsten ist an der RÜDIGER'schen Maschine nicht vorhanden.

III. Die Bürstmaschine von J. JONES in Leeds, wofür derselbe in England und Frankreich Patente erhielt, haben grossen Ruf erworben.

Man findet eine seiner Constructionen beschrieben und sehr ausführlich abgebildet in den Verhandlungen des Vereins zur Beförderung des Gewerbflusses in Preussen (IX. Jahrgang, 1830, S. 190). Wir entlehnen hier die Abbildungen *Fig. 8 — 15* aus der *Description des machines et procédés consignés dans les Brevets d'invention etc. dont la durée est expirée, Tome XXX. Paris 1836*, und werden zur Vervollständigung auch die erwähnte deutsche Beschreibung mit benutzen.

A. *Fig. 8* (Taf. 148) ist der senkrechte Querdurchschnitt und *Fig. 9* der Grundriss einer Maschine, um das Tuch trocken oder unter Anwendung von Dampf zu bürsten. *aa* bezeichnet das gusseiserne Gestell, welches aus zwei durch eiserne Stangen oder Riegel verbundenen, durchbrochenen Seitenwänden besteht, wie aus der Vergleichung der beiden Ansichten ohne weitere Erklärung hervorgeht. Die Welle, auf welcher sich die nach bekannter Weise zum Betriebe dienenden beiden Riemenscheiben, nämlich die feste *b* und die lose *c*, befinden, trägt am entgegen gesetzten Ende ein grosses Zahnrad *d*, und dieses greift in zwei kleinere Räder *e* und *f* ein, welche an den Axen der zwei Bürstentrommeln *g* und *h* befestigt sind. Letztere sind in dem französischen Originale wie in unserer *Fig. 8* so dargestellt, als ob die Borsten nicht in der Richtung des Radius, sondern geneigt gegen denselben ständen. Der Grund hiervon ist nicht angegeben, und man kann annehmen, dass die Bürsten in der That von gewöhnlicher Beschaffenheit sind, zumal da die Abbildungen in den Berliner Verhandlungen sie wirklich mit radial stehenden Borsten (übereinstimmend mit unserer *Fig. 3* bei *I*) darstellen. Es wird angegeben, dass man die Borsten mit dünnen Messingdrähten oder auch mit Ziegenhaar vermischt anwenden könne, wodurch im erstern Falle eine schärfere, im zweiten eine gelindere Wirkung auf das Tuch erreicht werden wird. Das dem Rade *e* entgegengesetzte Ende der Axe von *h* trägt ein Getriebe *i* (*Fig. 9*), welches in ein Rad *k* eingreift; die durch die ganze Länge der Maschine sich erstreckende Welle dieses letztern ist am andern Ende mit einem Getriebe *l* versehen, durch welches das Rad *m* an der unteren Zugwalze *n*, und also diese Walze selbst, umgedreht wird. Auf *n* ruht die Druckwalze oder obere Zugwalze *o* durch ihr eigenes Gewicht. Beide Walzen sind von Holz gemacht und mit Drillich überzogen. Die Zapfen der Oberwalze *o* liegen in eisernen Hebeln *s, s*, wodurch man diese Walze aufheben und von *n* entfernen kann. Das Tuch *pppp*, welches an den Enden zusammengenäht ist, um ohne Unterbrechung circuliren zu können, umschlingt die Walzen *n* und *o* in der Art, wie *Fig. 8* ganz deutlich zeigt. Dadurch, dass die Unterwalze *n* völlig zur Hälfte ihres Umkreises mit dem Tuche umgeben ist, wird die gehörige Fortbewegung des letztern bei geringerm Drucke der Oberwalze *o* erreicht, als der Fall wäre, wenn (wie in *Fig. 3* *V* und *Z*) die Walzen das Tuch nur geradezu zwischen sich durchzögen. Zugleich tritt dadurch der Vortheil ein, dass die mit selbstständiger Bewegung begabte Walze (*n*) das Tuch nicht auf der gebürsteten Seite, sondern auf der Rückseite berührt, und dass folglich — bei einem etwaigen Zurückbleiben des Tuches hinter dem Fortschreiten der Walzenperipherie — kein verkehrtes Streichen und Wiederaufrichten des niedergebürsteten Haares statt finden kann, indem die mit der gebürsteten Seite in Berührung kommende Walze *o* nur durch das Tuch selbst umgedreht wird, also keine grössere Geschwindigkeit als dieses anzunehmen vermag. Bei seinem Eintritte in die Maschine umschlingt das Tuch *p* zwei hölzerne Walzen *q* und *r*, welche es



durch die Friction etwas zurückhalten und anspannen. Damit man diese Spannung nach Erforderniss vermehren oder vermindern kann, ist eine Einrichtung getroffen, um die Walze  $q$  höher oder niedriger zu stellen, wonach das Tuch einen grössern oder geringern Theil der Peripherie von  $r$  umschlingt. Zu diesem Behufe drehen sich die Zapfen von  $q$  in Löchern zweier Arme  $1, 1$ , welche mit ihrem andern Ende fest auf der Axe der Walze  $r$  sitzen, und letzterer ist keine Umdrehung gestattet, sondern ihre Axe wird durch das Sperrrad  $s$ , zu welchem ein Sperrkegel gehört, festgehalten. Dreht man daher mittels der Kurbel  $t$  (Fig. 9) das Rad  $s$ , so heben oder senken sich die Arme  $1, 1$  nebst der von ihnen getragenen Walze  $q$ . — Von der Walze  $r$  aus läuft das Tuch über die erste Bürstentrommel  $g$ , dann unter einer hölzernen Spanwalze  $u$  durch, über die zweite Bürstenwalze  $h$ , und endlich nach den Zugwalzen  $n$  und  $o$ . Indem letztere es allmählig herausziehen, lassen sie es auf die von parallelen Latten gebildete schräge Fläche  $v$  fallen, über die es hinabgleitet, um sich unten bei  $2$  zusammenzuhäufen und nachher wieder zu der Walze  $q$  hinaufzusteigen.

Die Spanwalze  $u$  liegt mit ihren Zapfen in senkrechten Schlitzen des Gestelles, so dass man sie höher oder tiefer legen kann, wenn man haben will, dass das Tuch einen kleinern oder grössern Theil von dem Umkreise der Bürstentrommel berühren soll. Um das Tuch während des Bürstens zugleich auf der Rückseite zu reinigen, ist die dünne, büschelweise mit Wacholderstrauchreisern besetzte Walze  $x$  angebracht, welche ihre schnelle drehende Bewegung dadurch empfängt, dass am Ende ihrer Axe eine kleine Riemenscheibe  $3$  (Fig. 9) sitzt, auf welche ein Riemen entweder von der Scheibe  $b$  oder von einer bei  $4$  auf der Axe der Trommel  $g$  zu befestigenden Scheibe her geht. Unter den Bürstentrommeln  $g$  und  $h$  befindet sich ein Trog  $y$ , in welchem sich die durch die Wirkung der Bürsten vom Tuche abgelösten Unreinigkeiten und Wollföckchen ansammeln.

Das kupferne Rohr zum Zuleiten des Wasserdampfes (sofern dieser beim Bürsten mitwirken soll) ist bei  $z$  in Fig. 8 angegeben, wird aber zweckmässiger ganz nahe unter das Tuch gelegt; seine Beschaffenheit ist die nämliche, wie die des Rohres  $x$  in den schon oben beschriebenen Fig. 1, 2 und 3. Da man die Erfahrung gemacht hat, dass die Wirkung der Bürstmaschine am grössten ist, wenn das Tuch mit Dampf völlig gesättigt wird, dieser aber durch eine einzige Röhre gewöhnlich nicht genügend zugeführt werden kann, so wendet man öfter vier Dampfröhren an, von welchen zwei über und zwei unter dem Tuche angebracht sind, und zwar das eine Paar vor der ersten, das zweite Paar vor der zweiten Bürstentrommel. Mit dem Dampfe darf man überhaupt nicht sparsam sein. Versuchen zufolge möchten zu vollkommener Wirkung gegen 20 Cubikfuss (von einer Spannung gleich der der Atmosphäre) nöthig sein.

Die Behandlung des Tuches auf der Dampfbürstmaschine ist nicht in allen Fällen gleich. Manchmal lässt man den Dampf nur so lange einwirken, bis das Tuch einmal den Weg durch die Maschine gemacht hat, sperrt dann den Zufluss desselben ab und setzt nun das Bürsten ohne Dampf fort, bis das Tuch trocken ist. Bei andern Gelegenheiten lässt man das Tuch 10 bis 20 Mal den Weg durch die Maschine unter beständiger Mitwirkung des Dampfes machen, und spannt es alsdann entweder sogleich zum Trocknen auf Rahmen oder bringt es noch vorher auf eine andere

Bürstmaschine, wo es ohne Anwendung von Dampf einige Zeit gebürstet wird.

Als eine zweckmässige Geschwindigkeit der Bürstentrommeln können 100 Umläufe in einer Minute angenommen werden. Gibt man nun

dem Rade <i>d</i> . . .	60	Zähne
den Rädern <i>e</i> und <i>f</i> .	48	„
den Getrieben <i>i</i> und <i>l</i> .	15	„
dem Rade <i>k</i> . . .	42	„
dem Rade <i>m</i> . . .	64	„

so muss die Betriebswelle mit den Riemenscheiben *b* und *c* 80 Umgänge in einer Minute machen, die Zugwalzen hingegen 8,37 Umgänge. Da nun letztere 7 Zoll im Durchmesser oder 22 Zoll im Umkreise hat, so gehen in einer Minute  $8,37 \times 22$ , d. h. 184 Zoll ( $7\frac{1}{4}$  Berliner Ellen) Tuch durch die Maschine, oder auf jeden Umlauf der Bürstentrommeln 1,84 Zoll. Die Bürstentrommeln haben 16 Zoll im Durchmesser oder nahe 50 Zoll im Umkreise. Berührt bei einer mittlern Stellung der Spannwalze *u* das Tuch den vierten Theil vom Umkreise einer jeden Trommel =  $12\frac{1}{2}$  Zoll,

so verweilt jeder Punkt der Tuchfläche während  $\frac{12,5}{1,84}$  oder fast 6,8 Um-

gängen der Trommel in Berührung mit derselben, und empfängt also eine Bearbeitung, welche derjenigen gleich ist, die das einmalige Streichen mit einer  $340 + 12\frac{1}{2} = 352\frac{1}{2}$  Zoll langen geraden Bürste hervorbringen würde. Diese Wirkung wird durch die zweite Bürstentrommel auf das Doppelte gebracht. Die kleine Bürstenwalze *x* läuft etwa 400 Mal in einer Minute um.

Bei der in den Berliner Verhandlungen abgebildeten Maschine finden etwas andere Verhältnisse statt, welche angeführt zu werden verdienen. Dort sind nämlich

an dem Rade <i>d</i> . . .	72	Zähne
an den Rädern <i>e</i> und <i>f</i> .	30	„
an dem Getriebe <i>i</i> . . .	14	„
an dem Rade <i>k</i> . . .	68	„
an dem Getriebe <i>l</i> . . .	20	„
an dem Rade <i>m</i> . . .	68	„

wonach (100 Umläufe der Bürstentrommel vorausgesetzt) die Betriebswelle  $41\frac{3}{4}$  und die Zugwalze *n* 6,05 Umgänge in einer Minute zu machen hat. Die Walze *n* hat 8 Zoll Durchmesser, also 25,13 Umkreis, und schafft demnach in einer Minute  $25,13 \times 6,05 = 152$  Zoll (6 Berl. Ellen) Tuch fort, wovon 1,52 Zoll auf jeden Umlauf der Bürstentrommeln fallen. Diese Trommeln haben 13 Zoll Durchmesser, und ihr Umkreis, der demnach 40,8 Zoll beträgt, wird zum fünften Theile, = 8 Zoll, vom Tuche berührt. Mithin dauert die Einwirkung der Bürsten auf jeden Punkt

der Tuchfläche während  $\frac{8}{1,52}$  oder  $5\frac{1}{4}$  Umgängen der Trommel fort, und

die den Punkt streichende Bürstenlänge ist =  $40,8 \times 5\frac{1}{4} + 8 = 222$  Zoll, oder doppelt so gross, wenn man die Wirkung der zweiten Trommel hinzu rechnet. Hiernach ist in dem oben berechneten Falle die Wirkung auf das Tuch völlig um die Hälfte stärker und die in gleicher Zeit bearbeitete Tuchlänge um den fünften Theil grösser; beide Erfolge setzen



aber, wie sich von selbst versteht, eine entsprechende Vermehrung der bewegenden Kraft voraus.

B. Die Maschine zum Nassbürsten ist *Fig. 10* im Endaufrisse, *Fig. 11* im senkrechten Querdurchschnitte, *Fig. 12* im Grundrisse dargestellt. Sie kann, wenn man den zur Durchnässung des Tuches bestimmten Wasserstrahl weglässt, auch zum Trockenbürsten (ohne Dampf) gebraucht werden, oder auch als Dampfbürstmaschine, sofern man auf bekannte Weise ein Dampfrohr anbringt.

*u* ist die Betriebswelle, welche durch eine Handkurbel, durch eine Riemenscheibe oder durch verzahnte Räder Bewegung empfängt. Auf ihr sitzt ein grosses Zahnrad *a* und ein kleines *s*. Das Rad *a* greift in ein Getriebe *b* an der Axe des Bürstencylinders *c* ein, und dreht dadurch letztern mit grosser Geschwindigkeit um. Die Bürsten auf diesem Cylinder sind, sofern die Maschine zum Bürsten ungewalkter Tuche (Loden) angewendet wird, mit Metalldrähten untermischt. Das Rad *s* wirkt auf ein anderes *l*, dessen Welle *k* am entgegengesetzten Ende ein gleiches Rad *m* trägt, und von diesem wird das Rad *n* an der obern Zugwalze *f*, also diese Walze selbst, in Bewegung gesetzt. Das Tuch *ggggg* kann auf einer Walze aufgerollt sein, welche der Maschine vorgelegt wird. Man führt es im Zickzack zwischen den Bretern oder Leisten *d, d, d* durch (welche an verschiedenen Stellen der eisernen Bogen *p, p* eingeschoben werden, je nachdem man haben will, dass das Tuch einen grössern oder geringern Theil vom Umkreise des Cylinders *c* berühren soll), alsdann über den Bürstencylinder, unter die untere Zugwalze *e*, zwischen den Walzen *e* und *f* durch, und endlich von der obern Zugwalze wieder herab. Man kann es hier frei niederfallen lassen oder wieder auf eine Walze wickeln. Ueber dem Bürstencylinder zwischen den Enden der Gestellarme *p, p* befindet sich ein durch die ganze Länge der Maschine hinlaufendes Rohr *h*, welches unterwärts mit einer Reihe kleiner Löcher versehen ist, um einen die ganze Tuchbreite treffenden dünnen Wasserstrahl *i* ausfliessen zu lassen. Zu diesem Behufe steht das Rohr mit einem höher liegenden Wasserbehälter in Verbindung, aus welchem es gespeist wird. Das ablaufende Wasser fällt in einen Trog *oo* (*Fig. 11*) und wird aus diesem durch ein Rohr weggeleitet. Besonders bei ungewalkter Waare findet dieses starke Durchnässen während des Bürstens statt, weil man hier zugleich die Absicht hat, Leim und Schmutz aus dem Gewebe aufzulösen und auszuwaschen.

Das Rad *a* enthält 80, das Getriebe *b* 14 Zähne; der Bürstencylinder vollbringt daher, während einer jeden Umdrehung der Betriebswelle *u*,  $5\frac{1}{2}$  Umläufe. Von den übrigen Rädern kann *s* 20, *l* 32, *m* 32, *n* 50 Zähne bekommen. Alsdann macht die Walze *f* einen Umgang während  $14\frac{1}{2}$  Umläufen des Bürstencylinders *c*, und da *f* im Durchmesser 7 Zoll, also im Umfange 22 Zoll misst, so wird das Tuch bei jedem Umlaufe von *c* um 1,54 Zoll fortgezogen. Die übrige Berechnung ist nach dem Beispiele der bereits beschriebenen Maschinen anzustellen.

C. Eine dritte Art Bürstmaschine hat JONES zu dem Behufe construirt, um die rohen, vom Webestuhle abgenommenen Gewebe (Loden) vor dem Walken von den in und zwischen den Fäden sitzenden fremdartigen Theilen, als: Stroh- und Holzsplitterchen u. s. w., überhaupt von solchen Körpern zu reinigen, welche sonst durch das Noppen auf eine sehr mühsame und zeitraubende Weise fortgeschafft werden. *Fig. 13* ist der Aufriß, *Fig. 14* der Durchschnitt, *Fig. 15* der Grundriß dieser

Maschine. Obgleich dieselbe im Allgemeinen grosse Aehnlichkeit mit der in *Fig. 8* und *9* abgebildeten, schon oben beschriebenen Bürstmaschine hat, so weicht sie doch in wesentlichen Punkten von jener ab. Da der Zweck hier nicht ist, das Haar des Tuches in den Strich zu legen, sondern im Gegentheile die Oberfläche gleichsam aufzuwühlen, so drehen sich die beiden Bürstentrommeln in entgegengesetzten Richtungen um. Aus demselben Grunde umschlingt ferner das Tuch nicht in einem bedeutenden Bogen die Trommel, sondern läuft vielmehr in gerader, tangentieller Richtung darüber hin. Da endlich zum Herausreissen der fremden, dem Wollfaden oft fest anhängenden Körpertheilchen eine schärfere Einwirkung zweckmässig ist, als Bürsten allein hervorbringen können, so findet hier ein Drahtkratzenbeschlag (ähnlich jenem der Kratz- oder Krämpelmaschinen) oder eine Garnitur von Kardendisteln (wie bei den Tuchrauhmaschinen) nützliche Anwendung, wenn das Gewebe der Art ist, dass man von Bürsten nicht den gehörigen Erfolg erwartet.

*a* und *b* sind die beiden Trommeln, *c* und *d* Leitungswalzen, welche das Tuch in der eben erwähnten Richtung gegen die Trommeln halten, *g* und *h* die Einführungswalzen, *e* und *f* die Zugwalzen, welche das Tuch aus der Maschine herausziehen. Auf der Betriebswelle *i*, welche ihre Bewegung mittels der Riemenscheibe *z* empfängt, sitzt eine kleinere Riemenscheibe *n* und ein Zahnrad *k*. Letzteres treibt das Rad *l* der zweiten Bürstentrommel *a*, und dieses führt durch seinen Eingriff das Rad *m* der ersten Trommel *b* herum. Von *n* ist ein Riemen *o* auf die Rolle *p* gelegt, deren Axe am entgegengesetzten Ende mittels ihres Getriebes das Rad *r* der untern Zugwalze *e* in Umdrehung versetzt. Das Tuch geht geradezu zwischen den Walzen *e* und *f* durch, ohne dieselben zu umschlingen. *y* ist der Trog zur Aufsammlung der abfallenden Unreinigkeiten.

Nach dem Verhältnisse ihrer Grösse kann man den Rädern und Getrieben folgende Zähnezahlen geben: *k* 48, *l* und *m* 33, *q* 16 und *r* 42. Die Durchmesser von *n* und *p* verhalten sich zu einander wie 3:5. Der Durchmesser der Walze *e* beträgt 5 Zoll, folglich ihr Umfang 15,7 Zoll. Aus diesen Angaben findet man, dass auf einen Umgang von *e* die Betriebswelle *i*  $4\frac{1}{8}$  und jede Bürstentrommel  $6\frac{1}{11}$  Umläufe macht. Das Tuch schreitet mithin während einer Umdrehung der Trommeln *a* und *b* um 2,47 Zoll fort, und da der Durchmesser der Trommeln 11 Zoll, ihr Umfang 34,55 Zoll beträgt, so kommt auf 1 Zoll Tuch die Einwirkung von 14 Zoll der Bürsten- oder Kratzenbekleidung von jeder Trommel.

IV. Die Dampfbürstmaschine der Mechaniker HOGUET und TESRON zu Verviers ist in *Fig. 16*, *17* und *18* (Taf. 149) vorgestellt. Diese Abbildungen sind aus den Verhandlungen des Vereins zur Beförderung des Gewerbflusses in Preussen (X. Jahrgang, 1831, S. 284) entnommen, wo man auch die ausführlichen Detailzeichnungen findet. Die gegenwärtige Maschine zeichnet sich bei bewährter guter Wirkung durch Einfachheit und Wohlfeilheit, sowie dadurch aus, dass sie wenig Raum einnimmt, weil sie mehr in die Höhe als in die Länge gebaut ist. Ihre Hauptbestandtheile sind eine hölzerne Bürstentrommel und zwei hohle kupferne, im Mantel mit vielen kleinen Löchern versehene Walzen, auf welche das Tuch abwechselnd aufgewickelt und der Einwirkung von hochgespannten Wasserdämpfen ausgesetzt wird. Zu diesem letztern Behufe leitet ein Rohr den Dampf in das Innere derjenigen Walze, auf welcher zur Zeit das Tuch sich befindet; durch die kleinen Löcher im Mantel der Walze treten die Dämpfe alsdann heraus und durchdringen das fest



aufgewickelte Tuch, welches in diesem Zustande langsam an der schnell umlaufenden Bürstentrommel vorbeigeführt und auf die andere kupferne Walze aufgerollt wird. Um hernach die Bearbeitung zu wiederholen, sperrt man den Dampf von der ersten (nun von Tuch entblösten) Walze ab, leitet ihn dagegen in die andere ein, und lässt von dieser das Tuch in verkehrter Richtung auf jene erste Walze zurück gehen. Auf diese Weise wird so oft als nöthig abgewechselt.

*Fig. 16* ist der Hauptaufriß oder die Vorderansicht, *Fig. 17* der Seitenaufriß, *Fig. 18* ein senkrechter Querdurchschnitt. Das Gestell ist aus zwei gusseisernen Seitengerüsten oder Wänden *A* und *B* gebildet, welche durch einen ebenfalls gusseisernen Kreuzverband *C* und durch zwei hölzerne Riegel *z*, *z* mit einander zusammenhängen. Die Tuch- oder Dampfwalzen sind mit *a*, *a* bezeichnet. Sie bestehen aus Kupferblech, sind gänzlich hohl und an beiden Enden durch kreisrunde Scheiben geschlossen, in deren Mittelpunkten die Zapfen mittels Flanschen angeschraubt werden. Die Löcher in den Walzen haben etwa 1 Linie Durchmesser. Die Einführung des Dampfes geschieht durch ein kupfernes Rohr *c*, welches mit dem Dampfkessel in Verbindung steht und sich an der Maschine in zwei Aeste theilt, wovon jeder durch einen Hahn *d* abgeschlossen werden kann, je nachdem die eine oder die andere Walze im Gebrauch ist. An jeder Dampfwalze ist der eine Zapfen hohl und am Ende mit einem conisch ausgesetzten Ansatz *r* versehen, um hierin das entsprechend conisch geformte, genau eingeschrägelte Ende der Dampfrohre aufzunehmen. Eine Gabel *s* fasst hinter diesen conischen Endzapfen des Rohres, und drückt ihn mittels des mit ihr verbundenen, um *t* drehbaren Hebels *tu*, an welchem ein Gewicht *v* hängt, in die Aussenkung des Walzenzapfens hinein. Auf diese Weise wird die gehörige Dichtung des Gefüges ohne Stopfbüchse hergestellt und zugleich gestattet, dass das Rohr unbeweglich steht, während die Walze sich umdreht. Die Befestigung des Tuches an den Walzen *a*, *a* geschieht in folgender Weise. Auf jeder dieser Walzen ist eine schmale messingene oder eiserne Leiste *g*<sub>1</sub> der Länge nach mittels Schrauben befestigt. Man legt vor dem Anschrauben unter die Leiste das Ende eines 3 — 4 Fuss langen Stückes Leinwand, welches dadurch an der Walze festhält, und näht dann das Ende des Tuches an die Leinwand. Auf diese Weise wird es möglich, das Tuch vollständig auf die Bürstentrommel gelangen zu lassen, ungeachtet diese letztere von den Walzen *a*, *a* entfernt liegt.

Die Bürstentrommel *b* ist von Holz gemacht, aus zwei Endscheiben, zwei Mittelscheiben und zwölf Dauben gebildet (*s. Fig. 18*) und auf der vierkantigen schmiedeeisernen Welle *w* befestigt. Die Bürsten, ebenfalls zwölf an der Zahl, sind auf dem Umkreise der Trommel mittels Holzschrauben aufgeschraubt, wie man an den Enden von *b* (in *Fig. 16*) bemerkt. Die Umdrehung der Trommel wird mittels eines Riemens hervorgebracht, welcher auf der hölzernen Scheibe *e* (*Fig. 16*) liegt. Letztere steckt lose auf dem runden Ende der Welle *w* und führt die Trommel nur dann mit herum, wenn die zu diesem Behufe vorhandene, auf *w* verschiebbare Kuppelung *f* mittels des Hebels *g* eingerückt ist. Sobald auf diese Weise die Bürstentrommel in Umlauf gesetzt ist, erhält auch die eine oder die andere Dampfwalze *a* die Bewegung. Es befindet sich nämlich am andern Ende der Welle *w* eine Schraube ohne Ende *h*; diese setzt das liegende Schraubenrad *i*, mit diesem die stehende Welle *k*, und — da sich an den beiden Enden derselben die conischen Zahnräder *l* und *l*<sub>1</sub> befinden — auch

diese Räder in Umdrehung. Die Welle  $k$  ruht mit ihrem untern Zapfen in einer Pfanne auf dem kurzen Arme des Winkelhebels  $m$ , und kann mittels desselben gehoben und gesenkt werden. Ist sie gehoben (wie Fig. 16 und 17 sie darstellen), so greift das obere Rad  $l_1$  in das an der Axe der obern Dampfwalze  $a$  befestigte Rad  $n_1$ , und dreht diese Walze nach der Richtung des Pfeiles (Fig. 17) um, wodurch sie das Tuch an sich zieht. In dieser Lage werden die Theile des Mechanismus dadurch erhalten, dass ein bei  $x_1$  quer durch den eisernen Bogen  $y$  gesteckter Stift oder Bolzen den langen Arm des Hebels  $m$  verhindert seine Stellung zu verlassen. Wird aber jener Stift nach  $x$  (Fig. 17) in das dort befindliche Loch des Bogens  $y$  versetzt, so sinkt die Welle  $k$  durch ihr eigenes Gewicht herab, und es hört nun der Eingriff zwischen  $l_1$  und  $n_1$  auf. Dagegen greift jetzt das untere Rad  $l$  in das Rad  $n$  an der untern Dampfwalze  $a$ , so dass diese das Tuch an sich zieht und aufwickelt. Um in dem einen wie in dem andern Falle dem Tuche die gehörige Anspannung zu ertheilen, darf diejenige Dampfwalze, von welcher es sich herabzieht, der dadurch veranlassten Drehung nicht zu willig folgen. Daher sind an den beiden Dampfwalzen gusseiserne Bremsscheiben  $a_1, a_1$  mit hölzernen Bremsbacken  $o, o$  angebracht. Die Scheiben  $a_1, a_1$  stehen in fester Verbindung mit den Walzen  $a, a$ ; die Backen  $o, o$  (zwei für jede Scheibe) sind nach der Rundung der Scheiben ausgehöhlt, berühren deren Umkreis und sind mittels Schrauben an eisernen Federn  $b_1, b_1, b_1, b_1$  befestigt, welche in  $c_1$  (Fig. 17) ihren Stütz- und Drehungspunkt in einem quer durchgehenden Bolzen haben. Am untern Ende einer jeden Feder hängt in einem Haken ein Strick, welcher auf einer Rolle am obern Ende der Feder befestigt ist. Wird diese mit Sperrrad  $p$  und Sperrkegel  $d_1$  versehene Rolle durch Anfassen des Griffes  $q$  so umgedreht, dass sie den Strick aufwickelt, so pressen sich dadurch (indem die beiden Enden der Feder  $b_1$  einander genähert werden) die Bremsbacken  $o, o$  in entsprechendem Grade an die Bremscheibe  $a_1$ , und die Walze  $a$  wird vermöge der so erzeugten Reibung in der gewünschten Weise zurückgehalten, d. h. ihre Umdrehung erschwert. Löst man dagegen durch Ausheben des Sperrkegels  $d_1$  die Bremse, so kann die Walze  $a$  ohne Hinderniss sich drehen, weil nun die Feder  $b_1$  keinen Druck weiter mittels der Backen  $o, o$  auf die Scheibe  $a_1$  ausübt. Es ergibt sich von selbst, dass jederzeit nur diejenige Dampfwalze gebremst sein muss, deren Rad  $n$  oder  $n_1$  ausser Eingriff mit dem zugehörigen Rade der Welle  $k$  gesetzt ist. Bei dem oben beschriebenen Heben oder Niederlassen der Welle  $k$  muss das Schraubenrad  $i$ , wegen seines Eingriffes mit der Schraube ohne Ende  $h$ , stets an der nämlichen Stelle bleiben. Deshalb ist der Theil von  $k$ , worauf das Rad  $i$  steckt, vierkantig, und das Rad selbst mit einer langen Hülse  $e_1$  versehen, deren mittlerer halsartig eingedrehter Theil von einem unbeweglichen Lager  $f_1$  (Fig. 17) umfasst wird.

Zur Ansammlung des von den Dampfwalzen abtropfenden Wassers ist unter der untern Walze ein hölzerner Trog  $D$  und unter der obern ein kleineres kupfernes Behältniss  $E$  angebracht; aus letzterem wird das Wasser durch ein Rohr  $h_1$  nach  $D$  herunter geführt.

Zur Berechnung der Wirkung dieser Maschine diene Folgendes. Die zwölf Bürsten auf der Trommel haben jede  $3\frac{3}{4}$  Zoll, zusammen also 45 Zoll Breite, welches Mass hier statt des Trommelumfanges in Rechnung gebracht werden muss, da die Bürsten unwirksame Zwischenräume zwischen sich haben. Nimmt man 120 Umgänge der Bürstentrommel in



einer Minute an, so ist die Länge der in dieser Zeit zur Wirkung kommenden Bürstenfläche  $\approx 5400$  Zoll. Die Geschwindigkeit, mit der sich das Tuch fortbewegt, bleibt sich nicht gleich, sondern wächst so lange, als der Uebergang des Stückes von der einen Dampfwalze auf die andere dauert, weil der Durchmesser der aufnehmenden Walze durch die Bewickelung vergrössert und doch stets eine Umdrehung in der nämlichen Zeit vollbracht wird. Die Schraube ohne Ende dreht das Rad  $i$ , welches 24 Zähne hat, bei 24 Umgängen der Bürstentrommel einmal oder in einer Minute fünfmal um. Die Räder  $l$ ,  $n$ ,  $l_1$  und  $n_1$  haben sämtlich gleich viel Zähne, daher macht auch die das Tuch aufnehmende Walze  $a$  fünf Umgänge in einer Minute. Der Durchmesser dieser Walze  $a$  ist  $10\frac{1}{2}$  Zoll oder ihr Umkreis 33 Zoll; in der ersten Umdrehung, bei deren Beginn sie leer ist, nimmt sie also 33 Zoll Tuch auf, was  $\frac{33}{12} = 2\frac{3}{4}$  Zoll in einer Secunde beträgt. Ein Stück Tuch von 30 Berliner Ellen oder 765 rheinl. Zoll wickelt sich — wenn man schätzungsweise die Dicke des Stoffes  $\approx \frac{1}{3}$  Linie setzt und die successive Vergrösserung des Walzendurchmessers mit  $\frac{2}{3}$  Linie bei jeder einzelnen Umwickelung in Rechnung bringt — mit 22 Umgängen völlig auf. Dabei wächst der Durchmesser am Ende des 21sten Umganges bis auf  $11\frac{2}{3}$  Zoll oder der Umfang auf  $36\frac{2}{3}$  Zoll, mithin die Geschwindigkeit auf  $\frac{36,66}{12} = 3,05$  Zoll. Als mittlere Geschwin-

digkeit kann man demnach 2,9 Zoll in einer Secunde annehmen, was 174 Zoll oder nahe  $6\frac{1}{8}$  Berl. Ellen auf eine Minute ergibt. Hiernach sind etwa  $4\frac{1}{2}$  Minuten erforderlich, um das Stück von 30 Ellen einmal zu büsten. Auf jeden Umgang der Bürstentrommel schreitet das Tuch durchschnittlich um  $\frac{1,74}{12} = 1,45$  Zoll fort. Die punktirte Linie  $FF$  in Fig. 18 lässt erkennen, dass die Berührungsstelle zwischen dem Tuche und der Trommel sich nur etwa über die  $1\frac{1}{2}$ fache Breite einer Bürste oder höchstens 6 Zoll erstreckt. Daher verweilt jeder Punkt der Tuch-

fläche während  $\frac{6}{1,45}$  oder nahe  $4\frac{1}{8}$  Trommelumgängen unter der Einwirkung der Bürsten, und empfängt also eine Bearbeitung, welche derjenigen gleich ist, die durch einmaliges Streichen mit einer  $4\frac{1}{8} \times 45 + 6 = 191$  Zoll langen geraden Bürste hervorzubringen sein würde. Dies gilt für den Fall, dass das Tuch sich (wie bei allen vorherbeschriebenen Maschinen) gegen die Bürsten bewegt, also beim Uebergange von der untern Dampfwalze auf die obere. Nimmt das Tuch den verkehrten Weg, so ist die Einwirkung geringer und entspricht dann nur einer Bürstenlänge von  $4\frac{1}{8} \times 45 - 6 = 179$  Zoll. Die hier berechnete Wirkung ist die mittlere; am Anfange des Stückes ist der Effect (wegen der geringern Geschwindigkeit des Tuches) grösser, gegen das Ende (wo das Tuch schneller geht) geringer. Dessenungeachtet wird im Ganzen das Tuch überall gleich stark bearbeitet, weil bei der Bewegung von oben nach unten jedesmal derjenige Theil des Tuches am langsamsten fortschreitet, welcher bei der Bewegung von unten nach oben am schnellsten gegangen ist, und umgekehrt. Die ungleichförmige Geschwindigkeit hat daher keinen nachtheiligen Einfluss.

Aus dem Vorstehenden ersieht man übrigens, dass die gegenwärtige Bürstmaschine zwar ungefähr eben so schnell arbeitet (d. h. in nahe derselben Zeit dem Tuche eine Tracht gibt) als die von JONES (Nr. III. A.), dass aber ihre Einwirkung viel weniger kräftig ist, weil das Tuch die

Trommel in einer zu geringen Ausdehnung berührt. Wo man nicht ganz besonders mit der bewegenden Kraft zu sparen braucht, könnte diesem Umstande leicht durch ein Paar Leitungswalzen abgeholfen werden, die etwa bei G, G (Fig. 18) anzubringen wären und dem Tuche den Weg HHHH vorschreiben. Die Wirkung würde dadurch ungefähr verdoppelt werden, indem alsdann das Tuch stets mit drei ganzen Bürstenbreiten in Berührung wäre. Es ist demnach vor auszusetzen, dass man mit dieser einfachen Abänderung nur halb so viel Trachten zu geben (d. h. das Tuch nur halb so oft über die Trommel zu führen) nöthig hätte, und folglich in der halben Zeit den nämlichen Erfolg erreichen würde, wie bei der jetzigen Construction.

Karmarsch.

**Buttermaschinen** (mechanische Butterfässer, fr. *barattes*, *beurrières mécaniques*, *serènes*, *battoirs*, *machines à battre la beurre*; engl. *churns*) sind solche mechanische Vorrichtungen, welche die zu Abscheidung der Butter erforderliche Bewegung der Milch auf eine vortheilhaftere Weise ausführen sollen, als das gewöhnliche Butterfass. Das gewöhnliche Butterfass ist bekanntlich ein von gutem trockenem Holze aus Dauben zusammengesetztes Fass in Form eines abgestumpften Kegels von  $2\frac{1}{2}$  bis 3' Höhe, 12 — 14" unterer, 8 — 10" oberer Weite, dessen obere Oeffnung durch einen aufgelegten Deckel geschlossen werden kann, welcher durch ein centrales Loch den sogenannten Rührstecken (Butterstengel, fr. *battebeurre*, *baratton*, *piston*) hindurchlässt. Dieser letztere besteht aus einer 5 — 6' langen Stange, die am untern Ende eine starke, von Löchern durchbohrte Holzscheibe trägt. Die Arbeit besteht im Auf- und Niederbewegen des Rührsteckens, nachdem die erforderliche Menge Rahm in das Fass gebracht worden ist. Diese Arbeit erfordert ziemlich viel Kraft und das unangenehme Verspritzen von Flüssigkeit durch die Oeffnung des Deckels ist nicht wohl zu vermeiden. Bei den verschiedenen Vorrichtungen, welche ganz besonders Kraftersparung und die Möglichkeit gleichzeitiger Bearbeitung sehr grosser Milchquantitäten bezwecken, kommt eigentlich weniger auf die besondere Gestaltung des Rührapparates an, — da der allgemeine Zweck einer zwar langsamen, aber möglichst vollständigen Durcheinanderbewegung aller Rahmtheile auf sehr verschiedene Weise erreicht werden kann, — als besonders darauf, dass folgenden allgemeinen Bedingungen genügt werde: Jede Buttermaschine muss leicht und ohne grosse Kosten hergestellt und reparirt werden können; ihre Theile müssen sämmtlich so gestaltet sein, dass eine vollkommene Reinigung aller Stellen möglich ist (ein Haupterforderniss, da hängenbleibende Partien zu Säuerung führen), dass die Buttermilch gut abgelassen und zuletzt die Butter leicht in einen Klumpen vereinigt und herausgenommen werden kann; die Construction muss dauerhaft sein; die Bewegung muss mit möglichst wenig Kraftverlust, bequem, aber langsam, auf genau abzumessende Weise ausgeführt werden können. Bei Beobachtung dieser Bedingungen wird man immer in möglichst kurzer Zeit ohne Nachtheil für Qualität und Quantität der gewonnenen Butter die grösste Menge Rahm bearbeiten können. — Die zu Buttermaschinen verwendeten Materialien dürfen durchaus keinen Geschmack mittheilen, daher sind nur zulässig ganz trocknes, wo möglich ausgelaugtes Holz (gewöhnlich Tannenholz, besser noch Rüstern- und Ahornholz; Eichenholz ist nicht zu rathen, des Geschmacks wegen), ferner verzinntes Eisenblech und Zinn — nach neuern Erfahrungen würde vielleicht dem Zink der Vorzug vor dem Zinn gebühren, da in verzinkten Gefässen die Abscheidung des Rahms und der



Butter zwar etwas langsamer, aber weit vollständiger statt finden soll wie in verzinnten.

Man hat in verschiedenen Ländern sehr verschiedene Buttermaschinen empfohlen, welche sich ziemlich vollständig in *LASTEYRIE's Collection T. II. p. 52 — 54* und in der *Maison rustique du XIX. siècle T. III. p. 19 — 22*, zum Theil auch in *FISCHER's* kurzem Entwurf der landwirthschaftlichen Maschinenlehre. Leipzig 1831. 8. S. 41 beschrieben und abgebildet finden. In vielen Beziehungen sind die Buttermaschinen den Knetmaschinen sehr ähnlich und es würden sich viele der im Artikel Backmaschinen beschriebenen Vorrichtungen, wenn sie angemessen vereinfacht würden, auch für den gegenwärtigen Zweck eignen. Alle bekannt gewordenen Vorrichtungen bilden sechs Klassen: 1) Vorrichtungen, welche nur die Arbeit des gewöhnlichen Butterfasses erleichtern sollen. 2) Horizontale, drehbare Fässer, mit oder ohne feststehende Rührwerkzeuge. 3) Horizontale, feststehende Cylinder, mit drehbaren Rührwerkzeugen an einer horizontalen Axe. 4) Vertikale, feststehende Gefäße mit horizontaler Flügelwelle. 5) Vertikale Fässer mit vertikalen Rührwerkzeugen. 6) Pendelartig schwingende Vorrichtungen.

*Ad 1.* Sehr verbreitete Erleichterungsmittel der Arbeit mit dem gewöhnlichen Butterfasse sind hölzerne Winkelhebel, mit ihrem Drehpunkte an dem Deckbalken der Stube befestigt, an dem Ende des horizontalen Armes mit dem Rührstecken verbunden und am Ende des vertikalen Armes mit einem durchgesteckten Zapfen als Handhabe versehen; oder federnde Holzstücke, ebenfalls an einem Ende in horizontaler Richtung an dem Deckbalken befestigt, am freien Ende mit einem herabhängenden Zugstricke versehen und ungefähr in der Mitte der Länge mit dem Rührstecken verbunden. — In England kommen wohl auch Butterfässer vor, deren Rührstecken mit einer Krummzapfenwelle verbunden ist, die einerseits ein kleines Schwungrad trägt, andererseits aber durch eine Kurbel umgedreht wird, deren Ende in dem Schlitze eines langen Hebels, an dem der Arbeiter wirkt, hin und her gleitet. — Endlich findet man in Holland leichte Laufräder für Hunde, deren Spillen ein an der Decke angebrachtes Stabgetriebe umdrehen. Die Welle des Getriebes ist zu einer mit dem Rührstecken verbundenen Kurbel verlängert. Der Vortheil aller dieser Vorrichtungen liegt theils nur in der abgeänderten Bewegungsrichtung, oder darin, dass man alle Kraft nur auf die eine Richtung der Bewegung concentrirt, die entgegengesetzte aber durch rückwirkende Federkraft geschehen lässt, theils wirklich in der Substitution der billigern Hundekraft für die Menschenkraft. Da aber überall das gewöhnliche Butterfass mit seinen Unvollkommenheiten beibehalten wird, so sind sie immer nur für die kleinere Production zu empfehlen.

*Ad 2.* Von dieser Art sind vorzüglich drei Abänderungen üblich: *a)* Ein von Holz aus zwei starken Böden und den Umfang bildenden Dauben verfertigter Cylinder von  $2\frac{1}{2}$  Durchmesser und  $1—1\frac{1}{2}$  Breite, fest an einer durchgehenden Axe sitzend, die in einem einfachen Gestelle horizontal drehbar aufgehängt und an einem Ende mit einer Kurbel versehen ist. Im Umfange befindet sich eine Oeffnung, die durch eine Thür (mit Anwurf und Keil) gut verschlossen werden kann. *b)* Ein Instrument von ganz gleicher Construction wie das vorige, aber mit einer durchlöchernten Scheidewand, die herausgenommen werden kann. *c)* Die in der Normandie (*pays de Brag*) und in einigen Gegenden der Niederlande und Oesterreichs übliche Buttermaschine ist ein gewöhnliches, bauchiges,

durch Reifen gebundenes, 3' langes, in der Mitte  $2\frac{1}{2}'$  weites Fass, dessen Böden durch eiserne Kreuze verstärkt und mit Kurbeln versehen sind, so dass sich das Ganze auf ein Gestell mit Zapfenlagern horizontal auflegen und umdrehen lässt. Während der Arbeit werden im Innern des Fasses noch einige unvollständige, 4" breite Scheidewände angebracht, um die Zertheilung zu befördern. Die kreisrunde Spundöffnung ist 6" weit und wird während der Arbeit durch einen mit ausgewaschener Leinwand umwickelten Spund geschlossen, welcher seinerseits durch einen quer durch zwei Oehre gesteckten Bolzen zurückgehalten wird. Ausserdem ist noch ein kleinerer, ähnlich zu verschliessender Spund zum Ablassen der Buttermilch vorhanden. Bei 30 — 35 Umdrehungen in einer Minute bemerkt man schon nach 18 — 20 Minuten am Geräusche, dass sich die abgeschiedene Butter in Klumpen gesammelt hat. Man zapft dann die Buttermilch ab, gibt reines Wasser in das Fass, dreht einigemal um, zapft wieder ab u. s. f., bis das Wasser klar herauskommt.

*Ad 3.* Hierher gehört zunächst das flamändische, in Holland und Anjou übliche Butterfass, eine gewöhnliche längliche Tonne, horizontal und unbeweglich auf einem Gestelle liegend, oben mit einem vierseitigen durch einen Deckel verschliessbaren Loche und mit einer durchgehenden drehbaren Axe (mit Kurbel) versehen, auf welche ein System von vier Flügeln (jeder aus einem länglich vierseitigen Rahmen bestehend) aufgeschoben ist. Das in den Vogesen, der Franche-Comté und einigen Gegenden der Schweiz übliche Butterfass ist platt gedrückt (6 — 12" breit bei 2 — 3' Durchmesser), cylindrisch, also einem Mühlstein ähnlich. Es liegt ebenfalls fest auf einem leiterartigen Gestelle und ist mit einer drehbaren Flügelwelle versehen, die aber acht Flügel hat, deren jeder aus zwei radial gestellten und vier der Axe parallel laufenden Leisten besteht. — Jedenfalls ist die Unbeweglichkeit der Tonne bei der verhältnissmässigen Kleinheit der Oeffnung ein grosser Fehler der eben beschriebenen Apparate, da eine vollständige Reinigung dadurch fast unmöglich wird. — Die von VALCOURT erfundene Buttermaschine gehört auch in diese Kategorie. Sie besteht aus einem fest liegenden (unten von einem mit Wasser von der erforderlichen Temperatur gefüllten Gefässe umgebenen) Cylinder mit hölzernen Böden und einem Umfange von Zinkblech oder verzinnem Eisenblech. Eine schmale Thür erstreckt sich über die ganze Breite des Cylinders. Durch diese Thür führt man vor Beginn der Arbeit zwei von Blech verfertigte, durchlöchernte, in der Mitte durch eine vierseitige Hülse verbundene Flügel ein, bis die Oeffnungen der Hülse mit den in den Mittelpunkten der Böden befindlichen Oeffnungen correspondiren; dann steckt man die eiserne Welle, deren mittlerer Theil vierkantig ist und in die Hülse passt, hindurch, schraubt am einen Ende eine Mutter, am andern Ende die Kurbel an und die Maschine ist, nachdem man die Thür geschlossen hat, zur Arbeit fertig. Wenn die Maschine nicht gebraucht wird, nimmt man allemal die Theile der Flügelwelle wieder heraus und reinigt sie.

*Ad 4.* Eine im Clevischen vorkommende Vorrichtung besteht aus einer aufrecht stehenden Tonne, durch welche, etwas unter der Mitte der Höhe, eine drehbare, mit Flügeln versehene Axe gesteckt ist. Die Flügel sind breite, ovale, mit Löchern versehene Ringe, deren zwei sich kreuzen. — CUNNINGHAM hat in Billancourt eine Buttermaschine aufgestellt, welche aus einem vierseitigen, nach unten pyramidal verjüngten, 16 — 18" hohen, oben 11" breiten und  $2\frac{1}{2}'$  langen hölzernen, mit Eisen



beschlagenen und durch einen platten Deckel verschliessbaren Troge besteht, dessen Boden im Innern halbkreisförmig gebogen ist. Eine mit vier durchlöchernten Flügeln von Blech versehene Welle wird auf ganz gleiche Weise horizontal eingebracht, wie dies oben bei der Maschine von VALCOURT erwähnt wurde. Dicht am Boden ist ein Spund zum Abzapfen der Buttermilch.

*Ad 5.* Von dieser Art gibt es sehr verschiedene Abänderungen. Das stehende Fass ist bald eine gewöhnliche Tonne, bald ein etwas sorgfältig gearbeiteter abgestutzter Kegel (brabanter Maschine); die vertikale Welle ist entweder mit durchlöchernten Blechflügeln, die an einer besonders aufzuschiebenden Hülse sitzen (brabanter Maschine), oder mit ganz einfachen, aus Lattenkreuzen und Stäben bestehenden Schlägern versehen; die Umdrehung der Welle endlich erfolgt entweder, wie bei den kleineren Maschinen (besonders den in England hier und da üblichen Miniaturfässchen von Glas nach diesem Principe), unmittelbar durch eine Kurbel, oder die Welle hat ein Laternengetriebe, in welches die Zähne eines an der horizontalen Kurbelwelle sitzenden Rades greifen.

*Ad 6.* Von dieser Art sind nur zwei Vorrichtungen bekannt geworden. Die eine ist in Wales, bei Aberdeen, auch in einigen Gegenden Nordamericas üblich. Sie besteht aus einem völlig cubischen, aber mit kreisförmig (als Cylinderabschnitt) gebogenem Boden versehenen Holzkasten, mit vier Handhaben an den Ecken, oben einer grossen, durch einen Deckel verschliessbaren Oeffnung und dicht am Boden einem Hahne zum Ablassen der Buttermilch. In das Innere werden zwei aus Holzstäben bestehende rostförmige Unterschiede zwischen Leisten eingeschoben. Dieser Kasten wird nun mit seinem runden Boden auf einen horizontalen Rahmen aufgesetzt, dessen zwei Seitenbalken innen Rinnen haben, welche das Abgleiten des Kastens verhüten. Auf diesem Rahmen setzt man den Kasten in pendelartige Schwingungen. Zu dem Ende sind an den gegenüberstehenden Seitenwänden zwei Latten befestigt, welche über den Kasten emporragen und am obern Ende durch ein um seinen Zapfen drehbares Querstück vereinigt sind; an diesem Querstück sitzt eine Zugstange, durch welche der Arbeiter die Bewegung bewirkt. Die Verwandlung aller gleitenden Reibung in rollende an dieser Maschine macht die Arbeit damit sehr leicht; auch kann, was bei allen rotirenden Maschinen zum Theil wenigstens eintritt, die allmähige Mittheilung der ganzen Bewegung an die ganze Masse der Flüssigkeit, wodurch denn letztere wieder in relative Ruhe kommt und der Process sehr verlangsamt wird, hier natürlich gar nicht vorkommen.

Die von BOWLER erfundene Buttermaschine, welche auch hierher gehört, ist eigentlich schon zu complicirt. Sie besteht aus einem 18" weiten, 9" breiten Cylinder mit zinnernem Umfange und hölzernen Böden, welcher mittels starker Zapfen in einem Gestelle drehbar aufgehängt ist. Der untere Theil wird von einem Gefässe umgeben, welches mit Wasser von der erforderlichen Temperatur gefüllt werden kann. Am Umfange befinden sich drei Oeffnungen; zwei kleine mit Pfropfen verschlossene zur Erneuerung der Luft und zum Ablassen der Buttermilch und eine grosse, in welche ein Deckel passt, der durch übergreifende Lappen oder ein quer darüber gelegtes Band und Schrauben fest geschlossen werden kann. Im Innern des Fasses befinden sich einige unvollständige, mit Löchern versehene Scheidewände. An dem einen der Zapfen sitzt eine Rolle mit Schnurlauf, um welche eine endlose Schnur

doppelt geschlungen ist, die zugleich über eine Rolle geht, welche über ihr, in einem besondern Aufsätze des Gestelles angebracht ist. Mit der Axe dieser obern Rolle fest verbunden ist eine 4' lange hölzerne Pendelstange, an deren Ende eine 5 Kilogr. schwere Linse sitzt. Dieses Pendel wird durch eine 3' über der Linse sich ansetzende Zugstange in Bewegung gesetzt, wodurch natürlich auch der ganze übrige Apparat eine schwingende Bewegung erhält. Man sieht auf der Stelle, dass die Reibungen an dieser Maschine ganz ohne Noth vervielfältigt sind.

Wir haben es nicht für nöthig gehalten, eine der hier erwähnten Vorrichtungen abzubilden, da die zusammengesetztesten ohnehin unpractisch, die einfacheren aber ohne alle bildliche Erläuterung für Jeden vollkommen verständlich sind, der andere ähnliche Dinge gesehen oder verfertigt hat. — Es ist oben bei der schwingenden Maschine von WALES auf einen Hauptnachtheil continüirlich rotirender Buttermaschinen aufmerksam gemacht worden. Dieser tritt am stärksten bei den Maschinen hervor, wo das ganze Fass rotirt, bei den andern um so mehr, je grösser die Fläche der Rührwerkzeuge ist. Der Uebelstand lässt sich allerdings vermeiden, wenn man nicht continüirlich in einer Richtung dreht, sondern bald nach der einen, bald nach der andern, dadurch wird aber die Arbeit jedenfalls anstrengender. In mechanischer Beziehung dürfte daher jedenfalls die einfache schwingende Maschine von WALES den Vorzug verdienen. Ihre eckige Gestalt bietet allerdings bei der vollkommen wasserdichten Anfertigung und nachher bei der Reinigung Schwierigkeiten dar, die sich jedoch durch zweckmässige Abänderungen sämmtlich beseitigen lassen werden. Im Uebrigen leidet hier Vieles von dem wieder Anwendung, was über die mechanischen Verhältnisse der Knetmaschinen im ersten Bande S. 703 ff. gesagt worden ist.

A. Weinlig.

## C.

**Cagniardelle.** Zu den vorzüglichsten Erfindungen im Gebiete der hüttenmännischen Mechanik gehört unstreitig die ums Jahr 1809 von CAGNIARD-LATOIR zuerst angegebene Gebläsvorrichtung, welche man nach dessen Namen Cagniardelle, richtiger aber — nach dem Principe, worauf es sich gründet — Schrauben- oder Spiralgebläse nennt. Die wesentlichen Vorzüge dieses Gebläses bestehen, wie schon CARNOT in seinem Berichte vom 8. Mai 1809 an die Academie der Wissenschaften zu Paris (m. s. *Bulletin de la Société d'Encouragement* 9<sup>e</sup> année, p. 44) über solches zum Theil erwähnt, darin, dass dasselbe

- 1) ganz einfach ist und an sich als eine einzige Masse eine unmittelbar und continüirlich rotirende Bewegung hat;
- 2) weder Ventile noch doppelte Liederungen braucht;
- 3) einen Windverlust nicht gestattet, wenn die Verbindungen aller seiner Theile durch Vernieten und Verkitten luftdicht hergestellt werden;



- 4) fast keine Reibung, deshalb auch fast keine Reparatur und nur wenig Unterhaltung hinsichtlich des Einschmierens seiner Zapfen bedingt;
- 5) gar keinen schädlichen Raum besitzt, wodurch vorzüglich der Effect desselben gegen andere Gebläse erhöht wird;
- 6) einen fast ununterbrochen gleichförmig blasenden Windstrom gibt, und endlich
- 7) dass es, in Folge aller dieser Umstände, zu seiner Bewegung die möglichst kleinste Betriebskraft erfordert.

Diese erheben es zu dem besten aller bekannten Gebläse und nur ein sehr gut construirtes Cylindergebläse kann ihm in denjenigen Fällen, wo man die Luft unter einem bedeutenden Ueberdrucke über den der Atmosphäre ausströmen lassen will (wie z. B. bei Koakshohöfen von 40 und mehr Fuss Höhe, für welche gedachter Ueberdruck meist 3 bis 4 Pfund auf den Quadrat Zoll zu betragen hat), für welchen die Cagniardelle sich deshalb nicht gut eignet, weil sie dann in zu grossen Dimensionen ausgeführt werden müsste, vorgezogen werden, obschon demselben einige der angeführten Vorzüge ganz und die übrigen wenigstens zum Theil abgehen.

Der Hauptsache nach und im Allgemeinen besteht dieses Gebläse nicht, wie CAGNIARD meint, in der Archimedischen Wasserschnecke oder Tonnenmühle, womit es allerdings sehr viel Aehnlichkeit hat; sondern es ist dasselbe vielmehr die zu diesem Behufe auf eine eben so einfache und leichte, als höchst zweckmässige Weise modificirte WIRZ'sche Spiralpumpe, die als Wasserhebungsmaschine bekanntlich ums Jahr 1746 von ANDREAS WIRZ erfunden wurde. Da nämlich bei dieser Pumpe immer gleiche Volumina Wasser und Luft abwechselnd geschöpft und ihrer Steigröhre zugeführt werden, durch welche beide Flüssigkeiten entweichen und wobei die in dieser Röhre enthaltenen Portionen von Luft nach Massgabe der Höhe der darüber befindlichen Wasserschichten verdichtet werden, so ist einleuchtend, dass sich diese ohne Weiteres als Gebläse würde anwenden lassen, dafern man nur dafür sorgte, die Luft am Austrittspunkte der Steigröhre in noch verdichtetem Zustande in einer Art Wasserregulator aufzufangen, dagegen das Wasser durch irgend eine Oeffnung dieses Regulators wieder abzuführen. Allein obgleich eine solche Vorrichtung sich leicht hätte anbringen lassen, blieb doch die pneumatische Wirkung der WIRZ'schen Spiralpumpe auf sehr lange Zeit unbekannt, bis endlich CAGNIARD ums Jahr 1809, als er mit verschiedenen chemischen Untersuchungen beschäftigt war, den glücklichen Gedanken fasste, zur Herbeischaffung der zu diesen Versuchen erforderlich gewesen Luft von möglichst constanter Pressung sich einer Archimedischen Wasserschnecke zu bedienen, die er zu diesem Zwecke auf eine solche Weise abzuändern suchte, dass ihre nunmehrige Einrichtung mehr den Character der WIRZ'schen Spiralpumpe annahm und in Hinsicht auf Einfachheit und Zweckmässigkeit nichts zu wünschen übrig liess.

Aus diesem Gesichtspunkte betrachtet, lässt sich nun von diesem Gebläse folgende Beschreibung geben:

Die Cagniardelle ist eine Art WIRZ'sche Spiralpumpe mit einer oder auch mehreren schraubengangförmigen Schlangen, welche unmittelbar neben einander auf einer gemeinschaftlichen Spindel angebracht sind. Eine jede solche Schlange, die wir von nun an einen Schraubengang nennen wollen — zum Unterschiede von Windung, worunter wir einen

gewissen Längentheile eines solchen Schraubengangs verstehen — schöpft, gleichwie die Spiralpumpe, bei fortgesetzter Bewegung um ihre Spindelaxe in gleicher Richtung mit dieser Pumpe, abwechselnd Luft und Wasser, und treibt beide Flüssigkeiten ihrem Ende zu, wo statt der die Luft und das Wasser gemeinschaftlich aufnehmenden Steigrohre der Spiralpumpe ein Behälter angebracht ist, in dessen Scheitel die Luft sich ansammeln und in eine Röhre — die Windleitung — sich ergießen kann, während das Wasser durch eine um die Spindel kreisförmig herumlaufende Oeffnung in der vordern Wand dieses Behälters in das mit Wasser angefüllte Gefäß, in welchem das Gebläse ungedreht wird, ungehindert wieder ablaufen kann. Wegen dieser Oeffnung und um die bei der Spiralpumpe am Steigrohre nöthige trockene Ablieferung hier bei dieser Vorrichtung ganz ersparen zu können, wird das Gebläse, nach der Richtung der Bewegung der Luft und des Wassers in ihm, abwärts geneigt, so zwar, dass der Scheitel der das Wasser aus der Schraube entlassenden Oeffnung etwas unter dem Spiegel des sie auf der innern Seite umgebenden Wassers zu liegen kommt und so eine auf die im Innern jenes Behälters befindliche Luft drückende Wassersäule erzeugt wird, welche jene verhältnissmässig verdichtet und gleichsam die in der Steigrohre einer gewöhnlichen Spiralpumpe ersetzt.

ROARD in Frankreich war der Erste, welcher sich des Schraubengebläses im Grossen seit dem Jahre 1812 in seiner Bleiweissfabrik zu Clichy bediente, um Kohlensäure in die Auflösungen von basisch essigsaurem Blei einzutreiben. Zu gleichem Zwecke benutzte dasselbe DEVRIENT zu Leipzig im Jahre 1814; dieser setzte dasselbe durch Menschenkraft in Bewegung, während jener eine Dampfmaschine anwendet, welche zwei Schrauben betreibt, wovon jede 4 Fuss im Durchmesser und  $7\frac{1}{2}$  Fuss Länge hat. Acht andere, später ausgeführte Schraubengebläse, von denen sich eins am Spitale St. Louis, zwei in Creuzot und fünf an der königl. Beleuchtungsanstalt zu Paris befanden, dienten zu verschiedenen Versuchen in Bezug auf die Reinigung des Leuchtgases. Ein noch weit grösseres Gebläse dieser Art befindet sich in der Werkstatt des Herrn ANDRÉ KÖCHLIN in Mühlhausen. Dasselbe ist bereits seit dem Jahre 1827 im Gange und soll sich gegen das früher angewendet gewesene Kolbengebläse sehr vortheilhaft bewähren. In Deutschland ist es zur Zeit nur erst an wenigen Orten in Anwendung gekommen, und zwar scheint die Veröffentlichung des Vortrages, welchen CAGNIARD-LATOUR am 16. Mai 1834 in der Sitzung der Academie der Wissenschaften zu Paris hielt, die erste Veranlassung dazu gegeben zu haben. Man findet diesen Vortrag im *Bulletin de la Société d'Encouragement*, October 1834, p. 389 abgedruckt und hierauf in mehreren deutschen Zeitschriften, z. B. in DINGLER's polytechn. Journale Bd. LV. S. 212 mitgetheilt. Er enthält übrigens mehr nur eine geschichtliche Notiz über die Erfindung dieser neuen Gebläsvorrichtung selbst und eine mit Abbildung begleitete kurze Beschreibung der schon erwähnten Cagniardelle des Herrn ANDRÉ KÖCHLIN.

Eben dieses Gebläse, welches gleich beschrieben werden soll, ist auf Taf. 150 in Fig. 1, 2 und 3 abgebildet, und zwar zeigt

Fig. 1 dasselbe im lothrechten Durchschnitte durch die Axe der Schraube und das Gefäss oder Bassin, in welchem sich selbiges dreht, und

Fig. 2 die obere Ansicht davon, während

Fig. 3 die Mündung der Schraube von vorn angesehen darstellt.



Dasselbe besteht aus vier in gleichen Abständen neben einander auf dem Kerne oder der Spindel *aa* (Fig. 1) dicht aufgenieteten Schraubengängen *b*, *c*, *d* und *e* von reichlich  $\frac{1}{8}$  Zoll dickem Eisenbleche, deren Anfänge sowohl als Enden unter sich um 90 Grad abstehen und in Bezug auf ihre Spindel *aa* radial beginnen und endigen. Ein jeder solcher blecherner Schraubengang ist  $1\frac{1}{4}$  Mal um die Spindel herumgewunden, dergestalt, dass sämtliche vier Gänge, in der Richtung der Spindelaxe gemessen, eine Länge einnehmen, welche dem Durchmesser der Schraube oder ihrer cylindrischen Hülle (Mantel) *ff*, welche sie umgibt und an die sie angenietet und mit Firnisskitt verdichtet sind, gleich ist. Auf diese Weise bilden die vier blechernen Schraubengänge eben so viele hohle Schrauben- oder Spiralgänge, wovon ein jeder bei einem und demselben Querschnitte ein ganzes Mal um die Spindel herumläuft oder, in der Projection auf die Grundfläche der Schraube bezogen, 360 Grade einnimmt.

Der cylindrische Mantel *ff*, ebenfalls aus  $\frac{1}{8}$  Zoll dickem Eisenbleche bestehend, reicht über die Enden der blechernen Schraubengänge *b*, *c*, *d* und *e* herab und ist an seinem untern Ende mit einem etwas conisch geformten Boden *gg* bis auf ein Loch in der Mitte geschlossen. Auf diese Weise wird der früher schon bezeichnete Behälter *A* (Fig. 1) gebildet, in dessen Scheitel die von der Schraube herabgeförderte Luft aufgefangen wird, die, vermöge der Einrichtung des Ganzen, nur durch die in diesen Behälter hereingreifende Windleitung *hh* entweichen kann.

Da es bei dem Schraubengebläse überhaupt, wie bei der WIRZ'schen Spiralpumpe, nothwendig ist, dass jeder Schraubengang bei jeder vollkommenen Umdrehung eine dem Luftvolumen gleiche oder nahe gleichkommende Menge Wasser schöpft, was deshalb nöthig ist, damit die im Schraubengänge enthaltene Luft allenthalben abgesperrt werde, diese Bedingung aber nahe genug erfüllt wird, wenn man den Spiegel *ik* (Fig. 1 und 3) des in dem Gebläse *BB* enthaltenen Wassers bis zu dem Punkte *k*, nämlich bis in die Mitte der Weite der Mündung eines jeden Schraubenganges reichen lässt, das durch die Schraube in den Behälter *A* gelangende Wasser aus demselben jedoch wieder, und zwar wo möglich ungehindert entlassen werden muss; so ist in dem Boden *gg* eine um die Windleitung *h* concentrisch gehende Oeffnung *ll* (Fig. 1) ausgeschnitten und ausserdem der Kern oder die Spindel *aa* hohl gemacht, so dass ein Theil jenes Wassers, welcher durch die Oeffnung *ll* nicht entweichen kann, im Innern der Spindel aufsteigt und sich oben in das Bassin *BB* wieder ergiesst. Dieserhalb, und weil es, wie später gezeigt werden wird, von einigem Nutzen ist, wenn die Oeffnung *ll* selbst nicht zu gross gemacht zu werden braucht, besteht die Spindel *aa* aus einem  $\frac{1}{4}$  Zoll starken eisenblechernen Cylinder, welcher mittels der gusseisernen mit Speichen versehenen Scheiben *m*, *m* (Fig. 2 und 3) von der schmiedeeisernen, nur  $3\frac{1}{2}$  Zoll ins Gevierte starken Welle *n*, welche an der Vorderseite der Windleitungsröhre *h* in einem Lager ruht, getragen wird.

Der Scheitel der Oeffnung *ll* befindet sich um einige Zoll tiefer unter dem Wasserspiegel *ik*, als die Höhe einer Wassersäule beträgt, welche dem Ueberdrucke des Windes über den der Atmosphäre entspricht, mit welchem das Gebläse arbeitet oder die Luft aus dem Behälter *A* in die Windleitung *h* tritt, und weil bei dem in Rede stehenden Gebläse dieser Druckhöhe ein Druck von  $\frac{1}{4}$   $\mathcal{W}$  p. Quadratzoll zugehört, ist

die Schraube unter einem Winkel von 20 Graden gegen den Horizont, also überhaupt so geneigt, dass der um einige Zoll höher als der Scheitel der Oeffnung *ll* stehende Wasserspiegel innerhalb des Behälters *A* gegen den Wasserspiegel *ik* im Bassin *B* gerade um jene Druckhöhe tiefer liegt.

Zur Bewegung der Schraube dient das an deren Mündung angeschraubte conische Rad *oo* (Fig. 1, 2 und 3), in welches ein anderes kleineres dergleichen Rad *p* einer liegenden Welle, die durch eine Dampfmaschine umgedreht wird, eingreift. Da an den vier Armen des grossen Rades *oo* zugleich die Anfänge der vier Schraubengänge des Gebläses befestigt sind, so ist dadurch eine grössere Steifheit in den Schraubengängen selbst erzielt worden.

Um den Ueberdruck des Windes, welchen das Gebläse in die Windleitung treibt, messen zu können, ist ausserhalb des übrigen wasserdicht gemauerten Bassins *BB* das Manometer *q* (Fig. 1) angebracht.

Der Durchmesser dieses Gebläses beträgt  $8\frac{1}{2}$  paris. Fuss und seine Länge, jedoch ohne den Behälter *A*, eben so viel. Da es bei jeder vollkommenen Umdrehung 160 Cubikfuss Wind bei einem Drucke von  $\frac{1}{2}$   $\mathcal{R}$  für einen Quadratzoll geben und in einer Minute gewöhnlich sechs Umläufe verrichten soll, so liefert es in eben dieser Zeit überhaupt 960 paris. Cubikfuss Wind. Mit diesem Windquantum, wozu eine Triebkraft von zwei Pferdekraften erforderlich sein soll (wie A. KÖCHLIN angibt), vermag es 20 Schmiedeeisen und zwei Oefen à la WILKINSON, welche in 24 Stunden 30000 Kilogr. Gusseisen in Gänsen in zweiten Fluss bringen, zu beleben.

Uebrigens ist das Gebläse, namentlich im Innern, mit einer dicken Firnisfarbe angestrichen, wodurch nicht nur ein eben so dichter Verschluss aller Fugen, wie bei einem Gasometer, erlangt, sondern auch der Vortheil erreicht worden ist, dass das Eisenblech, woraus das Gebläse besteht, nicht so leicht vom Roste angegriffen werden kann.

Der Umstand endlich, dass ein Theil der im Gebläse enthaltenen Luft einen gewissen nicht unbedeutenden Raum unter dem äussern Wasserspiegel *ik* einnimmt, und dass die unter Wasser getauchte Masse des Gebläses selbst so viel an Gewicht verliert, als das des verdrängten Wassers beträgt, verursacht, dass das Gebläse mit sehr geringer Reibung an seinen Axen arbeitet und dass diese sich deshalb nur sehr sparsam abnutzen können.

Ein anderes Schraubengebläse, welches auf der königl. sächs. Muldner Schmelzhütte bei Freiberg erbaut und im Jahre 1838 in Gang gesetzt wurde, ist nach dem Principe der WIRZ'schen Spiralspumpe gleich von vorn herein eingerichtet und demselben, um einerseits einen etwas höhern Nutzeffect als bei dem vorhin beschriebenen zu erlangen, andererseits die Ausführung durch das Wenigergewundensein des Schraubenganges etwas zu erleichtern, nur ein einfacher Spiral- oder Schraubengang von Eisenblech, welcher  $4\frac{1}{2}$  Mal um die Spindel herumläuft, gegeben worden, so dass dadurch ein hohler Schraubengang (oder eine Schlange) von  $3\frac{1}{2}$  Windungen um die Spindel gebildet worden ist.

Eine Abbildung von diesem Gebläse sieht man auf Taf. 150 in Fig. 4, welche den Schraubengang, der Deutlichkeit wegen, in der Seitenansicht, dessen Mantel aber sowie das Bassin, worin die Schraube sich bewegt, im durch die Axe der letzteren genommenen lothrechten Durchschnitte darstellt.



Es besteht dieses Gebläse aus einer runden  $1\frac{1}{2}$  Fuss (1 Fuss =  $\frac{2}{3}$  Meter) äusserlich starken, übrigens hohlen gusseisernen Welle *aa*, welche an ihrem obern Ende einen angeschraubten Rundzapfen enthält, an ihrem untern bis auf  $\frac{5}{6}$  Fuss Dicke reducirten Ende dagegen, wegen der der Schraube gegebenen geneigten Lage von 20 Graden gegen den Horizont, mit einem etwas conisch eingesetzten und verkeilten Spitzzapfen *b* ausgestattet ist, mit welchem letztern sie, ohne mit der Windleitung zusammenzuhängen, in dem an der Bassinmauer befestigten, mit einer aus Gussstahl bestehenden Pfanne ausgefütterten Lager *c* aufruhrt. An dem auf dem Umfange dieser Welle aufgegrossenen spiralförmigen Rande ist der aus  $\frac{1}{12}$  Zoll starkem Bleche gebogene Schraubengang *ddd* verschraubt und dieser an seinem Umfange mit dem, jenen der KÖCHLIN'schen Cagniardelle ganz ähnlichen, übrigens aus  $\frac{1}{16}$  Zoll dickem Bleche \*) bestehenden Mantel *eee* versehen, an welchem er dicht vernietet und mit Firnisss kitt abgedichtet ist. Um dem Schraubengange an sich mehr Steifheit zu geben und dem Triebe seines Gewichtes und des Gewichtes vom Mantel nach unten zu begegnen, sind innerhalb jeder Schraubengangswindung, von Quadrant zu Quadrant, schmiedeeiserne  $\frac{3}{4}$  Zoll starke Diagonalstreben *f, f* angebracht, welche mit dem einen Ende an dem Rande der Spindel, mit dem andern hingegen an dem Schraubengange, hart unter dem Mantel, verschraubt sind.

Das Bassin *B*, in welchem das Gebläse umgedreht wird, ist aus Gneusbruchsteinen mit einer Art hydraulischen Mörtels aus Kalk, Ziegelmehl und Sand gemauert. Um es absolut wasserdicht zu machen, wurde es inwendig noch mit einem 3 Zoll starken Futter aus Fichtenholz ausgekleidet, dagegen an den äusseren Seiten, mit Ausnahme der vordern, welche frei steht, mit einer Lehmzunge *g* dicht umrammelt. Durch die

---

\*) Diese Blechdicke ist, wie die Erfahrung gelehrt hat, für dieses Gebläse zu klein, die doppelte, d. i. eine von  $\frac{1}{6}$  Zoll, würde aber völlig hinreichend sein. Dieserhalb, und noch aus dem Grunde, weil das Eisenblech zu diesem Zwecke auf der betreffenden Schmelzhütte, obgleich es mit einem sehr gut haftenden Firnisüberzug versehen worden ist, sich nicht gut eignet, indem durch die in der Nähe beim Rösten der Erze entstehenden, in die freie Luft entweichenden arsenik- und schwefelsauren Dämpfe das Wasser im Bassin, worin sich die Schraube bewegt, angesäuert und folglich dadurch das Eisen sehr bald angegriffen und zerstört wird, war man bereits im Jahre 1842 genöthigt, ein anderes Material anzuwenden. Man fertigte nämlich den Schraubengang dieses Gebläses aus  $\frac{1}{6}$  Zoll starkem Kupferbleche, den Mantel und seinen conischen Boden dagegen, wegen Ersparung einiger Kosten, aus grünem Fichtenholz an. Dieser aus Dauben von 1 Fuss Breite zusammengesetzte Mantel wurde  $\frac{5}{8}$  Zoll stark gemacht und mit 9 Stück  $\frac{1}{2}$  Zoll starken,  $1\frac{1}{2}$  Zoll breiten, mit Pech abgebrannten Ziehringen, wovon ein jeder zwei Schlösser mit rechts- und links-windigen Schrauben enthält, gebunden. In diesen Mantel wurde der ebenfalls  $\frac{5}{8}$  Zoll dicke conische Boden in einer  $\frac{1}{2}$  Zoll tiefen Zarge eingesetzt und dessen einzelne, übrigens stumpf zusammengestossene und verdiebelte Theile an zwei Ringen, welche auf der Oberfläche dieses Bodens liegen und concentrisch um die Spindelaxe laufen, fest verschraubt. Auch der kupferne Schraubengang steht in einem  $\frac{1}{2}$  Zoll tiefen Falz des hölzernen Mantels und wurde zu noch grösserer Haltbarkeit auf beiden Seiten mit 3 Zoll breiten, 1 Zoll dicken hölzernen Leisten versehen, welche mittels Holzschrauben am Mantel angetragen wurden. Eben solche Leisten laufen auch um die Zarge des conischen Bodens, so dass dadurch ein Falz von  $1\frac{1}{2}$  Zoll Tiefe für denselben entstand. Dieser hölzerne Mantel hält sich sehr gut und dicht, und ist ein solcher für alle ähnliche Fälle, wo man an Kosten ersparen und Eisenblech, wegen des Rostens, nicht anwenden will, sehr zu empfehlen.

hintere Wand dieses Bassins, und zwar unmittelbar über dem Spitzzapfen der Cagniardelle, geht das Windleitungsrohr  $h$  von rechteckigem Querschnitte (s. *Fig. 7*) hindurch, welches ausserhalb des Bassins mit der aus runden Röhren zusammengesetzten Windleitung  $i$  in Verbindung steht und innerhalb des Bassins das aus  $\frac{1}{8}$  Zoll dickem Eisenblech gearbeitete knieförmige Windauffangrohr  $h_1$  — durch die Bodenöffnung  $u$  in das Innere des Gebläses geführt — angeschraubt enthält, welches im Innern der Gebläseschraube, hart an deren conischer Grundfläche, so weit emporsteigt, dass seine wegen leichtern Eintritts der Luft etwas erweiterte Mündung beiläufig 4 Zoll höher als der höchste Wasserstand  $kk$  im Bassin liegt, damit es beim Stillstande des Gebäudes nicht dem Wasser Eintritt gestatte. Um zu verhindern, dass das an dem Mantel des Gebläses adhärende und beständig mit umkreisende Wasser in das Windauffangrohr geschleudert werde, ist dessen Mündung in geeigneter Entfernung mit dem blechernen Dache  $l$  überdeckt, welches von zwei T-förmigen Stützen getragen wird. Abgedichtet ist das Rohr  $h$  in der Bassinmauer mittels weich- und hart-hölzerner Keile in einem dasselbe umgebenden weichhölzernen Mantel, welcher vorher sowohl äusserlich als innerlich mit getheerter grauer Leinwand doppelt belegt wurde.

Da, wie nicht ganz zu vermeiden ist, die das Gebläse passirende Luft immer etwas Feuchtigkeit mechanisch aufnehmen wird, diese aber in der Windleitung, namentlich an Krümmungen derselben, sich wieder niederschlagen und anhäufen könnte, so ist, behufs der Ableitung dieser Feuchtigkeit aus der Windleitung und um auf solche Weise den Wind aus den Düsen stets möglichst wasserfrei treten zu lassen, im tiefsten Punkte der Windleitung eine Art manometrischen Gefässes, welches in *Fig. 5* einzeln abgebildet ist, angebracht. Dasselbe besteht aus zwei in einander geschobenen, am Boden unter sich communicirenden kupfernen Röhren  $m$  und  $n$ , wovon die innere, nämlich  $n$ , mit der Windleitung  $i$  verbunden, die äussere aber mit Wasser angefüllt ist, so zwar, dass die über der Communicationsöffnung beider Röhren stehende Wassersäule der grössten Pressung des Windes, welche das Gebläse erzeugen kann, entspricht. Dieser Apparat erfüllt auch seinen Zweck vollkommen, denn es ist an den Düsen der Windleitung ein Wasserniederschlag noch nie zu bemerken gewesen, während ein zwar unbedeutender Wasserabgang durch diesen Apparat bemerkt werden kann. Ausser dieser Vorrichtung befindet sich auf der Windleitung auch noch ein Wassermanometer von gewöhnlicher Construction angebracht.

Da die Schmelzöfen, welche das Gebläse mit Wind versorgt, täglich mehrere Male gestochen werden und deshalb der Wind durch hinter den Düsen befindliche Stellhähne abgesperrt werden muss, so ist, um auf die Dauer dieser Arbeit, welche beiläufig 15 — 20 Minuten beträgt, das Gebläse nicht erst abschützen zu dürfen, auf der Windleitung ein Sicherheitsventil  $o$  (*Fig. 4*) — schicklicher Regulirventil genannt — angebracht, durch welches der Wind dann austritt. Dieses gewährt hier übrigens noch den Vortheil, die Pressung des Windes genau so reguliren zu können, wie es eben der gängbare Schmelzprocess erfordert.

Um den Wasserstand im Bassin stets auf einer und derselben Höhe erhalten und das durch die Verdunstung und sonst verloren gehende Wasser wieder ersetzen zu können, ist der Abfall eines nahe liegenden Röhrowassers in das Bassin mittels der Röhre  $p$  geleitet und in der Vorderwand desselben ein Ueberfall mit der Abfalllutte  $q$  angebracht, durch



welchen die zu viel zugeführt werdende Wassermenge sofort wieder ablaufen kann. Wo ein Brunnen über dem Bassin einer Cagniardelle nicht zu haben ist, kann der tägliche Verlust an dem Wasser im Bassin, wie sich von selbst versteht, entweder nachgegossen oder durch eine kleine Pumpe u. s. w. zugefördert werden.

Zum Ablassen des Wassers aus dem Bassin, sei es, um Reparaturen an dem Gebläse vornehmen zu können, oder sei es auch nur, um dasselbe von dem aus dem Wasser sich absetzenden Schlamme zu reinigen, dient die im Grunde des Bassins angebrachte Abzucht, welche beim Gange des Gebläses durch einen mit Rosshaaren und Leder geliederten Spund  $r$  geschlossen erhalten wird, dieser aber durch die bis an den Sims des Bassins reichende und daselbst mit einer Schraubenwinde  $s$  versehene Stange  $rs$  leicht gezogen werden kann.

Zur Bewegung dieser Cagniardelle dient ein Kreisrad, welches in ein conisches Zahnrad der mit dem Gebläse in Verbindung stehenden Zwischenwelle  $t$  eingreift. Das Gebläse selbst macht, wenn alle drei Oefen, für welche es berechnet ist, im Betriebe stehen, gewöhnlich sechs bis sieben Umläufe in einer Minute, und liefert, da es  $9\frac{1}{3}$  Bergfuss ( $\text{à } \frac{2}{7}$  Meter) zum Durchmesser und  $2\frac{1}{4}$  Fuss Schraubengangweite (in der Richtung der Umdrehungsaxe gemessen) besitzt und bei jeder Umdrehung  $81\frac{1}{2}$  Cubikfuss Luft schöpft,  $489 - 570\frac{1}{2}$  Cubikfuss Wind von atmosphärischer Dichte. Uebrigens beträgt die Pressung des Windes, je nach dem Bedürfnisse,  $22 - 28$  Zoll Wasserhöhe oder  $0,636$  bis  $0,81$  Leipz. Pfund auf den Quadratzoll, obschon sie bis auf  $32$  Zoll  $= 0,926$   $\mathcal{R}$  gesteigert werden kann. Der Austritt der Luft aus den Düsen erfolgt fast ganz gleichförmig, denn die Pressungshöhe derselben wird nur um die Schwankung des Wassers im Bassin, welche kaum  $\frac{1}{4}$  Fuss beträgt, verändert.

Berechnung. Obschon das Schraubengebläse mit vier einwindigen Gängen demselben Principe, wie das eingängige mit mehreren Windungen, nämlich dem Principe der Wirz'schen Spiralpumpe unterliegt, wie bereits im Eingange dieses Artikels erwähnt wurde, so möge doch hier, der Einfachheit sowohl als des Umstandes wegen, dass zu Umgehung von Weitläufigkeiten und um für die Praxis bequeme Formeln zu erhalten, hier und da Nährungswerthe substituirt werden müssen, die Berechnung eines jeden dieser beiden Gebläse für sich behandelt werden.

Berechnung der Cagniardelle mit vier einwindigen Gängen. Ist irgend einer der vier Schraubengänge im Begriff, eine neue Portion Luft zu schöpfen, wie z. B. der Schraubengang  $C$  (Fig. 1 Taf. 150) in der demselben gegebenen Stellung, bei welcher der Anfang des ihm an der obern Seite begränzenden blechernen Schraubenganges  $b$  eben erst die Oberfläche  $ik$  des Wassers im Bassin  $BB$  allenthalben berührt, so befindet sich unter und vor dieser Luftmenge in demselben Schraubengange die Wassersäule  $D$ , welche der Pressung der im Behälter  $A$  enthaltenen Luft entspricht, folglich eben so hoch ist als diejenige Wassersäule, welche ausserhalb des Behälters  $A$  im Bassin steht und auf die in  $A$  vorhandene Luft drückt. Die grösste oder vielmehr die noch zulässige Höhe dieser Wassersäule  $D$  darf, wie leicht einzusehen ist, die lothrechte Entfernung  $\alpha\varphi$  zwischen dem obersten und untersten Punkte des hohlen Schraubenganges, nämlich den Punkten  $\varepsilon$  und  $\alpha$ , nicht übersteigen, indem sonst einerseits durch den Uebertritt des Wassers bei  $\alpha$  auf die andere Seite des Schraubenganges  $C$  das geschöpft werdende Windquantum vermindert wird, andererseits durch den Umstand, dass die

untere oder Grundfläche der Wassersäule  $D$  unterhalb des Punktes  $\epsilon$  zu liegen käme, ein Theil der vor dieser Wassersäule und zwar im Raume  $A$  befindlichen Luft rückwärts entweichen kann, wodurch der Effect des Gebläses verhältnissmässig geschwächt würde. Diese noch zulässige Höhe  $\alpha\varphi$  dieser Wassersäule kann demnach als die grösste angesehen werden, welche für einen vortheilhaften Gang des Gebläses überhaupt noch gestattet werden dürfte; indess ist es sehr zweckmässig und sogar nothwendig, dass die für den Zweck des Gebläses beabsichtigte Höhe der Windpressung in allen Fällen immer etwas kleiner als diese sey, um gewiss zu sein, dass die in den Behälter  $A$  (Fig. 1) getriebene Luft durch jene allenthalben gut abgesperrt werde, selbst dann, wenn die Spiegel- oder die Grund- und Oberfläche dieser Wassersäule  $D$  etwas mehr als gewöhnlich auf und nieder schwanken sollten. Für die in der Praxis vorkommenden Fälle kann man jene, nämlich die beabsichtigte Pressungshöhe der Gebläseluft, je nachdem das Gebläse klein oder gross werden soll,  $\frac{4}{5}$  bis  $\frac{5}{6}$  der grössten Höhe, nämlich  $\alpha\varphi$  annehmen, daher, wenn diese mit  $h$  und jene mit  $h_1$  bezeichnet wird, setzen:

$$1) h = \left(\frac{4}{5} \text{ bis } \frac{5}{6}\right) h_1.$$

Von dieser Höhe  $\varphi\alpha = h$  hängt, wie leicht einzusehen ist, die ganze Anlage eines solchen Gebläses ab, und diese Abhängigkeit soll in Folgendem näher erörtert werden.

Zunächst ergibt sich die Höhe  $\varphi\alpha = h$  aus der Länge und der gegenseitigen Lage der Linien  $\alpha\beta$ ,  $\beta\delta$  und  $\delta\epsilon$  (Fig. 1), wovon  $\alpha\beta$  und  $\delta\epsilon$  Halbmesser der Schraubenspindel  $aa$  sind und  $\beta\delta$  die lichte Weite eines Schraubenganges, in der Richtung der Spindelaxe gemessen, repräsentirt. Wird nämlich  $\alpha\beta = \delta\epsilon = r$ , ferner  $\beta\delta = w$  gesetzt und der Winkel, unter welchem die Schraube gegen den Horizont geneigt ist, nämlich  $\beta\delta\gamma$  mit  $\alpha$  bezeichnet, so hat man

$$\begin{aligned} \alpha\varphi &= \alpha\beta \cdot \cos \alpha + \delta\epsilon \cdot \cos \alpha + \delta\beta \cdot \sin \alpha \\ &= 2 \cdot \alpha\beta \cdot \cos \alpha + \delta\beta \cdot \sin \alpha, \text{ d. i.:} \\ 2) h &= 2 \cdot r \cdot \cos \alpha + w \cdot \sin \alpha. \end{aligned}$$

Bezeichnet man die Länge der Gebläseschraube, auf welche die Schraubengänge gewunden sind, in der Richtung der Spindelaxe gemessen, mit  $L$ , so ist, wie aus Fig. 1 (Taf. 150) ersichtlich:

$$3) L = (4 + 1) w = 5 w,$$

für den Fall nämlich, dass jeder der vier hohlen Schraubengänge eine vollkommene Windung um die Spindel einnimmt.

Geht der Wasserspiegel  $ik$  des im Bassin  $BB$  befindlichen Wassers durch den Mittelpunkt  $k$  der wagerecht liegenden Mündungen zweier Schraubengänge, so ergibt sich daraus, dass für die Höhe  $\alpha\varphi = h$  der Wasserspiegel  $ik$  auch durch den Punkt  $\alpha$  gehen muss, also

$$4) \sin \alpha = \frac{h}{4w},$$

oder, wenn für  $w$  der aus Gleichung 3 abzuleitende Werth  $\frac{L}{5}$  gesetzt wird, auch



$$5) \sin \alpha = \frac{5}{4} \cdot \frac{h}{L}.$$

Hauptbedingung ist es, dass das Steigrohr  $h$  der Windleitung im Raume  $A$  sich so weit erhebe, dass im Zustande der Ruhe des Gebläses kein Wasser in dasselbe gelangen könne und dass zwischen der Mündung dieses Rohres und dem Mantel  $f$  der Gebläseschraube ein hinreichender Spielraum vorhanden sei, damit die Luft während des Ganges des Gebläses ungehindert in dasselbe strömen kann. Wenn daher der in die Verlängerung der Röhrenwand  $\nu\pi$  fallende lothrechte Abstand  $\rho\pi$  des Wasserspiegels  $ik$  von dem Punkte  $\rho$  des Mantels  $f = c$  gesetzt wird, so kann mit Rücksicht darauf, dass die Einmündung des Steigrohrs  $h$  behufs der Trockenhaltung der Windleitung mit einem blechernen Dache bedeckt wird,

$$6) c = \left(\frac{5}{4} \text{ bis } \frac{1}{2}\right) \cdot d$$

gesetzt werden, wenn  $d$  den Durchmesser der Windleitung im Lichten bezeichnet. Zwar liesse sich dieser Werth von  $c$  genauer dadurch ermitteln, dass man das Product aus dem Umfange von  $d$  in den mittlern Abstand der Mündung der Steigröhre von dem Mantel  $f$  dem Querschnitte der Windleitung wenigstens gleich machte, hieraus den erwähnten mittlern Abstand ermittelte und zu demselben noch eine beliebige Grösse, nämlich diejenige hinzusetzte, um welche die Röhrenmündung über dem Wasserspiegel  $ik$  liegen sollte; allein weil dadurch einerseits weitläufige Rechnungen herbeigeführt werden, andererseits aber eben dadurch, dass man eine willkürliche Grösse hinzufügt, an grösserer Genauigkeit nichts gewonnen wird, übrigens aber ein etwas grösserer Abstand  $c$  sogar nützlich ist, so ist diese Bestimmung von  $c$  unter 6 für alle Fälle völlig hinreichend und zulässig.

Der lothrechte Abstand zwischen dem tiefsten Stande des Wasserspiegels in der Kammer  $A$ , welcher für  $h$  statt findet, und dem Punkte  $\rho$  am Mantel  $f$  des Gebläses besteht mithin aus den Grössen  $\nu\pi = h$  und  $\rho\pi = c$ , und es ergibt sich aus den beiden rechtwinkeligen Triangeln  $\rho\nu\lambda$  und  $\lambda\mu\eta$ , bei welchem letztern der Punkt  $\eta$  in der Mitte der Weite der Ausmündung des Schraubenganges liegt, der Durchmesser der Gebläseschraube oder (was gleichviel ist) die lichte Weite ihres Mantels  $f$

$$= 2 \cdot \rho\mu = D,$$

denn es ist:

$$\rho\mu = \rho\lambda + \lambda\mu = \frac{\rho\nu}{\cos \alpha} + \mu\eta \cdot \tan \alpha,$$

also:

$$\frac{D}{2} = \frac{h+c}{\cos \alpha} + \frac{w}{2} \cdot \tan \alpha,$$

folglich:

$$7) D = 2 \cdot \frac{h+c}{\cos \alpha} + w \cdot \tan \alpha.$$

Substituirt man für  $w$  den Werth aus Gleichung 3 und drückt man, nach Gleichung 5,  $\cos \alpha$  und  $\tan \alpha$  als Function von  $h$  und  $L$  aus, so findet sich auch

$$D = 2 \cdot \frac{h + c}{\sqrt{1 - \frac{25}{16} \cdot \frac{h^2}{L^2}}} + \frac{L}{5} \cdot \frac{5h}{4L \sqrt{1 - \frac{25}{16} \cdot \frac{h^2}{L^2}}},$$

oder

$$8) D = \frac{(9h + 8c)L}{\sqrt{16L^2 - 25h^2}}.$$

CAGNIARD-LATOUR nimmt  $D = L$ , und weil dies ein sehr schickliches, in allen Fällen anwendbares Verhältniss für sein Gebläse gibt, so hat man, unter Berücksichtigung desselben, nach Gleichung 8:

$$9) D = L = \sqrt{\frac{53}{8} \cdot h^2 + 9hc + 4c^2}.$$

Der Halbmesser der Spindel oder des Kernes des Gebläses ergibt sich aus Gleichung 2 zu

$$r = \frac{h - w \sin \alpha}{2 \cos \alpha},$$

oder, weil (nach den Gleichungen 3 und 5)  $w = \frac{L}{5}$  und  $\sin \alpha = \frac{5}{4} \cdot \frac{h}{L}$  ist, auch

$$10) r = \frac{3hL}{2\sqrt{16L^2 - 25h^2}}.$$

Die Windmenge, welche ein jeder der vier Schraubengänge bei jeder vollkommenen Umdrehung des Gebläses schöpft, ist, vermöge der angeführten Construction, gleich dem halben Inhalte eines ganzen Schraubenganges weniger dem Inhalte des halben Wasserkörpers  $D$  (Fig. 1) von der Höhe  $h_1$ . Ersterer, nämlich der Inhalt des halben Schraubenganges, ist, wenn die Dicke der Schraubengangsbleche ausser Acht gelassen wird,

$$= \frac{\pi}{2} \cdot w \left( \frac{D^2}{4} - r^2 \right),$$

und letzterer, d. i. der halbe Wasserkörper  $D$  kann, zu Umgehung weitläufiger Rechnung, mit völlig zureichender Genauigkeit

$$= \frac{h_1}{2} \cdot w \left( \frac{D}{2} - r \right)$$

gesetzt werden.

Die von einem Schraubengange geschöpft werdende Windmenge ist mithin

$$\frac{\pi}{2} \cdot w \left( \frac{D^2}{4} - r^2 \right) - \frac{h_1}{2} \cdot w \left( \frac{D}{2} - r \right) = \frac{w}{2} \left( \frac{D}{2} - r \right) \left[ \pi \left( \frac{D}{2} + r \right) - h_1 \right],$$

folglich diejenige Windmenge, welche das Gebläse bei jeder vollkommenen Umdrehung aufnimmt und die  $M$  heissen mag, d. i.:

$$11) M = 2w \left( \frac{D}{2} - r \right) \left[ \pi \left( \frac{D}{2} + r \right) - h_1 \right],$$

oder, weil  $w = \frac{D}{5}$ , auch

$$= \frac{2}{5} D \left( \frac{D}{2} - r \right) \left[ \pi \left( \frac{D}{2} + r \right) - h_1 \right].$$



Soll daher das Gebläse bei  $m$  Umdrehungen in einer Minute die Windmenge  $M_1$  von atmosphärischer Dichte liefern, so muss

$$12) m = \frac{M_1}{M}$$

gemacht werden.

Bei der in *Fig. 1* ersichtlichen Lage des Wasserspiegels  $ik$  gegen die Einmündungen der Schraubengänge, welche in Betracht der von jedem Schraubengange aufzufangenden Windmenge die günstigste zu sein scheint, wird während einer ganzen Umdrehung des Gebläses von den vier Schraubengängen die Wassermenge

$$13) W = 4 \cdot \frac{\pi}{2} \cdot w \left( \frac{D^2}{4} - r^2 \right) = 2\pi w \left( \frac{D^2}{4} - r^2 \right)$$

oder auch

$$= \frac{2}{5} \pi D \left( \frac{D^2}{4} - r^2 \right),$$

oder in einer Minute die Wassermenge

$$14) W_1 = \frac{2}{5} \pi m D \left( \frac{D^2}{4} - r^2 \right)$$

geschöpft, welche nothwendigerweise in derselben Zeit durch die Bodenöffnung  $ll$  des Gebläsemantels  $f$  in das Bassin  $BB$  wieder zurücklaufen muss. Die Grösse dieser Bodenöffnung hängt sonach von dieser Wassermenge  $W_1$  ab. Der lichte Querschnitt derselben muss, um die Schwankungen des Wassers im Bassin möglichst klein zu erhalten, mindestens so gross sein, dass die durch sie abfliessende Wassermenge  $W_1$  diejenige Geschwindigkeit besitzt, womit sie von dem Gebläse überhaupt aufgenommen wird; denn ist derselbe kleiner, so wird nach Massgabe der auf Kosten der Umtriebskraft zu erzeugenden grössern Austrittsgeschwindigkeit des Wassers in der Oeffnung  $ll$  der Gleichgewichtszustand des Wassers im Bassin mehr gestört und in Folge dessen eine grössere Schwankung des Wasserspiegels  $ik$ , mit dieser also auch ein ungleichförmigerer Bewegungszustand der Maschine herbeigeführt werden. Nun wird aber die Wassermenge  $W_1$  mit einer mittlern Geschwindigkeit von

$$2 \left( \frac{\frac{D}{2} - r}{2} + r \right) \pi m = \pi \left( \frac{D}{2} + r \right) m$$

in einer Minute geschöpft, folglich ist, um der vorerwähnten Bedingung Genüge zu leisten, der lichte Querschnitt der Bodenöffnung  $l$

$$= \frac{W_1}{\pi \left( \frac{D}{2} + r \right) m} = \frac{1}{5} \cdot D(D - 2r)$$

zu machen.

Da indess hiernach für die in Rede stehende Einrichtung der Cagniardelle der Durchmesser dieser Oeffnung  $ll$  (*Fig. 1*) dergestalt gross wird, dass man zur Beschaffung der grössten Druckhöhe  $h$ , ohne Windverlust aus dem Gebläse herbeizuführen, den conisch gestalteten Boden  $gg$  des Mantels  $f$  ziemlich weit entfernt von dem Windauffangrohre  $hh$  der Windleitung zu legen genöthigt wäre, so erscheint es, um bei Erfüllung der eben gestellten Bedingung an der Länge des Mantels  $f$  etwas ersparen

zu können, sehr zweckmässig, einem Theil jener Wassermenge  $W_1$  einen andern Ausweg zu verschaffen, und zwar durch den Kern  $aa$  der Gebläseschraube, welcher stets hohl gemacht werden kann. Durch diesen nämlich kann, ohne erheblichen Nachtheil für das Gleichgewicht des Wassers im Bassin befürchten zu dürfen, eine Wassermenge mit der obiger Bedingung entsprechenden Geschwindigkeit abgehen, deren Querschnitt dem halben lichten Querschnitte des Schraubenkerns  $aa$  gleich ist. Wird daher allgemein mit  $A$  der Durchmesser der Bodenöffnung  $ll$ , mit  $d_1$  der äussere Durchmesser der Windleitung  $h$ , sowie mit  $q$  der ganze lichte Querschnitt der Schraubenkerns  $aa$  bezeichnet, so ist obiger Voraussetzung zufolge

$$(A^2 - d_1^2) \frac{\pi}{4} + \frac{1}{2} \cdot q = \frac{1}{5} \cdot D(D - 2r),$$

woraus folgt:

$$15) A = \sqrt{\frac{0,8 D(D - 2r) - 2q}{\pi}} + d_1^2,$$

wo unter  $\pi$  die Zahl 3,14159... verstanden wird.

Die Entfernung dieser Bodenöffnung  $l$  von den Enden der Schraubengänge, nämlich  $\psi\mu$ , muss dann, da für die Pressungshöhe  $h$  der Scheitel dieser Oeffnung in dem Wasserspiegel  $\nu\eta$  liegen darf, wenigstens

$$16) \psi\mu = \frac{1}{2} \left( \frac{A}{\tan \alpha} - w \right)$$

betragen, wodurch nun die Lage des conischen Mantelbodens  $gg$  gegen die Enden der Schraubengänge und die Windauffangröhre  $hh$  völlig bestimmt ist.

Kraft zur Bewegung der Cagniardelle. In jedem der vier Schraubengänge befindet sich auf der aus dem Wasser emporsteigenden Seite des Gebläses eine Wassersäule von der der Dichte des Gebläsewindes entsprechenden Höhe  $h_1$  und von einem Querschnitte, welcher für alle vorkommenden Fälle genügend genau  $= w \left( \frac{D}{2} - r \right)$  ist. Das Gewicht dieser vier Wassersäulen beträgt

$$4 h_1 w \left( \frac{D}{2} - r \right) \gamma,$$

wenn unter  $\gamma$  das absolute Gewicht einer Cubikeinheit Wasser (z. B. eines Cubikfusses, wenn die übrigen Längenmasse in Fussen angenommen werden) verstanden wird, und dieses Gewicht drückt auf der aufsteigenden Seite des Gebläses in einer mittlern Entfernung von

$$\left( r + \frac{\frac{D}{2} - r}{2} \right) = \frac{1}{2} \left( \frac{D}{2} + r \right)$$

lothrecht herab. Das dynamische Moment dieses Widerstandes in einer Minute ergibt sich demnach

$$17) 4 h_1 w \left( \frac{D}{2} - r \right) \gamma \left( \frac{D}{2} + r \right) \pi m = 4 \pi m w \left( \frac{D^2}{4} - r^2 \right) h_1 \gamma.$$

Da jedoch unter der Voraussetzung, dass bei jeder vollkommenen Umdrehung des Gebläses jeder Schraubengang eine Wassermenge aus dem Bassin aufnimmt, welche dem halben Fassungsraume eines solchen Ganges



gleich kommt, die von den vier Schraubengängen *pro* Umgang geschöpft werdende Wassermenge nach Gleichung 13

$$= 2\pi w \left( \frac{D^2}{4} - r^2 \right)$$

beträgt, welche, während der Zeit einer vollkommenen Umdrehung des Gebläses, innerhalb desselben um die Höhe  $h_1$  sinkt oder, was gleichviel ist, herabgeschraubt wird, folglich unter diesen Umständen ein Moment von

$$2\pi w \left( \frac{D^2}{4} - r^2 \right) h_1 m \gamma$$

in einer Minute besitzt, welches das Gebläse in der Richtung seiner Bewegung zu drehen strebt; so ist dieses letztere von dem unter 17 angegebenen Momente des Widerstandes abzuziehen, und man erhält mithin, wenn übrigens von Nebenhindernissen abstrahirt wird, den zur Bewegung der Cagniardelle erforderlichen Kraftwerth

$$18) K = 2\pi m w \left( \frac{D^2}{4} - r^2 \right) h_1 \gamma$$

in einer Minute.

Weil aber, nach Gleichung 3,  $w = \frac{L}{5} = \frac{D}{5}$  und nach Gleichung 14

$$W_1 = \frac{2}{5} \pi m D \left( \frac{D^2}{4} - r^2 \right)$$

ist, so hat man auch:

$$19) K = W_1 h_1 \gamma$$

in einer Minute.

Mit diesem Kraftwerthe wird in einer Minute die Windmenge  $M_1$  von atmosphärischer Dichte in das Gebläse geschafft und in demselben um die Wassersäulendruckhöhe  $h_1$  verdichtet. Mithin beträgt der Nutzeffect, welcher gedachtem Kraftwerthe überhaupt abgewonnen wird,

$$20) N = \frac{b}{b + h_1} \cdot M_1 h_1 \gamma,$$

wo unter  $b$  des Ortes Barometerhöhe, ausgedrückt in einer Wassersäule, zu verstehen ist.

Der Wirkungsgrad oder das Verhältniss des Nutzeffects zur aufgewendeten Kraft, wenn derselbe allgemein durch  $\mu$  bezeichnet wird, ergibt sich sonach bei der Cagniardelle ohne Rücksichtnahme auf Nebenhindernisse an derselben und an dem zu ihrer Bewegung dienenden Motor

$$21) \mu = \frac{N}{K} = \frac{b}{b + h_1} \cdot \frac{M_1 h_1 \gamma}{W_1 h_1 \gamma} = \frac{b}{b + h_1} \cdot \frac{M_1}{W_1}$$

Nach Gleichung 11 aber findet sich

$$M_1 = m M = \frac{2}{5} D \left( \frac{D}{2} - r \right) \left[ \pi \left( \frac{D}{2} + r \right) - h_1 \right] m,$$

ingleichen nach dem Ausdrucke 14:

$$W_1 = \frac{2}{5} \pi m D \left( \frac{D^2}{4} - r^2 \right),$$

folglich wird auch

$$22) \mu = \frac{b}{b+h_1} \cdot \frac{\pi \left( \frac{D}{2} + r \right) - h_1}{\pi \left( \frac{D}{2} + r \right)}$$

eine Gleichung, die den Wirkungsgrad des Gebläses an sich ziemlich genau angibt, da die Nebenhindernisse an demselben, bestehend in der Reibung an seinen Spindelzapfen und in der des Wassers und der Luft an seinen Wänden, sehr gering sind und in Rücksicht auf den günstigen Umstand, dass das Gebläse von dem Wasser im Bassin nach Massgabe der verdrängten Wassermenge getragen wird, folglich einen verhältnissmässig kleineren, die Reibung bedingenden Druck auf seine Zapfenlager ausübt, höchstens zu 10 Procent angenommen werden können. Unter Mitbeachtung dieses unvermeidlichen Kraftverlustes wird daher der Wirkungsgrad des Gebläses an sich, wenn dieses die der vorstehenden Theorie zu Grunde gelegte Einrichtung besitzt oder eine solche erhält,

$$23) \mu_1 = 0,9 \frac{b}{b+h_1} \cdot \frac{\pi \left( \frac{D}{2} + r \right) - h_1}{\pi \left( \frac{D}{2} + r \right)}$$

sicher anzunehmen sein.

Uebrigens geht noch aus diesem Ausdrucke hervor, dass der Wirkungsgrad  $\mu_1$  um so höher ausfällt, je grösser der Durchmesser des Gebläses, nämlich  $D$ , gegen die Manometerhöhe, d. i.  $h_1$ , gemacht wird.

Endlich ist noch zu bemerken, dass namentlich bei grösseren dergleichen Gebläsen die Weite der Schraubengänge, nämlich  $w$ , mindestens  $1\frac{1}{2}$  rheinl. Fuss oder einer Mannsdicke gleich zu machen ist, um erforderlichen Falles im Innern der Schraube vorkommende Reparaturen auf eine leichte Weise vornehmen zu können.

Beispiel. Die Cagniardelle des Herrn ANDRÉ KÖCHLIN in Mülhausen gibt bei jeder vollkommenen Umdrehung, wie bereits früher angegeben wurde, 160 Cubikfuss Wind bei einem Drucke von  $\frac{3}{4}$  ℔ auf den Quadratzoll. Es entspricht daher eine Wassersäule von der Höhe  $h_1 = 1,036$  paris. Fuss diesem in der Regel statt findenden Drucke, obschon derselbe bis zu 28 paris. Zoll  $= \frac{7}{3}$  Fuss im Maximum gebracht werden kann. Für dieses Gebläse ist also

$$h = \frac{7}{3} \text{ paris. Fuss.}$$

Da der unter Gleichung 6 angegebene Werth  $c$  hier  $= 1\frac{1}{3}$  Fuss angenommen werden kann, so ergibt sich der Durchmesser oder die diesem gleiche Länge des Gebläses

$$D = L = \sqrt{\frac{53}{8} \left( \frac{7}{3} \right)^2 + 9 \cdot \frac{7}{3} \cdot \frac{4}{3} + 4 \left( \frac{4}{3} \right)^2} = 8,43 \text{ Fuss,}$$

wofür man indess 8,5 Fuss genommen hat.

Die Neigung des Gebläses gegen den Horizont ergibt sich nach Gleichung 5 aus

$$\sin \alpha = \frac{5}{4} \cdot \frac{7}{3,8,5} = 0,34313 \text{ zu}$$

$$\alpha = 20^\circ 4'.$$



Der Halbmesser der Schraubenspindel ist nach Gleichung 10:

$$r = \frac{3.7.8,5}{3.2 \sqrt{16.8,5^2 - 25.(\frac{7}{3})^2}} = 0,929 \text{ Fuss.}$$

Die Windmenge, welche das Gebläse bei jeder vollkommenen Umdrehung zu schöpfen vermöchte, würde betragen

$$M = \frac{2}{5} \cdot 8,5 \left( \frac{8,5}{2} - 0,929 \right) \left[ 3,1416 \cdot \left( \frac{8,5}{2} + 0,929 \right) - 1,036 \right] \\ = 172,013 \text{ Cubikfuss;}$$

allein, weil bei dieser Cagniardelle der Wasserspiegel *ik* (Fig. 1) gegen die der Theorie zu Grunde gelegte Lage um

$$\frac{w}{2} \cdot \sin \alpha = \frac{D}{10} \cdot \sin \alpha = \frac{8,5}{10} \cdot 0,34313 = 0,29166 \text{ Fuss}$$

höher steht, wodurch der Luft schöpfende Raum eines jeden der vier Schraubengänge nahe um

$$2 \cdot \frac{D}{5} \left( \frac{D}{2} - r \right) 0,29166 = 2 \cdot \frac{8,5}{5} \left( \frac{8,5}{2} - 0,929 \right) 0,29166 = 3,293 \text{ Cubikf.}$$

vermindert wird, so kann bei ihr *M* nur

$$= 172,013 - 4 \cdot 3,293 = 158,841 \text{ Cubikfuss}$$

betragen, was mit der Erfahrung recht gut übereinstimmt.

Die Weite der Schraubengänge, parallel mit der Richtung der Spindelaxe gemessen, findet sich zu

$$w = \frac{D}{5} = \frac{8,5}{5} = 1,7 \text{ Fuss.}$$

Der äussere Durchmesser der Windleitung, nämlich *d*<sub>1</sub>, kann = 1 Fuss, sowie der lichte Querschnitt der Schraubenspindel, d. i. *q* = 2,4 Quadratfuss gesetzt werden; daraus ergibt sich der Durchmesser der Bodenöffnung *ll* (Fig. 1), nämlich:

$$A = \sqrt{\frac{0,8.8,5(8,5 - 2.0,929) - 2.2,4}{3,1416}} + 1 = 3,721 \text{ Fuss.}$$

Da derselbe jedoch nur = 3 Fuss gemacht worden ist, wodurch die Geschwindigkeit des aus dieser Oeffnung und durch die hohle Schraubenspindel fliessenden Wassers beiläufig um die Hälfte derjenigen Geschwindigkeit grösser ist, mit welcher die Schraubengänge des Gebläses das Wasser aus dem Bassin aufnehmen, so darf es nicht befremden, wenn bei diesem Gebläse eine Schwankung des Wassers und der Pressung des Windes sich sehr auffällig zeigt.

Hätte der Wasserspiegel *ik* die in Fig. 1 bezeichnete Lage gegen das Gebläse, so würde bei sechs Umdrehungen in einer Minute das zur Bewegung der Cagniardelle erforderliche Kraftmoment, da  $\gamma = 70$  paris.  $\mathcal{R}$  gesetzt werden kann, nämlich:

$$K = 2.3.1416.6.1.7 \cdot \left( \frac{8,5^2}{4} - 0,929^2 \right) \cdot 1,036.70 \\ = 79921,12 \text{ Fusspfund in einer Minute} \\ = 2,824 \text{ Pferdekräfte (} \hat{=} 28300 \text{ Fusspfunde)}$$

betragen, ohne dabei auf Nebenhindernisse Rücksicht genommen zu haben.

Der Nutzeffect des Gebläses würde für dieselbe Zeit, bei  $b=31$  paris. Fuss, sich zu

$$N = \frac{31}{31 + 1,036} \cdot 6.172,013.1,036.70 = 72425,87 \text{ Fusspfunde}$$

ergeben, mithin dürfte der Wirkungsgrad dieser Cagniardelle an sich und einschliesslich der daran vorkommenden Nebenhindernisse zu

$$\mu_1 = 0,9 \cdot \frac{31}{31 + 1,036} \cdot \frac{3,1416 \left( \frac{8,5}{2} + 0,929 \right) - 1,036}{3,1416 \left( \frac{8,5}{2} + 0,929 \right)} = 0,8155$$

anzunehmen sein, wenn er nicht durch den höhern Stand des Wassers im Bassin gegen den in *Fig. 1* angedeuteten Wasserspiegel  $ik$  verhältnissmässig noch um etwas herabgezogen würde.

Berechnung des Schraubengebläses mit nur einem, aber mehrwindigen Gange. Stellt *Fig. 6* (Taf. 150) einen um die Axe  $CC_1$  eines Cylinders gewundenen Schraubengang von durchgehend gleichem rechteckigen Querschnitte vor, dessen Spindelaxe  $CC_1$  gegen den Horizont unter dem Winkel  $CC_1D = \alpha$  geneigt ist, und befindet sich dieser Schraubengang ins Wasser so weit eingetaucht, dass dessen Spiegel  $AB$  durch den Mittelpunkt  $b$  seiner Mündung  $ac$  geht, sobald deren Seiten  $a$  und  $c$  eine wagerechte Stellung eingenommen haben, so wird bei jeder vollkommenen Umdrehung des Schraubenganges eine halbe Schraubenwindung voll Luft von atmosphärischer Dichte und eine eben so grosse Wassermenge geschöpft werden. Wenn daher das Volumen dieser Luftmenge mit  $M_1$ , das der Wassermenge mit  $W_1$ , der Halbmesser der Spindel oder des Cylinders, um welchen der Schraubengang gewunden ist, nämlich  $hd$  mit  $r$ , ferner die Höhe der Schraubenwindung, d. i.  $de = gf = ik$  mit  $a$ , die parallel der Axe  $CC_1$  gemessene Weite derselben, nämlich  $gd = fe$ , mit  $w$  bezeichnet wird, so hat man

$$1) M_1 = W_1 = \frac{\pi}{2} \cdot aw(a + 2r),$$

wenn  $\pi$  die Zahl 3,14159 bedeutet.

Sowohl die Luftmenge  $M_1$  als die Wassermenge  $W_1$  wird bei jeder ganzen Umdrehung der Schraube um eine ganze Windung weiter herabgeschraubt, und erstere in Folge der Neigung der Schraube gegen den Wasserspiegel  $AB$ , nach Massgabe ihres Standes unter diesem, verdichtet, mithin ihr anfängliches in der Abtheilung I (*Fig. 6*) gehabtes Volumen verhältnissmässig vermindert werden; wogegen die Wassermenge  $W_1$ , da sie so gut wie nicht compressibel ist, durch alle Windungen der Schraube herab gelangt, ohne ihr ursprüngliches Volumen, welches sie in der Abtheilung I angenommen hat, merklich zu verändern, vorausgesetzt, dass der Halbmesser  $hd = r$  der Spindel hinreichend gross ist, damit nicht etwa ein Theil des Wassers aus einer Windung in die nächst höher gelegene übertreten kann.

Das Gesetz nun, nach welchem die Dichtigkeit der Luft in den auf einander folgenden Windungen I, II, III u. s. w. (*Fig. 6*) zunimmt, und auf welches die Anlage eines solchen Gebläses sich gründet, lässt sich auf folgende Weise ermitteln.



Es seien die ihrer Dichtigkeit entsprechenden Volumina der in den Windungen I, II, III u. s. w. enthaltenen Portionen Luft der Reihe nach  $= M_1, M_2, M_3$  u. s. w.; der in einer Wassersäule ausgedrückte Barometerstand  $= b$ ; ferner die Höhen der Wassersäulen, welche dem Ueberdrucke der Luftvolumina  $M_1, M_2, M_3$  u. s. w. über den der Atmosphäre das Gleichgewicht halten,  $= h_1, h_2, h_3$  u. s. w., die centrischen Längen jener Luftvolumina, der Reihe nach,  $= l_1, l_2, l_3$  u. s. w., sowie endlich der der Axe  $CC_1$  parallele Abstand je zweier Schraubenwindungen  $= fk = ig = e$ .

Zu Umgehung weitläufiger Rechnungen kann man hinreichend genau genug die mittlere centrische Länge des Luftbogens I (*Fig. 6*) d. i.:

$$l_1 = \frac{M_1}{av}$$

setzen, und es ist, da die Luft in diesem Bogen als eben erst geschöpft anzusehen ist,

$$h_1 = \text{Null.}$$

Dagegen wird die in II (*Fig. 6*) enthaltene Luft, wegen der Neigung der Schraube, durch eine Wassersäule zusammengedrückt, welche dem Höhenunterschiede der Wasserspiegel  $on$  und  $lm$  der die Schraubenwindungshälfte  $I_1$  anfüllenden Wassermenge gleich kommt; diese Wassersäule ist

$$h_2 = \alpha\beta \cdot \sin\beta\alpha\gamma = \frac{e + w}{2} \cdot \sin\alpha.$$

Das Volumen der Luft in dieser Windung II ist, nach dem MARIOTTE'schen Gesetze,

$$M_2 = \frac{b}{b + h_2} \cdot M_1.$$

Da in der Schraubenwindung  $II_2$  eben nicht mehr Wasser enthalten sein kann als in  $I_1$ , so muss der Wasserspiegel  $pq$  dieser Wassermenge in dem Verhältnisse, als die Luftmenge  $M_2$  gegen  $M_1$  verdichtet worden ist, sich emporheben und die Lage  $rs$  einnehmen, während der dieser Wassermenge (Wassersäule) angehörige andere Wasserspiegel um eben so viel sinkt und die Stelle  $ut$  einnimmt. Es kann aber diese Erhebung oder der lothrechte Abstand zwischen  $rs$  und  $pq$  (dafern bei diesem Gebläse  $hd$  stets viel kleiner als  $he$  ist) als ein Theil der centrischen Länge der Schraubenwindung angesehen, und weil dem Luftvolumen  $M_2$  eine centrische Länge von

$$l_2 = \frac{M_2}{av}$$

zukommt,

$$= l_1 - l_2 = \frac{M_1}{av} - \frac{M_2}{av} = \frac{1}{av} (M_1 - M_2)$$

gesetzt werden.

Der lothrechte Abstand der beiden Wasserspiegel  $ut$  und  $rs$  ist mithin

$$= h_2 + 2(l_1 - l_2) = h_2 + \frac{2}{av} (M_1 - M_2).$$

Die in der Windung III enthaltene Luft vom Volumen  $M_3$  wird folglich durch eine Wassersäule von der Höhe

$$\begin{aligned} h_3 &= h_2 + \frac{2}{aw} (M_1 - M_2) + h_2 = 2h_2 + \frac{2}{aw} (M_1 - M_2) \\ &= 2h_2 + \frac{2M_1}{aw} \cdot \frac{h_2}{b+h_2} \end{aligned}$$

verdichtet, so dass ihr Volumen

$$M_3 = \frac{b}{b+h_3} M_1 = \frac{b}{b+2h_2 + \frac{2M_1}{aw} \cdot \frac{h_2}{b+h_2}} \cdot M_1$$

und die centrische Länge des von ihr eingenommen werdenden Windungsbogens, d. i.:

$$l_3 = \frac{M_3}{aw}$$

wird.

Auf die in der Abtheilung IV (in Fig. 6 Taf. 150 weggelassen) enthaltene Luft drückt nun eine Wassersäule von der Höhe

$$\begin{aligned} h_4 &= h_2 + \frac{2}{aw} (M_1 - M_3) + h_3 + h_2 \\ &= 4h_2 + \frac{2M_1 h_2}{aw(b+h_2)} + \frac{2M_1}{aw} \left( 1 - \frac{b}{b+2h_2 + \frac{2M_1}{aw} \cdot \frac{h_2}{b+h_2}} \right), \end{aligned}$$

mithin ist ihr Volumen

$$2) M_4 = \frac{b}{b+h_4} M_1 = \frac{bM_1}{b+4h_2 + \frac{2M_1}{aw} \cdot \frac{h_2}{b+h_2} + \frac{2M_1}{aw} \left( 1 - \frac{b}{b+2h_2 + \frac{2M_1}{aw} \cdot \frac{h_2}{b+h_2}} \right)}$$

und die centrische Länge des Schraubengangbogens, welchen dieses Volumen ausfüllt, d. i.:

$$l_4 = \frac{M_4}{aw}$$

Für die Luft in der Abtheilung V ist

$$\begin{aligned} h_5 &= h_2 + \frac{2}{aw} (M_1 - M_4) + h_4 + h_3 + h_2 \\ &= 8h_2 + 2 \cdot \frac{2M_1}{aw} \cdot \frac{h_2}{b+h_2} + \frac{2M_1}{aw} \left( 1 - \frac{b}{b+2h_2 + \frac{2M_1}{aw} \cdot \frac{h_2}{b+h_2}} \right) \\ &\quad + \frac{2M_1}{aw} \left\{ 1 - \frac{b}{b+4h_2 + \frac{2M_1}{aw} \cdot \frac{h_2}{b+h_2} + \frac{2M_1}{aw} \left( 1 - \frac{b}{b+2h_2 + \frac{2M_1}{aw} \cdot \frac{h_2}{b+h_2}} \right)} \right\}. \end{aligned}$$

Für die Luft in der  $n$ ten Abtheilung des Schraubenganges hat man folglich die Compressionshöhe, wenn die mit  $\frac{2M_1}{aw}$  multiplicirten Grössen



in den Nennern der in den Klammern enthaltenen Brüche wegen ihrer in allen Fällen der Anwendung sich ergebenden Kleinheit gegen  $b$  vernachlässigt werden, d. i.:

$$\begin{aligned}
 3) \quad h_n &= 2^{n-2} h_2 + 2^{n-4} \cdot \frac{2M_1}{aw} \cdot \frac{h_2}{b+h_2} + 2^{n-6} \cdot \frac{2M_1}{aw} \left(1 - \frac{b}{b+2h_2}\right) \\
 &+ 2^{n-8} \cdot \frac{2M_1}{aw} \left(1 - \frac{b}{b+4h_2}\right) + 2^{n-10} \cdot \frac{2M_1}{aw} \left(1 - \frac{b}{b+8h_2}\right) + \dots \\
 &+ 2^{n-n} \cdot \frac{2M_1}{aw} \left[ \left(1 - \frac{b}{b+2^{n-4}h_2}\right) + \left(1 - \frac{b}{b+2^{n-3}h_2}\right) \right] \\
 &= 2^{n-2} h_2 + 2^{n-3} \cdot \frac{M_1 h_2}{aw} \left\{ \frac{1}{b+h_2} + \frac{1}{b+2h_2} + \frac{1}{b+4h_2} + \frac{1}{b+8h_2} + \dots \right\} \\
 &\quad \left\{ + \frac{1}{b+2^{n-5}h_2} + \frac{1}{b+2^{n-4}h_2} + \frac{2}{b+2^{n-3}h_2} \right\} \\
 &= 2^{n-2} h_2 + 2^{n-3} \cdot \frac{M_1 h_2}{aw} \left\{ \frac{2}{b+2^{n-3}h_2} + \frac{1}{b+2^{n-4}h_2} + \frac{1}{b+2^{n-5}h_2} \right\} \\
 &\quad \left\{ + \frac{1}{b+2^{n-6}h_2} + \dots + \frac{1}{b+2^{n-n}h_2} \right\}.
 \end{aligned}$$

Da diese Druckhöhe in der  $n$ ten oder letzten Windung der Schraube derjenigen gleich sein muss, welche der Pressung der das Windauffangrohr  $h_2$  (Fig. 4) umgebenden Luft entspricht und dem Wasserstande ausserhalb der Schraube das Gleichgewicht zu halten hat, überhaupt also diejenige ist, welche man der Gebläseluft zu geben beabsichtigt, so hat man, wenn sie nunmehr  $h$  genannt wird,

$$4) \quad h = h_n.$$

Ohne auf die Summirung der in der Parenthese befindlichen Reihe der rechten Seite der Gleichung für  $h_n$ , unter 3, sich einzulassen, um daraus die Anzahl Luftbogen, nämlich den Werth  $n$ , zu ermitteln, was sehr umständlich und mühsam sein würde, kann für alle Fälle der Anwendung, indem stets  $h_2$  gegen  $b$  klein erscheint,

$$h = h_n = 2^{n-2} h_2 + 2^{n-3} \cdot \frac{M_1 h_2}{aw} \cdot \frac{n-1}{b}, \quad \text{d. i. :}$$

$$h = 2^{n-2} h_2 \left( 1 + \frac{n-1}{2} \cdot \frac{M_1}{awb} \right),$$

und weil  $h_2 = \frac{e+w}{2} \cdot \sin \alpha$  gefunden wurde,

$$5) \quad h = 2^{n-3} (e+w) \left( 1 + \frac{n-1}{2} \cdot \frac{M_1}{awb} \right) \cdot \sin \alpha$$

gesetzt werden.

Der Fehler, welcher durch diese Abrundung des Ausdrucks für  $h$  begangen wird, beträgt höchstens  $\frac{1}{100} h$ , ja bei dem beschriebenen Gebläse dieser Art, nämlich bei dem Schraubengebläse der Muldner Schmelzhütte, wo  $\alpha = 20$  Grad und  $h = 2\frac{1}{3}$  Fuss ist, nur etwa  $\frac{1}{100} h$ , um welches der Werth  $h$  durch die Formel (unter 5) grösser gefunden wird, als ihn der genauere Ausdruck (unter 3) geben würde.

Schon früher wurde Gelegenheit genommen, zu bemerken, dass es, um weder Windverlust noch unnöthige Widerstände herbeizuführen, sehr vortheilhaft sei, die Spindel der Schraube, worauf der Schraubengang unmittelbar aufliegt, so dick zu machen, dass weder Luft noch Wasser aus einer Windung des Schraubenganges in die nächst vorhergehende zurückgelangen könne. Um diese Bedingung erfüllen zu können, darf nothwendigerweise die Wasserdruckhöhe in dem  $n$ ten oder letzten Luftbogen nicht grösser sein als der lothrechte Abstand zwischen dem höchsten Punkte  $v$  des untersten Windungsquerschnittes und dem untersten Punkte  $w$  des obersten Querschnittes derselben Windung, in welcher die grösste Wassersäule steht.

Es ist aber dieser Abstand, wie leicht eingesehen werden kann,

$$wx = (yw + vz) \cos xwy + yz \cdot \sin xwy,$$

d. i.:

$$wx = 2r \cdot \cos \alpha + \frac{e-w}{2} \cdot \sin \alpha,$$

dagegen die Wasserdruckhöhe für den  $n$ ten oder letzten Luftbogen in der Schraube nach voriger Rechnung

$$= h_2 + \frac{2}{aw} (M_1 - M_{n-1}).$$

Man erhält demnach die Gleichung

$$2r \cos \alpha + \frac{e-w}{2} \cdot \sin \alpha = h_2 + \frac{2}{aw} (M_1 - M_{n-1}).$$

Weil aber  $h_2 = \frac{e+w}{2} \cdot \sin \alpha$  ist, so folgt aus dieser Gleichung:

$$6) \quad r = \frac{1}{2 \cos \alpha} \cdot \left[ \frac{2}{aw} (M_1 - M_{n-1}) + w \sin \alpha \right].$$

Es ist aber allgemein

$$7) \quad M_{n-1} = \frac{b M_1}{b + 2^{n-2} h_2},$$

wenn man die mit der in allen Fällen der Anwendung sehr kleinen Grösse

$\frac{h_2}{b + h_2}$  behafteten Glieder des Nenners vernachlässigt; deshalb wird nach

Substitution dieses Werthes in vorige Gleichung 6 für  $r$ :

$$8) \quad r = \frac{1}{2 \cos \alpha} \cdot \left[ \frac{2 M_1}{aw} \left( 1 - \frac{b}{b + 2^{n-2} h_2} \right) + w \sin \alpha \right] \\ = \frac{1}{2} \left[ \frac{M_1}{aw} \cdot \frac{(e+w) 2^{n-2}}{b + (e+w) \sin \alpha \cdot 2^{n-3} + w} + w \right] \tan \alpha.$$

Insofern man den untern Theil des Schraubenmantels wegen des benötigten Raumes zur Unterbringung des Windauffangrohres nicht erweitern will, was, beiläufig erwähnt, in einigen Fällen ein geeignetes Mittel ist, hängt die Höhe der Schraubenwindung, nämlich  $a$ , von der Windpressungshöhe  $h$  ab. Zur Ermittlung ihres Werthes dient nachstehende, im Texte eingedruckte Fig. 8. Stellt nämlich in dieser Figur  $A$  den  $n$ ten oder letzten Luftbogen des Schraubenganges in der aus Fig. 6



(Taf. 150) ersichtlichen Stellung des Gebläses gegen den Wasserspiegel  $AC$  im Bassin vor, so muss der das Windauffangrohr  $B$  (Fig. 8) umgebende Wasserspiegel  $ld$  mit dem innerhalb des Luftbogens  $A$ , welcher durch den Punkt  $a$  geht, in einerlei Höhe liegen.

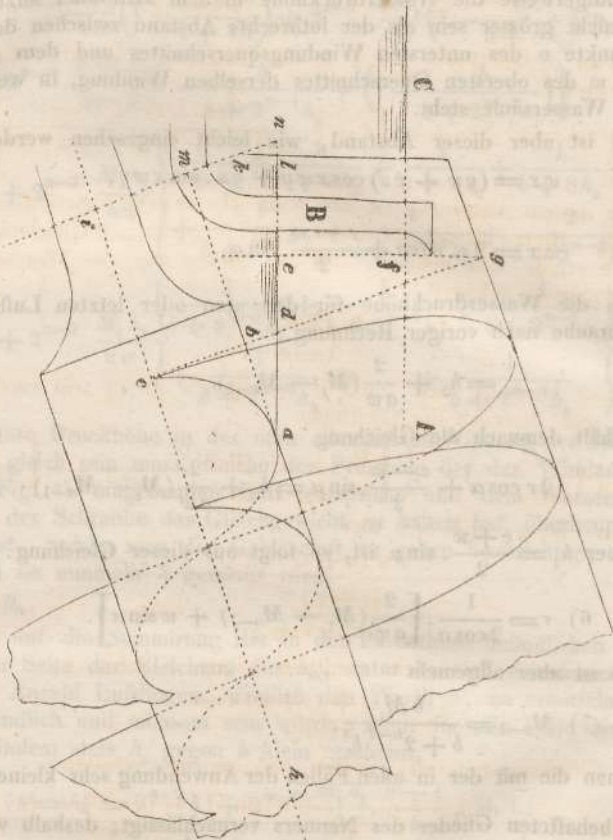


Fig. 8.

Wenn daher  $cg$  der in der Durchschnittsebene liegende Halbmesser  $= r + a$  desjenigen Querschnittes des Gebläsemantels ist, welcher, winkelrecht auf die Spindelaxe  $ch$  genommen, durch den untersten oder Endpunkt  $c$  des Luftbogens  $A$  geht; ferner  $ef$  die Luftpressungshöhe  $h$  vorstellt, und der lothrechte Abstand des ein wenig unterhalb der Einmündung des Luftauffangrohres  $B$  und in gleicher Höhe mit dem das Gebläse umgebenden Wasserspiegel  $C$  liegenden Punktes  $f$  vom Mantel des Gebläses, von der Grösse  $fg$ ,  $= c$  genannt, dieser aber, wie bei der schon betrachteten Cagniardelle mit vier einwindigen Gängen zu  $\frac{5}{4}$  bis  $\frac{3}{2}$  des lichten Durchmessers der Windleitung genommen wird, so hat man:

$$bg = bd + dg = ab \cdot \text{tang } dab + \frac{eg}{\cos dge},$$

d. i.:

$$9) a = \frac{e+w}{4} \cdot \text{tang } \alpha + \frac{h+c}{\cos \alpha} = \frac{4(h+c) + (e+w) \sin \alpha}{4 \cos \alpha},$$

indem  $ab = \frac{e+w}{4}$ ,  $dab = dge = a$ ,  $eg = h+c$  ist.

Wird dieser Werth für  $a$  in die Gleichung 5 substituirt, so wird der Ausdruck

$$10) h = 2^{n-3} (e+w) \left[ 1 + 2 \cdot \frac{(n-1) M_1 \cos \alpha}{bw [4(h+c) + (e+w) \sin \alpha]} \right] \cdot \sin \alpha$$

erhalten.

In diesem Ausdrucke ist nun noch  $M_1$  als eine Function von  $w$  anzugeben. Hierzu dienen die unter 1 und 8 gegebenen Gleichungen. Aus ersterer ergibt sich nämlich, um zur Eliminirung des Werthes  $r$  zwei Gleichungen zu erhalten,

$$r = \frac{1}{2} \left( \frac{2 M_1}{\pi a w} - a \right).$$

Da dieser Ausdruck dem unter 8 enthaltenen gleich sein muss, so bekommt man demnach die Gleichung

$$\frac{1}{2} \left( \frac{2 M_1}{\pi a w} - a \right) = \frac{1}{2} \left[ \frac{M_1}{a w} \cdot \frac{(e+w) 2^{n-2}}{b + (e+w) \sin \alpha \cdot 2^{n-3}} + w \right] \text{tang } \alpha.$$

Aus dieser ergibt sich nun

$$11) M_1 = \frac{aw (a + w \text{ tang } \alpha)}{2 \frac{(e+w) 2^{n-2}}{\pi} \cdot \text{tang } \alpha} \cdot \frac{1}{b + (e+w) \sin \alpha \cdot 2^{n-3}},$$

und wenn für  $a$  der bereits ermittelte Werth, nämlich:

$$\frac{4(h+c) + (e+w) \sin \alpha}{4 \cos \alpha}$$

(m. s. Gleichung unter 9) gesetzt wird, so wird erhalten:

$$12) M_1 = \frac{w [4(h+c) + (e+w) \sin \alpha] [4(h+c) + (e+5w) \sin \alpha]}{(4 \cos \alpha)^2 \cdot \left[ \frac{2}{\pi} - \frac{(e+w) 2^{n-2}}{b + (e+w) \sin \alpha \cdot 2^{n-3}} \cdot \text{tang } \alpha \right]}$$

Substituirt man diesen Werth für  $M_1$  in die Gleichung 10, so ergibt sich:

$$13) h = 2^{n-3} (e+w) \left[ 1 + \frac{(n-1) [4(h+c) + (e+5w) \sin \alpha]}{8b \cos \alpha \left[ \frac{2}{\pi} - \frac{(e+w) 2^{n-2} \text{ tang } \alpha}{b + (e+w) \sin \alpha \cdot 2^{n-3}} \right]} \right] \sin \alpha.$$

Aus dieser Gleichung lässt sich, jedoch nicht ohne einige Umständlichkeit, der Werth von  $w$  ermitteln, sobald ausser den bei jeder Anlage eines Gebläses bekannten Grössen  $h$  und  $b$  die Grössen  $e$ ,  $\alpha$  und  $n$  angenommen werden und  $c$  aus dem Durchmesser des der Windleitung zu gebenden Querschnittes berechnet wird. Wenn indess wohl in keinem Falle die die Schraubenwindungen bildenden Wände aus einem andern Materiale, als Metall, z. B. Eisen- oder Kupferblech, angefertigt werden, da nament-



lich letztere mit bedeutender Festigkeit, langer Dauer und grosser Steifheit die Eigenschaft verbinden, durch Biegen und Treiben mit dem Hammer die Gestalt des Schraubenganges möglichst genau anzunehmen, die Grösse  $e$  aber bei dem in Rede stehenden Gebläse die Dicke dieser Wände bezeichnet, welche gegen die Weite  $w$  der Schraubenwindungen verschwindet und deshalb = Null gesetzt werden kann, so vereinfacht sich vorstehender Ausdruck für  $h$  in folgenden:

$$14) h = 2^{n-3} w \left[ 1 + \frac{(n-1) [4(h+c) + 5w \sin \alpha]}{8b \cos \alpha \left[ \frac{2}{\pi} - \frac{w \cdot 2^{n-2} \tan \alpha}{b + w \sin \alpha \cdot 2^{n-3}} \right]} \right] \sin \alpha.$$

Aus diesem ergibt sich für die Windungsweite des Schraubenganges die Gleichung:

$$15) w^3 + w^2 \left[ \frac{\pi(n-1) [5b + (h+c) 2^{n-1}] - 2^{n+1} b (\pi - \cos \alpha)}{5(n-1) \pi \cdot 2^{n-3} \sin \alpha} \right] \\ + w \left[ \frac{\pi(n-1)(h+c) + 4(\pi - \cos \alpha)h + 4b \cos \alpha}{5(n-1) \pi \cdot 2^{n-5} \sin^2 \alpha} \right] \cdot b \\ - \frac{16 h b^2}{5 \pi (n-1) \cdot 2^{2(n-3)} \tan \alpha \sin \alpha^2} = 0.$$

Man hat daher:

I. für  $n=3$

$$16) w^3 + w^2 \frac{\pi [4(h+c) - 3b] + 8b \cos \alpha}{5 \pi \sin \alpha} + w \frac{\pi (3h+c) + 2(b-h) \cos \alpha}{5 \pi \sin \alpha^2} \cdot 4b \\ - \frac{8b^2 h}{5 \pi \tan \alpha \sin \alpha^2} = 0,$$

II. für  $n=4$

$$17) w^3 + w^2 \frac{\pi [24(h+c) - 17b] + 32b \cos \alpha}{30 \pi \sin \alpha} \\ + w \frac{\pi (7h+3c) + 4(b-h) \cos \alpha}{15 \pi \sin \alpha^2} \cdot 2b \\ - \frac{4b^2 h}{15 \pi \tan \alpha \sin \alpha^2} = 0,$$

III. für  $n=5$

$$18) w^3 + w^2 \frac{\pi [16(h+c) - 11b] + 16b \cos \alpha}{20 \pi \sin \alpha} + w \frac{\pi (2h+c) + (b-h) \cos \alpha}{5 \pi \sin \alpha^2} \cdot b \\ - \frac{b^2 h}{20 \pi \tan \alpha \sin \alpha^2} = 0,$$

u. s. f.

Kleiner als 3 darf  $n$  nicht sein, indem bei  $n=2$  in der Schraube nur eine einzige Wassersäule von der Höhe  $h_2 = \frac{e+w}{2} \cdot \sin \alpha$  oder  $= \frac{w}{2} \cdot \sin \alpha$  (für  $e=0$ ) vorkommt, dagegen wird  $n > 5$  wohl niemals nöthig werden, weil, wie aus der Vergleichung der unter I, II und III

für  $n=3$ ;  $=4$ ;  $=5$  aufgestellten Gleichungen genugsam hervorgeht, durch die Vermehrung der Anzahl der Luftbogen in der Schraube über die Zahl 5 hinaus entweder die Weite  $w$  der Windungen gegen ihre Höhe  $a$  sehr klein gefunden wird, oder, um ein schickliches Verhältniss zwischen  $w$  und  $a$  zu erhalten, der Neigungswinkel der Schraube, d. i.  $\alpha$ , sehr klein angenommen werden müsste, und sowohl durch diesen als durch

jenen Umstand die Wasserdruckhöhe  $h_2 = \frac{w}{2} \cdot \sin \alpha$  für den zweiten Luftbogen (Fig. 6), von welcher doch die Höhen der Wassersäulen für die übrigen Luftbogen abhängen, herabgezogen und demzufolge die Länge des Gebläses, folglich auch dessen Masse, unnöthigerweise vergrößert wird.

Ein sehr geeigneter Neigungswinkel für die meisten der in der Praxis vorkommenden Fälle scheint  $\alpha=20$  Grade zu sein, und für diesen genügen dann, wenn die Pressungshöhe  $h$  des Windes als Wassersäule nicht viel über  $2\frac{1}{2}$  Fuss oder  $\frac{2}{3}$  Meter beträgt,  $n=4$  Luftbogen in der aus Fig. 6 (Taf. 150) ersichtlichen Stellung oder, was gleichviel ist,  $3\frac{1}{2}$  Windungen des Schraubenganges schon völlig.

Ist zur Anlage eines solchen Gebläses für irgend ein  $n$  die Weite  $w$  der Schraubenwindung nach einer der obigen Formeln gefunden, so lässt sich dann nach den Gleichungen unter 9, 8, 11 oder 12 die Höhe  $a$  der Windungen, der Halbmesser  $r$  der Gebläsespindel und die Windmenge  $M_1$  von atmosphärischer Dichte, welche das Gebläse bei jeder vollkommenen Umdrehung schöpft, sowie die Anzahl Umgänge des Gebläses in einer Minute, d. i.:

$$19) m = \frac{M}{M_1}$$

leicht finden, wenn unter  $M$  die von dem Gebläse in einer Minute zu liefernde Windmenge von atmosphärischer Spannung verstanden wird.

Da das Gebläse bei jeder Umdrehung die Wassermenge  $W_1 = M_1$  (nach Gleichung 1) mit der mittlern Geschwindigkeit  $=\pi \left( r + \frac{a}{2} \right)$  für

den halben Umgang des Gebläses schöpft, so ist, aus denselben Gründen, wie bei der Cagniardelle mit vierwindigen Gängen, der lichte Querschnitt der Bodenöffnung  $u$  (Fig. 4), welcher  $Q$  heissen mag, wegen des Umstandes, dass durch denselben der Ausfluss ununterbrochen statt findet, und zufolge der hierauf sich gründenden Bedingungsleichung

$$Q\pi \left( r + \frac{a}{2} \right) = \frac{1}{2} \cdot W_1 = \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi}{2} \cdot a \cdot w (a + 2r)$$

$$20) Q = \frac{a \cdot w}{2}$$

Führt man, wie aus Fig. 4 (Taf. 150) und aus Fig. 8 S. 834 des Textes zu ersehen, das Windleitungsrohr durch diese Oeffnung oberhalb des untern Zapfens der Schraube in das Innere derselben ein, — was vor der in Fig. 1 versinnlichten Anordnung dieser Theile den Vorzug hat, dass der gedachte Zapfen, ohne mit der Windleitung in Berührung zu stehen, einen festen und sichern Auflagerungspunkt erhalten kann, und dass das Windleitungsrohr deshalb keine Erschütterungen erleidet, folglich in den Verdichtungsfugen leicht dicht zu erhalten ist, — bezeichnet



man den Durchmesser der Bodenöffnung des Gebläses mit  $A$ , den Querschnitt der Windleitung mit  $q$ , ingleichen den des untern Zapfens mit  $q_1$ , so hat man die Gleichung

$$\frac{\pi}{4} \cdot A^2 - (q + q_1) = Q = \frac{aw}{2},$$

aus welcher

$$21) A = \sqrt{\frac{\frac{aw}{2} + q + q_1}{0,785}} = 1,1287 \sqrt{\frac{aw}{2} + q + q_1}$$

folgt.

Die Entfernung dieser Oeffnung von dem Ende der untersten Schraubenwindung hat man so gross zu machen, dass der Scheitel derselben, nämlich  $k$  (Fig. 8 S. 834) um  $kl$  etwa  $= \frac{1}{8}h$  tiefer als der Wasserspiegel  $ld$  innerhalb des Gebläses oder, was gleichviel ist, um  $\frac{9}{8}h$  tiefer als der Wasserspiegel  $C$  im Bassin zu stehen kommt. Man hat daher

nach Fig. 8 (S. 834), wo  $ik = \frac{A}{2}$ ;  $kl = \frac{h}{8}$ ;  $ab = \frac{w}{4}$  (für  $e = 0$ );

$im = cb = r$  ist,  $nk = \frac{h}{8 \cos \alpha}$ , folglich:

$$nm = in - im = ik + nk - im = \frac{A}{2} + \frac{h}{8 \cos \alpha} - r,$$

und

$$am = \frac{nm}{\tan \alpha} = \frac{1}{\tan \alpha} \left( \frac{A}{2} + \frac{h}{8 \cos \alpha} - r \right),$$

und demnach die Entfernung der Bodenöffnung  $ik$  vom Endpunkte  $c$  des Schraubenganges, d. i.:

$$22) ic = mb = \frac{1}{\tan \alpha} \left( \frac{A}{2} + \frac{h}{8 \cos \alpha} - r \right) - \frac{w}{4} \\ = \frac{1}{4} \left[ \frac{4(A - 2r) \cos \alpha + h}{2 \sin \alpha} - w \right].$$

Was die zur Bewegung dieser Art von Schraubengebläsen erforderliche Kraft betrifft, so lässt sich diese auf ähnliche Weise, wie es bei der Cagniardelle mit vier einwindigen Gängen geschehen, mit völlig zureichender Genauigkeit folgendermassen bestimmen.

Wie wir gesehen haben, beträgt für  $n$  Luftbogen in der Schraube die Gesamtpressungshöhe der im untersten dieser Bogen sowohl, als in dem das Windauffangrohr der Windleitung umgebenden Mantel enthaltenen, zum Ausblasen geschickten Luft, in einer Wassersäule ausgedrückt,  $= h$ , und da mit ziemlicher Genauigkeit der Querschnitt des Ganges in dem früher schon angenommenen Sinne und in der Bedeutung der allgemeinen Bezeichnungen  $= aw$  angesetzt werden kann, so drückt auf die Seite des Gebläses, auf welcher sämtliche Wassersäulen sich befinden, die Wassermenge  $= aw h$ , deren Gewicht  $= aw h \gamma$  und dynamisches

Moment in einer Minute  $= 2\pi \left( r + \frac{a}{2} \right) maw h \gamma = 2 W_1 m h \gamma$  ist, indem der Schwerpunkt gedachter Wassermenge in einer Entfernung von

$r + \frac{a}{2}$  von der Axe der Schraubengebläsespindel liegend angenommen werden kann und (nach Gleichung 1)  $\frac{\pi}{2} a w (a + 2r) = W_1$  ist.

Da jedoch gleichzeitig diese Wassermenge  $W_1$  innerhalb des Gebläses um die Höhe  $h$  vom Wasserspiegel im Bassin bis zu dem in der Kammer *A* (Fig. 4 Taf. 150) herabsinkt, so geht von jenem Momente das von dem Betrage  $= W_1 m h \gamma$  ab, und es bleibt zur Bewegung des Schraubengebläses, abgesehen von allen Nebenhindernissen, der dynamische Lastwerth von

$$m \cdot W_1 \cdot h \gamma$$

übrig.

Es ist aber die von dem Gebläse in einer Minute bei  $m$  Umdrehungen geschöpft werdende Wassermenge  $= W = m W_1$ ; folglich wird der letztbemerkte Lastwerth durch den Ausdruck

$$23) K = W h \gamma$$

repräsentirt.

Ein diesem Lastwerthe gleicher Kraftwerth an dem Gebläse bewirkt aber, dass in derselben Zeit die Windmenge  $M$  von atmosphärischer Dichte bis zu einem Ueberdrucke von der Wassersäulenhöhe  $= h$  verdichtet wird und dass sie in diesem Zustande zum Ausflusse gelangt. Das dynamische Moment dieser Windmenge oder der Nutzeffect, welchen jener Kraftwerth  $K$  zu liefern vermag, findet sich daher zu

$$24) N = \frac{b}{b+h} \cdot M h \gamma,$$

wenn  $b$  die früher erhaltene Bedeutung beibehält.

Der Wirkungsgrad oder das Verhältniss des Nutzeffectes zur aufgewendeten Kraft bei diesem Gebläse ist demnach durch

$$25) \mu = \frac{N}{K} = \frac{b}{b+h},$$

indem (nach Gleichung 1)  $M_1 = W_1$ , also auch  $m M_1 = m W_1$ , d. i.  $M = W$  ist, auszudrücken.

Mit Rücksichtnahme auf die Nebenwiderstände am Gebläse, welche die Reibung an seinen Axen und die der Luft und des Wassers an seinen Wänden betreffen, kann jedoch der Wirkungsgrad des Gebläses an sich, nämlich

$$26) \mu = 0,9 \cdot \frac{b}{b+h}$$

allgemein angenommen werden.

Uebrigens verdient noch bemerkt zu werden, dass die dem Gebläse zu Grunde gelegte Pressungshöhe  $h$  durch Erweitern oder Verengern der Düsenöffnungen oder durch eine Minder- oder Mehrbelastung eines auf der Windleitung angebrachten Sicherheits- oder Regulirventiles bei dem normalen Gange des Gebläses, oder umgekehrt durch Verminderung oder Vermehrung der Umdrehungsgeschwindigkeit bei constant erhaltenen Ausflussöffnungen, entweder kleiner oder grösser gemacht werden kann, dass aber eine grössere Pressungshöhe, als  $h$  es ist, wegen Zurückgehen einiger Luft im Gebläse überhaupt den Effect des letztern vermindert, und die grösste Pressungshöhe, wie zu erwähnen kaum nöthig



sein dürfte, eben nur so gross sich ergeben würde, als der Scheitel  $k$  der Bodenöffnung (Fig. 8 S. 834) unter dem Wasserspiegel  $C$  im Bassin liegt.

Beispiel. Das in diesem Artikel beschriebene Schraubengebläse wurde zur Erzeugung von 570 Cubikfuss Wind von atmosphärischer Spannung in einer Minute, welcher unter dem Drucke einer Wassersäule von  $2\frac{1}{3}$  Fuss ( $\hat{a}$   $\frac{2}{7}$  Meter) in die Schmelzöfen gelangen sollte, angelegt.

Da diesem Gebläse  $n=4$  Luftbogen oder  $3\frac{1}{2}$  Schraubenwindungen und eine Neigung von  $\alpha=20$  Graden zugebracht wurden und der mittlere Barometerstand an der Stelle, wo es sich befindet,  $=b=34,5$  Fuss einer Wassersäule beträgt, ferner der grösste Abstand der Mündung des Windauffangrohres von dem Mantel des Gebläses für einen zu  $\frac{5}{8}$  Fuss angenommenen Durchmesser der Windleitung im Lichten, nämlich  $c=1$  Fuss festgesetzt wurde, so ergab sich, weil  $\sin 20^\circ = 0,342$ ;  $\cos 20^\circ = 0,9396$ ;  $\tan 20^\circ = 0,3639$  ist, nach der Gleichung 17:

$$w^3 + w^2 \frac{3,141 [24(2\frac{1}{3} + 1) - 17,34,5] + 32,34,5 \cdot 0,9396}{30,3,141,0,342} \\ + w \cdot \frac{3,141(7 \cdot 2\frac{1}{3} + 3) + 4(34,5 - 2\frac{1}{3})0,9396}{15,3,141,0,342^2} \cdot 2,34,5 \\ - \frac{4,34,5^2 \cdot 2\frac{1}{3}}{15,3,141,0,3639 \cdot 0,342^2} = 0,$$

d. i.:

$$w^3 - w^2 \cdot 10,979 + w \cdot 2273,77 - 5538,5 = 0,$$

und aus dieser Gleichung die Weite der Schraubenwindungen, parallel der Umdrehungsaxe gemessen, nämlich:

$$w = 2,459 \text{ Fuss.}$$

Da zu dem Schraubengänge Blech von 0,01 Fuss Dicke angewendet werden sollte, so musste den Schraubenwindungen (nach Gleichung 9) eine Höhe

$$a = \frac{4(2\frac{1}{3} + 1) + (0,01 + 2,459)0,342}{4 \cdot 0,9396} = 3,772 \text{ Fuss}$$

gegeben werden.

Die Windmenge, welche dieses Gebläse bei jeder Umdrehung zu schöpfen vermag, beträgt daher nach dem Ausdrücke 11:

$$M_1 = \frac{3,772 \cdot 2,459 (3,772 + 2,459 \cdot 0,3639)}{2 (0,01 + 2,459) 4 \cdot 0,3639} \\ \frac{3,141}{34,5 + 2,469 \cdot 0,342 \cdot 2} \\ = 80,889 \text{ Cubikfuss.}$$

Demnach musste dem Gebläse

$$n = \frac{570}{80,889} = 7,04 \text{ Umgänge}$$

in einer Minute zu machen gewährt werden.

Nach Gleichung 8 wurde der Halbmesser der Schraubenspindel zu

$$r = \frac{1}{2} \left[ \frac{80,889}{3,772 \cdot 2,459} \cdot \frac{2,469 \cdot 4}{34,5 + 2,469 \cdot 0,342 \cdot 2} + 2,459 \right] 0,3639 \\ = 0,8804 \text{ Fuss}$$

berechnet.

Der äussere Querschnitt der Windleitung, da, wo diese durch die Bodenöffnung des Mantels geht, wurde  $= q = \frac{5}{8}$ , und der Querschnitt des untern Zapfens am Gebläse, an derselben Stelle,  $= q_1 = \frac{1}{2}$  Quadratfuss gemacht; daher bestimmte sich der Durchmesser der gedachten Bodenöffnung, d. i.:

$$A = 1,1287 \cdot \sqrt{\frac{3,772 \cdot 2,459}{2} + \frac{5}{8} + \frac{1}{2}} = 2,727 \text{ Fuss,}$$

derselbe wurde aber  $= 2,75$  Fuss angenommen.

Von diesen Massen weichen die der Ausführung nur sehr wenig ab, wie aus der Vergleichung derselben mit den in der Beschreibung angeführten hervorgeht, und es vermag das Gebläse den Wind ohne weiteres unter dem Drucke einer Wassersäule von  $2\frac{1}{3}$  Fuss Höhe zu liefern, ob schon ein solcher, wie die Erfahrung gelehrt hat, für die mit demselben gewöhnlich betriebenen Schmelzarbeiten nicht erforderlich ist und deshalb durch eine verhältnissmässig geringere Belastung des auf der Windleitung angebrachten Regulirventiles in der Regel bis auf 2 Fuss Höhe herabgezogen wird.

Ferner beträgt das unmittelbar an der Schraube erforderliche Kraftmoment, ohne die Nebenhindernisse, d. i.:

$$K = 570 \cdot 2\frac{1}{3} \cdot 50 = 66500 \text{ Fusspfunde}$$

in einer Minute  $= 1,9733$  Pferdekkräfte  $\dot{a}$  33700 Fusspfunde in einer Minute.

Der Nutzeffect hiervon ist:

$$N = \frac{34,5}{34,5 + 2\frac{1}{3}} \cdot 66500 = 62283,9 \text{ Fusspfunde}$$

in einer Minute.

Ueber den Wirkungsgrad dieses Gebläses an sich wurden von dem Verfasser dieses Artikels vier Versuche angestellt, deren Ergebnisse in nachstehender Tabelle zusammengestellt sind.

Pressung des Windes in der Windleitung, ausgedrückt in Zollen ( $\dot{a}$ $\frac{1}{42}$ Meter), einer Wassersäule.	Windmenge von atmosphärischer Dichte in einer Minute in Cubikfussen, $\dot{a}$ $\frac{8}{343}$ Cubikmeter.	Anzahl der Umdrehungen der Cagniardelle in einer Minute.	Am Gebläse unmittelbar angewendetes Kraftmoment in Fusspfunden in einer Minute.	Nutzeffect oder Moment des in einer Minute ausgeblasenen Windes in Fusspfunden.	Wirkungsgrad oder Verhältniss des Nutzeffectes zur angewendeten Kraft am Gebläse selbst.
$11\frac{1}{2}$	368	$4\frac{1}{3}\frac{6}{1}$	22729	17055	0,7504
$19\frac{1}{4}$	496,8	$6\frac{3}{3}\frac{3}{1}$	45403	38077	0,8386
$23\frac{1}{4}$	552,1	$6\frac{2}{3}\frac{4}{1}$	60072	50641	0,8429
$24\frac{1}{2}$	598,1	$7\frac{2}{6}\frac{1}{2}$	68248	57644	0,8446

Hieraus geht zur Genüge hervor, dass der Wirkungsgrad des Gebläses mit der Manometerhöhe wächst, was leicht zu erklären ist, indem das Gebläse mehr Wasser verdrängt und einen verhältnissmässig geringeren Druck auf seine Zapfenlager ausübt, folglich einer kleineren Reibung unterliegt; dass derselbe aber von 19 Zoll Manometerstand an nur wenig zunimmt und bei  $2\frac{1}{3}$  Fuss Pressungshöhe, für welche zur Zeit der Beobachtung aus Mangel an Betriebswasser ein Versuch nicht angestellt werden konnte, vielleicht 0,85 angenommen werden darf. Für diesen Wirkungsgrad der Cagniardelle würde, da die Barometerhöhe  $= 34,5$  Fuss Wasser-



säule im Mittel ist, der im Ausdrucke für  $\mu$  (S. 839) angenommene Coefficient  $= \frac{34,5 + 2\frac{1}{2}}{34,5} \cdot 0,85 = 0,9074$  gefunden, wofür aber dort abgerundet 0,9 angesetzt wurde.

Zum Schlusse dieses Artikels dürfte noch zu bemerken sein, dass namentlich das Schraubengebläse mit einem Gange von mehreren Windungen einigen Modificationen unterworfen werden kann. So kann z. B. die Spindel der Schraube von oben nach unten, nach Massgabe der in den auf einander folgenden Windungen stehenden Wassersäulen, zunehmend, also kegelförmig, auch die Windungen selbst nach dem Ende des Ganges hin, im Verhältniss der Dichte der Luft in ihnen, enger gemacht werden u. s. w., für welche Fälle jedoch besondere Rechnungen zu führen sind, auf die hier weiter nicht eingegangen wird, da dergleichen Abänderungen etwas Wesentliches nicht bezwecken, vielmehr die ohnehin nicht so ganz leichte Ausführung der Cagniardelle nur erschweren.

W. Schwamkrug.

**Calander** (fr. *calandre, cylindre*; engl. *calender*), auch wohl *Glander*, *Walzen-Mange*, *Cylinder-Mange* und zuweilen schlechtweg *Cylinder* genannt, ist eine in gewissen Fällen zur Appretur der baumwollenen, leinenen, wollenen und seidenen Zeuge dienende Maschine, welche aus zwei oder mehreren glatten, horizontal in einem Gestelle angebrachten Walzen besteht. Sie übt ihre Wirkung im Allgemeinen dadurch aus, dass der zu appretirende Stoff, welcher ausgebreitet zwischen den in Umdrehung begriffenen, stark gegen einander gepressten Walzen durchgeführt wird, bei diesem Durchgange einen sehr grossen Druck in Berührung mit den glatten und harten Walzenoberflächen erleidet, dabei aber geglättet wird und mehr oder weniger Glanz empfängt. Die Calander nach der ältesten Einrichtung bestand aus zwei massiv hölzernen Walzen, welche in einem hölzernen Gestelle über einander gelagert waren, und von denen die untere durch eine Handkurbel umgedreht wurde, wonach die obere von selbst vermöge der Friction mitging. Der Druck wurde entweder vermittels zweier Schrauben, welche die Zapfenlager der Oberwalze niederhielten, oder auch durch zwei lange horizontale Balken erzeugt, welche als einarmige, am Ende mit einem Steinkasten beschwerte Hebel in der Nähe ihrer Drehungspunkte auf jenen Zapfenlagern lasteten. Diese Anordnung ist mit vielen Mängeln und Unvollkommenheiten behaftet. Das hölzerne Gestell ist nicht solid und unwandelbar genug, nimmt auch einen unverhältnissmässig grossen Raum ein. Bei dem Vorhandensein von nur zwei Walzen unterliegt der Zeug bloss einem einmaligen, augenblicklich vorübergehenden Drucke, welcher daher so wenig wirksam ist, dass gewöhnlich ein mehrfach wiederholtes, mit vielem Zeitaufwand verbundenes Durchlassen nöthig wird, um den erforderlichen Grad von Appretur zu erlangen. Den hölzernen Cylindern kann keine genügend feine und dauerhafte Glätte ertheilt werden; dieselben sind ausserdem meist nicht hart genug und verlieren bald ihre Rundung oder spalten gar auf, weil sie gegen die trocknende Einwirkung der Luft empfindlich sind. Die Bewegung durch Menschenkraft ist in der Geschwindigkeit sehr beschränkt und dabei kostspielig. Endlich ist die Anwendung der Druckschrauben oder der in vorbezeichneter Weise angebrachten Druckhebel mit Unbequemlichkeiten und Nachtheilen verbunden, da beide sich in einer ziemlich beträchtlichen Höhe über dem Fussboden befinden, eine genaue Reguli-

rung des Druckes kaum gestatten und ein an langen Hebelarmen hängender, mit Steinen gefüllter Kasten die Stabilität der ganzen Maschine beeinträchtigt.

Man hat daher nach und nach, bis auf die neueste Zeit, viele und sehr wichtige Verbesserungen an der Calander angebracht. Das Gestell wird jetzt meistens aus Gusseisen gemacht. Statt zwei Walzen bringt man in der Regel drei, manchmal gar vier oder fünf an, wodurch erreicht wird, dass bei einem einzigen Durchgange des Stoffes eine zwei-, drei- und selbst viermalige Pressung desselben entsteht. Einen oder auch zwei von den Cylindern macht man aus Metall, nämlich Gusseisen (selten Messing, Glocken- oder Kanonenmetall), welches durch seine grosse Härte und feine, dauerhafte Glätte nicht nur an sich die Wirkung erhöht, sondern noch überdies die Möglichkeit gewährt, Wärme zu Hülfe zu nehmen, wodurch eine weitere sehr beträchtliche Steigerung des Effectes hervorgeht, indem die Arbeiten mit einer geheizten und einer nicht geheizten Calander sich zu einander etwa so verhalten, wie das Plätten mit einem heissen und einem kalten Plätteisen \*). Zu diesem Behufe pflegte man früher die (ohnehin jederzeit hohle) Metallwalze mittels eines in ihr Inneres gelegten, glühenden eisernen Bolzens zu heizen; gegenwärtig aber wird fast allgemein die Heizung durch in die Walzen geleiteten Wasserdampf bewerkstelligt, wobei ein stets gleichbleibender Wärmegrad erreicht wird und niemals eine dem Zeuge gefährliche Ueberhitzung eintreten kann. Die hölzernen Walzen sind jetzt durch papierene ersetzt, welche auf solche Weise verfertigt werden, dass sie die Härte und Glätte des Holzes besitzen und einer Veränderung weder durch die Feuchtigkeit oder Trockenheit der Luft, noch durch die von den geheizten Metallwalzen ihnen mitgetheilte Wärme unterliegen. Der Betrieb der Calander findet nunmehr fast immer durch Dampf- oder Wasserkraft mittels verzahnter Räder oder Riemenscheiben statt, kann also in jedem beliebigen und zulässigen Grade beschleunigt werden. Der Druck auf die Walzen wird mittels eines zusammengesetzten Hebelwerkes hervorgebracht, welches von Eisen ausgeführt ist, eine sehr kraftvolle Pressung durch verhältnissmässig kleine (gusseiserne) Gewichtstücke erzeugt, und dessen grösste und schwerste Bestandtheile am Fusse der Maschine angebracht sind, wo sie der Stabilität keinen Eintrag thun und so leicht zugänglich sind, dass die Regulirung der Belastung auf die bequemste Weise geschehen kann. Zu erwähnen ist endlich auch, dass man zweckmässige Vorrichtungen zum Einleiten des Zeuges zwischen die Walzen anbringt, wodurch dieses Geschäft sehr erleichtert, der Zeug glatt ausgestrichen (von allen Falten befreit) und jede Gefahr vermieden wird, dass die Finger des Arbeiters von den Walzen ergriffen und zerquetscht werden könnten.

Es ist nach dem Vorstehenden leicht begreiflich, dass in dem Bane der Calander, was ihre specielle Einrichtung betrifft, eine Menge Verschiedenheiten vorkommen, welche unmöglich alle durch vollständige Abbildungen und Beschreibungen erläutert werden können, wenn nicht der gegenwärtige Artikel einen übermässigen Umfang bekommen soll. Wir

\*) In Schottland soll man zur Leinwandappretur die eisernen Calanderwalzen mit einem Ueberguss von Zinn versehen, um durch dieses der weissen Leinwand einen graublauen Schimmer zu ertheilen. Es ist jedoch dieses Verfahren einem absichtlichen Beschmutzen gleich zu achten, welches gewiss keinen Vorzug vor dem lange bekannten Bläuen der Leinwand hat.



werden uns deshalb auf die ausführliche Beschreibung einiger charakteristischer und als tüchtig bewährter Mustermaschinen beschränken und nebenbei die vorzüglichsten anderen, in Druckschriften schon veröffentlichten Constructionen einer kurzen Revision unterwerfen. Hierzu muss vorläufig bemerkt werden, dass — nach gewissen Modificationen in der Art ihrer Wirkung — die Calander in drei Klassen zerfallen. Die am öftersten vorkommenden erzeugen auf den in Bearbeitung genommenen Stoffen die Glätte und den Glanz durch blossen Druck zwischen den harten und glatten Walzen, indem letztere sämmtlich mit einer gleich grossen Peripheriegeschwindigkeit sich bewegen, welche mit der Geschwindigkeit des Zeuges in seinem Fortschreiten übereinstimmt. Für gewisse Zwecke ist eine Glättung ohne Glanz erforderlich, und in diesem Falle wendet man hölzerne oder papierne, mit glattem Wollenzeug überzogene Walzen an, welche übrigens auf die zuvor angegebene Weise, bloss durch Druck, wirken. In noch anderen Fällen dagegen (besonders wenn ein starker Glanz gewünscht wird) ist es angemessen, eine oder einige der Walzen durch Druck und Reibung zugleich wirken zu lassen, indem man ihnen eine grössere Umfangsgeschwindigkeit gibt, als jene des fortschreitenden Zeuges ist, so dass sie denselben streichen und dadurch in höherem Masse glätten, gerade wie ein Plättisen, wenn man es über den bearbeiteten Stoff mit einem gehörigen Drucke fortschiebt, besser wirkt, als wenn es stillstehend bloss auf denselben niedergedrückt wird. Man hat den Calandern dieser letzten Art den Namen Glätt- oder Glanzcalander (engl. *glazing calender*, *friction calender*) gegeben, könnte sie aber passender Reibcalander nennen.

Wir schicken nun der Beschreibung einzelner Arten der Calander noch die nöthige Erörterung über einen allgemeinen Gegenstand, nämlich die Verfertigung der Papierwalzen, voraus.

Man gebraucht als Material zu diesen Walzen dünne feste Pappe, am öftersten aber geleimtes starkes Papier. Beide werden zu diesem Behufe — um möglichst wenig Abfall zu geben — in quadratischen Bogen angefertigt. Benutzt man Maschinenpapier (welches seiner Härte und Steifheit wegen sich vorzüglich eignet), so zertheilt man es in quadratische Blätter von der erforderlichen Grösse. Aus den viereckigen Bogen werden zunächst kreisrunde Scheiben geschnitten; zuweilen liefern schon die Papierfabriken die Bogen in dieser Gestalt, indem sie sie mittels runder Formen schöpfen lassen. Man versieht, vermittels eines Ausschlageisens, jede solche Scheibe in der Mitte mit einem Loche von der Gestalt und Grösse, welche die Axe der Walze im Querschnitte hat. Diese Axe ist eine dicke geschmiedete eiserne Stange, welche entweder vierkantig abgehobelt oder cylindrisch abgedreht, und im letztern Falle mit zwei Nuthen versehen wird, deren jede eine vierkantige schmiedeeiserne Leiste (Feder, nach dem technischen Ausdrucke) aufzunehmen bestimmt ist (s. *Fig. 18* Taf. 152, wo *aa* den Querschnitt der Walze oder die Gestalt der Papierscheiben, *b* die Axe und *c, c* die Federn bedeuten). Die eine wie die andere Gestalt der Axe hat den Zweck, die Papierscheiben, nachdem diese mit ihrem Loche auf die Axe aufgeschoben sind, dergestalt festzuhalten, dass sie sich nicht verdrehen können. Nach Theorie und Erfahrung ist die vierkantige Gestalt der Axe, wie man sie in *Fig. 11* (Taf. 152) an der obern und untern Walze bemerken kann, vorzuziehen. Die Vereinigung der Papierscheiben zu einer Walze wird auf folgende Weise bewerkstelligt. Nachdem nahe an dem einen Ende

der eisernen Axe eine gusseiserne runde Scheibe befestigt ist, welche einen um sehr wenig kleinern Durchmesser hat, als die Walze nach ihrer Vollendung behalten soll, steckt man eine Anzahl Papierscheiben auf die Axe, presst dieselben stark zusammen; fügt neue Scheiben hinzu, presst wieder und fährt so fort, bis die gehörige Länge der Walze herausgekommen ist. Dann schliesst man dieselbe mit einer zweiten gusseisernen Scheibe, welche wie die erste befestigt wird. Es ist gut, die so weit fertige Walze mehrere Tage lang in einem Ofen bei starker Wärme zu trocknen, wobei sie sich etwas verkürzt, sie dann durch hinzugefügte Papierblätter wieder zu ergänzen und neuerdings zu pressen. Das Pressen geschieht in einer kraftvollen hydraulischen Presse (die wenigstens 6000 Ctr. Druck ausüben muss), nach und nach, bei senkrechter Stellung der Walze, und muss jedesmal so weit getrieben werden, dass beim Nachlassen des Druckes die Masse von auf einander gestapelten Papierscheiben sich nicht wieder hebt, mithin ihre Elasticität völlig überwunden ist. Damit der oben hervorstehende Theil der Axe beim Pressen nicht hinderlich ist, schiebt man auf denselben mehrere, in der Mitte mit einem Loch versehene Klötze von Holz oder Gusseisen, von welchen alsdann der oberste den unmittelbaren Druck empfängt. Wo man keine hydraulische Presse hat, kann man nothdürftig zum Ziele kommen, indem man auf dem Ende der Walzenaxe ein Schraubengewinde anbringt und die hier aufgeschraubte Mutter mittels eines Schlüssels, der zwei sehr lange Arme hat, von ein paar Arbeitern möglichst kräftig anziehen lässt. — *Fig. 8* (Taf. 151) zeigt den Längendurchschnitt einer Papierwalze, woraus sich die einfachste und zweckmässigste Befestigungsart der gusseisernen Endscheiben mittels eingesprengter zweitheiliger Ringe entnehmen lässt. Die Erklärung dieser Figur kommt weiter unten bei der Beschreibung der Calander vor, wozu sie gehört. — Um die Walze zu vollenden, wird sie auf einer grossen Drehbank abgedreht, und zwar zuerst aus freier Hand, zuletzt aber mittels des Supportes, wobei man den Drehstichel nur sehr wenig angreifen lassen darf, damit er die ganze Walze entlang arbeiten kann, ohne stumpf zu werden. Hierdurch allein ist eine richtig cylindrische Gestalt des Walzenkörpers zu erlangen, welche jederzeit verfehlt werden würde, wenn man genöthigt wäre, den Stahl zu wechseln oder neu zu schärfen, bevor er das Ende der Walze erreicht hätte. Zu dem allerletzten Abdrehen kann mit Vortheil ein Diamantsplitter im Support gebraucht werden, indem dieser zwar nur äusserst zarte Theilchen wegnimmt, aber nicht abgestumpft wird. Die Schnelligkeit, mit welcher auf der zähen Papiermasse die Drehstähle stumpf werden, ist so ausserordentlich, dass beim Drehen aus freier Hand immerwährend zwei Personen mit dem Schleifen der Werkzeuge beschäftigt sein müssen, welche ein Dreher bedarf, um ohne Unterbrechung fortarbeiten zu können. Die völlig cylindrische Gestalt der Walzen ist zwar theoretisch betrachtet die allein richtige; sie führt jedoch in der Praxis sehr leicht eine Unvollkommenheit mit sich. Da nämlich der Druck, mit welchem die Cylinder auf einander lasten müssen, nur an den Zapfen derselben angebracht werden kann, der durch die Calander gehende Zeug aber jederzeit wenigstens einige Zoll der Länge an beiden Seiten frei lässt, so erfolgt eine geringe Biegung oder Federung der Walzen in der Weise, dass sie einander gegen die Enden hin schärfer berühren, als in der Mitte, wodurch der appetirte Stoff in der Mitte weniger Glanz erhält. Dieser Umstand tritt desto leichter und bemerkbarer ein, je länger und je dünner



die Walzen sind, und je stärker der auf sie ausgeübte Druck ist. Man pflegt oft, um ihm abzuweichen, die papierenen Walzen in einem sehr geringen Grade bauchig zu drehen (d. h. in der Mitte ein wenig dicker als gegen die Enden zu), was nur mittels des Abdrehens aus freier Hand erreichbar ist und die Anwendung des Supportes, folglich auch des Diamantes, ausschliesst. Es bedarf keiner Bemerkung, dass die Erfahrung allein dahin führen kann, zu beurtheilen, welcher Grad von Bauchung für jeden gegebenen Fall zweckmässig ist. Die ganz rein abgedrehten Papierwalzen haben einen feinen, fast glasähnlichen Glanz und eine höchst glatte, sanft anzufühlende Oberfläche. Wenn solche Walzen durch Zufall Eindrücke bekommen, so lassen sich diese meist recht gut wieder vertreiben, wenn man, während die Maschine in Bewegung und die Metallwalze stark geheizt ist, die beschädigte Stelle oftmals mit Wasser benetzt, wodurch die zusammengedrückten Theile aufquellen. Unbedeutende Eindrücke verlieren sich sogar von selbst wieder, wenn die Walze in Berührung mit dem eisernen Cylinder einige Zeit im Gang gewesen ist. — Zur Herstellung einer Walze von 42 rheinl. Zoll Länge gehen  $3\frac{3}{4}$  bis 4 Ballen, d. h. 18000 bis 19200 Bogen Papier auf, welche (bei einem Formate von 17 Zoll Quadrat) 495 bis 528 preuss. Pfund wiegen; es sind sonach in 1 Zoll Länge 428 bis 457 Papierblätter enthalten, und der Cubikfuss dieser verdichteten Papiermasse wiegt  $70\frac{1}{2}$  bis  $75\frac{1}{6}$  Pfund, was dem specifischen Gewichte 1,068 bis 1,139 entspricht, und dem Gewichte der schwersten Holzgattungen ungefähr gleich kommt.

Neuerlich ist in England das Verfahren erfunden worden, hölzerne Walzen durch äusserst starkes Zusammenpressen von dünnen Hobelspänen aus Tannenholz darzustellen. Solche Cylinder sollen an Härte und Dauerhaftigkeit die papierenen übertreffen, lassen sich weit leichter als diese abdrehen und stehen ihnen hinsichtlich der Unempfindlichkeit gegen feuchte und trockne Luft gleich. Die (scharf ausgetrockneten) Hobelspäne werden in eine gusseiserne Form wirt durch einander liegend eingefüllt und darin zu etwa 3 Zoll dicken, in der Mitte mit einem Loche versehenen Scheiben mittels einer mächtigen hydraulischen Presse zusammengedrückt. Die zur Bildung einer Walze erforderliche Anzahl solcher Scheiben wird auf einer eisernen Axe aufgereiht und wieder gepresst, indem man an jedem Ende eine massive hölzerne Scheibe und ganz aussen die gusseiserne Scheibe (wie bei den Papierwalzen) anbringt. Zuletzt wird die Walze abgeraspelt und abgedreht. Die Hobelspäne bilden in ihrer innigen Berührung und mannigfaltigen Verschlingung einen sehr dichten Körper, dessen vorzügliche Brauchbarkeit für den gegenwärtigen Zweck darin ihren Grund hat, dass er aus zahllosen kleinen Theilen gebildet ist und dass die Holzfasern in allen Richtungen durch einander liegen, wonach die wesentlichen Veranlassungen zum Werfen und Aufreissen oder Spalten wegfallen. In bedeutendem Grade, wenn gleich nicht ganz so vollkommen, wird dieser Zweck und also eine haltbare Beschaffenheit der hölzernen Walzen dadurch erreicht, dass man letztere aus Scheiben in ähnlicher Weise zusammensetzt wie die papierenen Cylinder aus Papierblättern. Dieses Verfahren ist von dem Kattunfabrikanten Favre zu Nantes angegeben und 1826 in Frankreich patentirt worden. Seine Anweisung besteht in Folgendem. Man schmiedet eine eiserne Axe von der Gestalt der Fig. 28, nämlich in der Mitte etwas dicker und an den Enden mit Zapfen versehen, wobei man absichtlich die ganze Oberfläche (mit Ausnahme der Zapfen) mit ungleichen und stark zu unter-

scheidenden Hammerschlägen vollendet, — damit sie durch ihre Unregelmässigkeiten dem sogleich zu erwähnenden Ueberzuge von Gusseisen mehr Haltpunkte darbietet. Man legt diese geschmiedete Axe als Kern in eine gehörig vorbereitete Sandform und umgiesst sie mit einer Lage Gusseisen, wodurch sie grössere Steifigkeit und zugleich die cylindrische Gestalt erhält, wie *Fig. 34* (*Taf. 153*) zeigt. Auf jeden der Zapfen wird in der Drehbank ein starkes Schraubengewinde *a* geschnitten, wozu man conische, mit einem vierkantigen Kopfe versehene Schraubenmutter *b* verfertigt (*s. Fig. 27* in zwei Ansichten). Ferner lässt man zwei eiserne Scheiben *c, c* (*Fig. 28* in Flächenansicht und Profil) giessen, deren jede in der Mitte ein conisches, zu der Schraubenmutter *b* passendes Loch enthält. Alsdann sägt man aus einem harten und dichten Holze, z. B. dem des Vogelbeerbaums, welches mit alkalischer Lauge ausgekocht und im Schatten sehr gut getrocknet ist, Scheiben von 1 Zoll oder weniger in der Dicke (*s. Fig. 26*), steckt dieselben mit ihrem Loche auf den Cylinder *Fig. 34*, indem man zwischen je zwei Scheiben eine dünne Lage von gutem, recht heissem Tischlerleim anbringt und dafür sorgt, dass die Richtungen der Fasern sich durchkreuzen, presst das Ganze stark zusammen, bis der Leim getrocknet ist, legt die beiden gusseisernen Scheiben *c, c* an, deren Mutter *b, b* mittels eines langen Schraubenschlüssels so scharf als möglich angezogen werden, dreht von den vorstehenden Enden der Zapfen *a* das Schraubengewinde weg, und unterwirft endlich den hölzernen Walzenkörper selbst dem Abdrehen. Die vollendete Walze erscheint in der Gestalt, welche *Fig. 35* darstellt. Ist sie mit Sorgfalt verfertigt, so erkennt man daran keine Spur von der Zusammensetzung des Holzes aus mehreren Theilen.

Es kann hier zum Schluss gelegentlich angeführt werden, dass man bei den (der Calander ähnlichen) Stärkemaschinen, zum Appretiren der baumwollenen Waaren, die untere Walze, welche in der gekochten Stärke liegt und daher nicht aus gewöhnlichem Papier gemacht werden kann, neuerlich — um die Anwendung des so veränderlichen Holzes zu vermeiden — entweder aus Papier von alten getheerten Tanen oder aus Blättern von Baumwollenzeug, ja sogar aus gehecheltem Hanf (*Werg?*), durch Zusammendrücken unter der hydraulischen Presse anfertigt.

#### A. Calander zur Glanzappretur mittels blossen Druckes.

Der Maschinen dieser Art bedient man sich theils, um den baumwollenen und leinenen Geweben, sowie einigen kammwollenen und seidenen Stoffen, zum Verkauf die letzte Appretur zu geben, theils in der Kattundruckerei, um die Zeuge für das Aufdrucken der Farben oder Beizen vorzubereiten, wozu ihre Oberfläche glatt, dicht und gleichförmig sein muss. Nach dem verschiedenen Zwecke und nach der Beschaffenheit der Stoffe wird das Calandern (*Cylindriren*, fr. *calandrage*, auch wohl *salinage, lustrage*; engl. *calendering*) bald in höherem bald in geringerem Masse angewendet, indem man sich der papierernen Walzen allein oder in Verbindung mit metallenen (bald geheizten, bald nicht geheizten) Cylindern bedient, die Arbeit unter grösserer oder geringerer Belastung der Walzen (also mit entsprechend verschiedener Pressung) vornimmt, und nach Erforderniss die Waare entweder nur einmal oder auch wiederholt durch die Maschine gehen lässt. Mit Beziehung auf die



Kattune insbesondere sind drei Hauptfälle zu unterscheiden, für welche das Calandern in verschiedenem Grade statt finden muss.

1) Kattune, welche zum ersten Male auf den Drucktisch kommen, um vorgedruckt zu werden, erfordern ein sehr starkes Calandern, weil von der Gleichförmigkeit und Feinheit der Glättung die Reinheit und Regelmässigkeit des Druckes, sowie die Genauigkeit des Rapports (d. h. das richtige Zusammentreffen und Aneinanderpassen der Muster) wesentlich mit abhängt.

2) Jene Stücke dagegen, die bereits im Krappkessel oder auf andere Weise ausgefärbt worden sind und in welche man sodann noch andere Farben eindrukt, werden weit schwächer calandert, weil die Umrisse der Muster beim vorausgegangenen Spülen u. s. w. gewöhnlich sich verzogen haben und der Drucker deshalb genöthigt ist, den Zeug bald nach der Länge, bald nach der Breite zurecht zu ziehen oder zu recken, damit er die neuen Druckmodel in richtiger Stellung gegen das schon vorhandene Muster aufsetzen kann. Dieses Recken geht aber nur alsdann an, wenn das Gewebe nicht durch scharfes Calandern steif und hart geworden ist.

3) Was endlich das Calandern zur letzten Appretur der schon ganz vollendeten Waare betrifft, so ist der Glanz, welchen man hierbei gibt, ausserordentlich verschieden nach der Mode und nach der Art oder Bestimmung der Stoffe; meistentheils aber erreicht er nicht eine solche Stärke wie beim Calandern vor Anfang des Druckens.

In gewissen Fällen will man durch das Calandern neben dem Glanze auch das bekannte eigenthümliche, wellenförmig schimmernde Ansehen der Zeuge hervorbringen, welches man mit dem Namen *Moiré* oder *Moirirung* (fr. *moiré*) bezeichnet. Diese Operation (das *Moiriren* oder *Wässern*, fr. *moirage*; engl. *watering*, *tabbying*) wird auf die Weise ausgeführt, dass man die Stücke mit Wasser einsprengt, sie davon durchziehen und wieder halb abtrocknen lässt, und in diesem Zustande calandert. Die am meisten benetzten und dadurch vorzugsweise aufgequollenen Stellen des Gewebes werden nun durch den Druck der Walzen gleichsam zerquetscht und bieten dem zufolge nachher die eigenthümlichen Lichtreflexe und wellenartigen Modificationen des Glanzes dar. Die *Moirirung*, welche entsteht, wenn man den eingesprengten Zeug, wie gewöhnlich, einfach liegend calandert, ist nicht schön und nicht sehr deutlich. Besser gelingt die Arbeit, wenn man zwei Stücke Zeug auf einander legt und zusammen durch die Walzen gehen lässt. Die gegen einander gekehrten (nicht unmittelbar von den Walzen berührten) Flächen des Stoffes empfangen alsdann die sichtbarste *Moirirung*. Allein hierbei geschieht es leicht, dass die zwei Stücke auf einander verrutschen, was zu fast unvertilgbaren Falten Veranlassung gibt. Diesem Nachtheile wird vorgebeugt, sowie zugleich das vorzüglichste *Moiré* erlangt, wenn man zwar den Stoff einfach liegend durch die Maschine führt, ihm aber während des Fortschreitens, mittels eines besonderen Mechanismus der Calander, eine kleine hin- und herschiebende Bewegung in der Richtung seiner Breite ertheilt. Der Erfolg dieser sinnreichen Abänderung ist nämlich so, als ob der Zeug in ungestörter gerader Fortschreitung seinen Weg verfolgte, während die Walzen nebst ihrer Drehung auch eine kleine Schiebung hin und her (in der Richtung ihrer Axen) empfangen, wobei nothwendig die oben erwähnte quetschende Wirkung weit ausgezeichneter statt hat, als bei blossem Drucke ohne Schiebung.

I. Wir theilen, zur Beschreibung der Calander im Einzelnen übergehend, zuerst eine solche mit drei Walzen mit, welche zu Mühlhausen im Elsass verfertigt und in einer uns bekannten mechanischen Baumwollenweberei seit mehreren Jahren mit bestem Erfolg im Gange ist. Die Abbildungen derselben (nach Originalaufnahmen) sind folgende:

*Fig. 1* (Taf. 151) Aufriss von jener Seite, wo der zu appetirende Zeug eingelassen wird.

*Fig. 2* Grundriss.

*Fig. 10* (Taf. 152) Aufriss desjenigen Endes, wo das bewegende Räderwerk sich befindet.

*Fig. 11* senkrechter Durchschnitt nach einer mit *Fig. 10* parallelen Ebene.

*Fig. 3—9, 12—17, 19—24* auf Taf. 151 und 152 Detailzeichnungen.

Das Gestell besteht aus zwei gusseisernen Ständern oder Seitenwänden *AAA* und *BBB*, welche mit ihren flanschenartigen Füßen auf einem soliden Fundamente von Balken mittels Schraubenbolzen *a*, *a*<sub>1</sub>... (*Fig. 1, 2* und *11*) befestigt werden. Einer dieser Ständer ist in *Fig. 13, 17* und *19* nach drei Ansichten abgebildet. Zur Verbindung derselben mit einander dienen drei horizontale Theile, nämlich unten die beiden langen schmiedeeisernen Stangen oder Bolzen *D* und *E*, oben das rahmenartig offene, gusseiserne Gesimse *CC*. Letzteres ist in *Fig. 20* und *21* abgesondert von der langen und von der schmalen Seite vorgestellt. Es besitzt an seinen Enden zwei abwärts gehende Lappen *b*<sub>1</sub>, *b*<sub>2</sub>, welche sich gegen die inneren Flächen der Ständer *AA* und *BB* anlegen und mit ihnen bei *1, 1* durch Schraubenbolzen vereinigt werden (vergl. *Fig. 1, 10* und *11*).

*F* und *G* sind die beiden Papierwalzen; *H* ist der hohle gusseiserne, durch Wasserdampf zu heizende Cylinder, welcher in *Fig. 1* durch einige vor ihm liegende Theile fast ganz verdeckt wird. Die Beschaffenheit der papiernen Walzen ersieht man aus *Fig. 8*, wo eine derselben im Längendurchschnitte (nach *αβ Fig. 11*) abgebildet ist. Die andere stimmt mit dieser ganz genau überein. Es bedeutet *GG* den aus Papierblättern in schon bekannter Weise zusammengesetzten Walzenkörper; *R* die vierkantige schmiedeeiserne Axe, an welcher zu jeder Seite ein cylindrischer Hals *c*, *d*<sub>1</sub> und am äussersten Ende der dünnere, ebenfalls cylindrische Zapfen *S* angedreht ist. Auf den erwähnten Hals, welcher mit einer viereckigen, rings herum gehenden Nuth versehen ist, wird mittels eines dazu passenden runden Loches die gusseiserne Scheibe *T* aufgeschoben, die sodann mittels eines, in jene Nuth und zugleich in eine seichte Vertiefung der Scheibe selbst eingesprengten, zweitheiligen schmiedeeisernen Ringes *2* ihre Befestigung erhält, so dass zwischen den beiden Scheiben *T, T* der Papierkörper zusammengepresst erhalten wird. — Die Gestalt der eisernen Walze *H* ergibt ihr Längendurchschnitt *Fig. 9*. Sie ist äusserlich sehr genau abgedreht und fein geschliffen, innerlich durch und durch hohl und an ihren Enden mit Zapfen *H*<sub>1</sub> und *H*<sub>2</sub> versehen, von welchen der an der linken Seite, *H*<sub>1</sub>, eine bedeutende Länge hat, weil auf ihm das Zahnrad *y* (*Fig. 1* und *2*) befestigt werden muss, wie sich nachher ergeben wird.

Die untere Papierwalze *G*<sub>1</sub> liegt in ihren an den Ständern *A* und *B* befindlichen Lagern so, dass sie ihren Platz nicht verlassen kann; dagegen ist den beiden andern Cylindern *F* und *H*, vermöge der Anordnung



ihrer Lager, eine kleine Hebung gestattet. Zu diesem Behufe sind die Zapfenlager der eisernen Walze  $H$  um etwa  $\frac{3}{4}$  Zoll auf- und abwärts verschiebbar, und die Lager der obern Papierwalze  $F$  befinden sich an zwei starken gusseisernen Hebeln  $I, I$  (s. auch *Fig. 7*), welche ihre Drehungspunkte in den Bolzen  $3, 3$  auf der Innenseite der Gestellwände  $A$  und  $B$  haben.  $K, K$  (vergleiche *Fig. 24*) sind zwei andere gusseiserne Hebel, deren Drehungspunkte durch Bolzen bei  $e, e$  gebildet werden und welche mit den Hebeln  $I$  vermittels der zwei schmiedeeisernen Tragstangen  $L, L$  zusammenhängen. Mit  $I$  sind diese Stangen durch Bolzen bei  $b, b$  verbunden; unten aber gehen sie durch Löcher der Hebel  $K$ , und hier befinden sich auf dem an die Stangen geschnittenen Schraubengewinde  $f_1$  die schmiedeeisernen Muttern  $c$  und  $d$ . Die Mutter  $d$  gibt den Stützpunkt für den Hebel  $K$  ab, wodurch dessen Druck mittels der Tragstange  $L$  und des Hebels  $I$  auf den Zapfen der Oberwalze  $F$ , dann ferner vermittels letzterer auf die Walze  $H$  und Unterwalze  $G$  fortgepflanzt wird. Da die Hebel  $K$  nicht vermöge ihres eigenen Gewichtes einen hinlänglichen Druck ausüben können, so werden sie an ihren äussersten Enden mit scheibenförmigen gusseisernen Gewichtstücken  $M, M$ , die man nach Erforderniss in grösserer oder geringerer Anzahl auflegt, belastet. Zu diesem Zwecke ist an dem Ende eines jeden der Hebel  $K$  eine rechtwinkelig gestaltete Platte  $e_1$  (s. *Fig. 4*) aufgesetzt, von welcher ein cylindrischer Stab  $f$  emporragt. Die Gewichtsscheiben haben ein Loch in ihrer Mitte, mit welchem sie auf diesen Stab gesteckt werden. Die Befestigung der Platten  $e_1, e_1$  an den Hebeln, sowie zugleich die Verbindung dieser letzteren zu einem rahmenartigen Ganzen erfolgt durch einen langen schmiedeeisernen Bolzen  $N$  mit Schraubenmuttern an seinen Enden, wie am deutlichsten die *Fig. 1* zeigt. Jede der Gewichtsscheiben  $M$  wiegt (bei einem Durchmesser von 12 Zoll rheinl. und einer Dicke von 2 Zoll, mit einem zweizolligen Loche) ungefähr 60 preuss. Pfund. Ausserdem sind Scheiben von nur 1 Zoll Dicke und ungefähr 30 Pfund Gewicht vorhanden. An den Druckhebeln  $I$  ist das Verhältniss zwischen den Abständen der Kraft und des Widerstandes vom Drehungspunkte  $= 4\frac{1}{2} : 1$ , und an den Gewichthebeln  $K = 11,4 : 1$ ; die unmittelbare Belastung bei  $M$  wirkt also zum  $11,4 \times 4\frac{1}{2} = 49,4$ fachen vergrössert auf die Walzen. Ist demnach z. B. ein jeder Gewichthebel mit drei dicken Scheiben oder 180 Pfund beladen, so erleiden die Walzen einen Druck  $= 360 \times 49,4 = 17784$  Pfund, ohne noch das eigene Gewicht des Hebelwerkes zu rechnen.

Wenn die Calander einige Zeit nicht gebraucht wird, so darf man die Walzen nicht auf einander ruhen lassen, weil allmählig die Papierwalzen Eindrücke von dem eisernen Cylinder annehmen. Um dies zu verhindern, muss man zur Zeit des Nichtgebrauches die mittlere und obere Walze ein wenig aufheben und dergestalt schwebend erhalten, dass zwischen  $G$  und  $H$ , sowie zwischen  $H$  und  $F$ , ein kleiner offener Raum bleibt. Hierzu dienen die schon erwähnten Schraubenmuttern  $c$  an den Hebeln  $K$  und die schmiedeeisernen Bügel oder Tragbänder  $gg, gg$  (*Fig. 1, 6* und *10*). Letztere sind oben und unten ringförmig gestaltet. Die oberen Ringe umschliessen mit einem kleinen Spielraum die beiden äussersten Zapfenenden der Walze  $F$ ; durch die unteren Ringe gehen die Zapfen der eisernen Walze  $H$ , und zwar — was wohl zu bemerken ist — mit einem bedeutend grössern Spielraume. Bei *4* (*Fig. 6* und *10*) ist jeder dieser Bügel an einem der Hebel  $I$  mittels einer Schraube befestigt, und zugleich ruht das oberste, zu einem Haken abgesetzte Ende 10

des Bügels (*Fig. 6* und *10*) auf dem vorspringenden Kranze *11* des genannten Hebels (*s. Fig. 7* und *10*). Die Folge dieser ganzen Anordnung ist, dass, wenn man die Hebel *K, K* ihrer Gewichte *M, M* entledigt und dann mittels des Bolzens *N* aufhebt, vermöge der Muttern *c, c*, der Stangen *L, L* und der Hebel *I, I* die Walze *F* im ersten Augenblicke gehoben wird, ohne *H* mitzunehmen. Sobald aber nachher die unteren Ringe der mit emporsteigenden Bügel *gg* mit den Zapfen von *H* in Berührung gekommen sind, hebt sich auch diese letztere Walze sammt ihren Lagern, und entfernt sich ihrerseits von *G*, wie bereits *F* von *H* sich entfernt hat. Erhält man nun die Hebel *K, K* in der aufgehobenen Lage durch eine dem Bolzen *N* gegebene Unterstützung, oder dadurch, dass man *N* (oder die Hebel *K, K* selbst) an einem unter der Zimmerdecke über eine Rolle geleiteten Stricke aufhängt, so bleiben die Walzen ausser Berührung mit einander, bis die Hebel *K, K* wieder herabgelassen werden und dadurch Alles in den vorigen Stand zurückkehrt.

Zur Einleitung des Zuges in die Calander sind vor der Mittelwalze, zwischen den Gestellwänden *AA* und *BB*, drei viereckige, an den Kanten ein wenig abgerundete, hölzerne Stangen *h, i* und *k* und eine halbrunde gusseiserne Leiste *l* angebracht. Letztere ist auf ihrer convexen Seite dergestalt eingekerbt, dass sie mit schräg laufenden Rippen besetzt erscheint, die auf den beiden Hälften der Länge nach entgegengesetzten Richtungen geneigt sind, wie die *Fig. 1* und *3* zu erkennen geben. Dadurch streichen sich von selbst alle Falten aus dem Zeuge, dessen Weg in *Fig. 4* durch eine punktirte Linie mit beigesetzten Pfeilen angezeigt ist. Er geht nämlich von *P* aus, wo er zusammengefaltet auf der Erde liegt oder auf einer vorgelegten hölzernen Walze aufgebäumt ist, geht um die innere Seite der Stange *h* herum, über die äussere Seite von *i*, ferner über die innere von *k*, dann oben über die Leiste *l*, steigt hinter dieser herab und tritt zwischen die Walzen *G* und *H* ein. Hierauf umschliesst er die Walze *H* zu fast drei Viertel ihres Umkreises, kommt zwischen *H* und *F* wieder hervor, läuft oben über *F*, und fällt endlich hinten nach *Q* herab, wo eine Person ihn empfängt und regelmässig zusammenlegt. — Wenn man will, kann man auch den Weg des Zuges insofern etwas abändern, dass man ihn von der Leiste *l* aus zuerst zwischen die Walzen *H* und *F*, um die hintere Hälfte von *H* herum, dann zwischen *H* und *G* wieder hervor, an der Walze *G* hinab, und endlich vom untern Theile derselben nach hinten in die Gegend von *U* leitet, wo er auf eine mittels einer Handkurbel umgedrehte Walze aufgewickelt wird. In diesem Falle muss, wie sich von selbst ergibt, die Umkehrung der Walzen in einer Richtung statt finden, welche der in *Fig. 11* durch Pfeile angezeigten entgegengesetzt ist. Zur Befestigung der Streichleisten *h, i, k* und *l* an dem Gestelle dienen zwei gusseiserne Backen *z, z*, von welchen der eine in *Fig. 23* nach vier Ansichten besonders vorgestellt ist, und die auf den Innenseiten der Ständer *AA* und *BB* angeschraubt werden (*s. vorzüglich Fig. 1* und *11*). An jedem dieser Backen befinden sich drei viereckige Büchsen *6, 6, 6*, in welche die Enden der hölzernen Stangen *h, i* und *k* eingeschoben werden, zu deren fernerer Befestigung sodann durch die Löcher *9, 9, 9* Holzschrauben auf die Hirnseite der Stangen eingeschraubt werden (*s. eine dieser Schrauben in Fig. 10* bei *19*). An seiner obersten Spitze bei *7* (*Fig. 1, 11* und *16*) endet jeder der Backen *z* mit einer rechtwinkeligen Kröpfung, auf welcher die halbrunde gekerbte Stange *l* mit ihrem Ende aufliegt und vermittels einer Schraube



befestigt ist. Dies erkennt man besonders deutlich durch Vergleichung der *Fig. 11* mit *Fig. 1*, in welcher letztern die Köpfe der gedachten Schrauben bei 12, 12 zu sehen sind. Hinsichtlich der Befestigung der Backen  $\varepsilon$ ,  $\varepsilon$  an den Ständern *AA* und *BB* des Gestelles ist noch Folgendes zu bemerken. Es dienen dazu für jeden Backen zwei Schrauben, deren Köpfe man in *Fig. 11* bei 8, 8 bemerkt. Die Löcher für diese Schrauben sind in *Fig. 13*, 16, 17 und 23 ebenfalls mit 8, 8 bezeichnet. Da die Fläche der Ständer am Rande mit einer vorspringenden Rippe versehen ist, wie in *Fig. 17* die doppelte Einfassungslinie bei  $g_1$  bezeichnet, so wird dadurch die äussere, dem Ständer zugekehrte Fläche des Backens  $\varepsilon$  verhindert, in unmittelbare Berührung mit dem Ständer zu kommen; sie bleibt vielmehr um die Höhe jener Rippe von demselben entfernt. Um gleichwohl den Backen  $\varepsilon$  eine feste Lage zu verschaffen, muss man ihnen ausser der Rippe  $g_1$  des Ständers (*Fig. 17*) noch einen andern Stützpunkt geben. Dieses wird dadurch erreicht, dass von dem Backen ein kurzer runder Zapfen 5 vorspringt (*Fig. 16*), welcher die Fläche von  $\varepsilon$  in paralleler Stellung zur innern Fläche des Ständers erhält, da er sich mit seinem Ende an die letztere anlehnt und gerade so viel Höhe oder Vorsprung hat wie die Rippe am Ständer.

Es erübrigt nun noch die Beschreibung des Apparates zum Heizen der eisernen Walze und jene des Bewegungsmechanismus.

Die Heizung wird, wie schon erwähnt, durch Wasserdampf bewirkt, welchen man durch das Innere des hohlen eisernen Cylinders *H* leitet. Zu diesem Behufe sind an den beiden Enden des genannten Cylinders mit Werg gedichtete Stopfbüchsen *m* und *o* (*Fig. 1*, 2 und 10) angebracht, durch welche die Röhren zum Zu- und Abführen des Dampfes eintreten. Diese Art der Verbindung zwischen dem Cylinder und den Röhren gestattet, dass letztere bei der Umdrehung des erstern in Ruhe bleiben können, unbeschadet der dampfdichten Zusammenfügung. Durch das mit einem Sperrhahne *q* versehene messingene Rohr  $p_1$ , welches einerseits in die Stopfbüchse *o* mündet und anderseits durch die Flanschen bei  $i_1$  an das kupferne Rohr *p* sich anschliesst, wird aus dem Dampfkessel der Dampf zugeführt. Nachdem derselbe die Länge der Walze durchstrichen hat, tritt der nicht condensirte Theil durch das in der Stopfbüchse *m* steckende Rohr *n* wieder aus. Auch dieses Rohr ist von Messing, mit einem Sperrhahne  $k_1$  versehen und mittels der Flanschen bei  $l_1$  mit einem weiter fortgehenden kupfernen Rohre  $n_1$  verbunden, welches entweder in die freie Luft oder in einen Wasserbehälter führt, um die Verbreitung des abgeleiteten Dampfes im Arbeitsraume oder überhaupt im Gebäude zu verhindern. Da sich, so lange die Walze *H* noch kalt ist, in derselben eine bedeutende Wassermenge durch Condensation des Dampfes ansammelt, so ist mittels einer besondern Vorkehrung für dessen Wegschaffung wenigstens so weit gesorgt, dass die Menge desselben nie sehr anwachsen kann. Das innerhalb der Walze befindliche Ende des Rohres *n* (*Fig. 9*) bildet nämlich durch die angeschraubte krumme Verlängerung  $h_1$  ein abwärts gehendes Knie, welches bis in geringe Entfernung von der Wandfläche des Cylinders *H* reicht. Wenn sich nun so viel Wasser in der Walze angesammelt hat, dass das Ende von  $h_1$  eintaucht und mithin dem Dampfe der Ausgang verschlossen wird, so drückt letzterer auf das Wasser und treibt es vor sich her durch das Rohr  $h_1 n$  hinaus, bis wieder die Oeffnung des Knies  $h_1$  frei geworden ist. Um das zuletzt immer in der Walze zurückbleibende Wasserquantum so klein als

möglich zu machen, hat man demnach nur das Knierohr bis ganz nahe an den innern Umkreis der Walze zu verlängern. Dies geht bei der in unseren Abbildungen vorgestellten Anordnung darum nicht an, weil man das zu weit abwärts gebogene Knie nicht durch die lange und enge Oeffnung des Walzenzapfens  $H_1$  hinein- und herausbringen könnte. Dieser hinderliche Umstand würde dadurch wegfallen, dass man das Dampfableitungsrohr  $nh_1$  in den kurzen Zapfen  $H_2$  legte, und dagegen das Zuleitungsrohr  $p_1$  in den langen Zapfen  $H_1$ .

Die Einrichtung der Stopfbüchsen für die Dampfrohre geht aus *Fig. 22* hervor, wo die Büchse  $o$  des Zuleitungsrohres im Durchschnitte vorgestellt ist. Die Büchse des Ableitungsrohres stimmt mit dieser völlig überein. Man vergleiche übrigens bei der nachstehenden Erklärung auch die *Fig. 1, 2* und *10*. — Die Stopfbüchse besteht aus zwei von Eisen gegossenen Haupttheilen, nämlich einem hohlen Cylinder  $o_1$ , welcher mittels seiner breiten Flansche  $m_1$  durch vier Schrauben bei *13, 13 . . .* an dem Ende der eisernen Walze  $H$  befestigt wird, und einem zweiten, etwas kleinern Cylinder  $s_1$ , der in jenen eingeschoben wird. Mit Oel getränktes Werg dient als Dichtungsmittel dieser Verbindung. Man stopft damit die Höhlung von  $o_1$  rund um das durch dieselbe gehende Dampfrohr aus und presst diese Füllung durch Hineindrücken des zweiten Cylinders fest zusammen. Zu diesem Behufe ist an  $s_1$  ebenfalls eine Flansche befindlich, welche man in *Fig. 2* und *12* mit  $r_1$  bezeichnet sieht. Vier kleine Schraubenbolzen  $q_1$ , die an ihrem ringförmigen Ende auf kurzen Stiften des Cylinders  $o_1$  hängen, gehen durch Löcher der Flansche  $r_1$  und sind ausserhalb dieser letztern mit Muttern versehen, mittels welcher der Deckel  $r_1 s_1$  der Stopfbüchse nach Erforderniss in die Büchse  $o_1$  selbst hineingedrückt wird.

Zum Betriebe der Calander dient der aus *Fig. 1, 2* und *10* ersichtliche Mechanismus. Ein Riemen ohne Ende  $w$  treibt die gusseiserne Rolle oder Scheibe  $v$ , auf welcher er liegt und die an der Axe  $rs$  befestigt ist. Diese ruht mit einem Ende in einem Zapfenlager  $V$  am Ständer  $BB$ , mit dem andern Ende in einem zweiten Lager bei  $t$ , wofür ein eigener gusseiserner Bock  $W$  aufgestellt ist.  $u$  ist die lose Rolle, auf welche der Riemen hinüberschoben wird, wenn man die Maschine zum Stillstehen bringen will. Zum Hin- und Herschieben des Riemens (Ein- und Ausrücken oder An- und Abstellen) dient folgende Vorrichtung. Auf der Aussenseite des Ständers  $BB$  sind in denselben zwei horizontale schmiedeeiserne Arme *14, 14* eingeschraubt. (Die Löcher dazu findet man in *Fig. 13* und *17* gleichfalls mit *14* bezeichnet.) Durch die mit einem runden Loche versehenen Enden dieser Arme geht drehbar ein senkrechter cylindrischer Bolzen *15, 16, 17*, welcher durch seinen Kopf *15* und einen Vorsteckstift bei *17* an seinem Platze erhalten wird und dem an ihm befestigten hölzernen Ausrückungshebel  $XY$  zur Drehungsaxe dient. Ein Schraubenbolzen  $t_1 u_1$  verbindet den genannten Hebel mit einem hölzernen Schieber  $Z$ , welcher seiner Länge nach in Leitungen  $C_1$  und  $D_1$  an dem hölzernen Bocke  $A_1 B_1 B_1$  hin und her gleiten kann und bei  $v_1$  (*Fig. 2*) einen Spalt enthält, um den Riemen  $w$  durchzulassen. Man sieht hiernach leicht ein, wie durch die Bewegung des Hebels  $XY$  der Riemen nach Belieben auf die Rolle  $v$  oder auf die Rolle  $u$  gebracht werden kann.

Die Welle  $rs$  der beiden Riemenrollen trägt ein eisernes Zahnrad  $x$ , welches in ein grösseres solches Rad  $y$  eingreift; letzteres befindet sich



an dem langen, ausserhalb des Gestelles hervorragenden Zapfen  $H_1$  der eisernen Walze  $H$ . Somit wird diese Walze von der Triebkraft in Umlauf gesetzt und von ihr werden die beiden Papiercylinder  $F$  und  $G$  mittels der gegenseitigen Friction, also mit der nämlichen Peripheriegeschwindigkeit umgedreht. Diese gemeinschaftliche Drehung aller drei Walzen bewirkt denn auch das Durchgehen des Zeuges, nachdem dieser einmal gehörig zwischen die Walzen hineingeleitet ist.

Die eiserne Walze  $H$  macht bei schnellem Gange 20 bis 25 Umdrehungen in einer Minute, wonach (da sie  $10\frac{1}{2}$  rheinl. Zoll im Durchmesser hat) ihre Peripheriegeschwindigkeit, mithin auch das Fortschreiten des Zeuges,  $11 - 13\frac{3}{4}$  Zoll in einer Secunde beträgt, und ein Stück von z. B. 50 Berliner Ellen Länge in  $1\frac{1}{2} - 2$  Minuten den Weg durch die Calander zurücklegt.

Zur Ergänzung des Vorstehenden folgen hier noch die nöthigen Nachweisungen über die Details der Calander.

*Fig. 3* eine der schmiedeeisernen Tragstangen  $L$ , in zwei Ansichten.  $f_1$  ist das Schraubengewinde derselben; bei  $b$  befindet sich das Loch für den Bolzen, durch welchen die Stange mit dem Druckhebel  $I$  zusammengehängt wird (s. bei  $b$  in *Fig. 2*, 10 und 11).

*Fig. 4* eine der rechtwinkelig gekröpften Eisenplatten  $e_1$ , auf deren Bolzen  $f$  die Gewichtstücke aufgesteckt werden. Die Verbindung dieser Platte mit dem Hebel  $K$  (wobei die mit  $N$  in *Fig. 4* und 24 bezeichneten Löcher einander decken und gemeinschaftlich den langen Bolzen  $n$  durchlassen) geht aus *Fig. 1* und 4 deutlich hervor.

*Fig. 5* zwei Ansichten des schon erwähnten Bolzens  $e$ , um welchen der Gewichthebel  $K$  mittels eines Loches  $e$  (*Fig. 24*) sich dreht.

*Fig. 6* zwei Ansichten von einem der Bügel  $g, g$ , vermittels welcher die obere Papierwalze  $F$ , wenn sie aufgehoben wird, den eisernen Cylinder  $H$  nach sich in die Höhe zieht. Bei 4 ist das Loch zum Anschrauben dieses Bügels an den Druckhebel  $I$ , und der Absatz oder Haken 10 kommt auf einen vorspringenden Kranz 11 dieses Hebels zu liegen (s. *Fig. 10*).

*Fig. 7* drei Ansichten von einem der Druckhebel  $I$ . In die Vertiefung  $h_2$  tritt von unten das obere Ende der Tragstange  $L$  (*Fig. 3*) ein, welche nachher mittels des durch das Loch  $b$  geschobenen Bolzens mit dem Hebel zusammengehängt wird. 3 ist das Loch für den als Drehungsaxe dienenden Bolzen, welchen man auch in *Fig. 1*, 2, 10 und 11 mit 3 bezeichnet findet; es fällt mit den Löchern 3, 3 in *Fig. 13* und 17 zusammen. In den (von einer vorspringenden Einfassung 11 umgebenen) Ausschnitt  $e_2$  wird das metallene Zapfenlager  $f_2$  der obren Papierwalze  $F$  gelegt, welches *Fig. 15* nach drei Ansichten darstellt.

*Fig. 8* Längendurchschnitt einer Papierwalze:

$GG$  der aus Papierscheiben zusammengepresste Körper.

$R$  die geschmiedete eiserne Axe.

$S, S$  deren Zapfen.

$T, T$  die gusseisernen End- oder Schlusscheiben, welche den Papierkörper zusammenhalten.

$c, d, c, d_1$  die cylindrischen Ansätze der Axe  $R$ , worauf die Scheiben  $T, T$  stecken.

2, 2 und 2, 2 die zweitheiligen schmiedeeisernen eingesprengten Ringe, durch welche die Scheiben  $T, T$  mit der Axe  $R$  fest verbunden werden.

*Fig. 9* senkrechter Längendurchschnitt der eisernen Walze, ohne die Stopfbüchsen:

$H$  die Walze.

$H_1$  und  $H_2$  deren Zapfen.

$p_1 p_1$  das Dampfzuführungsrohr.

$h_1 n n$  das Dampfableitungsrohr.

*Fig. 12* das eben erwähnte Zapfenlager der eisernen Walze. Es besteht aus einer dicken gusseisernen Platte  $K_1$ , welche in der Mitte ein grosses rundes Loch  $y_1$  zur Aufnahme des Walzenzapfens und am Rande auf allen vier Seiten eine breite Nuth  $z_1$  besitzt. Letztere ist oben und unten viel tiefer als links und rechts, und demzufolge füllt die Höhe des Lagers (innerhalb der Nuthen gemessen) den senkrechten Abstand zwischen  $E_1$  und  $E_2$  (*Fig. 13*) nicht völlig aus; es bleibt vielmehr ein hinlänglicher Spielraum, um die früher als nöthig nachgewiesene Aufhebung der Walze  $H$  sammt ihren beiden Lagern  $K_1$  zu gestatten.

*Fig. 13, 17* und *19*. Drei Ansichten von dem gusseisernen Ständer  $B$  des Gestelles, nämlich *Fig. 13* äussere Flächenansicht (entsprechend der Stellung in *Fig. 10*), *Fig. 17* innere Flächenansicht, *Fig. 19* Kantenansicht. (Der Ständer  $A$  stimmt mit diesem wesentlich überein.)

$B B B$  der Ständer.

$g_1, g_1$  die vorspringenden Ränder oder Rippen desselben.

$D, E$  Löcher für die eisernen Verbindungsstangen  $D$  und  $E$  (s. *Fig. 1, 2, 10* und *11*).

$e$  Loch für den Bolzen, um welchen der Gewichthebel  $K$  sich dreht (s. *Fig. 1, 2* und *10*).

$a$  Backen oder Kloben, dessen Oeffnung  $I_1$  (*Fig. 19*) den Hebel  $I$  (*Fig. 1, 2* und *10*) aufnimmt.

$1, 1$  Löcher für die Schrauben, womit das Gesimse  $C$  an dem Ständer befestigt wird (vergl. *Fig. 1* und *10*).

$3, 3$  Löcher in der Wand des Ständers und in dem Backen  $a$ , durch welche der dem Hebel  $I$  als Drehungsaxe dienende Bolzen gesteckt wird.

$8, 8$  Schraubenlöcher zur Befestigung des Backens  $z$  (*Fig. 16*).

$14, 14$  Löcher zum Einschrauben der Arme  $14, 14$  (s. *Fig. 1*).

$19, 19, 19, 19$  Schraubenlöcher zur Anbringung des Zapfenlagers  $V$  für die Betriebswelle  $r s$  (s. *Fig. 1, 2* und *23*).

$E_1$  und  $E_2$  zwei von dem Ständer vorspringende Arme, zwischen welche das Lager der eisernen Walze (*Fig. 12*) eingeschoben wird, zu dessen Versicherung alsdann das mittels zweier Schrauben bei  $20, 20$  angebrachte Deckelstück  $F_1$  dient (vergl. *Fig. 2, 10* und *11*).

$G_1$  der Ausschnitt, in welchen das metallene Zapfenlager der untern Papierwalze (s. *Fig. 14*) eingelegt wird.

*Fig. 14* eins der (aus Rothguss oder Glockenmetall bestehenden) Zapfenlager  $a_2$  für die untere Papierwalze, in drei Ansichten. Es wird in den Ausschnitt  $G_1$  des Ständers (*Fig. 13, 17* u. *19*) gelegt; vergl. *Fig. 1* u. *2* bei  $a_2$ .

*Fig. 16* vier Ansichten von einem der gusseisernen Backen, welche auf den Innenseiten der Ständer  $AA$  und  $BB$  angeschraubt werden, um in ihren Büchsen  $6, 6, 6$  die Enden der hölzernen Stangen  $h, i$  und  $k$  (*Fig. 1* und *11*) aufzunehmen. Diese Vorrichtung ist bereits oben vollständig erklärt.

*Fig. 20* und *21* zwei Ansichten des gusseisernen Gesimses  $C$ , welches die oberen Enden der Ständer  $AA$  und  $BB$  mit einander verbindet.



Zu diesem Behufe dienen die Lappen  $b_1, b_1$  mit ihren Bolzenlöchern 1, 1, welche mit den Löchern 1, 1 in *Fig. 13* und *17* zusammenfallen (vergl. *Fig. 2* und *4*).

*Fig. 22* Durchschnitt der Stopfbüchse  $o$ , durch welche das Dampfzuleitungsrohr  $p_1 p_1$  in den eisernen Cylinder  $H$  eintritt. Die Lage, welche diese Stopfbüchse an dem Cylinder einzunehmen hat, geht durch Vergleichung mit *Fig. 1, 2* und *9* genügend hervor.

$m_1 m_1$  die Flansche der Stopfbüchse, welche mittels vier Löcher wie *13, 13* vor die Endfläche des Walzenzapfens  $H_2$  (*Fig. 9*) geschraubt wird.

$o_1$  die Stopfbüchse.

$s_1$  deren Deckel, an welchem die Flansche  $r_1 r_1$  sich befindet.

$q_1$  die Schraubenbolzen zum Anziehen des Deckels; ihrer sind vier, auf dem Umkreise der Stopfbüchse in gleichen Abständen vertheilt, vorhanden.

*Fig. 23* verschiedene Ansichten des an dem Ständer  $B$  anzubringen- den Zapfenlagers für die Betriebswelle  $rs$  (vergl. *Fig. 1* und *2*). Es besteht aus zwei Gusseisenstücken  $V$  und  $V_1$ , von welchen das erstere mittels vier Schrauben und der Löcher *19, 19, 19, 19* (s. auch *Fig. 13* und *17*) an dem Ständer  $BB$  befestigt wird und die untere Hälfte des metal- lenen Lagerfutters  $x$  enthält. Die obere Hälfte des letztern wird von einem Ausschnitte des Stückes  $V_1$  aufgenommen. In den Berührungs- flächen von  $V$  und  $V_1$  ist eine verschoben-viereckige Oeffnung ausge- schnitten, in welche der Keil  $w_1$  eingetrieben wird, der hier die beiden Theile zusammenhält, sowie dies an der andern Seite durch die bei *18* angebrachte Schraube geschieht.

*Fig. 24* drei Ansichten eines der Gewichthebel  $K$ .

$e$  das Loch für den als Drehungsaxe dienenden Bolzen  $e$  (*Fig. 1, 2, 5, 10* und *11*).

$b_2 c_2 d_2$  die viereckige Oeffnung, durch welche die Tragstange  $L$  (*Fig. 3, 10* und *11*) gesteckt wird, um den Hebel  $K$  mit dem Hebel  $I$  zu verbinden. Die beträchtliche Erweiterung dieser Oeffnung nach oben und in der Längenrichtung des Hebels ist vorhanden, damit die Stange  $L$  dem Auf- und Niederspielen des Hebels nicht im Wege steht.

$N$  das Loch zur Anbringung des langen Bolzens  $N$  (*Fig. 1, 2, 10* und *11*), welcher die beiden Gewichthebel  $K, K$  mit einander verbindet.

II. Eine Calander mit drei Walzen, nämlich einer Metallwalze von 12 rheinl. Zoll Durchmesser in der Mitte und zwei 19 Zoll dicken Papier- cylindern oben und unten, übrigens aber von älterer Einrichtung, ist von HÖNIG in PRECHTL's technologischer Encyclopädie, Bd. VIII. S. 27 be- schrieben und daselbst auf Taf. 154 in vier Ansichten abgebildet.

Die Breite dieser Maschine (zwischen den Endscheiben der Papier- walzen gemessen) beträgt  $5\frac{1}{4}$  rheinl. Fuss. Die metallene Walze ist hohl, aber nicht für Dampfheizung, sondern zum Einlegen eines glühenden Bolzens vorgerichtet. Das Gestell ist von Holz; der Druck wird durch zwei senkrechte eiserne Schrauben hervorgebracht, welche mittels eines horizontalen, in paralleler Lage mit den Walzen angebrachten Balkens auf die Lager der obersten Walze wirken; Streichleisten zur Einführung des Zeuges, um ihn anzuspinnen und glatt zu streichen, sind nicht vorhanden\*).

\*) Um die Uebersicht der Calanderconstructionen in geschichtlicher Beziehung zu vervollständigen, führen wir noch folgende ältere Beispiele derselben an:

III. Calander von LEROY in Paris (beschrieben und abgebildet im *Bulletin de la Société pour l'Encouragement de l'Industrie nationale*, XXVI. Année, 1827, p. 3; daraus in DINGLER's polytechnischem Journal, Bd. XXV. S. 33). Dieselbe stimmt wesentlich mit der unter Nr. I. beschriebenen Maschine aus Mühlhausen überein, bietet aber in mehreren Einzelheiten Abweichungen dar, wovon die vorzüglichsten hier näher bezeichnet werden sollen. Die Walzen sind nur  $2\frac{1}{2}$  Fuss lang; dabei haben die zwei papierenen, welche oben und unten liegen, 15 Zoll im Durchmesser; der mittlere Cylinder ist von Messing gegossen (in der französischen Beschreibung steht *cuivre fondu*, was aber schwerlich rothes Kupfer bedeutet), hohl mit  $7\frac{1}{2}$  Zoll äusserem Durchmesser bei 1 Zoll Wandstärke, und zur Dampfheizung eingerichtet. Die Verbindung der Dampfrohren mit dem Metallcylinder wird nicht durch Stopfbüchsen, sondern mittels eingeschnitzter conischer Ansätze hergestellt, eine Methode, welche gewiss nicht den Vorzug verdient. Das Gestell ist von Gusseisen und von leichter, zierlicher Form, welche aber bei längeren Walzen und starker Pressung einiges Bedenken in Ansehung der Solidität einflössen könnte. Das Hebelwerk vervielfältigt den Druck der aufgesetzten Gewichte  $31\frac{1}{4}$  Mal. Zum Einlassen des Stoffes, welcher zusammengefaltet vorgelegt und auch hinter der Maschine wieder zusammengefaltet wird, sind vier vierkantige hölzerne glatte Streichleisten angebracht, aber die schräg gekerbte Streichleiste, welche zur völlig glatten Ausbreitung so wichtig ist, fehlt. Eine sehr bequeme zur Hand liegende Winde ist angebracht, um den mittlern und obren Cylinder aufzuheben und gehoben zu erhalten. Der Betrieb findet mittels eines an der mittlern Walze sitzenden Zahnrades statt; eine kleine Dampfmaschine von nur einer Pferdekraft ist dazu mehr als genügend, und ihr Kessel liefert zugleich den Dampf zur Heizung der Calander, sowie einiger Färbekufen und eines grossen Trockenzimmers.

IV. Calander von MOULFARINE in Paris (zuerst beschrieben und abgebildet in: *L'Industriel*, par CHRISTIAN, Vol. VI. No. 12, Avril 1829, p. 634, und hiernach in DINGLER's polytechnischem Journal, Bd. XXXIII., S. 383, sowie in PRECHTL's technologischer Encyclopädie, Bd. VIII. S. 30). Diese ist in den Hauptpunkten von ganz ähnlicher Construction wie die unter Nr. I. und III. vorgekommenen Maschinen. Das Gestell (ebenfalls von Gusseisen) hat jedoch eine andere und zwar einfache Form. Der Bewegungsmechanismus, aus Riemenscheibe und zwei Zahnrädern bestehend,

a) Eine Calander mit drei hölzernen Walzen, Druck mittels Schrauben und Bewegung durch eine Handkurbel nebst Rad und Getriebe, s. J. C. G. JACOBSON, Schauplatz der preussischen Zeugmanufacturen, I. Band, Berlin 1773, S. 177, und P. N. SPRENGEL's Handwerke und Künste in Tabellen, fortgesetzt von O. L. HARTWIG, XII. Sammlung, Berlin 1774, S. 406. — b) Eine eiserne hohle (durch einen glühenden Bolzen zu heizende) Walze zwischen zwei hölzernen Cylindern; Bewegung mittels Handkurbel, Rad und Getriebe; Schrauben zum Aufheben der Walzen, aber (wenn man die Zeichnungen als richtig ansieht) keine Vorrichtung zur Hervorbringung eines Druckes, wonach also die Walzen nur vermöge ihres eigenen Gewichtes auf einander lasten würden; s. Magazin aller neuen Erfindungen, Entdeckungen und Verbesserungen, II. Band, 6. Stück (Leipzig ohne Jahrzahl), S. 337. — c) Eine eiserne oder messingene hohle, durch einen Bolzen zu heizende Walze zwischen zwei Papiercylindern; Druck durch ein zusammengesetztes Hebelwerk mit hochhängenden Gewichten, wobei die untere und mittlere Walze nach oben gepresst werden, während die oberste unbewegliche Lager hat, s. CHRISTIAN, *Traité de mécanique industrielle* Tome III., Paris 1825, p. 440.



ist wie bei Nr. I. angeordnet. Die obere und untere Walze, welche aus Papier bestehen, haben 20 Zoll Dicke und messen, zwischen ihren gusseisernen Endscheiben,  $4\frac{1}{2}$  Fuss in der Länge. Ihre Construction weicht etwas von der in *Fig. 8* dargestellten ab, indem statt der eingesprengten Ringe 2, 2 jener Figur hier an einem Ende eine feste Flansche auf der Axe und am andern Ende eine Schraubenmutter angebracht ist. Der Durchschnitt *Fig. 31* (Taf. 153) erläutert dies; nur muss man sich darin die punktirten Theile  $w$ ,  $w_1$  und  $w_2$  weggenommen denken. Es bedeutet  $c$  die vierkantige schmiedeeiserne Axe mit ihren beiden Zapfen  $a$  und  $b$  und dem zunächst bei  $b$  angeschnittenen Schraubengewinde  $g$ ;  $e$  die Flansche, welche mit der Axe  $c$  aus dem Ganzen geschmiedet ist, und gegen welche sich die eine gusseiserne Endscheibe  $dd$  anlehnt;  $ff$  die andere Endscheibe;  $hh$  die Schraubenmutter. Die gusseiserne hohle Mittelwalze hat 7 Zoll im äussern und 5 Zoll im innern Durchmesser, also 1 Zoll Wandstärke; sie wird durch Dampf geheizt, und die Röhren, mittels welcher derselbe ein- und austritt, sind durch Stopfbüchsen mit der Walze in Verbindung gesetzt. Das Austrittsrohr ist mit einem beliebig zu belastenden Ventile versehen, welches dem Dampfe den Abzug verwehrt, so lange es nicht von demselben gehoben wird. Dadurch hat man es in seiner Macht, den Dampf in dem geheizten Cylinder zu spannen und ihn also mit höherer Temperatur (der Angabe nach mit  $110^\circ \text{C.}$ ) wirken zu lassen. Die Erhöhung der Temperatur um einige Grade ist jedoch von keinem grossen Werthe für den Effect der Calander, und den sonst gemachten Erfahrungen zufolge leistet Dampf von  $100^\circ \text{C.}$ , frei durch die Walze streichend, Alles was man wünschen kann. Damit beim Aufheben dieser Walze von der untern (im Ruhestande der Maschine) die beiden senkrecht niedersteigenden Röhren kein Hinderniss werden und auch nicht selbst einer Beschädigung unterliegen, ist jede in einiger Höhe über dem Fussboden aus zwei Theilen zusammengefügt, von welchen der obere sich im untern, vermittels einer Stopfbüchse, etwas auf- und niederschieben kann. Diese Einrichtung ist sehr zweckmässig und empfehlenswerth, obwohl nicht durchaus unentbehrlich, sofern die Röhren von der Calander aus auf eine etwas grosse Entfernung horizontal fortlaufen; denn in diesem Falle haben sie Biegsamkeit genug, um bei der geringen Ortsveränderung der Metallwalze, in welche sie einmünden, im erforderlichen Grade sowohl auf- als abwärts nachzugeben. Hierauf ist namentlich bei der unter Nr. I. beschriebenen Calander, und zwar mit vollkommenem Erfolge, gerechnet. Wäre dies nicht, so müsste die Zusammenfügung der Röhre  $p_1$  mit ihrer Fortsetzung  $p$  (*Fig. 1*) etwa bei  $i_1$  vermittels einer Stopfbüchse bewerkstelligt sein, und eben so die Zusammenfügung der Ausgangsröhre  $n$  (in *Fig. 10*) mit ihrer Fortsetzung  $n_1$ , etwa bei  $l_1$ . — Die Einführung des Zeuges nach den Walzen geschieht in einem Zickzack über vier glatte hölzerne, vierkantige Streichleisten. Das Hebelwerk ist mit dem an den Calandern Nr. I. und III. hinsichtlich der Zusammensetzung übereinstimmend; es vergrößert den unmittelbaren Druck der aufgelegten Gewichtstücke 75 Mal. Zum Aufheben des obern und mittlern Cylinders, wenn die Maschine für längere Zeit in Ruhe gesetzt worden ist, sind oben auf dem Gestelle zwei senkrechte eiserne Schraubenspindeln angebracht, deren Müttern durch eiserne Tragschienen mit den Zapfenlagern zusammenhängen. Es wird angegeben, dass die eiserne Walze 12 Umdrehungen in einer Minute macht, wonach ihr Umfang (also auch der Zeug) sich mit 4,4 Zoll in einer Secunde bewegt. Dies ist eine sehr langsame Bewegung.

V. In dem Kunst- und Gewerbeblatt, herausgegeben von dem polytechnischen Verein für das Königreich Baiern, Jahrgang 1832, S. 963, ist von KREITMAYER eine Calander zum Appretiren der Seidenzeuge beschrieben und abgebildet. Sie hat ein Gestell von Eichenholz und besteht, gleich allen bisher angeführten Calandern, aus drei Walzen, nämlich einer metallenen in der Mitte und zwei papierenen oben und unten; die Länge der letzteren, innerhalb ihrer eisernen Endscheiben gemessen, beträgt 44 Zoll rheinländisch. Alle drei Walzen haben einen gleichen Durchmesser, nämlich  $10\frac{1}{4}$  Zoll rheinl.; diese geringe Dicke der Papierwalzen kann nur bei der Appretur solcher Stoffe, welche unter sehr mässigem Drucke calandert werden, allenfalls genügen. In der That ist der Beschwerungsapparat nicht auf Hervorbringung eines sehr grossen Druckes berechnet. Er besteht nämlich aus zwei einfachen einarmigen Hebeln (starken,  $8\frac{3}{4}$  rheinl. Fuss langen Balken von Eichenholz), welche die Zapfenlager der obersten Walze niederdrücken und von denen jeder mit einem Gusseisernen, durch eingegossenes Blei beschwerten Kasten versehen ist. Dieser Kasten ist auf dem Hebel mittels Zahnstange und Getriebe verschiebbar, damit man den Druck nach Erforderniss verändern kann. An das äusserste Ende der Hebel hinausgeschoben, haben die Gewichtskästen eine solche Stellung, dass ihre Last etwa 13fach vergrössert auf die Walzen wirkt. Jeder Kasten hat äusserlich 22 rheinl. Zoll Länge,  $5\frac{1}{2}$  Zoll Breite und  $8\frac{1}{4}$  Zoll Höhe. Es wird nicht angegeben, wie dick sie im Eisen und wie weit sie mit Blei ausgegossen sind; daher ist es nicht möglich, ihr Gewicht auf eine zuverlässige Weise zu berechnen. Wären sie aber auch ganz von Blei, so könnten sie, eine Wandstärke des Gusseisens von 1 Zoll vorausgesetzt, zusammen nur etwa 715 preuss. Pfund wiegen, und der höchste hervorzubringende Druck betrüge daher nur  $715 \times 13 = 9295$  Pfund, oder ungefähr halb so viel, als oben (S. 850) für die unter Nr. I. beschriebene Calander, bei einer mittlern Belastung derselben, ausgerechnet worden ist. Bei der Lage, welche die Beschwerungskästen in der Abbildung des Kunst- und Gewerbeblatts haben, findet kaum eine  $11\frac{1}{2}$ fache Vermehrung ihres Druckes durch die Hebel statt, und der effective Druck auf die Walzen würde demnach nur zu  $715 \times 11,5$  oder 8222 Pfund angenommen werden können. Es ist wohl voranzusetzen, dass den Hebeln eine mehr als genügende Länge gegeben sei, und also der Druck in der That nie über 8000 Pfund betragen werde.

Die Metallwalze ist hohl, 1 Zoll in der Wandung dick, und wird durch Dampf geheizt. (Der dazu dienliche kleine Dampfkessel ist am oben angeführten Orte ebenfalls abgebildet.) Die Anfügung der beiden Dampfrohren an die Enden der Walzenzapfen ist vermittels eingeschrägelter conischer Ansätze bewerkstelligt, beinahe ganz so wie bei der Calander von LEROY (Nr. III.). Die Hälse oder Zapfen der Walze sind nicht mit dem Körper aus dem Ganzen gegossen, sondern mittels Flanschen angeschraubt, eine Anordnung, welche gewiss nicht nachgeahmt zu werden verdient. Der zu appretirende Zeug wird beim Eintritt durch vier kleine (3 Zoll dicke) hölzerne Walzen geleitet, über und unter welchen man ihn im Zickzack fortgehen lässt; er geht zwischen der mittlern und obern Walze durch, und (sofern dies nöthig erachtet wird) sogleich auch zwischen der mittlern und untern, so dass er auf der Vorderseite der Maschine wieder austritt. Dieses letztere Verfahren wird jedenfalls mit Unbequemlichkeit verbunden sein, da alsdann kein zweiter



Arbeiter zur Empfangnahme und Zusammenlegung des austretenden Stoffes angestellt werden kann. Daher leuchtet ein, dass man, um bei einmaligem Durchgange eine zweifache Pressung zu bewirken, besser den Zeug so führen wird, wie es in *Fig. 4* angezeigt ist. Die Papierwalzen sollen beim Gebrauch der Maschine mit einem glatten feinen Baumwollenzug (Perkal) umwickelt werden; wie vielfach oder wie fest, hat der Appreteur zu beurtheilen. Hierdurch bleibt die Rückseite des appetirten Stoffes glanzlos und wird überhaupt der Effect der Appretur gemildert.

Die Bewegung dieser Calander geschieht durch Menschenkraft. Zwei Arbeiter nämlich drehen mittels Zugstangen, welche an einem doppelten Krummzapfen eingehangen sind, die (mit Schwungrad versehene) Axe eines Getriebes von neun Stöcken um, welches letztere in ein 72 zähniges Rad an der mittlern (metallinen) Walze eingreift. Diese Walze soll 10 bis 12 Umgänge in einer Minute machen, wonach die Umfangsgeschwindigkeit derselben nahe  $5\frac{1}{2}$  —  $6\frac{1}{2}$  Zoll in einer Secunde beträgt und 1 preuss. Elle Zeug in  $4 - 4\frac{1}{4}$  Secunden durch die Maschine läuft.

Eine Vorrichtung, um im Zustande der Ruhe die obere Walze von der mittlern, sowie diese von der untern aufzuheben und entfernt zu halten, ist bei gegenwärtiger Calander nicht angebracht, was als ein erheblicher Mangel bezeichnet werden muss.

VI. Eine interessante und in gewissen Fällen sehr angemessene Einrichtung der Calander ist diejenige, welche von CARL DOLLFUS erfunden und ausgeführt wurde. Wir geben in *Fig. 30* eine Abbildung derselben im senkrechten Durchschnitte, nach dem *Bulletin de la Société industrielle de Mulhausen*, No. 18., p. 329 und DINGLER'S polytechnischem Journal, Bd. XLIII., S. 118. Die vorzüglichsten Eigenthümlichkeiten derselben sind folgende: 1) Dass zwei Stücke Zeug auf einmal durch dieselbe gehen können, und dass sie daher in gleicher Zeit doppelt so viel arbeitet als eine gewöhnliche Calander; vorausgesetzt, dass nichts weiter erfordert wird, als die Bearbeitung zwischen der Metallwalze und einer der Papierwalzen. 2) Dass sie mit einem mechanischen Zusammenleger (fr. *plieur*) versehen ist, wodurch der zweite Arbeiter entbehrlich wird, welcher bei den gewöhnlichen Calandern das Zusammenlegen des herauskommenden Zeuges verrichtet. 3) Dass nach Belieben die calanderten Zeuge auch auf eine Walze aufgerollt werden können, sofern dies dem Zusammenlegen vorgezogen wird. 4) Dass vermöge einer sehr einfachen Vorrichtung die Hände der Arbeiter nicht von den Walzen ergriffen werden können, was sonst bei Unvorsichtigkeit im Einbringen des Zeuges zuweilen geschieht und lebensgefährliche Verletzungen zur Folge hat.

$a, a_1$  (*Fig. 30*) sind die beiden Papierwalzen, zwischen welchen sich wie gewöhnlich die metallene (hier messingene) Walze  $b$  dreht, die entweder hohl oder massiv sein kann, jenachdem sie geheizt werden soll oder nicht. In der gegenwärtigen Maschine ist sie hohl, mit 1 Zoll dicker Wandung. — Die Construction der Papiercylinder weicht von den bisher erklärten, in *Fig. 8* und *31* vorgestellten, ab, ist aber nicht der DOLLFUS'Schen Calander eigenthümlich und hat keinen erheblichen Vorzug, wohl aber den Nachtheil, dass sie bei der Verfertigung der Walzen mehr Arbeit verursacht. Die eiserne Axe ist vierkantig, aber dünner als man sie sonst zu machen pflegt. Dagegen sind parallel mit ihr vier runde schmiedeeiserne Stangen oder lange Bolzen  $w, w, w, w$  angebracht, welche durch passende Löcher in allen Papierblättern hindurchgehen und die

gusseisernen Endscheiben mit einander verbinden. Die ganze übrige Einrichtung bleibt wie in *Fig. 27*, welche oben bei Gelegenheit der Calander Nr. IV. beschrieben worden ist, und hier um so mehr wieder zu Rathe gezogen werden kann, als zu diesem Behufe zwei der gedachten Bolzen  $w, w$  darin durch Punktirung angezeigt sind. Jeder derselben geht durch ein Loch in der Scheibe  $d$  und eben so in der Scheibe  $f$ , hat ausserhalb der erstern seinen Kopf  $w_1$  und trägt vor der letztern eine Schraubenmutter  $w_2$ .

Das in *Fig. 30* angegebene eiserne Hebelwerk zum Aufeinanderpressen der Walzen stimmt mit jenem, welches schon aus den vorhergegangenen Beispielen bekannt ist, überein. Die oberen Hebel  $O, P, Q$ , welche bei  $O$  ihren Drehungspunkt haben, bei  $P$  auf die Zapfenlager der Walze  $a$  drücken und bei  $Q$  durch Bolzen mit den Verbindungsstangen  $Q$  und  $R$  zusammenhängen, bewirken eine Vermehrung des Druckes in dem Verhältnisse von 1:4. An den untern Hebeln  $S$  und  $T$ , deren Drehungspunkt in  $S$  liegt, ist  $ST = 17,5 \times SR$ . Es wird daher überhaupt der unmittelbare Druck der Gewichtstücke  $U$ , in der Uebertragung auf die Walzen, zum 70fachen verstärkt.

$c$  ist eine grosse gusseiserne, an dem einen Ende der messingenen Walze  $b$  angebrachte Riemenrolle, durch welche die ganze Maschine in Bewegung gesetzt wird; sie selbst wird mittels eines Riemens ohne Ende durch die Kraft einer Dampfmaschine oder eines Wasserrades umgedreht. An jeder Seite dieser Rolle befindet sich ein Ausrückungshebel  $qq$ , damit der Arbeiter die Maschine augenblicklich anlassen oder in Stillstand versetzen kann, gleichviel ob er sich gerade auf der vordern oder auf der hintern Seite derselben befindet.

$d$  und  $e$  sind zwei hölzerne Walzen, auf welchen die Zeugstücke, welche calandert werden sollen, aufgerollt sind. Sie haben eiserne Axen, und auf jedem ihrer Zapfen ruht ein eiserner Druckhebel wie  $A$ , welcher mit einem angehängten Gewichte 3 beschwert ist, um an den Zapfen eine hinreichende Reibung zu erzeugen, damit die sich allmählig abrollenden Zeugstücke stets in einer gewissen Spannung erhalten werden. Diese Hebel sind, wo sie die Walzenzapfen berühren, mit messingenen Pfannen versehen. Durch Verschiebung der Gewichte auf den Hebeln regulirt man den Druck, also die Spannung des Zeuges.

Der mechanische Zusammenleger besteht aus den Walzen  $f$  und  $o$ , dem Trichter  $i$  und den Hebeln  $mn$  und  $m_1 n_1$ , wozu noch mehrere Nebentheile kommen.

$f$  ist ein hohler hölzerner Cylinder von 8 Zoll Durchmesser, welcher an einem Ende seiner eisernen Axe einen Krummzapfen  $u$  trägt. Auf eben dieser Axe befinden sich, zu beiden Seiten des Cylinders  $f$ , zwei Scheiben  $g$  von hartem Holze, deren Durchmesser um etwa 6 Linien kleiner ist als jener von  $f$ . Der Buchstabe  $g$  in der Abbildung bezeichnet die (durch den hohlen Cylinder  $f$  hindurch sichtbare) Fläche einer dieser Scheiben; ihre Peripherie ist vermittels der punktirten Kreislinie innerhalb der Schraffirung bei  $f$  angedeutet. Zwischen den Scheiben  $g$  und der untern Papierwalze  $a_1$  liegen zwei kleinere hölzerne Scheiben, welche gemeinschaftlich auf einem, ihnen als Axe dienenden Eisenstabe befestigt sind und von denen eine bei  $h$  zu sehen ist. Die Zapfen ihrer Axe liegen in Trägern, welche an zwei Hebeln wie  $v$  mittels eines Gewindes angebracht sind, und da jeder dieser Hebel mit einem Gewichte 5 belastet ist, so lehnen sich die Scheiben  $h$  mit einem entsprechenden Drucke



einerseits an die Papierwalze  $a_1$ , anderseits an die Scheiben  $g$ . Wenn demnach die Maschine im Gange ist, so werden von der Walze  $a_1$  mittels Friction die Scheiben  $h$  umgedreht, und von diesen wieder auf dieselbe Weise die Scheiben  $g$ , wodurch der Cylinder  $f$  eine Umdrehung in derselben Richtung erhält, in welcher die Peripherie der untern Papierwalze sich bewegt. Jedoch ist, wegen des Unterschiedes der Durchmesser von  $f$  und  $g$ , die Peripheriegeschwindigkeit von  $f$  ein wenig (in dem Verhältnisse 16 : 15 etwa) grösser als jene von  $a_1$ . Der Nutzen hiervon wird durch Folgendes erklärt. Die Zeuge erleiden durch das Calandern eine Streckung in die Länge, deren Betrag sich nicht genau bestimmen lässt, da er nicht immer gleich ist. Würde man nun dem Cylinder  $f$  nicht eine grössere Umfangsgeschwindigkeit geben, als die Papierwalze  $a_1$ , und folglich der in die Calander eintretende Zeug hat, so müsste letzterer, da er beim Austreten eine grössere Länge besitzt, allmählig zwischen  $a_1$  und  $f$  einen Sack bilden. Der Ueberschuss von Geschwindigkeit, welchen der Umkreis von  $f$  gegen den Umkreis von  $a_1$  hat, ist jedenfalls beträchtlicher als eigentlich erforderlich wäre; dies schadet aber nicht, weil es nur den Erfolg hat, dass die Walze  $f$  ein wenig an der Fläche des, ihr nicht schnell genug folgenden, Zeuges schleift.

In Berührung mit  $f$  befindet sich die kleine hölzerne Walze  $o$ , deren Zapfen in Gabeleinschnitten der Hebel  $v$  gelagert sind, und welche bloss vermöge ihres eigenen Gewichtes auf  $f$  lastet, wodurch sie mittels der Friction in Umdrehung gesetzt wird. Diese Walze  $o$  dient, indem der Zeug zwischen ihr und dem Cylinder  $f$  durchgezogen wird, dessen Fortschreiten zu sichern und das zuweilen eintretende Ankleben desselben an die Papierwalze  $a_1$  zu verhindern. Sie darf aber nicht zu schwer sein, damit der Zeug nicht zu scharf angespannt und etwa gar abgerissen wird, wenn er (wie eben zuvor erwähnt) nicht ganz so schnell nachfolgt, als die Walze  $f$  ihn anzuziehen strebt.

Der Trichter  $i$  ist ein schmaler viereckiger, an beiden Enden offener und dergestalt verjüngt zulaufender Kasten, dass dessen obere Oeffnung 4 Fuss Länge und 5 Zoll Breite, die untere hingegen bei der nämlichen Länge von 4 Fuss nur  $1\frac{1}{2}$  Zoll Breite hat. Die vordere und die hintere Wand (welche in der Zeichnung durchschnitten erscheinen) bestehen aus Eisenblech oder steifer geglätteter Pappe, die beiden Seitenwände hingegen jedenfalls aus starkem Schwarzbleche. Von einer dieser schmalen Seitenwände zur andern gehen sechs schmale und dünne eiserne Schienen 6, 6, . . . ., welche eine Unterstützung für die breite Hinter- und Vorderwand bilden. Auf dem Schwarzbleche der schmalen Seiten sind äusserlich zwei eiserne Stäbe  $x$  angenietet, welche am ganzen Kasten herabreichen und nahe an ihrem obern Ende Löcher enthalten, um in diesen die Spitzen zweier Schrauben wie  $C$  aufzunehmen, so dass diese letzteren die Aufhängung und zugleich eine Drehungs- oder vielmehr Schwingungsaxe für den Kasten bilden. Einer dieser Stäbe  $x$  (nämlich der in der Abbildung sichtbare) ist nach oben hin mehr als der andere verlängert und enthält einen Schlitz mit einem Bolzen  $B$ , durch welchen der Trichter  $i$  mit der Zugstange  $k$  des Krummzapfens  $u$  verbunden ist. Es geht hieraus hervor, dass die Umdrehung der Walze  $f$  eine oscillirende Bewegung des Trichters  $i$  um die Axe  $C$  erzeugt, wobei die Grösse der Schwingung durch Verschiebung des Bolzens  $B$  in dem Schlitz von  $x$  verändert werden kann. Je weiter nämlich  $B$  von  $C$  entfernt wird, desto mehr verkleinert sich der Winkel, welchen die Oscillation des Trichters

einschliesst. Man hat es auf solche Weise in der Gewalt, die Geschwindigkeit der untern Trichteröffnung mit der Geschwindigkeit des durch dieselbe austretenden und niedersinkenden Zeuges in gehörigen Einklang zu bringen, damit eine regelmässige Zusammenfaltung des Zeuges erfolge. An dem untern Ende des nämlichen Eisenstabes  $x$ , welcher oben mit dem Krummzapfen  $u$  zusammenhängt, befindet sich ein eisernes ankerförmiges Stück  $DEF$ , welches mittels der Schrauben  $2, 2$  in grösserer oder geringerer Höhe an der Seite des Kastens  $i$  festzustellen ist. An den Enden dieses Ankers sind die Frictionsrollen  $l, l_1$  angebracht, welche man weiter hinaus oder weiter herein stellen kann, um so die Länge des Ankers zu berichtigen. Zu diesem Behufe sitzen die Rollen in beweglichen, mit einem Schlitze versehenen Eisenstücken, welche man auf  $E$  und  $F$  nach Erforderniss verschiebt und durch die Schraubenbolzen  $1, 1$  befestigt. Die Rollen  $l, l_1$  heben wechselseitig die beiden Hebel  $m, m_1$ , welche aus hartem Holze verfertigt und an den hölzernen Wellen  $G, G_1$  angebracht sind. An denselben Wellen sind auch die hölzernen Klappen  $n, n_1$  befestigt, welche beim Niedersinken der (dem Trichter  $i$  in seiner Bewegung folgenden) Hebel  $m, m_1$  sich wechselseitig auf den bei  $H$  zusammengefalteten Zeug legen, denselben zusammendrücken und festhalten. Aus der Stellung des Krummzapfens  $u$  in der Abbildung ersieht man, dass das untere Ende des Trichters  $i$  und der Anker  $EF$  fast ihre Schwingung in der Richtung von  $E$  nach  $F$  beendigt haben, folglich der Hebel  $m_1$  mit seiner Klappe  $n_1$  beinahe an der Gränze seiner Hebung angelangt ist. Die Klappe  $n$  hält inzwischen den Zeug fest, dessen nachkommender, aus dem Trichter  $i$  herabsinkender Theil sich ungehindert auf die vorausgegangenen Schichten niederlegt. Sowie nun die entgegengesetzte Schwingung des Trichters in der Richtung von  $F$  nach  $E$  anfängt, lässt die zurückweichende Rolle  $l_1$  den Hebel  $m_1$  nebst der Klappe  $n_1$  sinken; dagegen stösst bald hernach die Rolle  $l$  unter den Hebel  $m$  und hebt diesen sammt der Klappe  $n$  auf, so dass der Zeug sich auch an die Stelle legen kann, welche zuvor von  $n$  bedeckt war. Die abwechselnde Wirkung der beiden Klappen  $n$  und  $n_1$  ist hiernach leicht begreiflich. — Zur Bequemlichkeit der Arbeiter ist über der Welle  $G$  eine Art Bühne  $y$ , als ein zweiter Fussboden, angebracht. Da es zuweilen geschieht, dass der Zeug ein wenig an dem Cylinder  $f$  anklebt und dann hinter den Trichter  $i$  fällt, statt in denselben zu gelangen, so ist, um diesem abzuhelpen, mitten unter der Walze  $f$  ein Eisendraht horizontal ausgespannt, welcher in der Zeichnung durch den starken Punkt bei  $z$  angedeutet wird.

$r$  ist die eine von zwei gleichen gusseisernen Wangen, welche an den hölzernen Ständern  $I, I$  mittels Schraubenbolzen  $K, K$  befestigt sind und zur Anbringung des Cylinders  $f$ , der Scheiben  $h$ , sowie der Bolzen  $C$  dienen.

Aehnliche gusseiserne Wangen  $s, s_1$ , zu deren Befestigung die Bolzen  $L, L$  und  $L_1, L_1$  vorhanden sind, tragen die Speisewalzen  $d$  und  $e$ , deren Bremshebel  $A, A$ , endlich die hölzernen Streichleisten  $7, 8, 8, 8$  und  $9, 10, 10, 10$  zur Leitung, zur Anspannung und zum Glattstreichen der Zeuge vor ihrem Eintritte zwischen die Walzen.

Wenn man zwei Stücke auf einmal calandern will, so legt man zwei mit der Waare bewickelte Walzen  $e$  und  $d$  vor. Von  $e$  ab lässt man das Stück (wie die punktirte Linie anzeigt) im Zickzack zwischen den abgerundeten Streichleisten  $10, 10, 10$ , unter der zugeschrärfen Leiste  $9$ ,



endlich zwischen der Metallwalze *b* und der obern Papierwalze *a* durchgehen, wonach es sich auf die hölzerne Walze *p* aufrollt. Letzere ist mit ihren eisernen Zapfen an zwei eisernen Trägern wie *M* aufgehängt, die sich um ein Gewinde bei *N* bewegen, und wird durch die angehängten Gewichte *4* so gegen die Papierwalze *a* gedrückt, dass sie von derselben mittels Friction die Umdrehung empfängt. Von der zweiten Walze *d* lässt man den Zeug mittels der Streichleisten *8, 8, 8* und *7* zwischen die Metallwalze *b* und die untere Papierwalze *a*<sub>1</sub> gehen, dann zwischen die Cylinder *f* und *o* gelangen, endlich durch den Trichter *i* hinabfallen und unterhalb desselben durch die schon beschriebene Vorrichtung zusammenlegen. Gewöhnlich legt man auf *e* solche Waare vor, welche schon fertig gedruckt ist und nur noch die letzte Appretur zu erhalten hat, auf *d* hingegen solche, welche durch das Calandern zum Drucke mit Modeln verbreitet werden soll; dieses geschieht in der Voraussetzung, dass (wie im Elsass) die Gewohnheit ist, die fertigen Zeuge auf Walzen aufzurollen, die erst noch zu bedruckenden aber im zusammengefalteten Zustande vor die Drucktische zu bringen. In den englischen Cattundruckereien herrscht ein anderer Gebrauch, indem man dort die zum Druck bestimmte Waare ebenfalls auf Walzen aufrollt, welche dann am linken Ende des Drucktisches in dazu bestimmte Zapfenlager eingelegt werden, so dass der Drucker sie in dem Masse, wie seine Arbeit fortschreitet, abrollen kann. In diesem Falle würde also der mechanische Zusammenleger überhaupt unnöthig werden.

Aus Unachtsamkeit der Arbeiter, welche bei der Calander beschäftigt sind, geschieht es zuweilen, dass ihre Finger zwischen die Walzen gerathen, und dass die Leute dadurch für ihr ganzes Leben verstümmelt werden. Um solchen Unfällen vorzubeugen, ist über der Streichleiste *7* eine Art Lineal *t* angebracht, welches gegen deren Fläche unter einem Winkel von etwa 75 Grad geneigt steht und so nahe daran sich befindet, dass nur der Zeug, nicht aber die Hand durch den Zwischenraum kommen kann.

Will man nur ein Stück durch die Calander gehen lassen, und hat man die Absicht, dasselbe zusammengelegt zu erhalten, so setzt man die Walze *e* ein und lässt den Zeug (nachdem er zwischen der obern und mittlern Walze durchgegangen ist), statt ihn an die Walze *p* zu leiten, um den Metallcylinder *b* herum gehen, noch zwischen diesem und der untern Papierwalze durchlaufen, worauf er in den Trichter *i* gelangt. Soll dagegen der Zeug nach dem Calandern aufgerollt werden, so legt man die Walze *d* vor, führt das Stück zuerst zwischen *a*<sub>1</sub> und *b*, dann um *b* herum, zwischen *b* und *a* und endlich nach der Walze *p*.

JOSEPH KÖCHLIN, in seinem Berichte über die DOLLFUS'sche Calander, theilt hinsichtlich der Bedienung und des practischen Werthes dieser Maschine Folgendes mit.

Die Cattunfabriken im Allgemeinen, und besonders jene des Elsasses, sind sehr vielen Unregelmässigkeiten ihres Betriebes ausgesetzt; bald sind sie mit Arbeit überhäuft, bald stehen sie fast ganz still. Es gibt daher gewiss wenige Anstalten dieser Art, die nicht oft zu ausserordentlichen Anstrengungen genöthigt sind und ihre Maschinen, besonders die Calander, während der Nacht oder den Sonntag hindurch arbeiten lassen müssen. Um diesem Nachtheile abzuhelpen und im Falle der Eile mit einer einzigen Maschine mehr Arbeit vollbringen zu können, ist an der gegenwärtigen Calander die Einrichtung getroffen, dass zwei Stücke auf einmal

geglänzt werden können. Diese Verbesserung würde mithin grossen Nutzen und grosse Ersparniss bewirken, wenn sie, wie es auf den ersten Blick scheinen möchte, allgemein anwendbar wäre. Allein nach den Aussagen der Fabrik-Directoren scheint es, dass die Stücke, welche vorgedruckt werden sollen, immer zweimal durch die Calander, und zwar jedesmal zwischen der Metallwalze und beiden Papierwalzen, durchgehen, was eben so viel ist, als wenn man dieselben viermal zwischen dem Metallcylinder und einer Papierwalze bearbeitete. Es wird ferner versichert, dass man dieses Calandern durchaus nicht unterlassen darf, wenn es um einen schönen Druck zu thun ist, und dass man in gewissen Fällen (z. B. bei kleinen Dessins mit schwierigem Rapport) den Zeug sogar dreimal durch die Calander laufen lässt.

Man könnte zwar gewiss einen eben so starken Glanz erhalten, wenn man die Stücke nur einmal und unter einer einzigen Papierwalze durchgehen liesse und dafür die Pressung vermehrte; allein daraus würden zwei grosse Nachtheile entspringen. Erstens kann der Glanz, wenn man das Stück nur mit einer einzigen Papierwalze in Berührung setzt, nie auf dessen ganzer Ausdehnung vollkommen gleich ausfallen; denn wie sorgfältig man auch zu Werke gehen mag, um die Walzen mit aller Genauigkeit abzdrehen, so drücken dieselben doch an einigen Stellen stärker als an anderen, und es entsteht ein ungleicher Glanz, was bei der Anwendung beider Papierwalzen nicht der Fall ist, indem die Mängel der einen Walze jene der andern compensiren. Zweitens muss man, um die Pressung vermehren zu können, die Papierwalzen stärker bauchig machen, in welchem Falle sie dann nicht mehr für eine schwache Pressung taugen, so dass man fertige Waare (die nur einer schwachen Appretur durch die Calander bedarf) nicht mehr auf der nämlichen Maschine bearbeiten könnte, ohne dass dieselbe in der Mitte einen sehr starken und an den Seiten beinahe gar keinen Glanz erhielte. Dieser Einwurf ist so sehr gegründet, dass in Fabriken mit zwei Calandern die eine derselben, welche zum Appretiren der fertigen Waare gebraucht wird, schwach bauchige, die andere hingegen zum Glänzen der Stücke vor dem Drucke stärker ausgebauchte Papiercylinder besitzt.

Bei den bereits vorgedrucktten oder schon ausgefärbten Zeugen, welche nur noch eingedruckt werden müssen, unterliegt die Anwendung der Calander mit doppelter Wirkung geringeren Bedenken, indem für solche Waare das Durchlaufen zwischen der metallenen und einer einzigen papierenen Walze hinreicht.

Besonders bemerkenswerth an der von DOLLFUS construirten Calander ist es, dass ein einziger Arbeiter zu deren Bedienung genügt. Man rollt 6 bis 8 Stücke, deren Enden nicht zusammengenäht, sondern bloss auf eine halbe Elle lang über einander gelegt werden, auf jede der Speisewalzen *d* und *e* (Fig. 26). Der Arbeiter lässt den Zeug von der zweiten Walze erst dann in die Calander eintreten, wenn jener von der ersten Walze bereits zum dritten Theile oder zur Hälfte durchgelaufen ist, um auf diese Weise zu verhindern, dass die beiden Walzen zu gleicher Zeit leer werden. Er muss sich bald auf die vordere, bald auf die hintere Seite der Maschine begeben, um dafür zu sorgen, dass sich keine Falten bilden, und um, wenn die eine Walze leer wird, sogleich eine andere einzusetzen, deren Zeuganfang bloss einige Zoll weit über das Ende des abgelaufenen Stückes gelegt wird. Aus dem eben Angeführten ergibt sich, dass die Maschine einen Grad von Aufmerksamkeit und Geschick-



lichkeit von Seiten des Arbeiters voraussetzt, welchen man in den gewöhnlichen Fällen kaum antrifft, und dass diesem Arbeiter das Geschäft durch ein sehr sorgfältiges Aufrollen der Zeuge auf die Speisewalzen, sowie durch eine vollkommene Genauigkeit des Ganges der Calander erleichtert werden muss.

Das gleichzeitige Calandern zweier Stücke scheint hiernach für die gewöhnliche und regelmässige Arbeit keinen Vortheil darzubieten; wohl aber dürfte man sich desselben in ausserordentlichen Fällen, für welche es auch der Erfinder ausgedacht hat, mit grossem Nutzen bedienen.

Der sinnreiche Mechanismus des Zusammenlegers arbeitet sehr gut und erspart wirklich einen Arbeiter, so dass hierdurch einem grossen Bedürfnisse abgeholfen ist. Bei den fertigen (d. h. im Drucke vollendeten und nur zum Verkauf appetirten) Zeugen wird jedenfalls das Aufrollen auf eine Walze den Vorzug vor dem Zusammenlegen behaupten; denn es werden dadurch alle falschen Büge vermieden, indem der Ellenmesser das Stück in dem Masse abrollt, in welchem er es auffängt, und die Waare kann nicht zerknittert werden, während sie in den Arbeitszimmern liegen bleibt oder von einem Zimmer in das andere geschafft wird. Das Aufrollen der fertigen Zeuge beim Austritt aus der Maschine wird zwar auch öfters bei gewöhnlichen Calandern, jedoch auf eine sehr unvollkommene Weise, in Anwendung gebracht. Es muss nämlich ein Arbeiter die, in einer gehörigen Höhe auf zwei Stützen gelagerte, parallel mit der Calander angebrachte Walze mittels einer auf ihre Axe gesteckten Handkurbel umdrehen, während bei der DOLLFUS'schen Calander das Aufrollen durch Reibung, unter einem gehörigen und constanten Drucke vor sich geht, wodurch nicht nur der Arbeiter erspart, sondern auch eine regelmässige, feste Wickelung und ein geringeres Volumen der Zeugwalzen erlangt wird.

### B. Calander zur Glanzappretur mittels Druck und Reibung (Glänzcylinder).

Im Grunde ist, was die Construction anlangt, zwischen den Maschinen dieser und der vorigen Abtheilung wenig Unterschied; denn es kann jede gewöhnliche Calander in eine Glänzcylinder verwandelt werden, wenn man ihre Walzen durch ein Räderwerk mit einander verbindet, und diesem eine solche Einrichtung gibt, dass die ungleiche Peripheriegeschwindigkeit der Cylinder entsteht, welche das Wesen der Glänzcylinder ausmacht. Umgekehrt wird durch Entfernung oder Nichtbenutzung eben dieses Räderwerkes jede Glänzcylinder ihrer Wirkung nach zu einer gewöhnlichen Calander, weil alsdann die eine von der bewegenden Kraft umgedrehte Walze mittels ihrer Reibung an den anderen Cylindern diese mit herum nimmt, folglich eine gleich grosse Peripheriegeschwindigkeit bei allen eintritt.

Die Glänzcylinder sind erst in den letzten funfzehn Jahren erfunden oder wenigstens ausserhalb Englands verbreitet worden. Sie gewähren einen besondern Nutzen für alle die Fälle, wo es auf Hervorbringung eines starken Glanzes der Zeuge ankommt, zu welchem Behufe ehemals ausschliesslich die Anwendung des Glättsteins (aus freier Hand oder in einer Glättmaschine) üblich war.

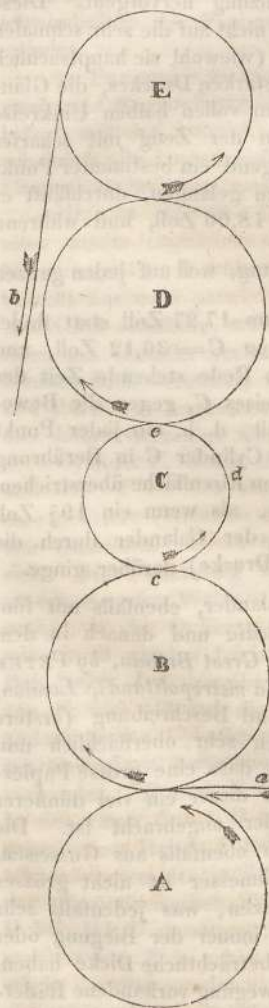
I. In Frankreich wurden, wie es scheint, die Glänzcylinder von den Mechanikern CAZALIS und CORDIER zu Saint-Quentin zuerst eingeführt,

welche 1830 ein Patent dafür erhielten. Aus ihrer Beschreibung und Abbildung (in *Description des machines et procédés consignés dans les Brevets d'invention etc. Tome XXX., Paris 1836, p. 191*) lässt sich Folgendes entnehmen: Die Maschine besteht aus fünf über einander liegenden Walzen von 5 Fuss Länge, welche durch ein Hebelwerk mit Gewichten den Druck empfangen. Die mittlere Walze ist von Metall, hohl und zum Heizen eingerichtet; ihr äusserer Durchmesser beträgt  $11\frac{1}{2}$  Zoll. Die zweite und vierte Walze, welche sich unter und über diesem mittlern Cylinder befinden, sind von Papier und  $17\frac{1}{2}$  Zoll dick. Die erste und fünfte (oder oberste und unterste) bestehen wie die mittlere aus Metall, sind zwar ebenfalls hohl, werden aber nicht geheizt; die untere ist mit 17 Zoll Durchmesser angegeben. Beistehender Holzschnitt zeigt in einem skizzirten senkrechten Durchschnitte die Zusammenstellung und das Grössenverhältniss sämtlicher Walzen.

Die Mittelwalze *C* empfängt ihre Umdrehung durch die Betriebskraft unmittelbar; sie trägt an einem ihrer Enden ein Getriebe von 11 Zähnen, welches in zwei an den Papierwalzen *B* und *D* angebrachte Räder, jedes von 35 Zähnen, eingreift. Sonach machen während jedes vollen Umganges der mittlern Metallwalze die Papiercylinder  $\frac{1}{3}\frac{1}{5}$  Umdrehung, und ihre Peripherie bewegt sich hierbei um

$$\frac{17,5 \times 3,1416 \times 11}{35} = 17,27 \text{ Zoll.}$$

Da nun die Peripherie der kleinen Metallwalze *C*  $11,5 \times 3,1416 = 36,12$  Zoll beträgt, so ist deren Umfangsgeschwindigkeit reichlich zweimal (genauer 2,09 Mal) so gross, als jene der Papiercylinder. Von letzteren werden die beiden Metallwalzen *A* und *E* bloss durch die gegenseitige Reibung der Mantelflächen in Umdrehung gesetzt, wodurch eine gleiche Peripheriegeschwindigkeit derselben und zugleich die Geschwindigkeit des Zeuges beim Ein- und Austritte gegeben ist. Der Weg, welchen der Zeug durchläuft, wenn man alle fünf Walzen benutzt, ist nämlich folgender: Er tritt bei *a* auf der vordern Seite der Maschine zwischen der untern Metallwalze *A* und der untern Papierwalze *B* ein; umfasst in seinem Fortschreiten den hintern halben Umkreis der letztern; tritt zwischen ihr und der geheizten metallenen Walze *C* wieder nach vorn; umgibt die Mittelwalze auf der vordern Hälfte ihrer Peripherie; erleidet die dritte Pressung beim Durchgange zwischen *C* und der obern Papierwalze *D* von vorn nach hinten; wendet sich





über die hintere Seite von *D* noch einmal nach vorn, indem er zwischen *D* und dem obern Metallcylinder *E* die vierte Pressung bekommt; geht endlich noch oben über *E*, und fällt hinterhalb bei *b* herab. Da die Walzen *A*, *B*, *D* und *E* alle vier sich mit der nämlichen Geschwindigkeit bewegen wie der von ihnen fortgezogene Zeug, so erfährt dieser durch sie keine andere Wirkung, als jene des Druckes beim Durchgange zwischen *A* und *B*, wo er eintritt, und zwischen *D* und *E*, wo er die Maschine verlässt. Anders ist es in Ansehung des Vorganges zwischen *C* und *B* einerseits, und zwischen *C* und *D* andererseits. Da nämlich an diesen Stellen, wie überall, der Zeug nur diejenige Geschwindigkeit hat, welche den Peripherien von *B* und *D* eigen ist, der Umkreis von *D* hingegen mit einer mehr als doppelt so grossen Geschwindigkeit sich bewegt, so findet in *c* und *e* nicht nur eine Pressung, sondern ausserdem ein Streichen des Zuges durch die glatte und erhitzte Metalloberfläche des Cylinders *C* statt, woraus gerade die starke Glänzung hervorgeht. Diese eigenthümliche Einwirkung beschränkt sich aber nicht auf die sehr schmalen Stellen *c* und *e*, wo die Walzen sich berühren (wiewohl sie hauptsächlich hier, wegen des gleichzeitigen ausserordentlich starken Druckes, die Glänzung zu Stande bringt), sondern geht auf dem vollen halben Umkreise *cde* des Cylinders *C* vor sich, wo an diesem der Zeug mit scharfer Spannung anliegt. In der Zeit nun, welche irgend ein bestimmter Punkt des Zuges bedarf, um von *c* über *d* nach *e* zu gelangen, durchläuft er einen Weg = der halben Peripherie von *C* = 18,06 Zoll, und während eben dieser Zeit macht  $C \frac{18,06}{17,27} = 1,045$  Umgang, weil auf jeden ganzen

Umgang von *C* ein Fortschreiten des Zuges um 17,27 Zoll statt findet (s. oben). Da ferner der ganze Umfang von *C* = 36,12 Zoll, und  $1,045 \times 36,12 = 37,74$ , so beträgt für die in Rede stehende Zeit der Ueberschuss an Bewegung des Walzenumkreises *C*, gegen die Bewegung des Zuges,  $37,74 - 18,06 = 19,68$  Zoll, d. h. ein jeder Punkt auf der Zeugfläche wird, während er mit dem Cylinder *C* in Berührung ist, von einer  $19\frac{2}{3}$  Zoll langen glatten und heissen Eisensfläche überstrichen, wovon demnach der Erfolg eben so sein muss, als wenn ein  $19\frac{2}{3}$  Zoll langes Plätteisen einmal (jedoch mit dem in der Calander durch die Spannung des Zuges statt findenden starken Drucke) darüber ginge.

II. Eine in Glasgow erfundene Glänzcylinder, ebenfalls mit fünf Walzen, ist zuerst in *BREWSTER's Encyclopaedia* und danach in dem *Treatise on the Manufactures and Machinery of Great Britain*, by *PETER BARLOW* (forming a portion of the *Encyclopaedia metropolitana*), London, 1836, p. 305 mitgetheilt worden. Zeichnung und Beschreibung (erstere eine blosse Skizze ohne Massstab) sind jedoch sehr oberflächlich und zum Theil sogar ungenau. Man ersieht daraus, dass eine grosse Papierwalze in der Mitte liegt und über und unter dieser ein viel dünnerer gusseiserner, zum Heizen eingerichteter Cylinder angebracht ist. Die oberste und die unterste Walze sollen entweder ebenfalls aus Gusseisen, oder auch nur aus Holz bestehen. Ihr Durchmesser ist nicht grösser angegeben als jener der geheizten eisernen Walzen, was jedenfalls sehr unzweckmässig ist, da die äussersten Cylinder immer der Biegung oder Federung ausgesetzt sind, wenn sie nicht eine beträchtliche Dicke haben. Als eben so unangemessen erscheint das zur Bewegung vorhandene Räderwerk. Wie bei der vorstehend unter Nr. I. beschriebenen Glänzcylinder,

so werden auch hier von der Mittelwalze aus durch verzahnte Räder die beiden ihr zunächst liegenden Cylinder umgedreht, und diese nehmen die beiden äussersten Walzen durch Reibung mit herum. Allein das Zahnrad der Mittelwalze greift nicht direct in die Räder der beiden anderen Cylinder ein, sondern dreht sie mittels zweier Paare von Zwischenrädern um, so dass im Ganzen sieben Räder vorhanden sind, statt dreier, die genügen könnten. Die papierene Mittelwalze hat eine grössere Umfangsgeschwindigkeit als die mit ihr in Berührung befindlichen eisernen Walzen, während es doch für den Effect weit zweckmässiger ist, den Eisencylindern die grössere Geschwindigkeit zu ertheilen, da die streichende Wirkung weit besser glättet, wenn sie von einer erhitzten Eisenfläche, als wenn sie von einer Papierfläche ausgeübt wird. Nach der Zeichnung ist der Durchmesser des Papiercylinders viermal so gross als jener der eisernen Walzen, und die letztern scheinen  $2\frac{1}{2}$  Umgänge während eines Umganges der Papierwalze machen zu sollen. Hiernach würde die Peripheriegeschwindigkeit der Papierwalze  $1\frac{1}{2}$  Mal so gross sein als die der Eisencylinder.

In PRECHTL's technologischer Encyclopädie, Bd. VIII. S. 34 ist Zeichnung und Beschreibung dieser Glasgower Calander ebenfalls aufgenommen, jedoch mit der Angabe, dass sie aus drei Walzen bestehe, wozu wahrscheinlich die Ungenauigkeit der Abbildung veranlasst hat. Die englische Originalbeschreibung spricht auf das Bestimmteste von fünf Walzen.

III. In Fig. 29 (Taf. 153) geben wir den senkrechten Durchschnitt einer neuen englischen Glänzcylinder, nach der uns vorliegenden, aus Manchester herrührenden Originalskizze. Das gusseiserne Gestell besteht aus zwei parallelen Ständern von der Gestalt, wie der eine bei AAAAA sichtbare, welche durch lange horizontale Stangen aus Schmiedeeisen mit einander verbunden sind. Jeder dieser Ständer ist durch zwei Streben B, B verstärkt, von oben bis fast ganz nach unten hin gespalten und durch ein angeschraubtes Querstück C oben geschlossen, wonach er eine lange viereckige Oeffnung darbietet, in welche die Zapfenlager der drei Cylinder F, G und H eingeschoben werden, bevor man das Stück C aufsetzt. F ist der durch Dampf zu heizende gusseiserne Cylinder, H eine grössere (ebenfalls hohle, aber nicht zur Heizung eingerichtete) Walze von Gusseisen. Diese beiden haben eine papierene Walze G zwischen sich. Die Punktirung bei I zeigt das unbewegliche Zapfenlager der untern eisernen Walze. KK, das Lager der Papierwalze, ist eine viereckige, in der Oeffnung des Ständers auf und nieder schiebbare Platte mit einem runden Loche, in welchem der Zapfen jener Walze steckt. Das Lager LL umgibt den obern halben Umkreis des hohlen Zapfens von F, und übt auf diese Walze den Druck aus, welcher sich auf die andern beiden Cylinder fortpflanzt. Zur Erzeugung des Druckes ist ein mit Gewichten belastetes eisernes Hebelwerk von folgender Einrichtung vorhanden. D und E sind zwei gabelförmige Aufsätze des Querstückes C. In der einen Gabel D wird durch einen Bolzen der Drehungspunkt des gusseisernen Hebels V gebildet; die andere Gabel E dient nur, um Seitenschwankungen des in ihr frei schwebenden Hebels zu verhindern. Mittels der schmiedeeisernen Stange W hängt der obere Hebel V mit dem untern Hebel XYZ zusammen, der bei X seinen Drehungspunkt hat und auf welchen bei Z in schon bekannter Weise die scheibenförmigen Gewichtstücke gesetzt werden. Mitten über dem Ständer A ist der Hebel V mit einem grossen, horizontal durchgehenden, runden Loche versehen, worin



ein messingener Cylinder *U* drehbar steckt. Letzterer ist die Mutter für eine schmiedeeiserne Schraubenspindel *aa*, welche oberhalb und unterhalb *U* durch eine geräumige Oeffnung des Hebels *V* geht, so dass sie vor dessen Berührung geschützt bleibt, auch wenn der Hebel eine kleine Bewegung auf oder ab macht, wobei die Mutter *U* sich entsprechend dreht, um der Spindel *a* das stete Verharren in der vertikalen Stellung zu gestatten. Durch die Schraube *aa* wird der Druck des Hebels *V* auf das Zapfenlager *L* der Walze *F* übertragen. Zugleich muss aber dieselbe auch dazu dienen, die Walze aufzuheben, sofern dies erfordert wird, wenn die Maschine längere Zeit in Ruhe bleiben soll. Zu diesem Behufe ist auf der äussern (in der Abbildung verborgenen) Fläche des Lagers *L* ein geschmiedeter eiserner Bügel *dce* angebracht, dessen Enden *d* und *e* fest angeschraubt sind und dessen mittlerer, halbkreisförmiger Theil *c* den Zapfen der Walze *F* von unten umfasst. Es ist hiernach klar, dass man nur das Zapfenlager in die Höhe zu bewegen braucht, um mit ihm zugleich die Walze zu heben. Durch eine Vorrichtung von ähnlicher Art, wie die aus *Fig. 1, 6* und *10* bereits bekannte, ist die obere Walze *F* leicht auf solche Weise mit dem Papiercylinder *G* in Verbindung zu setzen, dass letzterer ein klein wenig später sich ebenfalls hebt, wodurch die Berührung zwischen *F* und *G* sowohl, als zwischen *G* und *H* ein Ende nimmt. Der glatt cylindrische Theil *f* der Spindel *aa* tritt in eine senkrechte Bohrung des Zapfenlagers *L* ein, welches letztere unterhalb dieser Bohrung eine horizontal durchgehende viereckige Oeffnung *b* enthält. Hier ist über das Ende von *f* ein Ring aufgeschoben, der seine Befestigung mittels eines quer durchgesteckten starken Stiftes erhält, so dass er gleichsam einen Kopf an *f* bildet und die Trennung der Schraube *a* von dem Zapfenlager *L* verhindert. Dreht man demnach die Schraube mittels des an ihr befindlichen, mit Griffen *h, h* versehenen Kreuzes *g* um, so schraubt sie sich in der Mutter *U* auf oder ab, und nimmt das Lager *L* mit sich. Das Hinaufschrauben bleibt, wie man leicht einsieht, anfangs insofern wirkungslos, als das Sinken des Hebels *V* doch sogleich wieder das Zapfenlager niederdrückt. Sobald aber der Hebel auf dem Boden der Gabel *E* einen Ruhepunkt findet, hört seine Thätigkeit auf, und von diesem Augenblicke an erhebt ein noch fortgesetztes Hinaufschrauben der Spindel *aa* das Zapfenlager *L* und mit ihm die Walze *F*.

Die Bewegung wird der Calander durch Umdrehung des untersten Cylinders *H* mitgetheilt und von dieser durch verzahnte Räder auf den obersten Cylinder *F* fortgepflanzt, während die Papierwalze *G* nur in Folge der Friction an den beiden eisernen Cylindern sich umdreht. Die erwähnten Räder sind in der Figur durch die einfachen Kreislinien *Q, R* und *S* angedeutet. Das Rad *Q* sitzt an der Walze *H* und das Rad *S* befindet sich an dem kleinen Cylinder *F*; das Zwischenrad *R* hat eine eigene kurze Welle.

Der in der Calander zu bearbeitende Zeug wird auf eine hölzerne Walze *O* aufgerollt, welche man mit ihren eisernen Zapfen in die dazu bestimmten Lager an den Ständern *A* legt; er geht von da zwischen den hölzernen Streichleisten *M, M, M, M* im Zickzack durch, nach den Walzen, tritt zuerst zwischen *G* und *H* ein, umschlingt den hintern halben Umkreis von *G*, kommt zwischen *G* und *F* wieder hervor, und läuft endlich oben über *F* weg nach der Walze *P*, welche ihn um sich aufrollt. Diese Walze *P* wird zu dem Behufe mittels eines (punktirt angegebenen)

Riemens ohne Ende  $T$  von dem Cylinder  $F$  aus umgedreht und erhält auf diesem Wege ein Bestreben nach einer grössern Geschwindigkeit als jene des Zeuges ist. Dadurch wird der Riemen genöthigt, stets mehr oder weniger auf der Riemenscheibe an  $P$  zu schleifen, aber der Zeug bleibt immer gehörig angespannt, trotz des veränderlichen Durchmessers von  $P$ .

Ueber die Wirkung dieser Calander ist Folgendes aus der Zeichnung zu entnehmen. Was zuerst die Vermehrung des Druckes durch das Hebelwerk betrifft, so ist an den oberen Hebeln  $V$  der Abstand von dem Drehungspunkte  $D$  bis an den Einhängungspunkt der Stange  $W$   $4\frac{1}{3}$  Mal so gross, als der Abstand von  $D$  bis an die Axe der cylindrischen Schraubenmutter  $U$ ; an den unteren Hebeln aber ist  $XZ$  15 Mal so gross als  $XY$ ; mithin wird der unmittelbare Druck der bei  $Z$  aufgesetzten Gewichte bei seiner Uebertragung auf die Walzen  $15 \times 4\frac{1}{3} = 65$  fach verstärkt. —

Die relativen Umfangsgeschwindigkeiten der Walzen  $H$  und  $F$  werden durch die Grösse ihrer eigenen Durchmesser und durch das Grössenverhältniss der Räder  $Q$  und  $S$  bestimmt; das Rad  $R$  hat hierbei keinen Einfluss, sondern ist nur vorhanden, um die Richtung der Umdrehung abzuändern. Nun beträgt der Durchmesser

der Walze $H$ . . . . .	15	rheinl. Zoll,
der Walze $F$ . . . . .	9	„ „
des Rades $Q$ . . . . .	27	„ „
des Rades $S$ . . . . .	10,5	„ „

Daher ist das Verhältniss der Peripheriegeschwindigkeit von  $H$  zur Peripheriegeschwindigkeit von  $F$

$$\begin{aligned}
 &= 10,5 \times 15 : 27 \times 9 \\
 &= 157,5 : 243 \\
 &= 1 : 1,54,
 \end{aligned}$$

d. h. der Umkreis des Cylinders  $F$  bewegt sich über  $1\frac{1}{2}$  Mal so schnell als der Umkreis des Cylinders  $H$ . Da nun die Peripheriegeschwindigkeit des letztern zugleich die Geschwindigkeit des durch die Maschine gehenden Zeuges ist, so wird etwas über ein Drittel von der Bewegung des geheizten Cylinders  $F$  zu derjenigen streichenden oder reibenden Wirkung verwendet, in welcher die Eigenthümlichkeit der Glänzcylinder liegt. Der Zeug ist mit dem Cylinder  $F$  sehr nahe auf dem halben Umkreise desselben, also auf einer Strecke von 14 Zoll, in Berührung. Während irgend ein bestimmter Punkt des Zeuges den 14 Zoll langen Weg von  $c$  bis  $i$  über die Walze  $F$  durchläuft, bewegt sich die Peripherie dieser Walze selbst um  $14 \times 1,54 = 21,56$  Zoll, und es ist daher die erwähnte streichende Wirkung derselben (abgesehen von dem Drucke zwischen den Walzen) etwa dem Vorgange zu vergleichen, welcher statt fände, wenn der Zeug mit einem  $21,56 - 14 = 7,56$  Zoll langen, stark angedrückten Plättchen einmal überfahren würde.

IV. Zwei sehr vorzügliche, mit den neuesten Verbesserungen ausgerüstete Calanderconstructions sind von WEDDING in den Verhandlungen des Vereins zur Beförderung des Gewerbflusses in Preussen, 18. Jahrgang, 1839, S. 237—243 beschrieben worden. Indem wir auf die jene Beschreibung begleitenden, sehr genauen und detaillirten Zeichnungen verweisen, geben wir hier nur eine allgemeine Darstellung, und zwar zunächst von der ersten jener beiden Maschinen, welche aus fünf Cylindern besteht.



*Fig. 36* (Taf. 154) ist die vordere Ansicht derselben, *Fig. 37* ein senkrechter Längendurchschnitt durch die Mitte, *Fig. 38* ein senkrechter Querdurchschnitt. Von den beiden zuerst genannten Abbildungen zeigt eine jede, der Raumsparniss wegen, nur die Hälfte der Maschine; vereinigt stellen sie demnach die volle Länge derselben dar.

Von den fünf Walzen *A*, *B*, *C*, *D* und *E* sind *A*, *C* und *E* aus Papier gemacht und mit schmiedeeisernen Axen versehen, *B* und *D* aber aus Gusseisen und hohl angefertigt. Die unterste Walze *A* ruht mit ihren Zapfenenden in festen metallenen Pfannen, welche in die zwei gusseisernen Ständer des Gestelles eingelegt sind; die folgenden drei Walzen lagern dagegen mit ihren Mantelflächen nur auf einander und finden bei ihrem Erheben und Senken eine Leitung zwischen metallenen Backenstücken (wie 1, 1, 1, 1 in *Fig. 38*), welche in Aussparungen der Ständer eingelegt und durch Schliesskeile so fest gekeilt sind, dass sämtliche Walzenaxen in eine gemeinschaftliche Vertikalebene fallen. Damit indessen die gusseisernen Walzen *B* und *D* auch in der Längenrichtung nicht ausweichen können, greifen die Backenstücke mit einer von ihnen vorspringenden Leiste oder Feder in Nuthen ein, welche auf den Cylindern eingedreht sind (s. bei 2, 2, 2, 2 in *Fig. 37*). Die Backenstücke für die Papierwalze *C* bedürfen der Federn nicht, indem die Zapfenenden dieser Walze dünner gehalten sind als die Axe, und demnach die Schultern derselben sich von innen gegen die Backenstücke anlehnen. Die obere Papierwalze *E* endlich ruht mit ihren Zapfenenden in mit Metall ausgebuchten Pfannenhältern (Brillen); diese sind mit Nuthen versehen, und umgreifen damit die senkrechten Federn, welche an den geeigneten Stellen der Ständer angegossen und sauber und passend bearbeitet sind, so dass auf diese Weise eine Führung für die auf und nieder gleitende Bewegung der Pfannenhälter beim Heben und Senken der Walze *E* entsteht.

Zum Aufheben der Papierwalze *E* und der eisernen Walze *D* von den übrigen Cylindern dient folgender Mechanismus. Jeder der Pfannenhälter, in welchen die Zapfen der Walze *E* stecken, ist durch einen Bolzen 3 (*Fig. 36* und 37) mit einem Bügel 4 verbunden, dessen Gestalt ungefähr jener eines umgestürzten U ( $\cap$ ) gleicht, und dieser Bügel hängt an einer Schraube 5, welche mittels eines oben auf ihr befindlichen Kreuzes umgedreht werden kann. Die Mutter für die eben erwähnte Schraube ruht in dem Deckelstücke 6, welches oben auf dem Ständer mittels zweier Schraubenbolzen befestigt ist (s. alle drei Figuren). Es ist hiernach leicht einzusehen, dass durch Auf- oder Niederschrauben von 5, 5 die Walze *E* gehoben oder herabgelassen werden kann. An jedem Ende der Maschine, auf der Innenseite des Ständers, befindet sich ein schmiedeeiserner, aus zwei vertikalen und zwei horizontalen Stücken zusammengeschaubarer Rahmen 7, 8, 7, 8, dessen oberes Querstück auf der Axe der Walze *E* liegt, während das untere Querstück unter der Walze *D* durchgeht. Diese beiden Rahmen werden sonach mit in die Höhe gehoben, wenn man mittels der Schrauben 5, 5 die Walze *E* hebt. Einen Augenblick später, als diese Bewegung von *E* begonnen hat, fasst das untere Querstück eines jeden Rahmens den eisernen Cylinder *D*, und letzterer bleibt folglich, indem er sich von der mittleren Papierwalze *C* entfernt, zugleich ein wenig unter *E* zurück, so dass auch kein Druck von *E* auf *D* mehr statt findet.

Das Hebelwerk zum Zusammendrücken der fünf Walzen auf einander ist im Allgemeinen von der schon bekannten Beschaffenheit. Jeder

der zwei obern Hebel *F* dreht sich um einen Bolzen *a* am Ständer, drückt mit einem Vorsprunge auf den vorher erwähnten Pfannenhalter für das Zapfenende der Walze *E*, und steht mittels einer Zugstange *bb* mit dem untern, um einen Bolzen *c* drehbaren Hebel *G* in Verbindung. Die Stange *bb* besteht aus zwei Stücken, welche für ihre Schraubengewinde eine gemeinschaftliche Schraubenmutter *d* haben und dadurch zu einem Ganzen vereinigt werden (s. *Fig. 38*). Da eins der Gewinde ein rechtes, das andere ein linkes ist, so kann man durch Umdrehen der Mutter *d* die Stange verlängern, verkürzen oder auch gar (durch Losnehmen der Mutter) in zwei Theile trennen, wenn ein Erheben des obern Walzenpaares vermittle der Schrauben 5, 5 statt finden soll. Die Gewichte 9, welche mittels eines Loches auf die Hebel *G* aufgeschoben werden, sind Würfel von Gusseisen, die ungefähr 130 preuss. Pfund (ein jeder) wiegen. Man kann ihren Platz auf den Hebeln verändern, um den Druck zu reguliren. Bei der Stellung, welche *Fig. 37* angibt, steht ihr Schwerpunkt 12,4 Mal so weit vom Drehungspunkte *c* ab, als der Einhängungspunkt der Stange *b*, und da am obern Hebel *F* der Einhängungspunkt der Stange *b*  $5\frac{1}{2}$  Mal so weit vom Drehungspunkte *a* entfernt ist als die Vertikalebene, in welcher die Walzenaxen sich befinden, so wird die Druckkraft der Gewichte überhaupt  $12,4 \times 5,25 = 65,1$  fach vergrößert; d. h. die beiden Gewichtstücke von zusammen 260 Pfund bringen einen Druck auf die Walzen = 16926 Pfund hervor. Das Gewicht des Hebelwerkes an sich ist bei dieser Berechnung nicht mit berücksichtigt, vermehrt aber die Pressung noch sehr erheblich.

Eine feste Verbindung der Gerüstständer mit einander und die Sicherung ihrer parallelen Stellung wird durch die unten und oben zwischen denselben angebrachten Verbindungsstangen *e, e* und *f, f* erreicht.

Die Mittheilung der Bewegung an die Calander geschieht durch Räderwerk, welches auf eine unter der Maschine selbst fortlaufende Welle aufgebracht und mit Hülfe einer leicht zu lösenden und zu schliessenden Kuppelung verbunden wird. Von diesem Räderwerke empfängt nun die gusseiserne Walze *B* die Bewegung vermittle des auf ihr festgekeilten Stirnrades *H* oder eines andern, am entgegengesetzten Ende für diesen Zweck befestigten gezahnten Rades, und überträgt dieselbe entweder nur durch Reibung an die übrigen Walzen (wenn nämlich für die beabsichtigte Art von Appretur die Peripheriegeschwindigkeiten aller Walzen gleich sein sollen), oder aber durch das Zwischenrad *I* an das auf der zweiten gusseisernen Walze *D* befestigte kleinere Stirnrad *K*, und sofort an diese Walze selbst (wenn für eine scharfe Glanzappretur eine grössere Peripheriegeschwindigkeit des Cylinders *D* erfordert wird). Die genannten Räder sind in *Fig. 36* zu sehen und zu grösserer Deutlichkeit ist ihre Stellung auch in *Fig. 37* durch punktirte Kreise angedeutet. Das Zwischenrad *I* ist auf einen Zapfen *g* lose aufgeschoben, welcher in einer schmiedeeisernen Klaue *h* befestigt ist; die Klaue selbst aber wird mit Hülfe eines Schraubenbolzens an dem einen Ständer des Gestelles angeschraubt. Um die Anzahl der Umläufe der Walze *D* dem Zwecke entsprechend ändern zu können, müssen mehrere Räder wie *K*, theils mit mehr, theils mit weniger Zähnen versehen, zur Auswahl vorhanden sein. Es ändert sich aber durch Aufstecken eines andern Rades der Ort, welchen der Zapfen *g* mit dem Rade *I* einnehmen muss; deshalb wird eine angemessene Verschiebung der Klaue *h* nöthig. Zu diesem Behufe ist die Klaue an der Stelle, wo der zu ihrer Befestigung an dem Ständer



dienende Schraubenbolzen durch sie hindurchgeht, mit einem Schlitz versehen; die genaue Einstellung, wie sie für den richtigen Eingriff der Räder nöthig ist, wird mittels der Stellschraube *k* erreicht. Das Rad *H* enthält 46, das Zwischenrad *I* (dessen Grösse jedoch ohne Einfluss auf das Verhältniss der Geschwindigkeiten ist) 27 Zähne. Hat nun das Rad *K* beispielsweise 38 Zähne, so ist die Peripheriegeschwindigkeit der Walze *D* in dem Verhältnisse wie 38 : 46 (oder nahe wie 1 : 1,21) grösser als jene der Walze *B*.

Die eisernen Walzen *B* und *D* sind hohl gegossen, um sie, wenn die Appretur es verlangt, durch Wasserdämpfe oder heisse Bolzen warm machen zu können. Bei der Erwärmung mit Wasserdämpfen werden die Enden durch vorgeschraubte Platten *n*, *n* (Fig. 36 und 37) geschlossen, an welchen die mit Hanf gedichteten Stopfbüchsen zum Durchgange des Dampfzuführungsrohres 10 und des Ableitungsrohres 11 angebracht sind. Soll die Erwärmung durch heisse Bolzen statt finden, so bleibt die Walze an einem Ende oder auch an beiden Enden offen.

Die Appretur, welche von einer Waare verlangt wird, bestimmt die Art der Benutzung der Calander. Soll die Waare nach der Einwirkung der Calanderwalzen auf dieselbe ein dichtes Gefüge mit schwachem Glanze zeigen, so muss die Peripheriegeschwindigkeit aller Walzen gleich sein, was man dadurch erreicht, dass man die Räder *I* und *K* abnimmt, wonach die Mittheilung der Bewegung von der Walze *B* an die übrigen Cylinder einzig durch die Berührung und gegenseitige Reibung der Mantelflächen erfolgt. Die Waare wird vorher sorgfältig auf eine hölzerne Walze *L* aufgerollt, welche man in die an den Ständern des Gestelles befestigten Lager *o* einlegt. Von hier gelangt die Waare zwischen den Streichleisten *p*, *q* und *r* durch nach den Walzen. Die Leisten *p* und *q* sind halbrund und (um die Falten auszustreichen) auf ihrer convexen Fläche mit schrägen Einkerbungen versehen, welche zur Hälfte links, zur Hälfte rechts geneigt sind (wie auf *l* in Fig. 1); die Leiste *r* ist von quadratischem Querschnitte mit glatten Flächen und scharfen Kanten. Der Weg, den der Zeug nimmt, geht zuerst über *p*, dann unter *q*, hierauf über *r*; von da zwischen die Papierwalze *A* und die gusseiserne Walze *B*, um die halbe Peripherie der letztern herum, zwischen ihr und der zweiten Papierwalze *C* durch, unter die eiserne Walze *D*, um dieselbe herum, endlich zwischen *D* und *E* heraus und nach der Wickelwalze *M*, wo die nun appretirte Waare sich aufrollt. Die Walze *M* ist wie *L* von Holz, und liegt mit ihren eisernen Zapfen in den an die Ständer angeschraubten Armen *s*. Durch eine, mittels einer Spannrolle angespannte Schnur, welche um die, auf dem Ende der Walze *E* befestigte Schnurrolle *t* (Fig. 37) und um eine andere an *M* befindliche Rolle läuft, wird die Bewegung dieser letztern Walze mitgetheilt. Die Rolle *t* ist im Durchmesser der Walze *E* gleich, und eben so stimmt die Walze *M* mit ihrer Rolle hinsichtlich des Durchmessers überein. Daher bewegt sich *M* mit eben der Peripheriegeschwindigkeit, welche *E* eigen ist, d. h. mit der Geschwindigkeit des durch die Maschine gehenden Zeuges. Dieses Verhältniss muss sich aber ändern, sowie der Umkreis von *M* durch die Bewickelung grösser wird, weil alsdann die erwähnte Geschwindigkeit für die vergrösserte Peripherie zu gelten hat, mithin die Umdrehung von *M* desto langsamer von statten gehen muss, je mehr Zeug sich bereits aufgerollt hat. Diese Regulirung macht sich von selbst, indem die treibende Schnur auf dem Umkreise der mit *M* verbundenen Rolle zu schleifen

genöthigt ist, wodurch zugleich der Vortheil entsteht, dass der Zeug angespannt, mithin die Walze recht dicht und straff bewickelt wird.

Soll die Maschine, um eine starke Glanzappretur zu erzeugen, als Glänz- oder Reibungscalander gebraucht werden, so muss man der Walze *D* eine, die Peripheriegeschwindigkeit der Papierwalze *C* übertreffende Geschwindigkeit ertheilen und zu diesem Zwecke das Zwischenrad *I* und das Rad *K* aufstecken. Die Geschwindigkeit der Walze *D* ist von der Anzahl der Zähne des Rades *K* abhängig: je schärfer der Glanz ausfallen soll und je stärker die Waare ist, desto geringer muss die Zähnezahl dieses Rades sein. Auch hier wird die Waare auf die Walze *L* aufgebäumt, in der vorhin angegebenen Richtung zwischen den Walzen durchgeführt, und zuletzt auf die Wickelwalze *M* aufgerollt. Bei dem Durchgange zwischen den Walzen *C* und *D*, wobei die Papierwalze *C* mit geringerer Mantelgeschwindigkeit die Waare langsamer fortführt, die Walze *D* aber auf derselben schleift, erfolgt das Glänzen, welches durch ein fortwährendes Putzen und Streichen der Walze *D* nach ihrer Länge mit einem wollenen Beutel, welcher mit einem harzigen, feingeraspelten Holze (*turmalin wood*) gefüllt und ganz schwach mit reinem Baumöl getränkt ist, erleichtert und befördert werden kann. Hierbei ist das Wärmen der Walze *D* mittels Wasserdampfes oder eines heissen Bolzens von entschiedenem Vortheile; jedoch muss die Beschaffenheit und Farbe der Waare berücksichtigt werden.

Wird eine Moirirung verlangt, so kann man dieselbe durch nachstehende verschiedene Verfahrungsarten erreichen.

Die Waare, welche auf die Walze *L* aufgebäumt worden ist, wird über die Streichleisten *p*, *q* und *r* hinweg, zwischen den beiden Walzen *A* und *B* hindurch geleitet, und bei ihrem Austritte auf eine in die Lager *x* eingelegte hölzerne Walze *N* aufgerollt. Dies geschieht nur, um die Falten auszustreichen und die Waare fest aufgebäumt zu erhalten. Hierauf wird die Waare, über die Walze *O* hinweg, zwischen den beiden Walzen *C* und *D* hindurch geführt (von welchen die letztere wieder eine grössere Mantelgeschwindigkeit als jene besitzt) und sofort auf die Wickelwalze *M* aufgewickelt\*). Die Walze *O* ist von Holz, und ihre Zapfen werden von Lagern getragen, welche vor der Walze *D* an die Gerüstständer angeschraubt sind. An dem einen Ende dieser Walze *O* (s. *Fig. 36*) ist auf ihrer Mantelfläche ein rückkehrender Schraubengang (Zickzack) *u* vertieft ausgearbeitet, und es greift in denselben ein kleiner unbeweglicher Zapfen *v*, der seine Befestigung in einem an dem Ständer angeschraubten Halter *w* hat. Wird nun die Walze *O* durch die über sie hinweggeführte und stark angespannte Waare umgedreht, so wird sie auch durch den Schraubengang und den in diesen eingreifenden Zapfen zu einer hin- und hergehenden Längenbewegung veranlasst werden und die Waare nöthigen, dieser Bewegung zu folgen. Je weniger Steigung nun der Schraubengang *u* hat, desto feiner wird die Moirirung. Man kann diese Verschiedenheit auch mit einem und demselben Schraubengange oder Zickzack *u* erreichen, wenn man die Walze *O* in grössere

\*) Wenn diese den „Verhandlungen“ wörtlich entnommene Stelle richtig ist, so setzt sie voraus, dass die Calander in umgekehrter Richtung bewegt werde (verglichen mit den vorausgegangenen Fällen, welchen die in *Fig. 38* beigeetzten Pfeile entsprechen). Denn ohne diese Abänderung kann der Zeug nicht von *O* her zwischen *C* und *D* eintreten.



oder geringere Entfernung von der Walze *D* stellt; je näher sie derselben ist, desto gröber fällt die Moirirung aus, weil die Querverschiebung des Zeuges bei dessen Eintritt unter die Walzen desto beträchtlicher ist.

Da durch das Schleifen der schneller laufenden Walze *D* die Fäden der Waare platt gedrückt werden und die Glanzappretur in diesem Zustande nicht immer den Anforderungen entspricht, sondern oft einem runden Faden der Vorzug gegeben wird, so lässt man nachgehends die Waare von der Wickelwalze *M* auf die Walze *E* auflaufen und unter einem starken, durch das Hebelwerk erzeugten Drucke um dieselbe aufwickeln, dann aber die so bewickelte Walze *E* längere Zeit in Berührung mit *D* umlaufen. Ehe dies jedoch geschieht, muss der die beiden Walzen *D* und *E* an jedem ihrer Enden umschliessende Rahmen 7, 8, 7, 8 beseitigt werden, damit *E* sich allein heben kann, wie die Herumwicklung des Zeuges erfordert. Durch dieses Aufrollen der Waare auf die Walze *E* unter einem starken Drucke wird die Glanzfläche derselben gegen die nicht geglänzte Fläche oder Rückseite angepresst; es erfolgt hierbei ein geringes Reiben beider Flächen an einander, ein Einpressen der weniger gequetschten Fäden der Rückseite in die Glanzfläche, und hierdurch eine gefälligere, mehr gesuchte Appretur.

Man kann ferner diese Appretur in wieder anderer Art erreichen, wenn man nur einfach geglänzte Waare (von der Walze *N* ab) mit nicht geglänzter Waare (welche auf einer in die Arme *y* eingelegten Walze *P* aufgebäumt ist) gemeinschaftlich zwischen den mit gleichen Peripheriegeschwindigkeiten sich bewegenden Walzen *C* und *D*\*) hindurch gehen lässt.

Ist die Walze *D* von Kupfer oder Messing und mit einem vertieft eingravirten Moirémuster versehen, so erhält man eine sehr stark hervortretende und dauerhafte Moirirung, die sich insbesondere für Stoffe zu Möbelüberzügen, Tapeten, Büchereinbänden u. dergl. eignet.

V. Die zweite von WEDDING am oben angeführten Orte beschriebene Calander ist eine solche mit einer gusseisernen Walze zwischen zwei Papiercylindern, wobei jedoch eine grössere gusseiserner Walze als vierte und unterste hinzugefügt ist, um der untern Papierwalze zur Unterstützung zu dienen, damit diese nicht, in Folge des sehr grossen auf ihr lastenden Druckes, sich biegen kann, wie es ausserdem leicht (wenn auch nur in geringem Grade) geschieht.

Fig. 25 (Taf. 153) ist ein vertikaler Querdurchschnitt dieser viercylindrigen Maschine. Die Walzen *A* und *C* bestehen aus Gusseisen, *B* und *D* aber aus Papier. Die oberste Walze *D* wird zuweilen von Holz gemacht. Sämmtliche Cylinder sind zwischen zwei gusseisernen Ständern gelagert, welche oben und unten durch die vier horizontalen schmiedeeisernen Stangen 1, 2, 3 und 4 mit einander in Verbindung gesetzt sind. Das Hebelwerk zur Hervorbringung des Druckes besteht, wie bei der vorhergehenden Calander, an jedem Ende der Maschine aus einem obern Hebel *a* und einem untern *b*, beide von Gusseisen und durch die zweitheilige schmiedeeiserne Stange *cc* nebst Schraubenmutter *d* mit einander verbunden. Da durch die oberen Hebel der Druck auf das Vierfache und durch die untern — wenn die Gewichte 5 an das äusserste Ende hinausgeschoben sind — auf das Vierzehnfache vermehrt wird, so

\*) Aus dem in der vorigen Anmerkung angeführten Grunde wird man hier wohl *B* und *C* oder *D* und *E* lesen müssen, wenn man nicht eine umgekehrte Bewegung sämmtlicher Walzen annehmen will.

wirkt die unmittelbare Last der Gewichte in 56facher Verstärkung auf die Walzen.

Die grosse gusseiserne Walze *A* ist hohl und mit einer, in ihren Böden festgekeilten, schmiedeeisernen Welle *e* versehen, deren Zapfen von metallenen Lagern in den Gerüstständern getragen werden. Auf der Verlängerung des einen Zapfens ist ein Zahnrad angebracht, durch welches die Bewegung an die Calander mitgetheilt wird; der andere Zapfen trägt ein zweites Rad von 69 Zähnen, welches in der Figur durch den punktirten Kreis *KK* angedeutet wird. Wenn die kleine (nach Erforderniss entweder kalt zu gebrauchende oder mittels Dampf zu heizende) Gusseisenwalze *C* eine grössere Umfangsgeschwindigkeit bekommen soll, als *A* und *B* haben, so wird ihr diese dadurch gegeben, dass von dem Rade *K* mittels eines 20zähligen Zwischenrades *H* das Rad *II* umgedreht wird, welches an der Walze *C* sich befindet. Dieses letzte Rad *I* kann auch hier wieder ausgewechselt und durch ein anderes mit mehr oder weniger Zähnen ersetzt werden, weshalb der Bolzen *k*, welcher dem Zwischenrade *H* als Axe dient, in einem bogenförmigen (mit *K* und *A* concentrischen) Schlitz des Ständers verstellbar ist. Das in der Zeichnung angenommene Rad *I* enthält 30 Zähne, und da die Walze *A* 16 Zoll, die Walze *C* hingegen 8 Zoll im Durchmesser hat, so ist in diesem Falle die Peripheriegeschwindigkeit von *C* 1,15 Mal so gross als jene von *A*.

Die Walzen *B* und *C* werden in den Ständern durch metallene Backen so gehalten, dass sie sich nur vertikal heben und senken können und ihre Axen mit jenen der Walzen *A* und *D* in einer vertikalen Ebene liegen. Die Zapfen der Walze *D* aber laufen wieder in metallenen Pfannen, welche in gusseisernen, mit den Hebeln *a* verbundenen Pfannenhaltern eingelegt und befestigt sind.

Die Benutzung dieser Calander findet in folgender Weise statt. Soll die Waare einen matten Glanz, ihr Gewebe mehr Füllung erhalten, so wird sie zuvörderst auf die Walze *E* aufgebäumt, welche man in die an den Ständern angeschraubten Lager *f* einlegt. Von hier ab läuft der Zeug über die Streichleisten *p*, *q* und *r*, zwischen den Walzen *A* und *B* hindurch, um *B* herum und zwischen *B* und *C* durch, um sofort auf die in den Gestellsarmen *i* liegende Wickelwalze *F* sich aufzurollen. Die Wickelwalze empfängt ihre Umdrehung auch hier durch eine Schnur, welche um eine, am Ende der Walze *D* befestigte Schnurscheibe und zugleich um eine Schnurrolle an der Walze *F* geschlagen ist. Eine Spannrolle *G*, an deren Kloben bei *g* ein Gewicht gehängt wird, spannt die Schnur in einem solchen Grade, dass die Waare fest aufgewickelt wird, aber doch die Geschwindigkeit der Wickelwalze sich von selbst nach dem allmählig anwachsenden Durchmesser derselben reguliren kann. Das Zwischenrad *H* wird hierbei abgenommen, so dass die Umfangsgeschwindigkeiten aller Walzen gleich sind, indem *B* von *A*, ferner *C* von *B*, und endlich *D* von *C* nur durch die Reibung mitgenommen wird.

Soll der Waare aber ein scharfer Glanz gegeben werden, so wird das Rad *H* angesteckt und auf dem Ende der Walze *C* ein Rad *II* befestigt, welches mehr oder weniger (doch immer unter 34) Zähne hat, je nachdem die Haltbarkeit der Waare eine kleinere oder grössere Geschwindigkeit der Walze *C* gestattet. Auf dem Zeuge (welcher in der eben beschriebenen Richtung von der Walze *E* ab, über die Streichleisten *p*, *q* und *r* hinweg, zwischen *A* und *B*, dann zwischen *B* und *C* hindurch, nach der Wickelwalze *F* geleitet wird) schleift nun die polirte erhitze



Glättwalze *C*, und erzeugt so den geforderten Glanz. Da auch hier die Waare mit plattgedrückten Fäden erscheint und an Ansehen gewinnt, wenn wieder die nicht geglättete und daher weniger abgeplattete Fäden zeigende Rückseite auf die Glanzseite mit starkem Drucke aufgespresst und gerollt wird, so lässt man nachträglich die Waare, von der Wickelwalze *F* ab, zwischen *C* und *D* hindurch, auf die Walze *D* aufrollen, mit dieser unter anhaltendem starkem Drucke einige Zeit herumlaufen, und wickelt sie dann erst wieder ab.

Wird endlich eine Moirirung verlangt, so lässt man die Waare von der Walze *E* über die Streichleisten *p*, *q* und *r* hinweg und zwischen den beiden Walzen *A* und *B* durch, nach der Walze *M* gehen und dort aufrollen, dann von *M* aus über eine mit Längenschiebung begabte (in der Zeichnung nicht angezeigte) Leitungswalze, gleich *O* in *Fig.* 36 und 38, zwischen die Papierwalze *B* und die mit grösserer Umfangsgeschwindigkeit sich bewegende eiserne Walze *C* eintreten, und sofort von der Wickelwalze *F* aufnehmen.

Ein anderer Effect der Moirirung geht endlich hervor, wenn die vorher geglänzte Waare von *M* mit nicht geglänzter Waare, welche auf der in Lagerarmen *l* liegenden Walze *L* sich befindet, gemeinschaftlich zwischen den beiden, mit gleicher Umfangsgeschwindigkeit gehenden Walzen *B* und *C* durchgelassen wird.

Die angemessenste Geschwindigkeit für die Walze *A* ist die von vier Umgängen in einer Minute, wonach also der Zeug mit einer Geschwindigkeit von  $3\frac{1}{3}$  Zoll in einer Secunde durch die Maschine geht, und ein Stück von 50 Berliner Ellen nahe  $6\frac{1}{2}$  Minuten bedarf, um einmal durchzulaufen. Bei dieser langsamen Bewegung erfordert die Maschine, je nach der Grösse des auf die Walzen angewendeten Druckes, die Kraft von ein bis zwei Pferden zum Betriebe.

Der Mechaniker HUMMEL in Berlin liefert Calander verschiedener Art zu nachstehenden Preisen:

- a) zu  $\frac{5}{8}$  breiter Waare mit zwei Papierwalzen von 16" Durchmesser, zwei gusseisernen Walzen von 16 und 8", und mit der Vorrichtung zum Glänzen 1670 Thaler;
- b) zu  $\frac{5}{8}$  breiter Waare mit zwei Papierwalzen von 16" und einer gusseisernen Walze von 8" Durchmesser 1320 Thaler;
- c) zu  $\frac{5}{8}$  breiter Waare, übrigens wie *b*, 1100 Thaler.

Eine 16" dicke Papierwalze allein kostet zu  $\frac{5}{8}$  breiter Waare 300 Thlr. und zu  $\frac{5}{8}$  breiter Waare 260 Thaler.

VI. Reibcalander ohne Druck. — In gewissen Fällen wird die Appretur von Geweben durch eine calanderartige Vorrichtung auf die Weise bewirkt, dass der Stoff bei seinem Durchgange zwischen mehreren Walzen einem Streichen oder Reiben vermöge der grösseren Umfangsgeschwindigkeit dieser Walzen unterworfen, dabei aber keinem andern Drucke ausgesetzt wird, als demjenigen, welcher durch die Anspannung des Stoffes selbst entsteht. Da demnach hier die Pressvorrichtung mit Hebeln und Gewichten wegfällt und die Walzen nicht in gegenseitiger Berührung, sondern in einigem Abstände von einander angebracht werden, so kann man dieselben zweckmässig neben einander, statt über einander, lagern. Es entsteht dadurch eine bequemere Bauart der Maschine und genügt überdies bei der geringeren Höhe ein weniger massives Gestell derselben.

Von dieser Art ist die Appreturmaschine, für welche J. FR. SMITH in England 1822 ein Patent nahm. Sie dient zur Zurichtung verschiedener

kammwollener, halbseidener und selbst ganzseidener Zeuge und ist in Fig. 32 im Seitenaufrisse vorgestellt.

Auf dem hölzernen Gestelle *aaaaa* sind zwei gusseiserne Ständer, gleich dem einen bei *dd* vorgestellten, angeschraubt, in welche eine 3 Zoll dicke hölzerne Walze *b* mittels ihrer eisernen Zapfen eingelegt wird. Diese Walze ist mit dem der Appretur zu unterwerfenden Stoffe bewickelt, und man muss mehrere dergleichen vorrätig haben, damit man eine grössere Menge Waare ohne Zeitverlust bearbeiten und zu dem Behufe sogleich, wenn eine Walze abgelaufen ist, eine andere volle einsetzen kann. Gewöhnlich heftet man vier Stücke mit ihren Enden an einander und bäumt sie zusammen auf eine der genannten Walzen auf, damit letztere nicht gar zu schnell leer wird; und damit das ganze zu appretirende Stück durch die Maschine laufen kann, näht man an jedem Ende 4 bis 5 Ellen ordinärer Leinwand oder irgend eines beliebigen Zeuges an. Nachdem nun die sorgfältig und fest bewickelte Walze *b* in die Ständer *d* eingesetzt ist, wird eine leere hölzerne Walze *c* darauf gelegt, deren Zapfen in den senkrechten Schlitzen der Ständer niedergleiten können, und welche durch ihren Druck und ihre Reibung die Umdrehung von *b* etwas erschwert, so dass die Abwicklung des von der Maschine angezogenen Stoffes nicht zu rasch vor sich geht, vielmehr der Stoff immer gehörig gespannt bleibt. Die Waare tritt, indem sie von der Walze *b* kommt, zuerst zwischen die zwei Speisewalzen bei *f* ein, deren obere durch zwei starke Federn wie *e* gegen die untere angepresst wird, so dass beide den Zeug mit hinlänglicher Kraft fassen und vorwärts ziehen. Diese Speisewalzen sind 3 Zoll dick, von Holz verfertigt, mit aufgeleimtem Wollenzeuge überkleidet und haben eiserne Axen.

Von den Speisewalzen läuft die Waare über und unter vier Reibungscylindern *w*, *x*, *y* und *z* fort, deren Durchmesser 8 Zoll beträgt und welche aus hartem Holze gemacht sind, aber auf eisernen Axen stecken. Die ganze Mantelfläche der genannten vier Cylinder ist mit einem aufgeklebten Ueberzuge von Wollentuch und darüber noch mit einem feineren Stoffe bekleidet. Wenn seidene Waare appretirt wird, so muss auch dieser äussere Ueberzug der Cylinder aus Seidenzeug (Tafft) bestehen; wird aber die Maschine für andere Waare gebraucht, so wendet man einen feinen und glatten Wollenzeug oder Cattun oder Leinwand an. Die Reibungscylinder empfangen eine Umdrehung von solcher Art, dass ihre Peripherien in einer mit dem Fortschreiten der Waare übereinstimmenden Richtung, aber bedeutend schneller als die Waare, sich bewegen, und zwar geht jeder folgende Cylinder schneller als der vorhergehende. Indem die Waare ihren Weg in einer Art von Zickzack zwischen den Cylindern verfolgt, werden beide Seiten derselben geglättet, und zwar die untere von den Cylindern *w* und *y*, die obere von den Cylindern *x* und *z*.

Nachdem die Waare den letzten Reibungscylinder *z* verlassen hat, geht sie zwischen zwei Zugwalzen bei *g* durch, welche den Speisewalzen *f* gleichen, sich aber schneller als diese bewegen, damit sie den Stoff beständig straff angespannt erhalten. Diese schnellere Drehung erzeugt nämlich ein Bestreben der Zeugwalzen, den Stoff mit grösserer Geschwindigkeit anzuziehen, als die Speisewalzen ihn abgeben; dem zufolge schleift die Peripherie der untern Zugwalze auf dem Stoffe, während die obere mit der dem letztern eigenen geringern Geschwindigkeit nachfolgt. Die obere Zugwalze wird durch zwei Gewichthebel gleich *n*, welche auf ihre Zapfen drücken, gegen die untere angepresst.



*h* ist eine Walze, welche die von den Speisewalzen *g* ihr zugeführte Waare aufrollt. Sie liegt mit ihren Zapfen in zwei Gabelständern wie *l*, so dass sie nach Massgabe ihres allmäligen Dickerwerdens sich heben kann. Ihre Umdrehung empfängt sie durch die Friction einer unter ihr liegenden, mit Wollenzeug bekleideten Walze *i*, welche mit beträchtlicher Geschwindigkeit umläuft, so dass sie nicht nur fortwährend eine vollständige Aufwicklung des appretirten Stoffes bewirkt und denselben scharf anspannt, sondern auch noch durch den Ueberschuss ihrer Geschwindigkeit streichend oder reibend auf ihn wirkt, gleich den Cylindern *w*, *x*, *y* und *z*. Die Walze *h* ist in Grösse und Beschaffenheit völlig übereinstimmend mit *b*, so dass eine statt der andern gebraucht werden kann und man, falls die Bearbeitung der Waare wiederholt werden soll, nur ohne Weiteres die Walze *h*, auf welche sie eben aufgerollt worden ist, an die Stelle von *b* in die Ständer *d* einzulegen hat. Es ist sehr gut, wenn die Waare, nachdem sie durch die Maschine gelaufen ist, wenigstens noch 48 Stunden lang auf der Walze *h* aufgerollt bleibt, wo die scharfe Spannung, unter der die Aufwicklung statt gefunden hat, noch zur Verbesserung der Appretur nachwirkt.

Man kann die Waare mehr oder weniger oft durch die Maschine gehen lassen. Im Allgemeinen genommen ist es aber zweckmässig, dies in zwei verschiedenen Zeitpunkten zu thun, nämlich zum ersten Male vor dem Färben, sogleich nach dem Sengen der Stoffe, und zum zweiten Male nach dem Färben. Durch die erste Behandlung wird das Fabrikat milder, mehr geöffnet und zur Annahme der Farben geschickter; durch die zweite Behandlung wird es von allem Schmutz befreit, bekommt Milde, Glanz und ein schönes Ansehen, und verliert (sofern es überhaupt echt gefärbt ist) die üble Eigenschaft, beim Tragen abzufärben. Die Erfahrung hat gezeigt, dass man auf diese Weise alles Steifen oder Gumiren bei der Appretur des Bombasins, Krepps u. s. w. ersparen kann, und dass die mit gegenwärtiger Maschine appretirten Waaren nicht bloss ein besseres Ansehen erhalten, sondern auch weit weniger brechen und runzeln oder zerknittern.

Aus *Fig. 32* geht die Einrichtung des Räderwerkes hervor, durch welches, von der eisernen Betriebswelle *kk* aus, allen übrigen Bestandtheilen der Maschine die Bewegung mitgetheilt wird. Jene Welle, welche in zwei am Gestelle *aa* festgeschraubten Lagern *o*, *o* läuft, kann durch Menschenhand mittels der Kurbel *p* oder durch Elementarkraft umgedreht werden, in welchem letztern Falle statt der Kurbel eine Riemenscheibe anzubringen ist. Ein conisches Rad *v* an der Welle *k* greift in das dazu gehörige Getriebe *r* ein, an dessen kurzer, senkrechter Axe ein zweites Getriebe *r*<sub>1</sub> sich befindet, und letzteres wirkt auf ein Getriebe *s* an der Axe der untern Speisewalze *f*, welche dadurch in Umdrehung kommt. Die obere Speisewalze folgt bloss vermittels der Reibung, und die Vorrathswalze *b* dreht sich nur durch das Abziehen der Waare um. Die Welle *k* trägt ferner vier conische Zahnräder *u*, *u*, *u*, *u*, welche in die conischen Räder *q*, *q*<sub>1</sub>, *q*<sub>2</sub>, *q*<sub>3</sub> der Reibungscylinder eingreifen und dadurch diese letzteren in Bewegung setzen. Endlich sind noch zwei andere conische Räder *v*<sub>1</sub> und *v*<sub>2</sub> auf der Betriebswelle. Von diesen treibt *v*<sub>1</sub> mittels der zwei an gemeinschaftlicher Axe sitzenden Getriebe 1 und 2 das Getriebe 3 der untern Zeugwalze *g*, und *v*<sub>2</sub> das Rad 4 an der Walze *i*, welche mittels Friction die auf ihr lastende Wickelwalze *h* umdreht.

Die obere Zugwalze  $g$  folgt der untern vermöge der Reibung, gerade wie dies in Ansehung der Speisewalzen  $f$  der Fall ist.

Die Räder  $u, u, u, u$  haben sämmtlich 20 Zähne, die Räder  $v, v_1$  und  $v_2$  sämmtlich 16 Zähne. Ferner enthalten:

die Getriebe $r, r_1$ und $s$ . . . . .	12 Zähne,
die Getriebe 1 und 2 . . . . .	12 „
das Getriebe 3 . . . . .	10 „
das Rad 4 . . . . .	14 „
das Rad $q$ . . . . .	28 „
das Rad $q_1$ . . . . .	22 „
das Rad $q_2$ . . . . .	18 „
das Rad $q_3$ . . . . .	15 „

Wenn man die Maschine durch Elementarkraft betreiben lässt, sind 90 Umläufe der Welle  $kk$  in einer Minute eine angemessene Geschwindigkeit. Diese vorausgesetzt ergeben sich nun nach den angeführten Verhältnissen der Verzahnung die Geschwindigkeiten der verschiedenen Walzen wie folgt:

Die Speisewalzen  $f$  machen 120 Umläufe in einer Minute und führen demnach, da ihr Durchmesser 3 Zoll rheinl. beträgt, 1131 Zoll Waare (nahe  $44\frac{1}{2}$  Berliner Ellen) ein. Die Geschwindigkeit, mit welcher der Stoff durch die Maschine geht, beträgt also  $18\frac{2}{3}$  Zoll in einer Secunde.

Die untere Zugwalze  $g$ , von gleichfalls 3 Zoll Durchmesser, läuft in einer Minute 144 Mal um, und hat also einen Ueberschuss von 24 Umläufen oder von 226 Zoll gegen die Speisewalzen. Vermöge dieser grössern Geschwindigkeit bewirkt sie, wie schon erwähnt, die Anspannung der Waare, damit diese mit einem entsprechenden Drucke die Reibungscylinder berührt. Die obere Zugwalze erlangt nur die Geschwindigkeit der fortschreitenden Waare, weil sie nur mit dieser unmittelbar in Berührung ist und durch deren Reibung umgedreht wird; sie bewegt sich also eben so schnell wie die Speisewalzen  $f$ .

Die Walze  $i$  vollbringt  $102\frac{6}{7}$  Umläufe in einer Minute, woraus — da sie 5 Zoll dick ist — eine Umfangsgeschwindigkeit von 1615 Zoll entsteht. Mit dieser Geschwindigkeit reibt sich also ihre Mantelfläche an jener der Wickelwalze  $h$ , und da letztere keine grössere Umfangsgeschwindigkeit wirklich annehmen kann, als die Geschwindigkeit der auf ihr ankommenden Waare ist, nämlich = 1131 Zoll, so erzeugt der Ueberschuss von 484 Zoll oder 0,3 der Gesamtgeschwindigkeit die zur festen Aufwicklung erforderliche scharfe Anspannung und zugleich ein Reiben oder Streichen, vermöge dessen eine nachträgliche Glättung erfolgt.

Die Geschwindigkeiten der vier (8 Zoll im Durchmesser haltenden) Reibungscylinder sind folgende:

	Umläufe in einer Minute.	Peripheriegeschwindigkeit in einer Minute Zoll.
Cylinder $w$ . . . . .	$64\frac{2}{7}$ . . . . .	1615
„ $x$ . . . . .	$81\frac{9}{11}$ . . . . .	2056
„ $y$ . . . . .	100 . . . . .	2513
„ $z$ . . . . .	120 . . . . .	3016

Die Mantelfläche des ersten Cylinders bewegt sich also ungefähr 1,4 Mal, die des zweiten 1,8 Mal, die des dritten 2,2 Mal, und die des vierten  $2\frac{2}{3}$  Mal schneller als der durch die Maschine laufende Stoff.



In derselben Weise, wie bei vorstehender Maschine hölzerne, mit Zeug umkleidete Walzen ohne Anwendung von Wärme die Glättung der Waare bewirken, kann man auch hohle metallene (aus Kupferblech gefertigte) durch hineingeleiteten Wasserdampf geheizte Cylinder anwenden. Die Maschine stimmt alsdann mit den zum Trocknen der Zeuge in den Cattundruckereien üblichen Dampftrockenmaschinen überein, mit dem Unterschiede, dass die Peripheriegeschwindigkeit der Cylinder bedeutend grösser gemacht wird als die Fortschrittggeschwindigkeit des Zeuges. Eine solche Vorrichtung kann alsdann zum Trocknen und Glätten zugleich dienen, indem man die Waare nass darauf bringt. Ja man ist noch weiter gegangen und hat den ganzen eben erwähnten Apparat an die (zum Imprägniren der Waare mit Stärkekleister bestimmte) Stärkmachine angehängt, wonach mit einem Durchgange die Waare gestärkt, getrocknet und geglättet (jedoch nicht gegläntzt) wird. Man sehe hierüber die Artikel DAMPFTROCKENMASCHINE und STÄRKMACHINE nach.

### C. Calander zur matten Appretur.

Man kann eine matte Appretur (Glätte ohne Glanz) mit jeder gewöhnlichen Calander erreichen, indem man die Waare zwischen der obersten Papierwalze und dem unter dieser liegenden Metallcylinder hineinleitet, aber dann, statt sie bloss durchzuführen, auf erstere aufrollen lässt. Die Papierwalze muss hierbei natürlich in den Stand gesetzt sein, sich (unter beständiger Fortdauer des von dem Hebelwerke ausgeübten Druckes) von dem metallenen Cylinder in dem Masse zu erheben, wie es die durch den aufgewickelten Stoff hervorgebrachte Vergrösserung ihres Durchmessers erfordert. Ist die Aufwicklung beendigt, so kann man, um die Bearbeitung weiter zu treiben, die bewickelte Papierwalze und die blanke metallene Walze noch eine beliebige Zeit lang mit einander umlaufen lassen, wodurch die Waare eine Behandlung erleidet, welche dem Rollen auf einer gewöhnlichen Mangle analog ist.

Für diese Art von Appretur construirt man übrigens auch eigene Calander von ganz einfacher Bauart, welche nämlich bloss aus zwei hölzernen (oder papierenen) Walzen bestehen, und die untere Walze wird dann auch wohl mit einem glatten Wollenzeuge überzogen. Eine solche, ausschliesslich für matte Appretur bestimmte Calander ist in den Fig. 39 bis 42 (Taf. 154) vorgestellt.

Fig. 40 ist ein senkrechter Durchschnitt nach *CD* und *EF*, Fig. 42 ein horizontaler Durchschnitt nach *AB*, Fig. 41 eine Endansicht des Druckhebelwerkes nebst dem senkrechten Durchschnitte des Gewichtkastens; Fig. 39 dient zur Erklärung der Kuppelung, mittels welcher die untere Calanderwalze mit der Betriebswelle verbunden ist.

Das Gestell der Maschine besteht aus Eichenholz und wird von zwei starken Schwellen getragen, welche unter sich durch Riegel *h, h* zusammenhängen. *kk* ist ein Breterboden zum Auftreten des vor der Maschine beschäftigten Arbeiters. Zwischen den vier Säulen *a, a, a, a*, von welchen je zwei und zwei nahe beisammen stehen, sind die zwei Walzen *b* und *d* über einander angebracht. Die untere Walze *d*, welche mit wollenem Tuche überzogen ist, liegt mit den Zapfen ihrer schmiedeeisernen Axe in festen metallenen Lagern; die obere aber liegt auf dieser frei, so dass sie der sich aufwindenden Waare nachgeben und sich heben kann, indem ihre Zapfen in dem schmalen Zwischenraume der Ständerpaare

hinaufgleiten. Die Pressung der Walze  $b$  gegen  $d$  wird mittels der starken Eisenstäbe  $c$ ,  $c$  ausgeübt, welche mit ihren untern bogenförmig ausgehöhlten Enden sich auf die Zapfen der Walze  $b$  stützen, oben aber mit den Druckhebeln  $e$  und  $e_2$  durch eiserne Bolzen in Verbindung stehen. Diese Hebel sind eichene Balken und haben ihre Drehungspunkte in den Ständern  $f$ ,  $f$ , wo durch jeden derselben ein eiserner Bolzen in horizontaler Richtung durchgeht. Die Druckhebel  $e$  und  $e_2$  sind durch drei Querhölzer  $g$ ,  $g_1$  und  $g_2$  sowohl mit einander als mit einem dritten, zwischen ihnen liegenden Balken  $e_1$  verbunden, und dieses Ganze bildet einen soliden Rahmen, dessen Anordnung am vollständigsten aus *Fig. 41* hervorgeht, wo derselbe mit punktirten Linien gezeichnet ist, weil er eigentlich in diesem Durchschnitte nicht zu sehen sein sollte.

Die Belastung des Hebelwerkes geschieht mittels des Gewichtkastens  $q$ , in welchen man nach Erforderniss Steine oder andere schwere Körper legt. An den schmalen Seiten dieses länglich viereckigen Kastens sind inwendig zwei aufrechte Hölzer  $r$ ,  $r$  angeschraubt, welche durch ein Querholz  $t$  mit einander verbunden sind. Mitten an letzterem befindet sich das von Eisenplatten zusammengefügte Gehäuse  $u$  einer Winde, welche aus einer Zahnstange  $w$  und einem mit Kurbel  $v$ , Sperrrad und Sperrkegel versehenen Getriebe besteht, völlig nach Art der allgemein gebräuchlichen Wagenwinde. In *Fig. 42* ist das Querholz  $t$  und die Winde weggelassen, um einer Verwirrung der Zeichnung vorzubeugen. Die Zahnstange  $w$  ist durch einen Nagel oder Bolzen bei  $z$  mit einem vierkantigen Eisenstabe  $x$  verbunden, welcher oben durch die Balken  $e_1$  und  $g_2$  geht und oberhalb des letztern mit einer Schraubenmutter  $y$  versehen ist. Vermöge dieser Veranstaltung hängt der Gewichtkasten  $q$  an dem Hebelwerke. Wenn die Maschine in Ruhe ist, bleibt der Kasten herabgelassen und steht auf dem Fussboden  $k$  über den zwei Lagerhölzern  $l$ ,  $l$ ; soll aber gearbeitet werden, so hebt man mittels der Winde, indem man an der Kurbel  $v$  dreht, den Kasten  $q$  längs der Zahnstange  $w$  empor, wonach er frei hängt und den Druck der Hebel  $e$ ,  $e_2$  auf die Walzen erzeugt. Damit sich der Gewichtkasten während der Arbeit oder beim Aufwinden und Herablassen nicht drehen kann, sind an demselben als Verlängerungen der Hölzer  $r$ ,  $r$  zwei eiserne Schienen  $s$ ,  $s$  befestigt, welche durch Löcher des Querholzes  $g_2$  hindurchgehen.

An den Säulen  $a$ ,  $a$  des Gestelles sind zwei Bohlenstücke  $i$ ,  $i$  (*Fig. 40* und *42*) befestigt, in welchen die zwei kleinen hölzernen Walzen  $n$  und  $o$  mit ihren eisernen Zapfen gelagert sind. Eine dritte, ähnliche Walze  $m$  wird von den Wangen  $p$ ,  $p$  aufgenommen, welche für die Walzenzapfen von oben her gabelförmig eingeschnitten sind. Die Walze  $m$  wird mit der zu bearbeitenden Waare fest bewickelt der Maschine vorgelegt; dann führt man den Stoff unter der Walze  $n$  und über der Walze  $o$  hin nach den Cylindern  $b$  und  $d$ , zwischen welche er eintritt, um sich sogleich auf den obern Cylinder  $b$  aufzurollen.

Die zum Ein- und Ausrücken vorgerichtete Kuppelung, durch welche die untere Walze  $d$  mit der Betriebswelle so verbunden ist, dass man die Maschine augenblicklich in Stillstand und wieder in Gang setzen kann, ist in *Fig. 41* angegeben. In *Fig. 39* ist sie noch einmal gezeichnet, aber im ausgelösten Zustande.

Der Zapfen 1 des Cylinders  $d$  trägt an seinem Ende eine Klaue 2, 2. Die vierkantige eiserne Welle 3, welche von der Betriebskraft mittels Räderwerk oder einer Riemenscheibe umgedreht wird, hat keine directe



Verbindung mit dem Zapfen 1; nur ihre conische Spitze ist in die Klaue 2 eingesenkt. Auf der Welle 3 steckt der Muff 4, welcher sich daran hin und her schieben lässt und in seinem rund abgedrehten Halse von dem gabelförmigen Ende des Ansrückungshebels 7, 8 umfasst wird. Letzterer hat seinen Drehungspunkt in einem an der Säule angeschraubten Winkel-eisen 6. Auf der gegen die Klaue 2 hingewendeten Endfläche des Muffes 4 stehen am Rande, und in der Richtung eines Durchmessers einander gegenüber, zwei Zapfen oder Zähne 5, 5. Ist nun die Kuppelung eingerückt, wie in *Fig. 41*, so treiben bei der Umdrehung der Welle 3 die Zähne 5, 5 des sich gleichfalls drehenden Muffes 4 die Klaue 2 und folglich die Walze *d* herum. Wird aber ausgerückt, d. h. durch eine angemessene Bewegung des Hebels 7, 8 der Muff 4 von der Klaue 2 weggeschoben (s. *Fig. 39*), so wirken die Zähne 5, 5 nicht ferner auf die Klaue, und die Maschine steht, ungeachtet der fortdauernden Drehung der Welle 3, still.

K. Karmarsch.

**Canal** (fr. *canal*; engl. *canal, channel*) ist, in der allgemeinen Bedeutung, überhaupt jede rinnenförmige Vertiefung, welche dazu dient, eine Flüssigkeit von einem Punkte nach einem andern zu leiten.

Im engern Sinne hingegen versteht man darunter eine solche Vertiefung, die zur Führung des Wassers, und zwar vorzugsweise mit offener freier Oberfläche, bestimmt ist. Für gleichen Zweck bestimmt, aber hinsichtlich der Anlagsweise ihr entgegengesetzt, ist die Röhrenleitung eine dergleichen Vorrichtung, welche aber auf ihren ganzen, ringsum geschlossenen Querschnitt mit Wasser gefüllt ist, wenigstens werden kann, daher zugleich in den einzelnen Theilen zwischen dem Anfangs- und Endpunkte in verschiedenem Niveau, ja bis zu einer gewissen Gränze selbst über beiden Punkten liegen kann, sofern nur der Endpunkt tiefer als der Anfangspunkt liegt, wogegen bei einem Canale kein von der Einmündung entfernterer Punkt der Sohle höher liegen darf als ein ihr näherer, — geringe Unebenheiten der Sohle abgerechnet, — sofern nicht der oberhalb eines solchen Punktes, unter dessen Niveau gelegene Theil für den Durchfluss des Wassers ganz ausser Betracht fallen und nutzlos werden soll.

Der Zweck der Canäle ist entweder 1) die Führung von Wasser an und für sich, zur Beaufschlagung von Maschinen, zum Trink- und zu anderem Gebrauche, oder 2) die Schifffahrt, oder 3) beides vereint. Zuweilen versteht man unter Canälen vorzugsweise, ja allein Schifffahrts-canäle, was aber eine zu grosse Beschränkung des Begriffes sein würde. Im Folgenden wird nur von dem ersteren, als dem hauptsächlichsten, die Rede sein; von dem andern aber, bei welchem die Führung des Wassers nur Mittel, nicht Zweck ist, nicht oder höchstens nur insoweit, als er beiläufig neben dem ersteren mit vorliegt. Neben der Fortleitung von Wasser kann aber endlich noch die Sammlung desselben der Zweck der Canäle sein.

Die Canäle sind entweder unmittelbar in die Erdoberfläche eingeschnitten und oben offen, Canäle im eigentlichen Sinne (Gräben); oder sie sind in grösserer Höhe über derselben hinweggeführt, Wasserleitungen (fr. *aqueduc*; engl. *apparent-aqueduct*) in der engeren Bedeutung des Wortes; oder endlich sie gehen in minderer oder mehr Tiefe unter der Erdoberfläche hin, unterirdische Canäle, Röschen (fr. *canal souterrain, percement*; engl. *tunnel*).

Nach diesen, ausserdem auch wohl noch nach besonderen Umständen ist natürlich die Construction der Canäle verschieden, obschon die Hauptfordernisse dieselben bleiben, nämlich folgende:

1) Der Canal muss einen hinreichenden Querschnitt haben, um die nöthige Wassermenge gut aufnehmen und durchführen zu können, 2) ein gut geeignetes Profil (Gestalt des Querschnittes), a) um die Bewegungshindernisse möglichst klein, b) die Festigkeit möglichst gross werden zu lassen, 3) das zweckmässigste Gefälle bekommen, 4) in seiner Ein- und Ansmündung, wie seiner ganzen Länge nach, der Bewegung des Wassers möglichst wenig Hindernisse entgegen setzen, 5) fest und wasserdicht in allen Theilen, 6) dem Wasserverluste durch Verdunsten, Abfrieren thunlichst entzogen, 7) vor Verstopfen, Verschütten, Ueberfüllen gesichert sein.

Der Querschnitt, hauptsächlich des von dem Wasser eingenommenen Theiles, bestimmt sich natürlich durch die durchzuführende Wassermenge und nach dem zu gebenden Gefälle und Profile, worüber die nöthigsten Formeln am Schlusse folgen werden. Er ist danach leicht zu ermitteln, sobald die Wassermenge stets gleich bleibt oder sich nur wenig verändert, schwerer, wenn darin grössere Verschiedenheiten statt finden, weil er alsdann zwar auf eine gewisse grösste Füllung eingerichtet, vor deren Steigerung gesichert werden kann, hingegen wenn er in trocknen Zeiten merklich unter jener zurückbleibt, leicht in Folge des wachsenden Verhältnisses des Profiles zum Querschnitte gesteigerten Bewegungshindernissen ausgesetzt ist.

Am meisten wird dieser Fall bei Canälen eintreten, welche mit oder sogar vorzugsweise zum Sammeln von Wasser bestimmt sind, daher oft zu einer Zeit das 10 — 20fache von dem aufnehmen müssen, was sie zu einer anderen Zeit enthalten. Bei solchen ist jedoch überhaupt in hydraulischer Hinsicht eine Vollkommenheit nicht erreichbar, aber auch weniger nothwendig.

Eine andere zuweilen zunehmende Rücksicht kann die auf gelegentliche Mitbenutzung des Canales zur Schifffahrt sein. Findet letztere in einigemassen öfteren Wiederholungen statt, so muss der Canal der unmittelbar und mittelbar erwachsenden Verengungen und Behinderungen halber einen grösseren Querschnitt bekommen. Wegen der sehr grossen Verschiedenheit des Grades einer derartigen Mitbenutzung sind jedoch auch die Vorschriften für die entsprechende Vergrösserung des Querschnittes verschieden, so dass Einige für diesen Fall den Querschnitt auf mindestens  $1\frac{1}{4}$  des ursprünglich nöthigen vermehrt um den Querschnitt des eingetauchten Theiles des Fahrzeuges, andere ihn überhaupt auf  $1\frac{1}{2}$  bis 2 des berechneten zu erhöhen vorschreiben. Allemal wird dies sehr von der absoluten Grösse des ursprünglichen Querschnittes des Canales sowie der des Fahrzeuges abhängen, weil, wenn bei gleichbleibender Breite des Fahrzeuges die des Wasserspiegels abnimmt, das durch ersteres verdrängte Wasser desto mehr Behinderung findet, wenn es zwischen den Wänden des Fahrzeuges und denen des Canales hindurch gehen soll.

Uebrigens ist es bei allen, vornehmlich eigentlichen eingeschnittenen Canälen nothwendig, den Wasserspiegel noch mindestens 1 Fuss unter dem obersten Rande der Seitenwände zurückbleiben zu lassen, um desto weniger ein Uebertreten, ja schon ein Durchweichen des obern Randes zu befürchten zu haben; ganz besonders gilt dies für solche Canäle, deren Seitenwände durch Aufschüttung über die ursprüngliche Sohle gebildet worden sind. Bei über der Erdoberfläche hingeführten



Wasserleitungen, namentlich gerinnartigen, wird natürlich diese grössere Höhe der Wände in demselben Verhältnisse kleiner als es der ganze Querschnitt ist; bei unterirdischen Canalstrecken fällt sie, je nach den Umständen, ganz mit der Umfläche des über dem Wasser bleibenden freien Raumes zusammen.

Das Profil wird von dem Gesichtspunkte möglichster Verminderung der Bewegungshindernisse aus so zu wählen sein, dass es für einen grössten Querschnitt einen kleinsten Umfang gibt. Ein solches würde der Halbkreis sein; da jedoch derselbe meist eine nach der Art der angewendeten Materialien künstlichere und kostspieligere Bauart erfordert, so wird er zwar in einzelnen Fällen angewendet, eignet sich jedoch immer nur mehr für kleinere Querschnitte, überhaupt für gerinnartige Canäle, d. h. solche, bei denen die Vorrichtung der Umfläche des Canales nicht bloss eine Verwahrung oder Auskleidung des Einschnittes bildet, sondern als ein für sich bestehendes, zusammenhängendes Ganzes von der natürlichen Oberfläche ganz unabhängig ist, daher eben sowohl auf und über als in der Erdoberfläche liegen kann.

Das gebräuchlichste ist daher das vierseitige Profil, für gerinnartige Baue das rechtwinklige, und zwar das halbe gleichseitige Vierseit, für gewöhnliche Canäle das trapezoidale mit ebener Sohle und abgeböschten Wänden, weil bei diesen senkrecht aufsteigende Wände zu vielen Seitendruck abzuhalten haben würden.

Sofern die Wände durch irgend eine festere Bekleidung verwahrt und nicht ihrer eigenen Haltbarkeit überlassen sind und deshalb eine bestimmte, der Art ihrer Masse entsprechende Böschung bekommen müssen, bedient man sich des halben regelmässigen Sechseites, als desjenigen Trapezes, welches als Profil die kleinsten Bewegungshindernisse verursacht. Die Weite am Boden (vergl. Taf. 155 Fig. 1) ist die Hälfte von der obern, die Böschung der Seiten 60 Grad. Je mehr sich diese wie jede andere Böschung dem natürlichen Abrollungswinkel der Boden- oder aufgeschütteten Dammmasse nähert, desto geringer ist der Seitendruck auf die Wände, je mehr sie denselben übersteigt, desto mehr Widerstand muss eine Auskleidung leisten. Bei gemauerten Seitenwänden und festerer, daher minder druckhafter Masse, ja wohl selbst bei Holzverwahrung (s. unten) geht man daher noch steiler, bis zu einer Böschung von 70 — 75, ja selbst 80 Grad, um die Weite des Canales möglichst zu vermindern; dahingegen ist es nicht rathsam, selbst ganz in Felsen gehauenen Canälen ganz senkrechte Wände zu geben, weil auch der Felsen sich zerklüften, verwittern und in Folge dessen hereinbrechen kann.

Bei dergleichen steilen Böschungen verändert sich übrigens das Verhältniss der Weite zur Tiefe wesentlich auch mit der absoluten Grösse des letzteren, indem man einen bedeutend grösseren Querschnitt aus dem Grunde nicht gern durch gleichmässige Vergrösserung der Tiefe und Weite herstellt, um, besonders bei lockerem Boden, den Seitendruck nicht zu gross werden zu lassen, während bei geringerer Breite und grösserer Tiefe die verdunstende Fläche kleiner wird. Die hier und da, z. B. in MORIN'S Hülfsbuch der Mechanik §. 40 gegebene Vorschrift: eine vier- bis sechsfache Tiefe zur Breite zu nehmen, kann nur allein als für Schiffsfahrts- oder etwa kurze Aufschlagenäle für sehr breite Räder gültig betrachtet werden.

Ein anderes Profil ist das sogenannte flache (von DU BUAT), im Gegensatze zu dem vorigen, dem steilen; es hat gleichen Querschnitt

mit dem halben regelmässigen Seckseite, wird aber so gebildet, dass bei einer Tiefe von drei Theilen die obere Breite zehn, die untere zwei dergleichen bekommt, die Böschung der Seiten ziemlich 36 Grad beträgt. (Vergl. Taf. 155 *Fig. 2.*)

Dieses Profil eignet sich vorzugsweise für Canäle, welche nur in den Boden eingeschnitten und nicht weiter verwahrt sind, wenigstens nicht gegen den Seitendruck, indem die Seiten bei solcher Böschung selbst noch in ziemlich lockerem Boden für sich stehen; nächstdem für Sammel- und überhaupt solche Gräben, welche zu verschiedenen Zeiten sehr ungleich grosse Wassermengen abzuführen haben, weil der Spiegel zwar an sich verhältnissmässig breit, daher einer starken Verdunstung unterworfen ist, hingegen sich mit der Verminderung der Wassermenge und somit Wassertiefe ebenfalls und zwar in stärkerem Verhältnisse zusammenzieht, als dies bei dem steilen Profile der Fall ist, deshalb sich auch die verminderte Wassermasse immer concentrirt erhält und nie zu einer hinsichtlich der Fortbewegung wie der Verdunstung und Versickerung höchst unvortheilhaften, dünnen, aber breiten Wasserschicht herabsinken kann, wie dies bei dem steilen Profile möglich ist.

Im Uebrigen ist ein flaches Trapez wesentlich für grosse, meist nur eingeschnittene Schiffahrtscanäle noch aus dem Grunde geeignet, weil es das harte Antreffen der Fahrzeuge an die Canalwände verhindert. Bei dieser wird die Böschung noch flacher, —  $1\frac{1}{7}$ , ja selbst 2 der Höhe, — wenn die Seitenwände wie gewöhnlich ohne Bekleidung stehen.

**Construction der Canäle.** Die gebräuchlichste Weise ist, wie schon erwähnt, das Einschneiden. Man bedient sich desselben in ebenem Lande, wo, ohne dass der Canal zu grosse Umwege zu machen braucht, der Einschnitt weder überhaupt zu tief, noch auch an verschiedenen Punkten zu ungleich tief geführt werden muss.

Sobald nicht der Canal in festem Gestein ohne alle Klüfte ausgehauen wird, wo er mit sehr steilen Stossen und ohne alle Auskleidung dargestellt werden kann, reicht ein blosses Einschneiden (Auswerfen) hin; bei flachen Sammelgräben, in dichtem, lehmigen und thonigen Boden hingegen würde es, bei selbst noch nicht tiefen, wahren Leitcanälen, so oft es auch früher bei solchen angewendet wurde und wohl noch wird, auf die Dauer niemals ohne baldiges Aus- und Unterwaschen, dadurch aber erwachsende häufige Störungen und selbst bedeutende Wasserverluste anwendbar, sonach eine übel angebrachte Ersparniss sein. Selten wird man daher bei für die Dauer bestimmten Anlagen dieser Art ohne alle Verwahrung auskommen.

Die Art derselben wird bestimmt: durch die Beschaffenheit des Bodens, Grösse und besonders Tiefe, endlich die örtliche Lage des Canales. In Boden von gutem, dichtem Lehm wenigstens fetter Erde, in weithin ebenem, flachem Lande von nur geringen Niveauverschiedenheiten, wo der Canal daher der tiefste Einschnitt weit herum ist, somit das Wasser wenig Trieb und Veranlassung hat, zu verfallen, werden wohl, besonders bei grösserem Querschnitte, die beiden Seitenwände nur mit Flechtzäunen in derselben Weise verwahrt, wie dergleichen zu Uferverwahrungen an Flüssen sehr zweckmässige Anwendung finden; bei geringer Tiefe in einer Höhe von 2 —  $2\frac{1}{2}$  Fuss, ziemlich vertikal (vergl. Taf. 155 *Fig. 3* *A* obere, *B* vordere Ansicht), bei grösserer Tiefe terassenförmig, in  $1\frac{1}{2}$  —  $1\frac{3}{4}$  Fuss breiten Absätzen hinter einander. Hierzu eignen sich, wie zu allen dergleichen Uferverwahrungen, besonders Weiden



(die gelbe und rothe Bandweide, *salix vitellina* und *salix purpurea*, die gemeine Korbweide, *salix viminalis*, wohl auch die weisse Weide, *salix alba*; obschon sie der vorigen an Zähigkeit und schnellem Wachstum nachsteht).

Die aus denselben Weiden frisch geschnittenen und gespitzten Pfähle werden (bei abgesetzten Reihen wenigstens die untersten) bis unter die Canalsole eingetrieben; die Erde wird hinter dem Flechtwerke fest getreten. Pfähle und Flechtwerk schlagen aus, fassen in der Erde Wurzel und befestigen dadurch die Seiten von Jahr zu Jahr mehr. Eine eigenthümliche Art dieser Flechtzäune von DE LA DOUCETTE ist in dem *Bulletin de la société d'encouragement an XXVIII* (1829) p. 186 und *an XXIX* (1830) p. 239 beschrieben.

Diese Verwahrung schützt bloss gegen das Abspülen und Unterwaschen, in einem gewissen nicht zu hohen Grade auch gegen den Erdruck, beides jedoch nur, sobald man die Anlage in der ersten Zeit sorgfältig im Auge behält, beginnende Auswaschungen wieder hinterfüllt, Ausbuchtungen durch Erneuerung und Verstärkung des Pfahlwerkes in der ursprünglichen Stellung beseitigt, dann aber auch durch ihr dichtes Verwachsen, ihre Elasticität und Zähigkeit in sehr hohem Grade, selbst gegen Eisschollen, soweit deren überhaupt auf Canälen in gefahrdrohender Weise vorkommen können. Wasserdichtheit wird dabei, wie schon erwähnt, nur durch die tiefe Lage des Canales erhalten, indem auch das etwa in Sohle und Seiten hinausickernde Wasser keinen Abzug in der Nähe findet, daher nach erfolgter Sättigung der nächsten Umgebung weiteren Verlust verhindert.

Noch weniger zweckmässig für Canäle ist die Verwahrung der Seitenwände durch Bollwerke oder gar Spundwände. Beide stellt man ebenfalls auf die bei Uferbefestigungen überhaupt gewöhnliche Weise her. Für die Bollwerke nämlich (vergl. Taf. 155 *Fig. 4 A* Seiten-, *B* vordere Ansicht) werden Pfähle *a* in der den ersteren zu gebenden Stellung etwa unter 75—80 Grad rückwärts geneigt, um dem Erddrucke besseren Widerstand zu leisten, eingerammt und durch oben übergezapfte Holme *b* verbunden. Bei höheren Bollwerken verbindet man diese Pfähle wohl noch durch einfache oder zusammengesetztere Zangen *c* mit dem dahinter liegenden Lande (vergl. Taf. 155 *Fig. 5*) und setzt endlich gegen die Landseite hin und den von da ausgeübten Druck Pfosten *d* auf die hohe Kante, entweder unmittelbar auf die Sohle der dazu in den Ufern bewirkten Ausgrabung, oder auf dazu erst wieder besonders eingerammte Pfähle *e* und den darüber gezapften Helm *f*, worauf das Ganze mit Erde, besser mit Lehm, hinterfüllt und hinterrammelt wird.

Um stehende Spundwände herzustellen, werden aus starken Pfosten geschnittene Spundpfähle *a* (vergl. Taf. 155 *Fig. 6 A* Seiten-, *B* Durchschnittsansicht) in der bezeichneten Richtung eingerammt (die Spünde angeschnitten, oder wohl noch zweckmässiger, besonders wenn die Pfähle ganz richtig in einer Ebene eingestossen sind, als Spundfedern nachmals eingetrieben), worauf man über die gesammten Spundpfähle einen Helm *b* aufzapft. — Spundwände sind natürlich schwieriger herzustellen als Bollwerke, geben jedoch einen wasserdichteren Abschluss und glattere Wände als letztere, bei denen die vor den Pfosten stehenden Pfähle in den Canalquerschnitt stark einspringen und daher wegen ihrer grösseren Zahl nicht unbedeutende Bewegungshindernisse erzeugen, ein Einfluss, welcher nur bei sehr weiten Canälen minder bemerkbar wird.

Zu solchen Bollwerken und Spundwänden wählt man gern, wie zu ähnlichen Bauen, recht harziges Holz. Alle dergleichen bleiben aber immer nur mehr von dem Gesichtspunkte einer Uferverwahrung überhaupt, als dem der Herstellung eines Canales anwendbar; Wasserdichtheit ist durch sie nicht oder nur in minderm Grade zu erlangen, während die Sohle ganz unverwahrt bleibt. Deshalb kommen sie nur bei an und für sich grossen Canälen (Abzugsgräben, Flussarmen) in der Nähe von durch Wasser betriebenen Maschinen und immer nur auf kurze Strecken vor, bleiben allemal nicht wohlfeil in der Anlage, kostspielig in der Unterhaltung (der geringeren Dauer des dazu angewendeten Materials wegen), daher auch wegen der Reparaturen für die Benutzung störend. Will man insbesondere bei eigentlichen kleineren Canälen eine Verwahrung durch Holz bewirken, so ist es weit besser, solches durch Herstellung wirklicher Gerinne in grossem Massstabe (Spundstücke) zu thun (s. unten und Art. GERINNE), in welcher Darstellung sie von der Art des Bodens ganz unabhängig sind.

Eine andere einfache Auskleidung ist die durch Rasen vornehmlich anwendbar in gewachsenem, aber auch wohl in gerammeltem (absichtlich erst eingebrachten) Lehm. Die Böschung der Seiten muss hier schon flacher sein als bei den vorigen und darf daher selbst bei minderer Tiefe nicht unter 60 Grad betragen, bei grösserer noch weniger, oder die Seiten müssen in 5 — 6 Fuss hohen Terrassen abgesetzt sein, welche 2 —  $2\frac{1}{2}$  Fuss hinter einander zurücktreten (vergl. Taf. 155 Fig. 7), ein Fall, der bei blossen Leit-, überhaupt nicht zur Schifffahrt bestimmten Canälen, nicht leicht vorkommen wird.

Kommt es aber entweder auf grosse Wasserdichtheit nicht an, oder ist überhaupt der örtlichen Lage nach ein starkes Versickern des Wassers nicht zu fürchten, so bedient man sich des Rasens wohl selbst bei gewöhnlicher Bodenbeschaffenheit, wie z. B. bei Sammelgräben, deren Anlage schon häufig der grossen Länge halber auf eine möglichst wohlfeile Weise bewirkt werden soll. Dann darf man aber über 45 Grad nicht hinaus gehen.

Die Rasenbekleidung betrifft entweder nur die Seiten oder auch die Sohle. Sie wird entweder als Deck- oder als Kopfrasen aufgebracht. Der Deckrasen *a* (vergl. Taf. 155 Fig. 7) besteht aus möglichst grossen, in 12 Zoll gevierten oder mit 6 — 9 und 12 — 16 Zoll Seitenbreite gestochenen Rasenstücken, welche flach, mit der Wurzelseite nach unten dicht an einander aufgelegt, bei fettem Lehm wohl erst noch mit einer Schicht Ackererde unterfüttert werden; da diese Stücke fest wurzeln und anwachsen sollen, so muss jedes Stück mit zwei in den diagonalen Ecken eingeschlagenen Nadel- oder Heftpflöcken befestigt werden, um sie einzuweilen fest zu halten, das Umwachsen auch durch öfteres Begiessen zu befördern; minder rathsam ist es daher auch, den Canal sofort in Gebrauch zu nehmen, bevor der Rasen Wurzel gefasst hat. Der Kopfrasen wird auf die hohe Kante, daher mit seiner Fläche rechtwinkelig auf die Canalwände, zuweilen aber minder gut, wohl auch sölilig, gelegt; da er jedoch ebenfalls einen grossen Schutz nicht zu gewähren vermag, so würde es nicht zweckmässig sein, ihn sehr stark (über 8 Zoll) zu nehmen, um so weniger, als wie bei jeder Bekleidung der Canal mit um so viel grösserem Querschnitte ausgeworfen werden muss. Man legt ihn daher (s. Taf. 155 Fig. 8) in einzelnen Schichten über (auf der Sohle neben) einander. Zwischen je zwei Schichten streut man Lehm ein und



rammelt das Ganze etwas zusammen. Sehr grasreicher Rasen ist hierzu weniger brauchbar, wenigstens muss er vorher abgemäht werden; sehr gut eignet sich dergleichen von mehr magerem Boden mit stark verfilzten Wurzeln. Von Einigen wird vorgeschrieben, die Wurzelseite aufwärts zu legen, wozu jedoch durchaus kein besonderer Grund vorhanden ist.

Auf der Sohle des Canales kann der Kopfrasen auch durch Deckrasen, einfachen oder doppelten, oder durch eine Bedeckung von breiten Steinplatten ersetzt werden. — Will man Grabenwände in dünnschiefri- gem Gestein mit Rasen bekleiden, so werden sie des bessern Haltes wegen erst abgetreptt.

Eine Auskleidung mit Deckrasen ist vorzugsweise bei Sammelgräben aus dem Grunde anwendbar, weil nur ein Theil derselben stets oder wenigstens die meiste Zeit hindurch unter Wasser ist, der sehr verschiedene Wasserstand daher den übrigen grössern Theil bald nass, bald trocken erhält und dadurch ein festes Berasen sehr begünstigt. Alle Rasenbekleidung, besonders die mit Kopfrasen, hat aber, auch abgesehen von der geringen Festigkeit und Dichtigkeit des Materials an sich, noch den Mangel, den Angriffen von Mäusen, Maulwürfen und dergleichen Thieren und somit der Zerstörung, dadurch aber wieder möglichem Wasserverluste sehr ausgesetzt zu sein. Die beste und dauerhafteste Construction unter allen bleibt daher die Auskleidung der Canäle mit Mauerwerk. Auch sie begreift entweder nur die Seiten oder zugleich die Sohle. Zur Verwahrung der Seiten eignet sich am besten krummstirnige Scheibenmauer, d. h. solche, deren Innen- (meist auch die Aussen-) Fläche in einer gekrümmten Ebene liegt, daher die Gewölbform nachahmt. Diese Art Mauer taugt für diese und ähnliche Bekleidungen, z. B. von Teichdämmen, aus dem Grunde am besten, weil sie dem Ausbauchen des mittlern und untern Theiles auf die einfachste und wohlfeilste Weise entgegen wirkt, welches bei geradstirniger, d. i. gewöhnlicher Scheibenmauer so häufig eintritt, wenn man nicht durch grosse Vermehrung der Böschung oder der Stärke am Fusse vorbeugt.

Die Sehne der Krümmung fällt in die der Mauerung zu gebende Böschungslinie. Uebrigens ist diese Krümmung sehr flach und kann es um so mehr sein, je flacher die Böschung, weil in demselben Verhältnisse der Seitendruck abnimmt; 2 Zoll,  $1\frac{1}{2}$ , ja 1 Zoll Cirkel, d. h. so viel Bogenhöhe auf jede Elle Sehnenlänge reichen meist hin. (Vergl. Taf. 155 Fig. 9, 10 und 11.)

Allemaal muss natürlich die Böschung zu der Pfeilhöhe in einem richtigen Verhältniss, und zwar einem solchen stehen, dass nicht die Mauer mit der obern Kante überhängt, der Halbmesser des obern Endes der Krümmung nie gegen die Mauer aufsteigt.

Seltener wird auch die Sohle des Canales mit Steinen verwahrt, insbesondere aber dann, wenn der Boden an und für sich nicht wasserdicht genug ist.

Die Verwahrung derselben erfolgt entweder durch Pflaster, oder, bei beabsichtigter möglichster Vollkommenheit, durch Sohlengewölbe. Das Pflaster ist entweder flaches, aus breiten Steinplatten bestehend, oder Setzpflaster. Wird letzteres (wie meistens) aus plattenförmigen Steinen oder Ziegeln hergestellt, so setzt man sie mit der Länge (oder Breite) quer über die Sohle, damit keine fortlaufenden Fugen in der Richtung der Strömung gebildet werden, welche sehr leicht ausgewaschen werden. (Vergl. Taf. 155 Fig. 10 A Höhendurchschnitt, B obere Ansicht a.)

Sohlgewölbe (vergl. Taf. 155 Fig. 11<sup>b</sup>) wendet man nur bei weichem oder solchem Boden an, der einen Druck von unten nach oben ausübt, entweder an und für sich (wie aufquellender Thon) oder in Folge des Gewichtes der Seitenmauer. Man spannt dann dasselbe mit geringem Cirkel zwischen die Füsse der Seitenmauern ein, so dass die gesammte Mauerung ein zusammenhängendes Ganze bildet.

Die Stärke der Mauern richtet sich natürlich nach der Grösse des wirkenden Erddruckes, der gesammten Höhe der Seitenwände und der gegebenen Böschung. Ist Seitendruck wenig oder gar nicht abzuhalten, dient die Mauerung überhaupt mehr nur zur Bekleidung, so wird sie aus Bruchsteinen mit gewöhnlichem Verbande hergestellt, mit 18 Zoll hinreichend stark, aber eben bei Bruchsteinen auch nicht wohl schwächer sein können, weil sonst nur ein unvollkommener Verband möglich ist; bei Ziegeln (welches dann, wie für alle Wasserbau, gute halbverglaste Klinker sein müssen) 12 Zoll, im äussersten Falle, bei Anwendung guten Wasserkalkes und als blosser Ueberzug betrachtet, 6 Zoll. Beträgt dabei die Tiefe des Canales nicht über 3 — 4 Fuss, so wird es kaum nöthig sein, besonders ersterer, als der gewöhnlichen Mauer, selbst am Fusse, mehr als 18 Zoll zu geben; besser ist es jedoch, da sie sich selbst tragen muss, diese Stärke etwas zu vermehren, wogegen sie dann eben bis auf 15 — 16 Zoll vermindert werden kann.

Sollte der Erddruck merklicher sein, so ist die Stärke nach Erfordern zu berechnen (s. unten) und danach gegen den Fuss hinab zu vermehren, bis, im äussersten Falle, der Rücken der Mauer senkrecht wird, während die vordere Seite die ihr zugemessene Böschung (nach Befinden Cirkel) behält (vergl. Fig. 11<sup>b</sup>); bis zu einer Böschung auf der Rückseite hingegen geht man nicht hinaus, sondern vermehrt lieber, wenn dieses durch die noch mehr wachsende Stärke nöthig scheinen sollte, die vordere. Breitere Fussbänke, wie solche oft, besonders für senkrechte Mauern, empfohlen sind, werden bei Futtermauern solcher Canäle höchst selten, nur etwa bei sehr weichem Grunde nöthig sein, welcher wieder gerade da, wo höhere Dämme vorkommen können (in gebirgigen Gegenden), sich seltener finden wird. Sohlengewölbe hat meistens mit 12 — 18 Zoll (wenigstens in der Mitte) hinreichende Stärke, selbst wenn man die Grundfläche söhlig legt, daher die Gewölbe nach beiden Seiten stärker werden lässt, wie in Fig. 12.

Verwahrt man endlich bloss die Seiten mit Mauerung oder unabhängig von der Sohle, so ist es zweckmässig, jene mit dem Fusse auf breite Grundplatten aufzusetzen, soweit nöthig wohl selbst in die Sohle einzusenken. Ebenso wird gern die obere Kappe der Mauer in der Oberfläche des Bodens mit breiten Steinplatten oder wenigstens mit Rasen abgedeckt.

Die Mauerung wird entweder trocken oder nass aufgeführt, d. h. ohne oder mit Mörtel; erstere nur etwa mit dazwischen gelegtem Moose, welches besonders bei schlammigem Wasser dem Schlamme Gelegenheit gibt, sich in den Fugen abzusetzen und diese somit nach und nach zu verschliessen. Derartige Mauer erfordert wesentlich grosse und gut in einander versetzte Steine. Der Mörtel kann gewöhnlicher sein, wenn er Zeit hat zu erhärten, bevor das Wasser hineingelassen wird; besser ist aber Wassermörtel, insbesondere im obren Theile der Seitenwände, welche, je nach dem verschiedenen Wasserstande, abwechselnd nass und trocken werden. Indess darf man (obschon bei letzterer Ver-



bindung durch Wassermörtel immer noch am ersten) diese Mauer nicht als einen wasserdichten Ueberzug, sondern nur mehr als einen Schutz gegen das mechanische Abspülen von aussen und den Erddruck von innen betrachten. Als eine leichte, aber sehr zweckmässige Verwahrung mit Mauerwerk dürfte in manchen Fällen die Auskleidung mit flach gelegten Steinen (scharf gebrannten Ziegeln) in gutem Wassermörtel angewendet werden können.

Ist aber der Boden nicht wasserdicht, so ist das Sicherste, die Sohle und die Seiten des Grabens mit Lehm zu bekleiden und darüber, allemal wenigstens in den Seiten, Mauer anzubringen (vergl. Taf. 155 Fig. 11<sup>c</sup>). Die Dicke dieser Lehmrammelung ist mindestens 12 Zoll, besser 15 — 18 Zoll zu setzen, vornehmlich in den Seiten und überhaupt dann, wenn das Wasser in offnerem Erdboden mehr Gelegenheit hat zu entweichen.

Man hebt dazu den Canal um so viel tiefer und weiter aus, als es diese Auskleidungen nöthig machen. — Für die Auframmung in den Seiten ist es zweckmässig, um sie gehörig dicht werden zu lassen, auf die zuerst gerammelte Sohle eine aus Pfosten zusammengefügte, gut abgebundene, kastenartige Lehre auf- und einzusetzen, welche den Querschnitt des Grabens mit Einschluss der Mauerung (also den innern der Lehmrammelung) darstellt, so dass man den freien Raum zwischen diesen und den ausgegrabenen Canalwänden fest ausstampfen, darauf den Kasten wieder heraus nehmen kann.

Kostspieliger würde es sein, den ganzen Querschnitt massiv auszurammeln und dann den nöthigen lichten des Canales nebst Mauer wieder auszuschneiden. Zu dieser Rammung wird oft sandiger (nach SGANZIN dergleichen mit Kalkmilch angemachter) Lehm empfohlen, welcher durch das Einsaugen von Wasser weniger aufquellende und die Mauer verdrücke als fetter Lehm und noch mehr Thon; freilich saugt ein solcher das Wasser auch mehr an, was aber überhaupt bei einer guten Lehmrammelung gar nicht statt finden soll. Dieser Wasseransaugung und daraus erwachsenden Druckhaftigkeit in gewachsenem (natürlichem) Lehmboden entgegen zu arbeiten, sucht man überhaupt in dergleichen Boden zudringende Quellen und Wasser abzufangen.

Eine der neueren Zeit, in welcher die Bereitung von Wassermörtel grosse Fortschritte gemacht hat, angehörige Verwahrung ist die durch eine 1 — 1½ Fuss starke Ausfütterung der Wände und Sohle mit Grundmörtel, einem gut zusammengearbeiteten Gemenge von Wasserkalk, Sand und nicht zu groben Geröllen.

Eine eigenthümliche Auskleidung ist die durch Turf, wie solche, nach den Verhandlungen der schwedischen Academie der Wissenschaften Bd. XXVI. (in der Uebersetzung von GOTTHELF ABRAHAM KÄSTNER, Leipzig 1766) S. 30 zu Kongsberg in Norwegen seit langer Zeit mit Nutzen angewendet worden sein soll. Obschon dort auf aufgeschüttete Dämme (s. weiter unten) Bezug genommen wird, so ist doch natürlich dasselbe auch auf bloss ausgegrabene anwendbar.

In einem Bette von Haldenstücken (vergl. Taf. 155 Fig. 13<sup>a</sup>) richtet man den obern Theil zu einem Canal von fast halbrundem Querschnitt vor, indem man dazu grössere Felsstücke wählt und dicht zusammensetzt; sodann wird dieser mit einer doppelten Lage Turf *b* ausgekleidet, welcher rein, nicht erdig und nicht ausgetrocknet ist, damit er sich

leicht verbindet; zuletzt bedeckt man den Turf mit einer dünnen Lage Kiessand c.

Noch darf hier ein Verfahren nicht unerwähnt bleiben, durch welches man zuweilen in sehr offenem sandigem Boden Canäle, in denen schon ihres grossen Querschnittes halber eine Auskleidung nicht anzubringen ist, wasserdicht machen kann, sofern es auf einigen anfänglichen Wasserverlust nicht ankommt. Dasselbe besteht darin, dass man in den mit Wasser angefüllten, an der Ausmündung (oder am Ende eines gewissen Abschnittes) gesperrten Canal Thon oder Lehm einrührt; indem sich nun das Wasser in den offenen Boden einzieht und darin verfällt, setzt es den Lehm durch eine Art Läuterung in demselben ab, welcher daher nach und nach alle Durchgangsöffnungen verschlämmt und verschliesst.

Sohle und Wände des Canales müssen freilich möglichst vor Aufritzen und Aufreissen bewahrt werden, weil die geschlossene Schicht nicht tief geht, indem sie selbst das weitere Eindringen des Schlammes verhindert.

Sehr interessante Erfahrungen hat man über dieses Verdichten bei dem Baue des Ludwigscanales in Baiern gemacht (vergl. CRELLE, Journ. für Baukunst, Bd. XV. (1841) S. 160). Indess gibt es doch auch viele Stücke von Canälen, welche ungeachtet des schlammigen Wassers nie ganz dicht werden.

Dieses Mittel ist auch sehr brauchbar zum Verdichten von an und für sich haltbaren Canälen, welche nur an einer oder der andern Stelle durch unbekannt Klüfte und Ausgänge Wasser verfallen lassen.

Muss der Canal auf unebenem Boden an einem Thalgehänge hingeführt werden, wie solches in gebirgigen Gegenden in der Mehrzahl der Fälle nöthig ist, wenn er zugleich ein gewisses Gefälle gewinnen lassen soll, so schneidet man ihn nur zum Theil vornehmlich auf der Gehängeseite ein, trägt dagegen auf der Thalseite einen Damm auf (vergl. Taf. 155 Fig. 14 und 15). Für eine geringe Höhe kann letzterer ganz aus Lehm oder, wenn es an dergleichen in genügender Menge fehlt, aus Schutt (einem Gemenge von verwittertem Gestein, Gerölle, Lehm und dergl.) aufgeführt, dann aber die innere Fläche eben so wie die des ausgegrabenen Theiles mit Lehm ausgekleidet werden.

Bei so geringer Höhe kann auch der Damm gegen die Thalseite hin die der Art seiner Masse zugehörige Böschung von 48, 50, höchstens für dichten Lehm bis 60 Grad bekommen und mit Rasen besetzt oder mit Heusamen besät werden. — Bei steilem Fallen des Gehänges und mit solchem wachsender Höhe des Dammes würde hingegen letzterer leicht am Fusse zu stark werden, deshalb zu viel Raum einnehmen und dadurch, wie überhaupt, zu hohe Anlagekosten verursachen. Man führt ihn daher, soweit das nöthige Material zu erlangen ist, nicht nur aus groben Bergwänden und Felsstücken auf, deren Zwischenräume man mit Erde und Lehm ausfüllt, noch besser (besonders im obern Theile) mit in Wasser dick eingerührtem Lehme ausgiesst, sondern gibt ihm auch eine steilere Böschung von 60 — 75 Grad, welche aussen mit einer krummstirnigen Futtermauer *a* (vergl. Fig. 15) bekleidet wird. Die Stärke des Dammes und der Futtermauer, und zwar wesentlich am Fusse, hängt ebenfalls ursprünglich von der Masse und Höhe derselben ab. Die obere Stärke des Dammes auf der Kappe, als die kleinste, darf nicht unter 3 Fuss sein, am wenigsten bei hohen Dämmen, und zwar wo möglich mit Ausschluss der Stärke des Grabens und der äussern Futtermauer, so dass



noch ein sicherer Fusspfad zur Beaufsichtigung des Canales oben darauf hingehen kann.

Auf der Sohle wird der aufgesetzte Damm mit dem natürlichen Grunde gehörig verzahnt.

Nicht minder ist es nöthig, bei solchen zum Theil angetragenen Canälen, die abgegrabene Seite des Gehänges gehörig abzuböscheln, auch wo möglich den jenseitigen Rand des Grabens in einem hinreichenden Abstände von 2 — 3 Fuss davon zu erhalten, weil, der Erfahrung nach, selbst von ursprünglich festem Gesteine sich nach und nach durch eintretende Verwitterung und Zerklüftung Massen lösen und den hart daran hinlaufenden Canal zuschieben können.

Mit zunehmender Steilheit des Gehänges wird, um nicht zu viel und zu tief von demselben abgraben zu müssen, ein immer grösserer Theil des Canales, endlich der ganze Canal auch mit dem jenseitigen Ufer anzutragen sein, so dass er sich mit seiner ganzen Masse nur noch an das Gehänge anlehnt.

Der nächste und letzte Schritt ist dann eine vollständige Aufschüttung eines freien Dammes (vergl. Taf. 155 Fig. 16). Das Verfahren dabei ist dasselbe wie bei dem theilweisen Aufschütten des einen Dammes, nur dass man hier noch viel mehr darnach zu trachten hat, den nur in sich selbst Unterstützung findenden Damm in der Hauptmasse aus groben Wänden aufzuführen, damit er sich so wenig als möglich setzt.

In einzelnen Fällen kann es endlich zweckmässig sein, den ganzen angetragenen und einseitigen, wie auch den frei aufgeführten Damm aus möglichst fester, wo möglich wasserdichter Mauer herzustellen und dadurch an Stärke des Dammes, wesentlich am Fusse, zu ersparen, ja im günstigsten Falle sogar die Lehmausfütterung und die Grabenmauer entbehrlich zu machen. Dieses Mittels wird man sich am besten da bedienen, wo es an gutem Lehm und an guter Dammmasse fehlt.

Der Aufführung eines ganz freien Dammes bedient man sich vorzugsweise dann, wenn die ungünstigen Boden- und Oberflächenverhältnisse es nicht gestatten, mit dem Laufe des Canales dem Gehänge zu folgen, oder der Canal dabei zu unverhältnissmässig lang werden würde. Der freie Damm ist schon der Uebergang zu der eigentlichen Wasserleitung im engeren Sinne des Wortes.

Vorrichtung der Ein- und Ausmündung des Canales. Wird ein Canal von einem fliessenden Wassers abgeführt (darin eingemündet) und in eines dergleichen wieder eingeführt, wie z. B. Aufschlaggräben, welche oberhalb eines Wehres gefasst, Abzugsgräben von Maschinen, welche einem natürlichen Wasserlaufe wieder zugeführt werden, so soll dies mit der kleinsten Behinderung des Eintritts des Wassers geschehen. Man legt daher nicht nur die Mittellinie des Canales nach einer fortlaufenden Krümmung, welche mit dem einen Ende in die Richtung des Flusses, mit dem andern in die des Canales übergeht (vergl. Taf. 155 Fig. 17), sondern erweitert auch die Canalmündung stromaufwärts in einer auf die Gesetze des zusammengezogenen Wasserstrahles begründeten Form.

Letzteres ist selbst bei Einmündungen in grossen Behältern nützlich. Ferner wird man überhaupt Behinderungen aller Art in Verengungen, scharfen Winkeln und dergleichen bestehend, bei der Wahl des Fassungs- wie des Ausmündungspunktes vermeiden.

Bei Wasser für den Hausbedarf berücksichtigt man solche Punkte, bei denen das Wasser weder getrübt noch sonst verunreinigt (durch Schlamm, Wasserpflanzen u. s. f.) gefasst werden kann, daher solche, wo es mehr Tiefe und eine geringere Geschwindigkeit hat, schneidet auch dann die Einmündung nicht bis ganz auf die Sohle ein.

Nächstdem ist die Ein- wie die Ausmündung gehörig zu verwahren. Ist der Canal gemauert, so wird nicht nur die Mauerung an den Enden vorzugsweise gut und stark hergestellt, auch, besonders stromaufwärts, gern noch ein Stück auf dem Ufer des Flusses fortgesetzt, sondern es wird auch vorzugsweise die Spitze *a* der Landzunge befestigt, welche der Canal zwischen sich und dem Flusse abschneidet, da sie dem Andrang des Wassers, Eises u. s. f. am meisten ausgesetzt, während doch gerade dieses Ufer durch das Einschneiden des Canales am meisten geschwächt ist. Selbst bei übrigen nicht gemauerten Gräben kann man daher wenigstens die beiden Ausgangspunkte in Mauerung setzen.

Die mindeste Verwahrung würde Flechtzaun oder Bollwerk sein, wenn man nicht aller Sicherung entsagen will. Nächstdem ist von jedem Ende ein Stück hereinwärts eine Verheerdung anzubringen, — an der Einmündung wohl selbst eine doppelte, in einem gewissen Abstände hintereinander, sofern es die Offenheit des Bodens nöthig macht, — um das Hinterwaschen der Canalwände vom Flusse aus zu verhüten.

Diese Verheerdung besteht, wie alle ähnliche, in der einfachsten Weise der Ausführung aus einer Spundwand von Pfosten *a* (s. Taf. 155 Fig. 17 und Taf. 156 Fig. 18 *A* Vorderansicht, *B* Aufriss), welche, die Richtung des Canales rechtwinkelig durchschneidend, auf beiden Seiten desselben ein Stück in das Land hinein gezogen, auch wenn derselbe unter einem spitzen Winkel vom Flusse abgeht, wohl bis an dessen Ufer fortgeführt ist, besonders bei einem Wehre; eben so wird sie unter die Sohle des Canales eingesenkt, so dass das Bett des letztern gleichsam in die Spundwand eingeschnitten ist.

Die Pfosten werden nur gefügt, besser aber gespündet an ein Bundwerk aus Säulen, Schwellen und Riegeln *b* befestigt. Die so vorgerichtete Wand stellt man aufrecht in den dazu ausgegrabenen Schram ein und rammelt den übrigen Raum *c* vor und hinter ihr mindestens 1 Elle stark mit Lehm aus.

Je offener der Boden ist, jemehr er überhaupt durch seine Lage Hinterwaschungen begünstigt, — so insbesondere in tief gelegenen, öfteren Ueberschwemmungen ausgesetzten Gegenden, — um so weiter muss die Verheerdung in das Land hinaus greifen, so dass wohl zuweilen eine Länge von 30 — 40 Fuss auf jeder Seite nöthig werden kann.

Bei Canälen, welche aus irgend einem Grunde einen sehr starken Fall haben, oder auch selbst nur bei sehr offenem Boden kann es selbst nöthig werden, auf eine grössere Länge derselben in gewissen Abständen die Verheerdungen zu wiederholen. In dichtem Felsgrunde hingegen können alle Verheerdungen eben so wie die Verwahrungen der Ein- und Ausmündung wegfallen.

Die obere und zweckmässig auch die untere Mündung des Canales wird mit einer Schütze versehen, um die eintretende Wassermenge regeln, erforderlichen Falles den ganzen Canal absperren zu können. Diese Schützen bringt man gleich bei den Verheerdungen in der Art an, dass sie die in der Canalsohle liegende Heerdschwelle zugleich mit als Schützenschwelle benutzen oder auch noch eine andere Schützenschwelle *d* vorgelegt



wird, während erstere Schütze an den Säulen der Verheerdung oder in Falzen in den Seitenwänden des Canales auf und nieder geht. Theilt sich der Canal, so ist die Einnündung jedes Zweiges ebenso zu verwalten und mit einer Schütze zu versehen.

Besondere Vorrichtungen, welche zuweilen bei Einnündungen von Canälen oder selbst nur Canalzweigen angebracht sind, um die Vertheilung eines fließenden oder andern Wassers nach einem gewissen Verhältnisse des ganzen, stets von selbst, ohne äussere Hülfe, erfolgen zu lassen, gehören in die Klasse der Regulatoren und sind daher hier nicht zu behandeln; meistens sind sie ziemlich künstlich, ohne doch mit vollkommener Sicherheit ihren Zweck erreichen zu lassen.

Wenn in unebenem, gebirgigem Lande der Canal sehr tief eingeschnitten werden müsste, um ihn in seinem richtigen Niveau fortzuführen, so würden, ungerechnet die grosse Breite, welche der Einschnitt wegen der zu gebenden Böschung oben einnehmen würde, nicht nur an und für sich die hohen Wände des Einschnittes schwierig und kostspielig herzustellen und zu verwalten sein, sondern auch dessen ungeachtet der Canal leicht zugeschoben, verstürzt und verschneit werden. In diesem Falle ist es zweckmässig, den Canal auch oben geschlossen als Rösche zu führen.

Hat derselbe noch keinen sehr hohen Druck über sich, ist es nur lockere Erd- und Schuttmasse, so wird er durch Einschneiden von oben hergestellt, nachmals aber wieder überstürzt; ein Verfahren, welches oft schon bei geringer Tiefe nöthig ist, um ihn besser zu sichern, auch die Verbindung auf der Oberfläche ungestört zu erhalten. Ein solcher Canal muss dann allemal, schon wegen des Erddruckes von der Seite und von oben, ausgemauert werden. Er bekommt dann in der einfachsten Darstellung nur diejenige Höhe, welche er als oben offener Canal erhalten haben würde, mit wenig freiem Raume über dem Wasserspiegel, und wird dann bei geringer Breite unmittelbar auf der Seitenmauer mit breiten Steinplatten abgedeckt (vergl. Taf. 155 Fig. 19) oder überwölbt (Fig. 20), wozu dann die Seitenmauern diejenige Stärke und Festigkeit bekommen müssen, welche der als Widerlager zu leistende Widerstand erfordert.

Canäle dieser Art nennt man auch Deckelcanäle. Sie sind zwar, besonders mit Platten abgedeckt, verhältnissmässig wohlfeil, dagegen schwer zu beaufsichtigen und zu unterhalten, weil man keinen freien Durchgang über dem Wasser hin hat. Ein solches Abdecken mit Platten, selbst bei ganz oberflächlicher Lage, ist besonders bei Sammel- und Zuleitungscanälen für Wasser zum Trink- und Hausgebrauch sehr zu empfehlen.

In vollkommener Darstellung bekommt er über dem Wasserspiegel einen hinreichend hohen freien Raum. Dann erfolgt seine Verwahrung wie die einer eigentlichen Rösche.

Als Rösche (fr. *percement*; engl. *tunnel*) bezeichnet man vornehmlich eine solche unterirdische Canalstrecke dann, wenn sie bei schon höherer Gebirgsbedeckung wirklich unterirdisch betrieben und ausgeführt, nicht aber eingeschnitten und dann erst oben geschlossen worden ist.

Ist das Gestein fest, unzerklüftet und überhaupt von solcher Beschaffenheit, dass man auch für die Zukunft weder ein Hereinbrechen desselben noch ein Verfallen des Wassers zu fürchten hat, so bedarf die Rösche keines künstlichen Ausbaues, und man gibt ihr dann um so eher nur gerade so viel Weite, dass sich das Gestein in sich selbst trägt.

Ist bei sonstiger Haltbarkeit des letztern ein Verfallen des Wassers durch Klüfte oder sonst zu befürchten, so muss entweder durch Ausstreichen der Fugen mit Wassermörtel oder durch Auskleiden des das Wasserbette bildenden Theiles des Umfanges mit wasserdichter Mauer eine wassertragende Sohle hergestellt, oder endlich das Wasser in besonders eingelegte Gerinne (s. Art. GERINNE) gefasst werden.

Am zweckmässigsten, auch in der Unterhaltung am wohlfeilsten, besonders für grosse Canäle, ist der zweite Weg: Anwendung wasserdichter Mauerung. Bedarf aber auch der obere Theil einer Unterstützung gegen den Druck, so wird derselbe nur in der Firste oder ganz ausgemauert; letzteres am sichersten, da solche Canäle doch im Ganzen immer in nicht grosser Tiefe unter der Erdoberfläche hingehen, wo auch wirkliches Felsgestein schon mehr und minder zerklüftet und zerstört ist.

Die Ausmauerung besteht häufig aus geradstirniger Scheibenmauer mit aufgesetztem vollcirkligen Gewölbe (s. Taf. 156 Fig. 21), weit besser aus fast ganz umlaufender Ellipsenmauerung (s. Fig. 22) oder eigentlich einer aus mehreren Kreisbogen zusammengesetzten ellipsenähnlichen Krümmung, wie solche, nach der langen Axe geschnitten und liegend, der bei Brückenbauten sehr häufig angewendete Korbbogen gibt. Wo es die Weichheit des Bodens nöthig macht, wird die Mauerung auf Schwellrost aufgesetzt.

Ueber dem Wasserspiegel ist so viel Höhe zu geben, dass ein Mann aufrecht oder wenig gebückt darüber hingehen kann. Der Wasserlauf nimmt entweder die ganze Breite der Rösche ein und es wird dann nur ein Fusspfad auf hölzernen Stegen *a* (Fig. 22) oder auf gemauerten Bogen mit übergelegten Pfosten darüber hingeführt, oder es wird neben dem Wasserlaufe eine Bank als Fussweg stehen gelassen oder aus Mauer aufgeführt (s. Fig. 21<sup>a</sup>).

Solche Röschen sind unentbehrlich, wenn der mit dem Canale einzuschlagende Weg durch eine grössere Erhöhung (einen Gebirgsrücken u. dergl.) so durchschnitten wird, dass letztere entweder gar nicht oder nur auf den grössten Umwegen mit offenem Einschnitte umgangen werden könnte.

Bei zunehmender Länge müssen von Zeit zu Zeit Schächte (Lichtlöcher) darauf abgeteuft werden, sowohl des Luftwechsels als auch des leichtern Schlämmens halber, mindestens alle 1400 — 2000 Fuss. Je niedriger die Gebirgsbedeckung darüber ist, desto häufiger und näher an einander kann man die Schächte ohne grosse Kosten setzen.

Unterirdische Canalstrecken haben allemal den Vortheil mehrerer Sicherheit vor dem Einfrieren, Verschneien, Zuschieben, vor muthwilligen Beschädigungen, geringerer Verdunstung, endlich der wohlfeileren Unterhaltung; dagegen sind sie bei gleicher Länge theurer herzustellen als offene Canäle, sammeln so viel als kein Wasser (ausser wo sie Quellen abzapfen und dadurch eher zu Unannehmlichkeiten führen), lassen ein Verfallen desselben schwerer bemerken und lassen sich schwerer reinigen.

Wird dagegen der Strich eines Canales von tieferen Einschnitten, Schluchten, Thälern u. dergl. durchkreuzt, welche mit einem offenen, dem Niveau der Oberfläche folgenden Einschnitte noch schwerer, häufig gar nicht umgangen werden könnten, so ist es besser, ihn, so weit möglich, auf dem kürzesten Wege mittels einer Wasserleitung (fr. *aqueduc apparent*; engl. *aqueduct*) hinüber zu führen.



Bei dergleichen Canalstrecken, welche in einer grössern Höhe über der Erdoberfläche hin zu führen sind, ist allemal zu unterscheiden: 1) das Wasserbette, der eigentliche Canal, die Vorrichtung zur Führung des Wassers; 2) der Unterbau, bestimmt den ersteren zu tragen und auf die nöthige Höhe hinaufzubringen.

Die Darstellung des eigentlichen Canales oder Wasserbettes kann auf verschiedene Weise bewirkt werden, hat sich aber wesentlich zu richten:

- 1) nach dem absoluten Querschnitt (also der zu führenden Wassermenge),
- 2) nach der Art des Unterbaues,
- 3) nach der Festigkeit und Dauerhaftigkeit, welche man überhaupt zu geben beabsichtigt.

Der einfachste Weg ist die Anlage grosser Gerinne, sogenannter Spundstücke. Obschon dieselben mit in die allgemeine Klasse der Gerinne gezählt werden können, so soll doch hier ihre Construction in der Kürze angedeutet werden.

Man fertigt sie meistens von Holz, in neuerer Zeit auch von Eisen.

Unter verschiedenen Darstellungsweisen hölzerner Spundstücke möchte folgende zu den zweckmässigsten gehören.

Auf der Unterkante zweier Wände aus Pfosten (vergl. Taf. 156 Fig. 23 *A* Querdurchschnitt, *B* Längendurchschnitt, *C* obere Ansicht), welche, auf der hohen Kante stehend, die Seiten des Spundstückes (die Borde) bilden, werden breite Schienen *b* (Trageleisten) aufgenagelt, auf diese aber der Boden aus Bretern *c* oder bei mehrerem Druck aus Pfosten befestigt. Diese passt man ihrer Länge nach quer über die Breite der Spundstücke ein und verdichtet sie durch eine Unter- und Hinterfütterung mit ganz feinem Moose, nachmals wohl auch noch mit irgend einem Kitte, wozu der aus Leinölfirnis, ungelöschtem Kalk und gehacktem Hanfe oder ähnlichen Substanzen sehr brauchbar ist.

Sind mehrere Pfosten über einander zu setzen, um die nöthige Höhe der Seitenborde zu erlangen, so werden sie zusammengespündet. Unter einem Spundstücke versteht man meist eine Länge von der der Pfosten, welche die Seitenwände bilden. Zur Erreichung einer grössern Länge müssen natürlich mehrere solcher Spundstücke von je einer Pfostenlänge an einander gestossen werden. Eine Verbindung der Länge nach ist dann nur in den Seitenwänden nöthig, da der Boden aus lauter einzelnen querüberliegenden Bretern besteht; sie erfolgt ebenfalls durch ganze oder halbe Spünde oder Spundfedern (vergl. Fig. 24, *A*, *B* und *C*); für nicht zu grosse Querschnitte aber eignet sich folgende sehr gewöhnliche und bewährte Verbindungsweise (vergl. Fig. 23, *B* und *C*).

Von den beiden zu verbindenden Borden wird auf der Zusammenstossungsfuge auf der innern Seite ein ganz flacher (stumpfer) Winkel herausgeschnitten, mit feinem Moose wieder ausgefüllt, darüber ein flacher messerförmiger Span (Senkelspan) *d* so eingelegt, dass er die Fuge bedeckt, und diese endlich mit kleinen eisernen Klammern (Senkeln) *e* befestigt, die man so darüber einschlägt, dass sie ihn niederhalten.

Diese Spundstücke bedürfen aber noch einer weitem Befestigung gegen einen Druck auf die Seitenborde von aussen, sowie von innen durch das Wasser. Für beide Zwecke zugleich, vorzugsweise aber den erstern, eignen sich die Spannstege *f* (Fig. 23), welche mit ihren schwalbenschwanzförmig zugeschnittenen Enden in die oberen Ränder der Seitenborde eingelassen werden. Man bringt deren in einem Spundstücke von durchschnittlich 12 Fuss Länge wenigstens zwei an, bei grossem Quer-

schnitte und Drucke aber auch drei; erstere liegen allemal nahe an den Zusammenstossungspunkten zweier Spundstücke als den schwächsten und denjenigen Stellen, wo eine Trennung am ehesten zu fürchten ist.

Eine andere Befestigung, nur gegen den Druck nach aussen, wird durch sogenannte Zwingen bewirkt, welche noch ausser den Spannsteigen oder für sich allein angewendet werden.

Jede derselben (s. Fig. 23 A, B und C) besteht aus zwei Säulchen *g*, die man zu beiden Seiten aussen an die Borde anlegt, darüber oben und unten an angeschnittenen Zapfen zwei Stege *h* aufsteckt und durch Vorsteckkeile *i* befestigt.

Freiliegende Spundstücke, besonders von grösserm Querschnitte und mit Wasserdruck von innen, kommen meist ohne alle Spannsteige nur mit Zwingen aus.

Ferner werden sehr grosse Spundstücke wohl ganz (selbst im Boden) aus gespündeten stärkeren vierkantigen Hölzern zusammengesetzt. Beiläufig ist zu bemerken, dass man sich solcher Spundstücke unter gewissen Umständen wohl auch in der Art bedient, dass sie unmittelbar auf oder wohl selbst in die Erdoberfläche eingelagert werden, um so mit Holz ausgekleidete Wasserbetten herzustellen, die wenigstens in der ersten Anlage wohlfeil sind.

Eine Auskleidung hölzerner Spundstücke und Wasserbetten mit Blei wird in neuerer Zeit schon wegen des der Gesundheit schädlichen Einflusses des letzteren nicht mehr in Anwendung kommen.

In neuerer Zeit hat man, wie schon erwähnt, auch die ganzen Spundstücke aus Eisen hergestellt, welche natürlich weit grössere Haltbarkeit und Dauer haben, in der ersten Anlage wenig theurer, in der Unterhaltung weit wohlfeiler sind als hölzerne.

Ihre Construction ist der der hölzernen entlehnt und sehr einfach. Als Beispiel möge diejenige beschrieben werden, welche die im Jahre 1840 auf dem Amalgamirwerke zu Halsbrücke bei Freiberg gelegten erhalten haben (vergl. Fig. 25 A Aufriss, B obere Ansicht).

Die 18 und 21 Zoll hohen und  $\frac{1}{2}$  Zoll starken Borde *a* sind unten mit rechtwinkelig umgekrämpften,  $2\frac{1}{2}$  Zoll breiten Rändern *b* versehen und an deren Unterfläche die querüberlaufenden Bodenplatten *c* angeschraubt. Diese Bodenplatten haben eben so wie die Seitenborden je 3 Ellen Länge. In den Wechsellinien sind die Borde und Bodenplatten stumpf zusammengestossen, innen und aussen (der Boden oben und unten) mit 6 Zoll breiten,  $\frac{1}{2}$  Zoll starken Schienen *d* von Schmiedeeisen überdeckt und damit zusammengeschraubt. Zwischen die Platten und Schienen sind aber überall vor dem Zusammenschrauben Tuchabschnitte mit einem Kitten von Leinölfirniss, Bleiglätte, Bleiweiss und (um ihm mehr Körper zu geben) Thon überstrichen eingelegt.

Diese Spundstücke wurden theils auf hölzerne, theils auf gemauerte Querstege aufgelegt, zum Theil auch durch gusseiserne Langschweller unterstützt.

Andere, bei englischen Wasserleitungen angewendete Eisenconstructions finden sich im *Résumé d'un cours de constructions par SGANZIN*, 4<sup>e</sup> édit. p. Reibell. t. II. p. 131. Paris 1840.

Eine letzte Herstellungsart des Wasserbettes ist endlich die durch Mauerwerk, in welcher Art dasselbe gleich im unmittelbaren Zusammenhange mit dem Unterbaue steht. Bei dieser wird der eigentliche Canal entweder unmittelbar durch zwei mit Wassermörtel aufgeführte Mauern



als gemauertes Spundstück gebildet (s. *Fig. 26*), wie dies bei den alterthümlichen, römischen Trinkwasserleitungen häufig der Fall ist, oder man füttert in das durch die Mauern gebildete Bett erst eine Lehmrammelung ein und diese wieder mit Mauerung aus, wie bei Canälen (s. *Fig. 16*), was zwar kostspieliger ist, aber eine grössere Sicherheit nicht nur gegen das Ausfrieren, sondern auch gegen das sofortige Verfallen des ganzen Wassers gewährt, wenn etwa eine Schadhaftheit in einer der Mauern eintritt. Uebrigens müssen bei erstern natürlich die Steine vollständig und dicht in Mörtel gelegt, die Innenflächen wo möglich mit Cement bekleidet werden.

Der Unterbau für kleinere, nicht zu hoch über der Sohle hin zu führende Wasserleitungen wird am einfachsten durch hölzerne Böcke hergestellt (s. *Fig. 27 A* vordere, *B* Seitenansicht). Dieselben bestehen aus zwei Bäumen *a*, welche unten in eine Schwelle *b* eingezapft sind, oben einen Holm *c* tragen. Sie sind mit den Füßen gespreizt zu stellen, um einen desto sicherern Stand, besonders gegen einen rechtwinkelig gegen die Leitung wirkenden Schub durch den Wind und sonst, zu bekommen. Durch Kreuzstreben *d* werden sie noch verbunden und befestigt.

Statt auf die Schwelle *b* setzt man die Füße auch wohl in die Erde, wozu sie, um der Fäulniss besser zu widerstehen, nicht unzuweckmässig aussen gebrannt werden, oder stumpf abgeschnitten auf breite Steinplatten (vergl. *Fig. 27 C*); jedoch ist in beiden Fällen die richtige Aufstellung und Erhaltung schwieriger, die Sicherheit geringer, und dies um so mehr, je nachgiebiger der Boden ist. Die Schwelle *b* legt man gern auf einen breiten, niedrigen Pfeiler *e* von Mauerwerk auf, welcher nicht nur an Höhe des Bockes (somit Länge der Hölzer) ersparen lässt, sondern auch die Schwelle und überhaupt den Fuss des Bockes in einige Höhe über die Erdoberfläche und somit ausser nachtheiliger unmittelbarer Berührung mit derselben bringt.

Ueber diese Böcke könnte man nun zwar unmittelbar die (hölzernen) Spundstücke legen und sie selbst dadurch wieder absteifen; um jedoch beide Theile von einander unabhängig zu machen, blattet man erst über die Holme der Böcke zwei bis drei Langschwelle *f*, welche die Spundstücke *g* tragen.

Je grösser, schwerer und höher die Leitung ist, desto näher an einander müssen natürlich die Böcke stehen; wollte man die Spundstücke unmittelbar auf letztere auflegen, so müsste unter jede Spundstücklänge mindestens ein Bock kommen (wie denn überhaupt entfernter als 12 Fuss von einander hölzerne Böcke nicht gut zu stellen sein werden), besser zwei.

Zur Beaufsichtigung der Leitung kann der nöthige Weg durch unmittelbares Auflegen von Pfosten *h* über die Spannstege oder Zwingen der Spundstücke oder auch besondere Stege vorgerichtet werden, welchen man auf jeder Seite ein Geländer durch in die Holme *c* eingezapfte Säulen *i*, welche Holme *h* tragen, gibt.

Fester und dauerhafter, jedoch auch in der ersten Anlage kostspieliger ist ganz gemauerter Unterbau.

Derselbe besteht entweder nur aus einzelnen gemauerten Pfeilern oder aus dergleichen mit übergeschlagenen Bogen. Erstere ersetzen die hölzernen Böcke mit hölzernen oder auch eisernen Spundstücken, und ihrer grössern Festigkeit halber ist es zweckmässig, auch da, wo man sich der Böcke bedient, an die Stelle jedes einzelnen derselben gemauerte Pfeiler zu setzen, um der ganzen Wasserleitung mehr Steifigkeit zu geben.

Die beste Form dieser Pfeiler bleibt natürlich die abgestumpft-pyramidale, nach oben an Breite und Stärke abnehmende. Pfeiler mit übergeschlagenen Bogen tragen auch in den meisten Fällen gemauerte Wasserbetten, bilden also dann ganz steinerne Wasserleitungen, wie die der Alten mit wenigen Ausnahmen waren; aber auch in späterer und neuerer Zeit sind in Italien, England, America ähnliche ausgeführt worden. (Vergl. u. A. A. GENIEYS *essai sur les moyens de conduire, d'élever et de distribuer les eaux.* Paris 1829. *Introduction historique* p. 32 und *Résumé des leçons d'un cours de constructions* p. SGANZIN. 4<sup>e</sup> édit. p. REIBELL. Paris 1840. II. p. 130. ff.) Erreicht eine solche Wasserleitung eine grössere Höhe über der Thalsohle, so müssen die Pfeiler nicht nur ebenfalls im Fusse einen bedeutend grössern Querschnitt bekommen als an der Spitze, sondern es ist auch sehr zweckmässig und rätlich, nach der gewöhnlichen Weise der Alten sie der Höhe nach durch eine, zwei, ja selbst drei Bogenreihen unter einander zu verbinden und abzusteifen (s. Fig. 28) und nicht dem Ruhme eines kühnen Baues den eines sichern aufzuopfern, wie dies bei mehreren derartigen Anlagen der neuern Zeit der Fall gewesen zu sein scheint.

Dergleichen grossartige Baue kann man in neuerer Zeit zwar besonders nur bei Schifffahrtsanälen, jedoch auch bei grossen Wasserleitungen zur Versorgung von Städten u. s. f. noch in Anwendung bringen.

Endlich werden wohl auch ausnahmsweise Wasserleitungen über Ketten-, Draht- und andere Brücken gelegt, die von denselben entweder nur mit benutzt oder ausdrücklich dazu angelegt werden. Eine Schwierigkeit bei der Anwendung von Ketten- und Drahtbrücken für diesen Zweck bleibt immer das durch starke Winde hervorgebrachte Schwanken derselben, welches eine wasserdichte Verbindung des auf der Brücke liegenden Theiles des Canales mit der Fortsetzung zu beiden Seiten kaum erhalten lässt, während die Schwankungen zur Seite auch durch Spannketten nicht ganz, die wellenförmigen Hebungen aber fast gar nicht beseitigt werden können.

Eigentliche, über der Erdoberfläche hingeführte Wasserleitungen gewähren vornehmlich die Vortheile der Abkürzung des Canales und der Unabhängigkeit von der Oberflächenbeschaffenheit, ferner die, dass etwaiger Wasserverlust durch schadhafte Stellen sogleich bemerkt werden kann und dass sie weder dem Zufüllen durch Schnee noch Zuschieben ausgesetzt sind; dagegen sind sie in der Anlage und selbst in der Unterhaltung kostspielig, dem Ausfrieren am meisten unterworfen und können bei plötzlich eintretenden Schadhaflichkeiten eben so schnell ihr ganzes Wasser verlieren; aus diesen Ursachen wird man solche Wasserleitungen gerade nur so lang machen, als unumgänglich nothwendig ist.

Vorrichtungen, um Canälen plötzliche vorübergehende Ueberfüllungen mit Wasser abzunehmen, sind bei eigentlichen Canälen fast stets nöthig, welche der Oberfläche folgend auf eine grosse Länge an Gehängen fortgeführt sind, die ihnen bei starken Regen- und Thaufuthen mit einem Male so viel Wasser zuführen, als sie nicht abzutragen vermögen, daher ein gefährliches Uebertreten zur Folge haben würden.

Diese Vorrichtungen bestehen gewöhnlich in sogenannten Abschlängen, Ablässen, deren Einrichtung darauf beruht, dass das Wasser im Canale über eine gewisse Höhe steigend noch einen andern Ausweg und Abfluss findet, dessen Mündung nicht nur an sich gross genug ist,



sondern auch beliebig vergrössert werden kann, um einen möglichst schnellen Abtrag zu bewirken.

Man schneidet dazu (s. *Fig. 29* *A* Durchschnitt, *B* vordere, *C* obere Ansicht) von einer Länge zur andern in Abständen, welche durch die Menge der in gewissen Zeiten dazwischen dem Canale zuströmenden und daher zu beseitigenden Wasser bestimmt werden, und an Punkten, welche einen schnellen Abfall zur Seite gestatten, die eine Wand des Canales bis auf dessen Sohle ein, verwahrt (sofern es nicht Felsgrund ist) Sohle und Stösse des Einschnittes mit Mauerwerk, Verheerdung *a* und der nöthigen Lehmrammelung in dem Grabendamme, parallel der Canalrichtung, um den Einschnitt zu schützen; besteht der Damm schon an und für sich aus Lehmrammelung, so fällt letztere bei der Verheerdung natürlich weg. Ueber der in der Grabensohle liegenden Heerdschwelle stellt man Schützensäulen *b* ein, an welche gegen das Canalbett Vorsetzpfosten *c* als Schütze über einander aufgestellt werden bis zu der Höhe, in der man das Wasser im Canale erhalten will (auch hier kann man die Vorsetzpfosten ebenfalls in Falze einsetzen, die in der Mauerung der Stösse ausgespart sind); steigt das Wasser höher, so fällt es von selbst über die Pfosten hinweg; sollte dies jedoch (wie oft der Fall ist) bei einem sehr schnellen und starken Anwachsen nicht hinreichend sein, so sind die Vorsetzpfosten so weit wegzunehmen, dass das Abführen des Ueberflusses durch eine hinreichend grosse Oeffnung erfolgt, um den Canalspiegel schnell nieder zu ziehen, wenn dies aber erfolgt ist, sogleich wieder aufzusetzen, um nicht unnöthig den gehörigen Wasserstand im Graben zu senken.

Um die Handhabung der Vorsetzpfosten zu erleichtern, versieht man sie gern an jedem Ende mit Klammern, um sie daran zu fassen; ange-drückt und festgehalten werden sie schon ohnehin durch den Druck des Wassers.

An diesen Einschnitt stösst aussen ein Abschlagsgraben *d* zur Abführung des überflüssigen Wassers nach einem Flusse, Bache oder selbst nur einer Schlucht, in welche dasselbe ohne Schaden geleitet werden kann.

Dieser Graben muss natürlich hinreichenden Fall haben, um dem austretenden Wasser einen schnellen Abzug zu gewähren. Bei nicht sehr starkem Falle der Sohle wird der Uebergang aus der Sohle des Canales bei der Schütze in die Sohle des Abschlaggrabens durch ein schräges Abschussbett hergestellt. Je stärker aber der Fall ist, desto mehrere Sicherung muss man auch dem Graben geben, damit er nicht von dem herabstürzenden Wasser ausgewaschen wird. Eine andere Stellung der Verheerdung (und der Vorsetzpfosten) auf der innern Grabenseite mit in den Damm eingreifenden Flügeln zeigt *Fig. 30*.

Bei Canälen, die an Gehängen hingeführt sind, bei welchen daher der Abschlagsgraben über den Damm herab in das Thal läuft, muss nicht nur die Sohle desselben in einer ununterbrochenen Krümmung einen Uebergang aus der Grabensohle in das Thal bilden, sondern auch eben so wie die Seitenwände des Grabens gut ausgemauert sein (s. *d* in *Fig. 29*). Die beste Verwahrung erfolgt mit umgekehrtem Sohlgewölbe und liegenden stromaufwärts gespannten Bogen, besonders da, wo das Wasser unmittelbar auffällt. Schon hierbei, noch mehr aber bei geradem Abfall von höheren steilen Dämmen ist es sehr zweckmässig, unten bei *e*, wo das Wasser unmittelbar auffällt, ein Sturzbett aus grösseren Felsstücken an ubringen, auf welchem sich die zerstörende Kraft des herabstürzen-

den Wassers bricht, in Ermangelung desselben wenigstens ein Bett von Faschinen.

Bei Felsboden, besonders aber in ganz unangebauten Gegenden, in denen ein Auswühlen des Bodens keinen unmittelbaren Nachtheil verursacht, kann man das Sturzbett wie den ganzen Abfallgraben entbehren und das überfallende Wasser sich selbst überlassen.

Abschläge dieser Art sind sonach ursprünglich Ueberfälle, werden aber im Falle des Bedarfes durch Wegnahme der Vorsetzpfosten nach und nach Grundablässe. Sie haben den Mangel, dass diese Handhabung sowohl zum Oeffnen als zum Schliessen durch besonders angestellte Personen bewirkt werden muss, daher nicht nur Kosten verursacht, sondern auch leicht nicht zu rechter Zeit erfolgt.

Dieser Mangel kann allerdings durch sich selbst stellende und regulirende Schützen beseitigt werden, welche jedoch sämmtlich mehr oder minder künstlich vorgerichtet sein müssen. Dergleichen finden sich unter andern in sehr verschiedenartiger Weise an dem Canale von Greeknock in Schottland (vergl. die Beschreibung desselben von MALLET in den *Annales des ports et chaussées* 1831. I. p. 152).

Am einfachsten würde der Verschluss des Einschnittes durch eine um horizontale Angeln bewegliche Schützenklappe sein, welche so weit mit Gewichten belastet ist, dass der Druck des Wassers sie erst dann öffnet, wenn dasselbe im Canale die bestimmte Höhe überstiegen hat, daher auch beim Sinken wieder schliessen lässt; es würde jedoch sehr schwierig sein, eine solche Klappe völlig geschlossen zu erhalten, wenn man das Gewicht nicht so schwer machte, dass das Oeffnen erst bei einem bedeutenden Uebersteigen der Normalhöhe eintreten könnte. Zweckmässiger, obschon etwas zusammengesetzter, ist daher die Einrichtung, bei welcher die Klappe *a* (s. *Fig. 31*) zwar durch ein an einem Hebelarm *f* wirkendes Gewicht *b* geschlossen erhalten, dieses Gewicht aber durch einen Kasten *c* aufgehoben und in Folge dessen die Klappe von dem Wasser aufgedrückt wird, sobald dieser Kasten mit Wasser gefüllt worden ist. Dieses Füllen erfolgt durch eine Röhre oder Rinne *d* von dem Canale aus, wenn der Spiegel darin über seine gewöhnliche und bis auf eine solche Höhe steigt, dass ein Abzug des Ueberflusses nöthig wird. Zugleich ist aber der Kasten *c* am Boden mit einer durch einen Hahn stellbaren Ablassöffnung *e* versehen, durch welche das ihm zugeführte Wasser wieder abläuft. — Wird nun letzterer Ausgang nur so weit offen erhalten, dass erst bei völliger Füllung des Kastens und dieser entsprechender Druckhöhe so viel daraus ab-, als durch die Rinne *d* zufließt, so wird die Klappe *a* so lange völlig geöffnet bleiben, als der aufgestante Wasserspiegel im Canale die Röhre erreicht, mit dem Sinken des Spiegels aber sich die Klappe nach und nach um so mehr schliessen, als nicht nur der sich dann entleerende Kasten *c* leichter, sondern auch die denselben unterstützende Druckhöhe im Canale geringer wird.

Diese und ähnliche Vorrichtungen sind sämmtlich Grundablässe; sie haben alle die Unvollkommenheit der Reibung der Schütze an den Wänden des Ausschnittes, welche um so grösser wird, je dichter man den Abschluss erhalten will, die aber eben sowohl das Oeffnen als auch das Schliessen erschwert und verzögert, aber insofern in entgegengesetzter Weise wirkt, als sie zur Erhaltung des Schlusses ein kleineres, zum Wiederschliessen ein grösseres Gewicht erfordert. Um übrigens einen möglichst dichten Abschluss der Schütze an den Wänden zu gewähren,



dürfe eine Liederung derselben auf der innern Canalseite mit Lederstreifen, nach der bei gewöhnlichen Schützen angewendeten Weise, sehr rathsam sein.

Weit vorzüglicher, von jenem Gesichtspunkte aus betrachtet, sind die Heberablässe wie solche u. a. am *canal du midi* in Frankreich angelegt sind. (Vergl. *Résumé des leçons d'un cours de constructions p. SGANZIN t. II. p. 139.*)

In dem an dieser Stelle dazu durchgängig aus Mauerwerk bestehenden Damme *a* des Canales (s. *Fig. 32*) ist ein röhrenförmiger Canal *b* in Gestalt eines Hebers ausgespart, von welchem die innere (obere) Mündung *x*, um das Versetzen durch Schlamm zu verhüten, 1—2 Fuss über der Canalsohle liegt, die Sohle des höchsten Theiles der aufwärts gebogenen Krümmung bei *y* sich eben bis zu der Höhe des Wasserspiegels erhebt, den man im Canale erhalten will, und die Ausmündung *z* natürlich tiefer als die Einmündung liegt. Etwas unter jenem Wasserspiegel ist ein Luftrohr *c* von dem Canale durch das Mauerwerk bis in den Heber hineingeführt. Steigt nun das Wasser im Canale über seine gehörige Höhe, so fällt es anfangs in den Heber, in welchem es natürlich dasselbe Niveau erreicht wie in einem gewöhnlichen Ueberfalle, über; steigt es aber noch höher und bis zu dem höchstgelegenen Scheitel der Krümmung des Hebers, so wirkt derselbe wirklich als solcher und als Grundablass. Er würde nun fortfahren das Wasser mit seinem vollen Querschnitte so lange ausfließen zu lassen, bis der Canalspiegel die obere Mündung *x* erreicht hätte, wenn nicht das Luftrohr *c* vorhanden wäre; denn ist der Spiegel bis unter dieses gelangt, so tritt Luft in den Heber, unterbricht dessen Spiel und lässt ihn nun wieder als gemeinen Ueberfall wirken.

Scheint es nöthig, den Abflussquerschnitt zu vergrössern, so werden besser mehrere Heberöhren neben einander angelegt. Einen Einwand gegen diesen Heber möchte nur etwa die Schwierigkeit des Reinigens abgeben, daher man auch, um den Eintritt von etwa herbeischwimmenden Körpern noch mehr zu verhüten, die obere Mündung mit einem Gitter zu verwahren hat.

Der Abstand dieser Abschlüge von einander, somit die Anzahl derselben auf eine gewisse Länge, hängt ganz von der grössten Wassermenge ab, welche zu gewissen Zeiten mit einem Male theils durch unmittelbare atmosphärische Niederschläge, theils durch zusammenlaufende Thaufuthen zufließt, und kann daher nur durch Erfahrung bestimmt werden, da diese Mengen auf örtlichen Verhältnissen beruhen.

Soll ferner ein Canal unterwegs Wasserzuflüsse aufnehmen, so dürfen diese nicht mit starker Strömung, am wenigsten in einer denselben rechtwinkelig kreuzenden Richtung eintreten, weil sie ihn sonst eben sowohl in seiner Befestigung angreifen, als auch in seinem Laufe hemmen würden. Sie müssen vielmehr mit gemässigtem Laufe — in einem möglichst spitzen Winkel oder noch besser in allmäliger Krümmung (s. oben Ein- und Ausmündung) — in die Richtung des Canales übergehen; ferner muss sowohl ihre Einmündung als auch, wenn der Anschluss unter einem einigermaßen grössern Winkel erfolgt, das gegenüberliegende Ufer gehörig befestigt werden.

Häufiger aber ist es, dass die Richtung längerer Canäle von andern fließenden Gewässern durchkreuzt wird, welche nicht in dieselben mit aufgenommen werden können oder dürfen, entweder weil ihr Zufluss überhaupt nicht gebraucht wird oder benutzt werden darf, oder weil sie in

einem tiefern Niveau herbei kommen, indem sie demselben durch starke Strömung oder endlich durch Zuführen grosser Sand- und Geröllmassen nachtheilig werden würden, wie dies besonders bei Wildbächen in Gebirgen der Fall zu sein pflegt. Letztere Unannehmlichkeiten, die starke Strömung und das Zuschwimmen von Sand und Gerölle, kann man zwar wohl durch Anlegen von Reinigungsbehältern vor dem Eintrittspunkte in den Canal einigermassen beseitigen, welche nicht nur jene Massen darin absetzen lassen, sondern auch zugleich die Stärke der Strömung vermindern, und man hat dies auch gethan, jedoch auch abgesehen von den grössern Kosten der Anlage erfordern sie sehr häufige Reinigungen, daher ihre Anwendung selten ist.

Kommt ein nicht aufzunehmender Strom höher als der Spiegel des Canales herbei, so kann man ihn über demselben hinwegführen. Ist es nur ein geringer Zufluss, der vielleicht sogar nur bei starken atmosphärischen Ergüssen strömt, so wird er ganz einfach in ein hölzernes Gerinne oder Spundstück gefasst und über den Canal hinweggeführt werden können. Dies ist schon bei solchen Canälen sehr oft nothwendig, welche an steilen Gehängen hingeführt sind und denen durch die an letzteren herablaufenden Wasserrisse und Wildbäche starke Schuttmassen zugeschoben werden würden, daher man solche Wasser durch unmittelbar an die Risse und Schluchten angestossene Rinnen unschädlich über den Canal wegführt und auf der Thalseite in hinreichender Entfernung von der Futtermauer des Dammes überfallen lässt, damit letzterer davon nicht ausgewaschen wird (s. *Fig. 32 f*). Bei flachen Gehängen und fortwährend laufenden Gewässern schliessen sich natürlich an die Enden des Gerinnes die Fortsetzungen des Bachbettes zu beiden Seiten des Canales an.

Für grosse Wassermengen wird das Wasserbett aus Mauerwerk hergestellt und auf ein über den Canal geschlagenes Gewölbe aufgelegt.

Soll der Strom unter dem Canale hinweggeführt werden, wie dies wohl schon bei höher herabkommenden nothwendig wird, wenn der Canal nicht hart am Gehänge hin, sondern als freistehender Damm geführt ist, so erfolgt dies entweder in gemauerten Deckelcanälen (s. *Fig. 23*), ja selbst in wirklichen Röhrenleitungen, oder für grössere Wassermengen in überwölbten röschenartigen Durchlässen. In beiden Fällen ist die Sohle, besonders wenn sie von einer Seite des Canales bis zur andern stark fällt, bestens gegen das Auswaschen zu verwahren, zuweilen durch stufenweises Absetzen, wodurch die Schnelligkeit des Wassers gebrochen wird, und Setzpflaster, oder auch durch umgekehrtes Sohlgewölbe mit zuweilen eingelegten, der Strömung entgegen gespannt liegenden Bogen.

Hierher gehören auch die in ebenen Gegenden bei grösserm Höhenunterschiede des Canal- und des Stromspiegels angewendeten sogenannten Brückencanäle, Canalstücke, welche als kurze Wasserleitungen auf einem oder selbst mehreren Bogen über Bäche, Flüsse u. s. f. hingeführt sind.

Kommt endlich das fremde Wasser in nur wenig geringerer Höhe als der Canalspiegel herbei, so führt man dasselbe auch in einem sogenannten Hebercanale unter jenem hindurch, d. h. in einer gemauerten unter dem Canale hinweggeführten Rösche oder Röhre, welche umgekehrt heberförmig auf der einen Seite des Canales nieder, auf der andern wieder in die Höhe steigt (s. *Fig. 34*). Diese Rösche muss allemal sehr gut gemauert und verwahrt sein, damit der Canal nicht unterwaschen wird. Sie hat allemal das Unangenehme, zu einem leichten Absetzen von



Schlamm und dergleichen Gelegenheit zu geben, welcher schwer auszuräumen ist.

Diesem Absetzen wird noch um so wirksamer vorgebeugt werden können, je tiefer die Ausmündung des Hebers unter die diesseitige Einmündung gebracht und dadurch das Durchströmen beschleunigt werden kann. Allemal ist es nöthig, sowohl den ab- als den aufsteigenden Schenkel nicht unter einem rechten, sondern einem stumpfen Winkel gegen den Horizont zu legen. Unmittelbares offenes Durchschneiden von Canälen durch Bäche und dergleichen in gleichem Niveau ist sowohl der Höhenverhältnisse als auch des Verschlämmens halber sehr selten anwendbar und angewendet.

Endlich kann sich noch als ein gelegentliches Bedürfniss bei Canälen die Anlage von Brücken zur Wiederherstellung der durch den Canal unterbrochenen Verbindung zwischen beiden Ufern herausstellen. Für solche ist die Canalmauer allemal sorgfältiger und fester, oder, wenn der Canal gar nicht in Mauerung gesetzt ist, solche überhaupt dazu besonders aufzuführen, und zwar ist dies um so nöthiger, je stärker und schwerer der etwa über die Brücke gehende Transport ist. Auf einer oder beiden Seiten wird die nöthige Auffahrt aufgeschüttet.

Bei hohen freistehenden Dämmen kann wohl auch die Verbindung mittels gewölbter Durchfahrten unter dem Canale hinweggeführt werden, obgleich dies meist schon eine ziemliche Höhe, also eine eigentliche Wasserleitung voraussetzt.

Allgemeine Bemerkungen über die Ausführung von Canälen. Das Abwiegen, als die erste Arbeit, durch welche, vornemlich bei einem eigentlichen als offener Einschnitt geführten Canale die zu nehmende Richtung ermittelt wird, verrichtet man mit eigentlichen Nivellirinstrumenten oder mit Schnur und Gradbogen. Je mehr das Gehänge und somit die Canallinie mehrfache Krümmungen macht, von welchen man immer nur sehr kurze Längen auf einmal abwiegen kann, desto brauchbarer ist das, obschon theoretisch unvollkommnere Abwiegen mit Schnur und Gradbogen, womit man jeder Krümmung leicht folgen kann, indem man eine Schnur auf den Köpfen zweier gleich hoher transportabler Böcke befestigt, somit stets in gleicher Höhe über der Erdoberfläche erhält, welche Böcke allmählig einer um den andern weiter getragen werden. Diese ganze Abwiegen erfolgt am besten mit horizontalen Schnuren und Linien, da es bei letzterer Weise wie mit Nivellirinstrumenten sehr schwer, wenn nicht unmöglich sein würde, eine so äusserst geringe Neigung, wie sie der Canal erhält, unmittelbar abzuwiegen. Entweder wird bei jeder Schnur von 10 — 12 Meter Länge unter das eine Ende derselben auf den Kopf des Bockes ein Spänchen von einer Stärke, welche dem auf diese Länge zu gebenden Falle gleichkommt, untergelegt, oder man gibt nur auf etwas grössere Längen von mehreren (5 — 6) Schnuren die denselben zugehörige Steigung auf einmal an; da nun die Böcke von gleicher Höhe sind, so rückt natürlich durch das Unterlegen des Spanes die Schnur an diesem Ende gegen das andere um so viel höher hinauf, oder vielmehr, da die Schnur durch Auf- und Niederdrücken des Bockes am Gehänge allemal in eine Horizontale gebracht wird, der Lothpunkt der letztern um so viel am Gehänge hinab.

An jeder Stelle, wo ein Bock stand, wird ein Pfahl eingeschlagen. — In ähnlicher Weise verfährt man beim Nivelliren mit andern Instrumenten.

Das Abwiegen des Canales beginnt von demjenigen Endpunkte, an welchem die Lage der Canalsole durch irgend ein Verhältniss vorge-schrieben ist; z. B. wenn der Canal in einer bestimmten Höhe ausmünden und einkommen muss, so beginnt man an diesem tiefsten Punkte und ermittelt, in welcher Höhe man mit dem obern Ende an das zu fassende Wasser herankommt; ist gegentheils letztere Höhe (des Fassungspunktes) gegeben, so hat man, von hier anfangend, ausfindig zu machen, in welcher grössten Höhe man die untere Ausmündung des Canales noch einbringen kann. Sind endlich beide Endpunkte vorgezeichnet, so ist natürlich die ganze Anlage überhaupt nur innerhalb gewisser Gränzen unter der Voraussetzung möglich, dass hinreichendes Gefälle vorhanden, obschon man sich freilich bis auf einen gewissen Grad durch Erweiterung des Querschnittes, Abkürzung der Länge durch Röschen u. s. f. helfen kann.

Bei diesem Abwiegen und Abstecken der Richtung sind zugleich noch folgende Umstände zu berücksichtigen und darnach, so weit nöthig und möglich, jene abzuändern, nämlich, dass der Canal, so weit möglich:

1) der Verdunstung und 2) der Versickerung entzogen wird. In dieser Absicht führt man ihn, wie schon im Eingange bemerkt wurde, in haltbarem, wasserdichtem Boden, um nur der nothwendigsten Verdichtungen und Verwahrungen zu bedürfen, nächst dem durch schattige geschlossene Gegenden an Waldrändern oder noch besser durch Waldungen, welche die Verdunstung nicht nur durch den gewährten mehr unmittelbaren Schutz vor Sonne und Wind, sondern auch zugleich mit der Versickerung mittelbar durch die sich daselbst erhaltende Feuchtigkeit der Atmosphäre und des Bodens vermindern, ja eher noch durch die daselbst häufiger statt findenden atmosphärischen Niederschläge Zuflüsse zu gewähren vermögen, so weit man deren überhaupt wünscht.

In Ermangelung derartiger Gelegenheiten sucht man wenigstens solche Lagen auf, in denen der Canalspiegel vor den herrschenden und anhaltenden Luftströmungen geschützt ist. — Die Grösse der Versickerung und Verdunstung hängt natürlich ganz von der Beschaffenheit des Bodens und den Witterungsverhältnissen ab (indem auch letztere, wenn erst die Oberfläche abgetrocknet ist, in Folge des, wenn auch langsameren Aufsteigens der Feuchtigkeit von unten fortdauert, obschon in minderem Grade).

Wenn daher auch von einigen Technikern gewisse Verhältnisse der Grösse dieser Verluste als allgemein gültig angegeben werden, so sind doch letztere in verschiedenen Gegenden zu ungleich, um jene als allgemein annehmen zu lassen; eben so kann schon die Grösse der Verdunstung von der der Versickerung sehr schwer getrennt werden, sofern man nicht an jedem einzelnen Orte abgesonderte Versuche auf ganz wissenschaftlichem Wege darüber anstellt, und selbst diese können aus dem Grunde kein sicheres Anhalten geben, weil sie zwar die Menge angeben, welche von einer freien Wasseroberfläche bei dem obwaltenden Witterungszustande zu verdunsten vermag, das Wasser aber sich zum geringsten Theile mit solcher, überhaupt an der Erdoberfläche erhält.

So soll sich z. B. nach HALLEY im Allgemeinen die in einem Jahre verdunstete Wassermenge zu der des gefallenen Regens verhalten = 5 : 3 (?) (S. GENIEYS a. a. O. S. 20), nach SGANZIN die Verdunstung jährlich eine Schicht von 0,865<sup>m</sup> Höhe verzehren. Im Allgemeinen beträgt sie nach



KÄMTZ Meteorologie in feuchten am Meere gelegenen Gegenden jährlich 23,1 — 23,8 preuss. Zoll, in Binnenländern aber (weit ungleicher) 29,8 — 73 Zoll, einzelne Extreme noch nicht gerechnet; nach HAGEN (Wasserbaukunst S. 20) beträgt sie in der Gegend von Berlin jährlich 26 Zoll = 0,68<sup>m</sup>. Noch verschiedener muss natürlich die von der örtlichen Bodenbeschaffenheit abhängende Versickerung sein; während solche WOLTMANN bei einem Canale als das Doppelte der Verdunstung annimmt, geben sie Andere nur als  $1\frac{1}{2}$ , ja selbst  $\frac{1}{2}$  derselben. Hiernach nimmt WOLTMANN überhaupt den Verlust eines Canales durch Verdunstung und Versickerung jährlich zu der doppelten Füllung desselben an, wohingegen der Canal von Narbonne in Frankreich noch nach 15 Jahren des Gebrauches täglich eine 0,8<sup>m</sup> hohe Schicht, der Centrumcanal aber an einigen Stellen in 24 Stunden die ganze Füllung verlor.

3) Ferner hat man ausser ungünstigem, zerrissenem und dichtem Boden zu grosse Krümmungen zu vermeiden, welche die Länge, somit die Gesamtkosten und den Gefäll- wie überhaupt jede Art von Verlust vergrößern, solche vielmehr durch tieferes Einschneiden oder durch Anlegung von Dämmen und Wasserleitungen oder Röschen abzukürzen, wobei freilich die Vortheile und Nachtheile jeder Art der Ausführung gegenseitig abgewogen werden müssen. Krümmungen, welche nicht zu umgehen sind, hat man nach grossen Halbmessern anzulegen; wo auch diese nicht gestattet sind, wie z. B. an steilen Gehängen, die mehreren Bewegungshindernisse lieber durch etwas grössern Querschnitt auszugleichen.

4) An Gehängen hin, wo der Canal zu einem Theile durch Aufschütten, zum andern durch Einschneiden gebildet wird, macht man den Abtrag gern dem Auftrage gleich, um weder unnöthig gewinnen und weg-, noch auch zufördern zu müssen, sofern sich die abgegrabene Masse überhaupt zur Dammschüttung eignet, was meistens wenigstens zu einem Theile für den Grund der Fall sein wird. Dabei ist das Verhältniss der Vergrößerung der gewonnenen Masse gegen die anstehende zu beachten. Die so ermittelte Linie wird besonders bei kleinen Canälen wohl durch eine einzige, mittlere, bei grösseren noch durch zwei andere Reihen von Pfählen bezeichnet, welche die untere Breite des Canales angeben, zu der man beim Auswerfen die Böschung der Seiten hinzugibt; selten wird es bei derartigen Canälen nöthig sein, auch gleich die obere Breite mit abzustecken.

Die mittlere Pfähreihe erhält man beim Auswerfen gern als Hauptanhalten, indem man den Theil des Bodens, auf welchem der Pfahl steht, in Kegelform ausspart.

Das Ausgraben beginnt bei dem untern Ende, wenn es jedoch auf Beschleunigung ankommt, an einer beliebigen Anzahl von Punkten gleichzeitig; bei der Anlage von Röschen (im Gegensatze zu offen eingeschnittenen Canälen) ist dies nur in beschränkter Masse möglich.

Ist festes Gestein zu gewinnen, so hat man das Sprengen mit Pulver nur mit Vorsicht anzuwenden, weil die davon unzertrennliche Erschütterung leicht die Klüfte öffnen und den Canal undicht machen kann, und hat lieber die Gewinnung, wenn auch kostspieliger, durch schneidende Werkzeuge zu bewirken. Noch häufiger wird dieses Verhältniss bei Röschenbetrieb zu berücksichtigen sein.

Um das Ausgraben zu beschleunigen, hat man auch verschiedentlich Anwendung von pflugartigen Werkzeugen gemacht, unter denen der

v. BRÜCKMANN'sche Grabenpflug am meisten bekannt geworden ist (vergl. Verhandlungen des preuss. Gewerbevereins Jahrg. V. (1826) S. 194 u. s. f.).

Ein anderes eigenthümliches Mittel, die Arbeit durch Gewinnung der Erdmasse in grossen Blöcken zu erleichtern und zu beschleunigen, war das zuerst durch den General SOKOLNICKI beim Graben eines Canales in Polen, nachmals auch vom Maschinendirector MENDE bei den Wasserbauten an der Unstrut in Thüringen (zu Ende des vorigen Jahrhunderts) angewendete: den Boden im Herbste durch Furchen, welche mit Pflügen mit langen Eisen gezogen wurden, in grosse Würfel zu theilen und diese im darauf folgenden Winter, nachdem der Boden gefroren, zu unterschrämen und auf unmittelbar in die Schräme ein- und untergeschobenen flachen Schlitten abzuführen (vergl. *Bulletin de la société d'encouragement* 2<sup>e</sup> année p. 215).

Die nöthige Böschung der Seiten wird beim Ausgraben durch gesetzte oder angehaltene Lehren geregelt.

So weit Dämme aufgeworfen oder gar aus Lehm gerammt werden, ist dies dicht, letzteres besonders in einzelnen Schichten zu bewirken, deren jede durch Aufhauen mit dem Nacken der Keilhaue oder Einfurchen mittels gerippter Walzen mit der nächst obern gut verzahnt wird.

Röschen hat man in möglichst festem, unzerklüftetem Gestein anzulegen, um künstliche Unterstützungen oder gar Verdichtungen der Sohle zu vermeiden; ferner hat man sie in gerader Linie auf dem kürzesten Wege zu treiben; endlich in nicht zu grossen Entfernungen Schächte (Lichtlöcher) abzuteufen, sowohl um den ersten Betrieb zu beschleunigen und zu befördern, welcher dann gleichzeitig von mehreren Punkten aus beginnen kann, als auch um den Luftzug auf demselben zu erhalten, endlich das Reinigen zu erleichtern (s. oben). — Der fertige Canal ist auf seine Wasserhaltbarkeit zu prüfen, was am übersichtlichsten in einzelnen Stücken geschieht, die man, von der obern Einnündung beginnend, durch die vorhandenen oder durch dazu besonders eingesetzte Schützen abschliesst und mit Wasser füllt; jede hierbei sich ergebende Oeffnung wird mit Lehm zugeschlagen und sonst noch dicht verschlossen; lässt sich aber der eigentliche Ausgangspunkt des durchsickernden Wassers nicht auffinden, so bleibt ein Auskunftsmittel das: das betreffende, oben und unten abgeschlossene Stück mit Wasser anzufüllen und in dasselbe Lehm dick einzurühren, worauf das Wasser den Lehm beim Durchsickern absetzen und sich selbst den Ausgang versperren wird (vergl. oben das über das Dichtmachen sandigen Grundes Gesagte); vor dem Anlassen ist aber der Canal von allen Stoffen und Gegenständen zu befreien, welche etwa darin liegen geblieben sind und nicht nur die erste Veranlassung geben würden, ihn zu verschlämmen, sondern auch, besonders die leichteren, gleich anfangs von dem einströmenden Wasser zusammengeführt werden und den Canal verstopfen würden. Deswegen hat man zuerst nur wenig Wasser auf einmal einzulassen, welches die noch übrig gebliebenen leichten Stoffe zusammenführt und leicht ausräumt, nach und nach aber damit zu steigen.

Wartung der Canäle. Vor allem muss der Canal rein von Schlamm, Wasserpflanzen und dergleichen gehalten werden, welche den Querschnitt verengen und daher nicht nur für immer weniger Wasser hindurch gehen las-



sen, sondern auch dasselbe bei Fluthzeiten leichter zum Uebertreten bringen würden; bei für den Hausbedarf bestimmtem Wasser ist dies noch nothwendiger wegen der Reinheit des Wassers selbst. Diese Reinheit ist um so schärfer im Auge zu behalten, je mehr ein geringes Gefälle, die Beschaffenheit des Bodens, der Umgebung und der ganzen Lage des Canales dergleichen Anhäufungen begünstigt. Man hat daher von Zeit zu Zeit den Canal zu schlämmen, die angesetzten Wasserpflanzen auszuschneiden, auch wohl zum Auffangen herbeischwimmender Gegenstände für immer, und zwar, um den Durchfluss nicht zu hemmen, in Erweiterungen, Drahtnetze einzulegen, wie dies z. B. bei der zur Versorgung der Stadt London bestimmten New-River-Wasserleitung geschehen ist. Noch mehr hat man, schon der Haltbarkeit halber, etwa eingerollte Uferstellen wieder herzustellen und vom Gehänge herab eingeschobene Geröllmassen, im Winter aber den eingewehten Schnee, welcher die erste Veranlassung zum Stocken und in Folge dessen zum Gefrieren des Wassers geben kann, zu entfernen. Besser noch überdeckt man den Canal bei geringer Breite für immer und dann mit Steinplatten, bei grösserer Ausführung wenigstens im Winter mit Schwarten, Bretern, Reissholz u. dergl. auf übergelegten Stegen, welche Bedeckung, unterstützt durch die sich aufliegende Schneedecke, zugleich das Wasser wärmer erhält.

Eine bleibende Bedeckung ist nächst dem auch an solchen Stellen rathsam, wo herrschende Windströmungen viel Erde und Sand in den Canal hinein treiben.

Bei plötzlich eintretenden starken Thau- und Regenfluthen sind von den mit der Wartung beauftragten Personen die Abschläge zu rechter Zeit zu öffnen und nachmals wieder zu schliessen, soweit es nicht selbstwirkende sind, bei dauernden Fluthen auch die Schützen an den Einmündungen nach Bedarf mehr zu schliessen.

Um eine sich etwa dennoch im Winter ansetzende Eisbedeckung unschädlich zu machen, hat man nicht nur den Canal bei eintretendem Winter voll gehen, den Wasserstand aber nicht verändern zu lassen, bevor die an den Seiten angefrorene Eisdecke gelöst ist, weil sonst das Eis, durch das Steigen oder Sinken des Wasserstandes zerberstend, aus den Seiten und deren Verwahrung Stücke mit herausreiss, sondern es ist auch für alle Zeit zweckmässig, den Canal in dem ihm bestimmten Normalwasserstande voll gehen zu lassen, was durch gehörige Stellung der Schützen an der Aus- und Einmündung bewirkt werden kann.

Alle Durchlochungen der Seiten und Dämme, durch Grundbesitzer zum Zwecke der Wasserentnehmung (Entwendung) oder durch wühlende Thiere, sind zu verhüten und baldigst zu verschliessen; es müsste denn den ersteren übereinkunftsmässig das Einlegen von Röhren gestattet sein, welche dann wenigstens durch Mauer und Lehmrammelung gehörig verwahrt sein müssen, damit nicht das Wasser auch daneben hin sich einen Ausweg bahnt.

Aus gleicher Ursache ist auf den Ufern und Dämmen das Anpflanzen von Bäumen unrathsam, welche erstere nicht nur mit ihren Wurzeln durchbrechen, sondern auch noch viel grössere Beschädigungen herbeiführen können, wenn sie von Stürmen umgerissen werden.

Endlich ist das Fahren, Reiten und Viehtreiben auf Canaldämmen ganz unstatthaft, weil dadurch, besonders bei feuchter Witterung, in der erweichten Dammmasse leicht Vertiefungen entstehen, in denen sich das

Wasser sammelt, versickert und den Damm unmittelbar auswäscht oder gar durch Eisbildung im Winter zersprengt.

Mechanische Verhältnisse. Bezüglich der Formeln für die Bewegung des Wassers in Canälen kann auf die Artikel: AUSFLUSS, AUFSCHLAGWASSER und BEWEGUNG des Wassers verwiesen werden. Der Hauptausdruck bleibt immer

1) nach der PRONY'schen Formel:

$$a = (0,00004445 + 0,0003093) \frac{vu}{a}$$

(vergl. Masch.-Encycl. Bd. I. S. 352), woraus

$$h = (0,00004445 + 0,0003093v) \frac{vul}{a}$$

oder

$$= (0,00004445 + 0,0003093v) \frac{v^2ul}{m};$$

2) nach der EYTELWEIN'schen Formel (Bd. II. S. 99):

$$a = (0,000024265 + 0,00036557v) \frac{vu}{a},$$

$$h = (0,000024265 + 0,00036557v) \frac{vul}{a}$$

oder

$$= (0,000024265 + 0,00136557v) \frac{v^2ul}{m},$$

worin

$a$  das Gefälle für die Einheit ist,

$h$  das Gesamtgefälle auf die ganze Länge,

$a$  der Querschnitt des Wassers im Graben,

$u$  der Umfang des Wasserprofils, d. i. der Umfang, auf welchem das Wasser die Seiten und den Boden des Canales berührt,

$v$  die mittlere Geschwindigkeit des Wassers,

$m$  die in einer Secunde durchzuführende Wassermenge, alles in Meter-Mass.

Der Umfang des trapezoidalen Profils, als des gewöhnlichsten, ist:

$$u = b + \frac{2t}{\sin \beta},$$

der Querschnitt:

$$a = bt + t^2 \cot \beta$$

oder

$$a = b + 2t\sqrt{n^2 + 1},$$

$$a = (b + nt)$$

Für ein kleinstes Profil gibt dies

$$t = \sqrt{\frac{a \sin \beta}{2 - \cos \beta}},$$

$$B = \frac{2t}{\sin \beta},$$

$$b = 2t \cdot \operatorname{tg} \frac{1}{2} \beta,$$



$$u = b + B = 2 \left( \frac{1}{\sin \beta} + \operatorname{tg} \frac{1}{2} \beta \right) t,$$

$$a = \left( \frac{2 - \cos \beta}{\sin \beta} \right) t^2,$$

wo  $u$  und  $a$  die obigen Bedeutungen haben,  $b$  die untere,  $B$  die obere Weite (im Wasserspiegel),  $t$  die Tiefe des Grabens bedeutet. Beispiele finden sich unter dem angezogenen Artikel AUFSCHLAGWASSER.

Die bei diesen Rechnungen zum Grunde gelegte Geschwindigkeit des Wassers ist natürlich die mittlere gleichförmige, welche das Wasser in einer gewissen Länge von der Ein- und Ausmündung angenommen hat und behält.

Hinsichtlich des Einflusses der etwa an der Ein- und Ausmündung auf die Stromgeschwindigkeit einwirkenden besonderen Verhältnisse, z. B. Schützen, Theiler und der durch solche erzeugten Aufstau, Verengungen u. dergl. kann auf den Artikel BEWEGUNG Bd. II. S. 156 verwiesen werden. Die mittlere Geschwindigkeit, welche der Höhe nach bekanntlich kleiner ist als die an der Oberfläche, aber grösser als die auf dem Boden, findet sich

$$v = (1 - 0,0127 t) v_1$$

und die am Boden

$$v_2 = (1 - 0,0254 t) v$$

oder

$$= \left( \frac{1 - 0,0254 h}{1 - 0,0127 h} \right) v$$

für Metermass, wenn  $v_1$  die Geschwindigkeit an der Oberfläche ist.

Die besondere Beschaffenheit, der Rauheitsgrad der Sohle und Umfläche, haben fast allen Erfahrungen nach keinen Einfluss auf die Geschwindigkeit des Wassers; anders ist es jedoch natürlich mit Verengungen, die sich durch Absetzen von Schlamm und Ansetzen von Wasserpflanzen gebildet haben. Ueber die Einwirkung der letztern auf die Verzögerung der Stromgeschwindigkeit hat DEBUAT am Canale du Jard bei Valenciennes einige Beobachtungen angestellt: — 1) wo die sich jährlich daselbst absetzenden Wasserpflanzen bis auf den Stengel abgeschnitten waren, 2) wo sie zum Theil bis an die Oberfläche des Wassers reichten, — und daraus gefunden, dass, wenn die durch jene Wasserpflanzen erzeugte Behinderung durch ein grösseres Gefälle übertragen werden sollte, dasselbe in dem Verhältnisse der mehreren Behinderung am Umfange wachsen müsse, daher statt

$$\alpha = 0,00036554 \frac{a}{u} (v^2 + 0,0664 v),$$

welcher Formel er sich zur Berechnung bedient,

$$\alpha_1 = 0,00036554 p \frac{a}{u} (v^2 + 0,0664 v)$$

sein soll, welcher Coefficient  $p$  in Ermangelung mehrerer Beobachtungen einstweilen = 2 gesetzt werden könne (vergl. *Ann. des ponts et chaussées* 1841. t. I. p. 252). — Hieraus ist wenigstens abzunehmen, dass überall, wo ein allmähiges Verengern des Canales ohne die Möglichkeit sofortiger gründlicher Beseitigung zu fürchten ist, derselben durch gleich anfängliche Zuthheilung eines grösseren Querschnittes oder Gefälles entgegen zu

wirken rathsam ist, wie denn überhaupt das oben gefundene Gefälle das rein theoretische, also kleinste ist, dem daher noch immer wegen anderer unvorhergesehener und nicht zu berechnender Störungen, auch schon wegen möglichen niedrigeren Wasserstandes, etwas zuzusetzen nicht unzweckmässig ist.

Die absolute Grösse des Gefälles kann in vielen Fällen beliebig gewählt werden, ursprünglich wird man jedoch dasselbe meist so klein zu machen suchen, als irgend thunlich, um von dem nutzbaren Gesamtgefälle desto weniger aufzuopfern und desto mehr übrig zu behalten, sei es zum Betriebe von Maschinen, sei es zur Vertheilung der Wasser in einer Stadt, und es wird dies von um so grösserem Einflusse sein, je länger der Canal werden muss. Gegentheils wird im geraden Verhältnisse — dem der Quadratwurzel des Gefälles — die Geschwindigkeit der Strömung abnehmen, daher der Querschnitt vergrössert werden müssen, das Wasser eine längere Zeit brauchen, um eine bestimmte Länge zu durchlaufen, somit mehr Gelegenheit zur Verdunstung, Versickerung und Verlust aller Art geben.

Unter 0,15<sup>m</sup> Geschwindigkeit in einer Secunde sollte das Wasser aber eigentlich nicht bekommen, des zu starken Absetzens von Schlamm, sowie der Schwierigkeit wegen, denselben zu entfernen, da dieser Schlamm der Erfahrung nach bei zu geringem Gefälle sich als ein dünner Brei schwebend erhält und nie so fest ablagert, um ausgeschaufelt werden zu können; das Wasser zum Trink- und Hausbedarf soll aber, nach GENIEYS, nie weniger als 0,35<sup>m</sup> Geschwindigkeit in einer Secunde bekommen, damit es nicht stehend und faulend wird.

Gegentheils darf aber auch die Geschwindigkeit nie so gross werden, dass sie die Masse der Sohle oder der Seiten angreift, wenn der Canal unmittelbar in den natürlichen Boden eingeschnitten ist, daher diese Geschwindigkeit

in weicher Erde . . . . .	nicht über 0,076 Meter,
„ fettem Thone . . . . .	„ „ 0,152 „
„ feinem Sande . . . . .	„ „ 0,305 „
„ grobem Sande . . . . .	„ „ 0,609 „
„ klarem Gerölle . . . . .	„ „ 0,914 „
„ grossen Steinen . . . . .	„ „ 1,22 „
„ Conglomerat und weichem Schiefer	„ „ 1,52 „
„ blättrigem Gestein . . . . .	„ „ 1,83 „
„ dichtem Felsen . . . . .	„ „ 3,05 „

sein soll.

Hieraus folgt, dass kaum noch in Thon (obschon für gewachsenen die angegebene Geschwindigkeit wohl zu gering) ein solcher Canal ohne alle Auskleidung anwendbar ist, wenn das Wasser nicht zu langsam laufen soll, gegentheils aber Mauerwerk jede Geschwindigkeit aushält, die noch practisch brauchbar ist und überhaupt vorkommen kann, indem das Auswaschen selbst bei den grössten immer nur sehr langsam erfolgen wird.

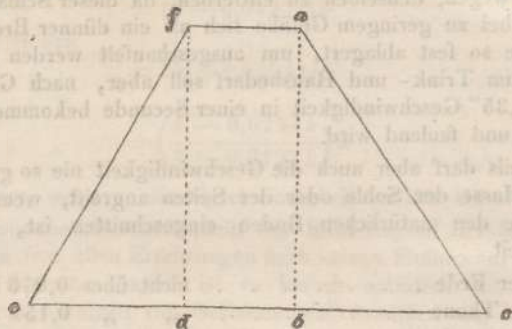
Nach dem Allen ist die absolute Grösse des Gefälles sehr verschieden. Einem Aufschlagcanal gibt man durchschnittlich  $\alpha = 0,00025$  bis höchstens 0,0005, wenn nicht die zu führende Wassermenge sehr klein ist. Abzugscanäle bekommen meist etwas mehr, um das gebrauchte Wasser schnell aus der unmittelbaren Nähe der Umtriebsmaschinen u. dergl. zu entfernen, daher  $\alpha$  bis 0,002. Für Sammel- und Zuleitungsgräben schreiben



HOGREWE und SGANZIN 0,001, 0,005, ja 0,008 Gefälle vor. Die Gefälle von Canälen für städtische und andere Wasserversorgungen hängen meist von Oertlichkeiten ab. So hat z. B. die theilweise noch benutzte ursprünglich römische Wasserleitung von Arcueil bei Paris 0,000416, dagegen die New-River-Wasserleitung zur Versorgung von London nur 0,00004735, endlich die der neuen Croton-Wasserleitung für Neuyork 0,0002174.

Die Berechnung der Stärke der Dämme sowie der inneren und äusseren Futtermauern findet bei Canälen dieser Art nur eine untergeordnetere und seltene Anwendung, indem selten die Tiefe der letztern und die Höhe der Dämme, somit der wirksame Druck, so gross wird, dass diejenige Stärke nicht hinreichen sollte, welche der Damm und die Mauerung schon an und für sich bekommen müssen, ersterer, damit er nicht durchweicht wird, letztere, damit sie sich selbst trägt.

Berechnung der Stärke der Dämme. Sei  $ab$  in beistehendem Holzschnitte die senkrechte Höhe des Damms,  $m$  das Verhältniss der vordern,  $m_1$  das der hintern Böschung (auf der dem Wasser abgewendeten Seite),  $mh = bc$ ,  $m_1h = de$ ,  $t$  die senkrechte Tiefe des Wassers



im Graben,  $x = af$  die Stärke des Damms auf der Klappe,  $\varepsilon$  das Gewicht eines Cubikfusses Dammmasse,  $\gamma$  das eines Cubikfusses Wasser,  $\mu$  der Coefficient der Reibung der Dammmasse auf der Sohle; nimmt man ferner an, dass der Damm ganz von Wasser durchdrungen sei (ob schon dies in der Wirklichkeit nie der Fall sein kann, wenn er nicht dadurch an und für sich unbrauchbar werden soll), und endlich der Sicherheit wegen, dass der Horizontaldruck des Wassers zweimal so gross sei als er wirklich ist, so wird die Stärke des Damms auf der Kappe sein müssen, wenn der Damm nicht fortgeschoben werden soll,

$$x = \frac{t^2 \gamma (2 - m\mu)}{2\mu h (\varepsilon - \gamma)} - \frac{h (m + m_1)}{2}$$

Sei z. B.  $h = 4$  Fuss,  $t = 3$  Fuss,  $m = \frac{1}{6}$ ,  $m_1 = \frac{1}{4}$ ,  $\varepsilon = 80 \text{ W}$ ,  $\gamma = 50 \text{ W}$ ,  $\mu = 0,6$  (was für Erde eine sehr niedrige Annahme ist), so ist also

$$x = \frac{3^2 \cdot 50 (2 - \frac{1}{6} \cdot 0,6)}{2 \cdot 0,8 \cdot 4 (80 - 50)} - \frac{4 (\frac{1}{6} + \frac{1}{4})}{2}$$

$$= 5,9375 - 0,8333 = 5,1042 \text{ Fuss.}$$

Ist aber die Stärke des Damms hinreichend, den gehörigen Widerstand gegen das Verschieben zu leisten, so ist sie es noch mehr gegen das Umwerfen.

Liegt bei einem am Gehänge hingeführten Damme der Fuss des Dammes noch unter der Canalsole, so ist es gar nicht nöthig, den auf diesen untern Theil wirkenden Seitendruck zu berechnen, da bei der angenommenen Böschung der Damm am Fusse noch stärker ist als in der angenommenen Canalsole und eher der obere Theil des Dammes von dem untern abgeschoben werden würde.

Berechnung der Stärke der Canal- und Futtermauern. Unter den sehr verschiedenen möglichen Constructionen möge nur der bei inneren und äusseren Futtermauern gewöhnlichste Fall angenommen werden, dass die Mauer auf dem Rücken liegt, d. h. mit Vorder- und Hinterseite gegen den Canal einfällt und vom Fusse bis zur Kappe an Stärke abnimmt. Betrachtet man nun die Mauer als ein zusammenhängendes Ganze, sieht jedoch von der Cohäsion des Mauerwerkes, eben so von der der Erde in sich, endlich von der Reibung der Erde an der Innenfläche der Mauer ab, nimmt ferner die Erde hinter der Mauer gerade so hoch als diese selbst an und nennt

$\delta$  das Gewicht der Volumeneinheit Erde;

$\varepsilon$  das Gewicht der Volumeneinheit Mauerwerk;

$h = de$  (s. Holzschnitt S. 916) die senkrechte Höhe der Mauer und der Erde dahinter;

$x = ab$  die gesuchte Stärke der Mauer am Fusse;

$m$  das Verhältniss der vordern Böschung zur Höhe, so dass  $m \cdot h = cg$  ist;

$\beta$  den Winkel  $bde$ , welchen der Rücken der Mauer mit einer Senkrechten macht;

$T$  das Complement des Abrollungswinkels der hinter der Mauer liegenden Erdart;

wenn ferner

$$l = \operatorname{tg} \frac{1}{2} (T + \beta) - \operatorname{tg} \beta,$$

so muss, damit die Mauer nicht umgeworfen werde, die Stärke derselben am Fusse sein (nach NAVIER, *résumé des leçons etc. t. I. p. 153*):

$$x = \frac{1}{2} \left( h \operatorname{tg} \beta - \frac{\delta}{\varepsilon} l^2 h \sin \beta \cos \beta \right)$$

$$+ \sqrt{\left[ \frac{1}{4} \left( h \operatorname{tg} \beta - \frac{\delta}{\varepsilon} l^2 h \sin \beta \cos \beta \right)^2 + \frac{\delta}{3\varepsilon} l^2 h^2 - \frac{1}{3} h^2 \operatorname{tg}^2 \beta - 111^2 \right]};$$

fielen aber der Rücken der Mauer nach hinten, so würde:

$$l = \operatorname{tg} \frac{1}{2} (T - \beta) + \operatorname{tg} \beta;$$

daher:

$$x = + \frac{1}{2} \left( h \operatorname{tg} \beta - \frac{\delta}{\varepsilon} l^2 h \sin \beta \cos \beta \right)$$

$$+ \sqrt{\left[ \frac{1}{4} \left( h \operatorname{tg} \beta - \frac{\delta}{\varepsilon} l^2 h \sin \beta \cos \beta \right)^2 + \frac{\delta}{3\varepsilon} l^2 h^2 - \frac{1}{3} h^2 \operatorname{tg}^2 \beta - 111^2 \right]};$$

daher für eine hinten vertikale Mauer  $\beta = 0$ ,

$$x = \sqrt{\frac{\delta}{3\varepsilon} l^2 h^2 + \frac{m^2 h^2}{3}}.$$

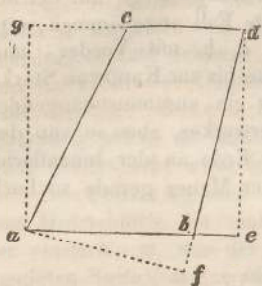
Hätte man aber statt der Erde Wasser hinter der Mauer, so würde  $T = 90^\circ$ . Richtiger ist es freilich, nach dem früher Gesagten, die Grundfläche der Mauerung rechtwinkelig gegen den Rücken derselben zu legen; in diesem Falle erhielt man eine Gleichung des dritten Grades, nämlich:



$$x^3 + \frac{\left[ x^2 + hx \left( \operatorname{tg} \beta - \frac{\delta}{\varepsilon} l^2 \sin \beta \cos \beta \right) \right]}{(1 + \cos^2 \beta) (\cos \beta \sin \beta)} 3h$$

$$= \frac{h^2}{3} \left( \frac{\delta}{\varepsilon} (m^2 + l^2) - \operatorname{tg}^2 \beta \right) \cdot \frac{3h}{(1 + \cos^2 \beta) \cos \beta \sin \beta}$$

woraus die wahre Stärke, rechtwinkelig auf den Rücken, folgt:  $w = x \cos \beta$ .



Da jedoch dieser unter die Grabensohle fallende Theil  $abf$  in bestehendem Holzschnitte nie viel Masse haben wird, und zwar um so weniger, je mehr sich die Stellung der Mauer der senkrechten nähert, je mehr er somit den Umständen nach Einfluss auf das Moment des Widerstandes der Mauer äussern könnte, übrigens bei obiger Rechnung von der Cohäsion der Mauer ganz abgesehen, sonach keine Veranlassung vorhanden ist, dass bei etwaiger Umdrehung der Mauer um die vordere Kante des Flusses

dieser Theil in die Höhe gehoben würde, wie er dies doch müsste, um in der Rechnung mit in Betracht gezogen werden zu können; so ist die Führung dieser ohnehin zusammengesetzten Rechnung für die Ausübung überflüssig.

Dasselbe gilt von der Berücksichtigung des Cirkels, den die Mauer etwa hat und der ebenfalls nicht mit in die Formel gezogen worden ist, da er zu gering ist, um einen sehr bemerkbaren Einfluss in der Rechnung auszuüben, indem der Verband nicht der eines wirklichen Gewölbes ist, während doch die Rechnung dadurch zusammengesetzter würde. Seine Vernachlässigung gibt daher eine Sicherheit mehr.

Ein Fortschieben der Mauer auf der Sohle ist nicht leicht zu befürchten, so lange die Stärke hinreichend ist, das Umwerfen zu verhindern, am wenigsten, wenn die Grundfläche rechtwinkelig gegen die Rückenfläche steht.

Die obige Formel (nach NAVIER) gibt aber so geringe Dicken der Mauer, indem die Sicherheit, welche durch die eine zum Grunde liegende Annahme gewonnen worden ist, durch eine andere Annahme wieder aufgehoben wird, dass man ohne bedeutende Zugabe in der Ausübung keinen Gebrauch davon machen könnte.

Völlige Sicherheit wird dagegen durch eine andere, einfachere Rechnungsweise (nach den in GAUTHEY'S *Mémoires sur les canaux* angenommenen Grundsätzen) erlangt:

$$x = -h \left( \operatorname{tg} \beta - \frac{\delta}{\varepsilon} \sin T \cos \beta \sin \beta \right)$$

$$+ \sqrt{\left[ \frac{h^2}{3} \left( \frac{\delta}{\varepsilon} \sin T + m^2 - \operatorname{tg}^2 \beta \right) + h^2 \left( \frac{\operatorname{tg} \beta - \frac{\delta}{\varepsilon} \sin T \sin \beta \cos \beta}{2} \right)^2 \right]}$$

wo die Bedeutung der Zeichen dieselbe wie oben ist. Für eine vorn und hinten senkrechte Mauer wird

$$x = h \sqrt{\frac{\delta}{3\varepsilon}}$$

Sei z. B.  $\delta = 90$  W,  $\varepsilon = 115$  W,  $\beta = 15^\circ$ ,  $T = 40^\circ$ ,  $h = 8$  Fuss,  $m = 0,36$ , so wird

$$x = -\frac{8}{2} \left( \operatorname{tg} 15^\circ - \frac{90}{115} \sin 40^\circ \cos 15^\circ \sin 15^\circ \right) \\ + \sqrt{\frac{8^2}{3} \left( \frac{90}{115} \sin 40^\circ + 0,36^2 - \operatorname{tg} 15^\circ \right) + \frac{8^2}{4} \left( \operatorname{tg} 15^\circ - \frac{90}{115} \sin 40^\circ \cos 15^\circ \sin 15^\circ \right)^2}$$

$= 2,8796$  Fuss, also die wahre Stärke am Fusse, rechtwinkelig auf den Rücken,  $= 2,8796 \cos 15^\circ = 2,7815$  Fuss. Wollte man auch hier, bei rechtwinkelig gegen den Rücken abgeschnittenem Fusse, den unter die Grabensohle fallenden Theil dieses Fusses mit berücksichtigen, so stellt sich die Formel wieder als eine Gleichung des dritten Grades dar:

$$x^3 + \frac{\left[ x^2 + x \left( h \operatorname{tg} \beta - \frac{\delta}{\varepsilon} \sin T \cos \beta \sin \beta \right) \right] 3h}{\sin \beta (2 - \sin^2 \beta)} \\ = \frac{h^3}{\sin \beta (2 - \sin^2 \beta)} \cdot \left( \frac{\delta}{\varepsilon} \sin T - \operatorname{tg}^2 \beta + m \right).$$

Oefter als ein wirkliches Umwerfen findet in der Wirklichkeit ein Ausbauchen der Mauern statt; sofern dasselbe nicht durch schlechtes Zusammenarbeiten der Steine oder gelassene grosse Zwischenräume veranlasst wird, so ist, abgesehen von der Cohäsion der Mauer, der Widerstand nur auf die Reibung der Steine unter einander zu begründen.

Nennt man hier ebenfalls die untere Stärke der Mauer in horizontaler Richtung  $ab$  (s. Holzschnitt S. 916)  $= x$ , so wird

$$x = \frac{h \left( 9 \cdot \frac{\delta}{\varepsilon} \sin T \cos \beta + (m - \operatorname{tg} \beta) (9 \sin \beta + 4 \mu \cos \beta) \right)}{6 (3 \sin \beta + 2 \mu \cos \beta)},$$

wo die Bedeutung der Zeichen wie oben ist,  $\mu$  aber den Reibungscoefficienten der Steine unter sich bedeutet.

Nimmt man diesen für rauhe, aber gut verlegte Steine  $= 1$ , die übrigen Bedeutungen aber wie im vorigen Beispiele, so wird:

$$x = \frac{8 \left( 9 \cdot \frac{90}{115} \sin 40^\circ \cos 15^\circ + (0,36 - \operatorname{tg} 15^\circ) (9 \sin 15^\circ + 4 \cos 15^\circ) \right)}{6 (3 \sin 15^\circ + 2 \cos 15^\circ)}$$

$= 2,73795$  Fuss oder die wahre Stärke rechtwinkelig auf den Rücken  $= 2,73795 \cos 15^\circ = 2,64466$  Fuss.

Ferner darf aber nicht unbeachtet bleiben, dass Thon und Lehm vor andern Erdarten geneigt und geeignet sind, viel Wasser aufzunehmen, und dadurch nicht nur sehr schwer zu werden, sondern auch sehr stark aufzuquellen, in Folge dessen aber einen sehr starken Druck auszuüben, welcher zu dem nach dem trocknen Zustande berechneten noch hinzukommt. Dieser Druck durch das Aufquellen ist jedoch noch nicht durch Erfahrungen fest gestellt. Gegentheils ist zu berücksichtigen, dass die meisten Erdarten, selbst Sand, nach hinreichend längerer Berührung mit einander und bei starkem Drucke (höher aufgeschüttet oder noch mehr fest gerammelt) einen ziemlich grossen Zusammenhang erlangen, daher gewöhnliche Erde in diesem Zustande wohl bis auf 1, ja 2 Meter, Lehm



selbst auf 3 — 4 Meter Höhe senkrecht abgegraben werden kann. Auch über diese Höhe sind noch nicht hinreichende Erfahrungen vorhanden.

Auf diese Höhe, wie überhaupt auf die Adhäsion, auf welcher jene beruht, sowie auf den Abrollungswinkel der Erdarten äussert der Feuchtigkeitszustand derselben grossen Einfluss, indem derselbe bis zu einem gewissen Grade wachsend in gleichem Verhältnisse die Adhäsion und somit den möglichen Böschungswinkel vergrössert, darüber hinaus aber denselben wieder vermindert.

Bleibt die Bodenmasse, im natürlichen Zustande abgegraben, dem Einflusse der Witterung ausgesetzt, so lösen sich Theile davon ab und die Masse nimmt nach und nach den natürlichen Böschungswinkel an; ist aber die Wand mit Mauer bekleidet, so findet diese Veränderung nicht oder nur etwa in Folge des Eindringens von Feuchtigkeit statt, daher die Böschung steiler, die Bekleidung schwächer sein kann, als wenn die Cohäsion schon vorher gestört wäre; auch in diesem Verhältnisse liegt sonach, da dasselbe in der Rechnung nicht beachtet wird, eine weitere Sicherheit.

Von dem letztern abgesehen gibt WOLTMANN den Abrollungswinkel  $90^\circ - T$ :

	für trocknen Sand . . . . .	= 32 Grad,
	„ eingefeuchteten Sand . . . . .	= 24 „
	„ trockene gepulverte Gartenerde . . . . .	= 37 „
	„ angefeuchtete Gartenerde . . . . .	= 27 „
	„ trocknen Lehm in Pulverform . . . . .	= 40 „
	„ trocknen Thon in Pulverform . . . . .	= 45 „
	„ Kiesel und kleine Strassensteine . . . . .	= 36 „
GUDROY:	„ sehr feinen Sand . . . . .	= 21 „
RONDELET:	„ ganz trocknen feinen Sand . . . . .	= $34\frac{1}{2}$ „
	„ trockene gepulverte Erde . . . . .	= 46 „
	„ wenig befeuchtete . . . . .	= 53 „

Nach BARLOW ist die Böschung für den dichtesten Boden  $55^\circ$ , nach PASLEY für unzusammenhängende ganz trockene Erde  $39^\circ$ . Anstehendem, somit auch gerammeltem Lehm und Thon wird daher mindestens  $60^\circ$  Böschung gegeben werden können. Schon hiernach wäre der Reibungscoefficient  $\mu$  zu setzen:

nach GUDROY	für sehr feinen Sand . . . . .	= 0,6
„ RONDELET	„ „ „ „ . . . . .	= 0,69
	„ gewöhnliche trockene pulverförmige Gartenerde . . . . .	= 0,94
	„ wenig befeuchtete Gartenerde . . . . .	= 1,38.

BARLOW aber gibt für den leichtesten und feinsten Sand  $\mu = 0,8$  an, für den dichtesten Boden  $= 1,4$ , ebenso PASLEY für unzusammenhängende ganz trockene Erde  $\mu = 0,8$ . Der Reibungscoefficient von gut abgeriebenem Liaskalkstein auf einander ist nach RONDELET  $= 0,58$ , für sehr harte Kalksteine mit gespitzter Oberfläche  $= 0,78$ , nach PERRONNET überhaupt bei Wölbsteinen  $= 0,82$ .

Das spezifische Gewicht NÄVIER an:

	von Pflanzenerde . . . . .	1,4
	„ lehmiger Erde . . . . .	1,6
	„ Thon . . . . .	1,9
	„ sandigem Boden . . . . .	1,7
	„ Sand . . . . .	1,9

von Mauer aus Kalksteinen u. dergl.	1,7 — 1,3
„ „ „ Granit . . . . .	2,3
„ „ „ Basalt . . . . .	2,5

Ziegelmauer möchte wohl zu 1,5 — 1,7 zu setzen sein, woraus sich durch Multiplication dieser Coefficienten mit dem absoluten Gewichte einer Cubikeinheit Wasser (1 Cubikmeter = 1000 Kil.) das absolute Gewicht jener Stoffe findet.

Schliesslich mögen noch Notizen über einige ausgeführte Wasserleitungen hier Platz finden.

Nächst den Schiffahrtscanälen, welche hier nicht in Betracht gezogen werden können, sind es besonders Leitungen für städtische Wasserversorgungen, welche oft eine sehr grosse Ausdehnung erlangen.

Die neun Wasserleitungen, welche zur Zeit des FRONTINUS im Jahr 98 n. Chr. Rom mit Wasser versorgten, hatten zusammen 410000 Meter Länge, davon  $\frac{3}{4}$  unterirdisch,  $\frac{1}{8}$  auf Bogen bis zu 32 Meter Höhe über der Erdoberfläche (s. GENIEYS a. a. O. *introduc. etc. p. II.*)

Der im Jahre 360 n. Chr. vom Kaiser JULIAN erbaute und noch jetzt zur Wasserversorgung von Paris theilweise mit benutzte Canal von Arcueil hat 13643<sup>m</sup> Länge (s. HAGEN's Wasserbaukunst Thl. I. S. 232).

Die Wasserleitung von Montpellier, erbaut im Jahre 1752, hat 13904<sup>m</sup> Länge (s. GENIEYS a. a. O. S. 35).

Die im Jahre 1613 wenigstens in ihrer ursprünglichen Einrichtung vollendete Wasserleitung zur Versorgung der Stadt London hat 62381<sup>m</sup> Länge (s. HAGEN a. a. O. S. 237).

Die neueste grössere Anlage dieser Art, die Wasserleitung der Stadt Newyork in Nordamerica, der sogenannte Croton-Aquäduct, hat 65177<sup>m</sup> Länge vom Fassungs- bis zum Theilungspunkte in der Stadt Newyork; sie enthält 16 Tunnel von 2135<sup>m</sup> Gesamtlänge, viele Brücken, über deren zwei höchste, um noch etwas an Höhe zu ersparen, das Wasser in Röhren ab- und wieder aufsteigend geführt ist; die letzten 3218<sup>m</sup> Länge bestehen ebenfalls ganz aus Röhrenleitung. Der höchste Erddamm ist 19,814<sup>m</sup> hoch geschüttet. (S. FÖRSTER's allgemeine Bauzeitung Jahrg. 1841. S. 217.)

Aber auch zur Herbeiführung von Aufschlägen zum Betriebe von Maschinen sind ebenfalls hie und da sehr grossartige Anlagen ausgeführt worden, wenn auch weit minder zahlreich; so insbesondere bei dem Bergbaue.

Die Wasserleitung zu Clausthal auf dem Oberharze, erbaut, um den Gruben des Burgstädter Zuges Aufschlagwasser zuzuführen, hat 13943<sup>m</sup> Gesamtlänge mit Einschluss des sogenannten Sperberheyer Dammes, der bis zu 14,8<sup>m</sup> Höhe aufgeschüttet ist, und eines kurzen Stückes Rösche. — Für das Andreasberger Bergwerksrevier am Oberharze ist der Aufschlag aus dem Oderteiche durch einen 8484<sup>m</sup> langen Graben geführt.

Bei dem sächsischen Bergbaue ist es besonders das Freiburger Revier, welches sich durch grossartige Wasserleitungs- wie Ansammlungsanlagen auszeichnet; die ausgedehntesten derselben sind die, welche die sogenannte obere Wasserversorgung bilden und noch immer aufwärts fortgesetzt und weiter ausgedehnt werden.

Die Länge des gegenwärtig in Gebrauch befindlichen Theiles von dem Dittmannsdorfer Teiche, als dem dermaligen Anfangspunkte, an (in gerader Linie circa 6 Stunden oberhalb Freiberg) bis zu dem Eintrittspunkte in das Revier, d. h. bis dahin, wo die Vertheilung auf die Maschinen



beginnt ( $1\frac{3}{8}$  Stunde oberhalb Freiberg), beträgt 33416<sup>m</sup>, wovon 5854<sup>m</sup> Rösche sind. Ausser dem genannten Teiche liegen unmittelbar in ihrem Striche und von ihr durchschnitten, aber nicht in jener Länge mit inbegriffen, noch drei andere. Von verhältnissmässig minderer, aber immer noch sehr bedeutender Ausdehnung ist die demselben Revier zugehörige sogenannte untere Wasserversorgung, die ziemlich in gleicher Richtung herbei-, aber in etwas tieferem Niveau in das Revier einkommt.

Sie hat von dem Fassungsunkte im Dorfe Zethau an bis zu dem ersten Punkte in dem Revier, an welchem sie auf Maschinen benutzt wird, 22234<sup>m</sup> Gesammtlänge mit Einschluss von 3824<sup>m</sup> Rösche. Sie durchkreuzt den untern Grosshartmannsdorfer Teich, als den grössten Teich der Freiburger Reviere, von 1417960 Cub. Met. Fassungsraum. —

Literatur. Ausser den schon erwähnten Artikeln: AUFSCHLAG-WASSER, Masch.-Encyclop. Bd. I. S. 338 ff. AUFLUSS Bd. I., und zwar von S. 410 an, BEWEGUNG DES WASSERS, Bd. II, S. 87 ff. kann folgendes berücksichtigt werden:

Für die Bewegung der Stärke der Futtermauern und Dämme.

C. M. DE KÖSZEGH, Versuche über den Seitendruck der Erde. Wien 1828.

NAVIER, *résumé des leçons sur l'application de la mécanique I part.* Paris 1832. p. 128.

H. MOSELEY, *the mechanical principles of engineering and architecture.* London 1843.

Allgemeine Bestimmung der Grösse und Gestalt des Dammes bei Bergwerksteichen; in LEMPE's Magazin der Bergbaukunde Bd. I. S. 76.

Die Construction der Canäle ist, in den verschiedenen Werken über Wasserbaukunst u. s. f. fast durchgängig nur von dem Gesichtspunkte der Schifffahrt aus behandelt worden, daher solchen nur ein und das andere zu entlehnen ist; unter diese gehören:

GAUTHEY, *mémoires sur les canaux.*

A. C. GUDME, Handbuch der Wasserbaukunst. Berlin. Bd. II. Abth. 2. (1829) S. 1 ff., worin wieder auf die Mehrzahl darüber vorgekommener Schriften Bezug genommen ist.

Ferner in dem mehrerwähnten *résumé des leçons d'un cours de constructions p. M. J. SGANZIN*, 4<sup>e</sup> edit. p. M. REIBELL. t. II. Paris 1840. p. 82 etc. 159 etc., im Texte zwar sehr kurz und auszugsweise, jedoch sehr reich an Zeichnungen.

Hinsichtlich der Canäle und Wasserleitungen zur Versorgung von Ortschaften kann besonders verwiesen werden auf:

G. HAGEN, Handbuch der Wasserbaukunst. Thl. I. Königsberg 1841. S. 228 ff., welcher ebenfalls viele andere darauf Bezug habende Schriften citirt, und das ebenfalls schon angeführte GENIEYS *essai sur les moyens de conduire, d'élever et de distribuer les eaux.* Paris 1829.

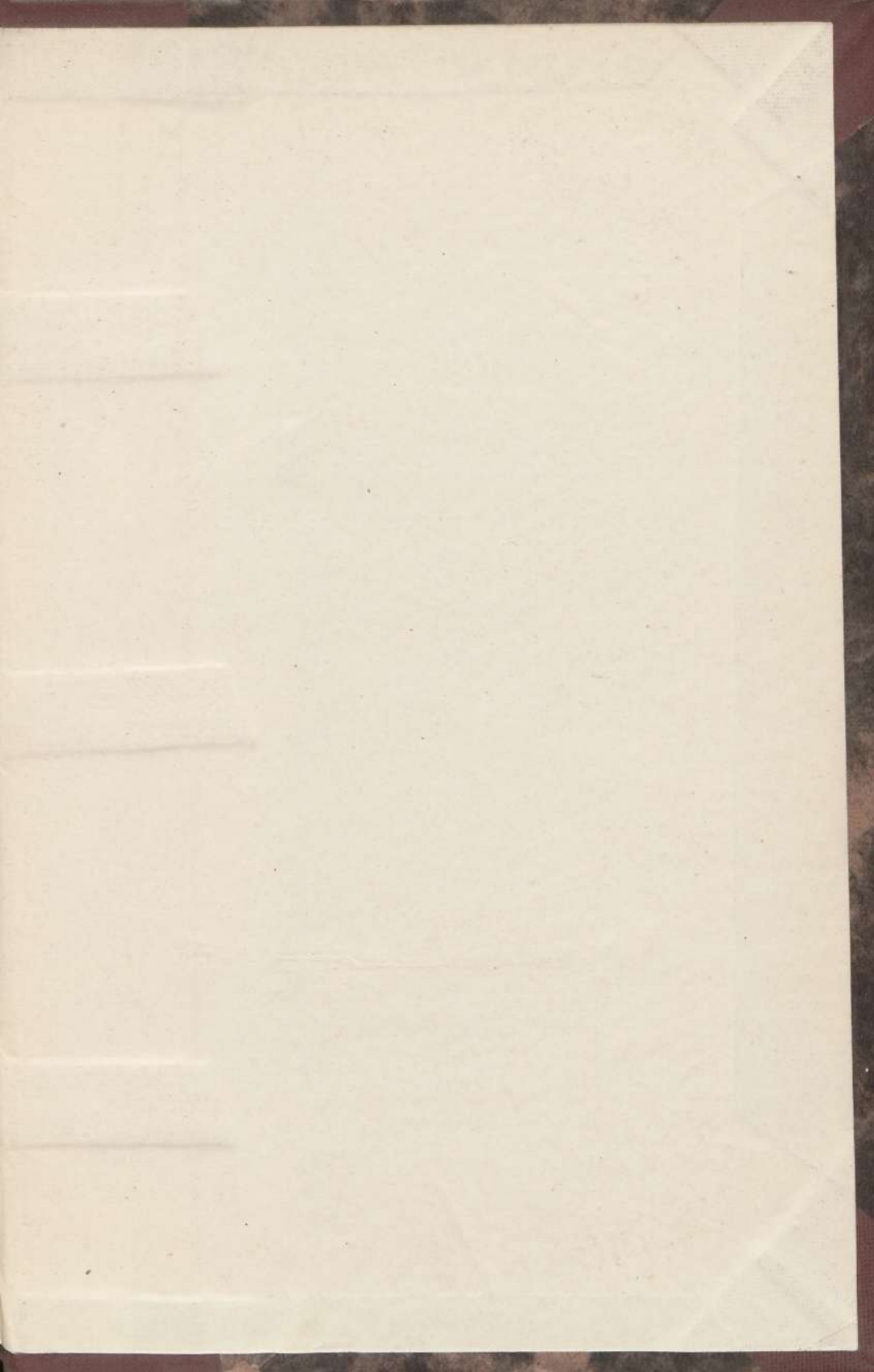
M. F. Gätzschnann.















BIBLIOTEKA GŁÓWNA

346771L | 1