

Wymiarowanie i tolerowanie rysunków części maszynowych

Prof. dr inż. W. Moszyński, SIMP

Wymiarowanie ongiś a dziś. — Dwie podstawowe koncepcje wymiarowania tolerancyjnego, zamykające się w zasadzie tolerowania elementów wymiarowych i zasadzie tolerowania brył. — Wyższość tej ostatniej zasady oraz jej konieczne uzupełnienia: tolerancja kształtu i tolerancja położenia. — Podstawowe zasady wymiarowania i tolerowania.

MOŻNA byłoby trafnie powiedzieć, iż rysunek techniczny w dziedzinie kultury technicznej jest tym samym, czym język narodu w jego kulturze duchowej. Rysunek techniczny jest jak gdyby językiem technicznym, posiadającym tę wyższość nad mową, iż jest ogólnie zrozumiały. Podobieństwo jest tym większe, iż rysunek podlega również rozwojowi, jak i język żywy, że, wraz z tworzeniem się nowych pojęć, musi poszukiwać nowych form dla ich oddania; posiada wyraźnie ujęte prawidła gramatyczne i określony styl, przy czym i jedno i drugie jest żywe, ulegające nieustannym zmianom.

Gdybyśmy rzucili okiem wstecz na drogę rozwoju rysunku technicznego, stwierdzilibyśmy parę wyraźnie zarysowanych okresów, które nie tylko wymienimy, lecz i pokrótce omówimy.

Poprzednikiem rysunku technicznego był przestrzenny model poglądowy, którego celem było nie tyle odtworzenie pierwotnej maszyny, ile jednocześnie umożliwienie sprawdzenia prawidłowości jej działania. Pierwszy rysunek był również rysunkiem poglądowym; miał on ułatwić zrozumienie budowy i działania przedstawionej na nim maszyny. Wysoko rozwinięta znajomość geometrii ułatwiła znakomicie przyjęcie prawidłowych zasad rzutowania i ściśle określonej skali rysunkowej, zapoczątkowując drugi okres rozwojowy — okres złożeniowego rysunku konstrukcyjnego; umożliwił on rozwiązywanie zagadnienia przestrzennego rzutowo w płaszczyźnie rysunku. Zaopatrzenie go w liczbowo podane wymiary stworzyło rysunek wymiarowy. Dalszy rozwój techniki rysunkowej poszedł w kierunku utrzymania rysunku złożeniowego, jako wyjściowego rysunku konstrukcyjnego, przydatnego również w ostatnim zabiegu składania całości maszyny, przede wszystkim jednak przeznaczonego do wykonania według niego odrębnych rysunków w wszystkich składowych jej części. Wymiarowanie, przeniesione z rysunku złożeniowego na rysunki części, znakomicie zyskało na przejrzystości.

Późniejszy rozwój rysunku technicznego szedł równolegle w dwóch kierunkach: porządkowym i zasadniczym. Pierwszy, obejmujący sprawę wyod-

rębienia rysunków części, normalizacji ich formatów oraz dalszego zróżniczkowania rysunków wykonawczych, obejmujących nieliczne tylko wymiary, odnoszące się do poszczególnych zabiegów lub nawet czynności obróbkowych, pominiemy w dalszych naszych rozważaniach, zajmując się wyłącznie kierunkiem zasadniczym, a nawet jedynie najważniejszym jego zagadnieniem — wymiarowania.

Na pierwszych rysunkach wymiarowych podawano wyłącznie wymiary zasadnicze, inaczej — nominalne, które ustalał konstruktor w drodze obliczeń, uwzględniających siły rozwijane i przenoszone przez poszczególne części maszyny, jej stateczność i t. d. Wymiary rzeczywiste tych części mogły nieznacznie odbiegać od podanych na rysunkach; nie pociągało to jednak za sobą ujemnych następstw, gdyż poszczególne części maszyny były wykonywane we właściwej kolejności przez wykwalifikowanych rzemieślników i wzajemnie do siebie dopasowywane, przez co prawidłowe ich współdziałanie mogło być zapewnione.

Dalszy rozwój techniki wymiarowania najściślej wiąże się z rozwojem wytwarzania szeregowego. Pierwszy krok uczyniło ono samodzielnie, nie pociągając za sobą większych zmian w technice rysunkowej. Rozwiązanie znaleziono w uprzednim wykonywaniu pierwszej maszyny modelowej i dopasowywaniu do poszczególnych jej części wszystkich części pozostałych maszyn, wchodzących do szeregu. Przy wytwarzaniu wielkimi szeregami postępowano inaczej: według części pierwszego wykonanego modelu robiono dopasowane do nich t. zw. kalibry, dziś nazywane sprawdzianami jednogranicznymi; części, wytwarzane szeregowo, dopasowywano w następstwie do owych kalibrów, ograniczając, lub nawet usuwając całkowicie potrzebę wzajemnego dopasowywania części przy ostatecznym składaniu wyrobów. Kalibrów tych wymiarowo nie określano w sposób ścisły na rysunkach, których często nawet nie sporządzano. To też przy wytwarzaniu bardzo wielkimi szeregami nie ograniczono się do wykonania jednego zespołu kalibrów, lecz wykonywano trwałe w z o r c e, do których można było dopasować zespół pierwszych kalibrów, jak i wszystkie później wykonane, czy to po zużyciu się pierw-

szych, czy też dla równoległego wytwarzania tych samych przedmiotów w większej ilości wytwórni. W owych czasach technika wytwarzania w drodze wzajemnego dopasowywania, która uzyskała odrębną nazwę wzorcarstwa, stała na znacznie wyższym poziomie niż technika pomiarowa; niemożliwość ścisłego określenia wymiarów sprawdzianu czyniła zbędnym dokładne ujęcie ich rysunkowe.

Olbrzymim krokiem naprzód było przejście od wymiarowania jednogranicznego, związanego z dopasowywaniem wytwarzanych części do kalibrów, do wymiarowania dwugranicznego i sprawdzania wymiarowego przedmiotów przy pomocy sprawdzianów różnicowych.

Zapoczątkowuje to drugi rozdział techniki wymiarowania rysunków — sprawę ich tolerowania. Początkowo było to tolerowanie swobodne, przy którym liczbowe wartości tolerancji wymiarowych obierane były przez konstruktorów w sposób swobodny na podstawie wyczucia i doświadczenia; w następstwie zagadnienie określania wymiarów różnicowych uległo znormalizowaniu w odniesieniu do tak ważnych elementów konstrukcyjnych, jakimi są otwory i wałki, — znormalizowaniu najpierw w ramach poszczególnych przodujących wytwórni, następnie w skali państwowej, wreszcie w skali międzynarodowej¹⁾. Jednakowoż rozwiązanie zagadnienia pasowań i tolerancji otworów i wałków nie wyczerpuje sprawy wymiarowania i tolerowania rysunków części maszynowych. W tym kierunku, poza nielicznymi wyjątkami, jak np. w zakresie tolerowania gwintów, dotychczas zrobiono jeszcze bardzo niewiele. Stan rzeczy jest taki mniej więcej, jaki był z pasowaniami otworów i wałków, zanim przystąpiono do ich normalizacji w skali państwowej; każda niemal z przodujących wytwórni ma opracowane i stosuje w swej praktyce określone sposoby wymiarowania i tolerowania; różnią się one wydatnie jedne od drugich, a żaden z nich nie wyczerpuje tego niezwykle ważnego zagadnienia. Wszystko zaś przemawia za tym, iż sprawa dojrzała całkowicie do znormalizowania jej nie tylko w skali państwowej, ale i międzynarodowej.

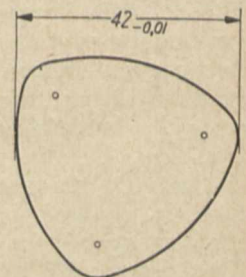
Celem niniejszego artykułu jest narzucenie ogólnych wiązań całokształtu zasad, które mogłyby złożyć się na jednolicie ujętą teorię wymiarowania i tolerowania.

I. Zwróćmy najpierw uwagę na to, iż najczęściej sposoby wymiarowania i tolerowania, stosowane przez poszczególne przodujące wytwórnie, prowadzą się do tolerowania wszystkich, lub ważniejszych spośród podanych na rysunku wymiarów. W pierwszym wypadku wychodzi się z założenia, iż żaden wymiar nie może być utrzymany z jakąś bezwzględną ścisłością, że jego wartość rzeczywista może zawsze ulec pewnym odchyleniom względem wartości założonych. Jest to oczywiście zupełnie słuszne, zobaczymy jednak, iż na wymiary rysunkowe możemy patrzeć inaczej, niż by to wynikało z powyższego założenia. Jak dalece jest ono płytkim i nie wystarczającym, widać

¹⁾ Zupelnej powszechności normalizacji międzynarodowej na przeszkodzie stanęła odmienna jednostka długości — cal angielski, stosowana w Anglii i jej dominacjach oraz w Stanach Zjednoczonych A. P.

już z tego choćby, że, tolerując wszystkie wymiary, uwidocznione na rysunku, nie toleruje się całego szeregu innych wymiarów, na rysunku nie podanych dla ich oczywistości; dotyczy to przede wszystkim prostopadłości i równoległości płaszczyzn, powierzchni i linii, — symetrii, oraz równego podziału długości lub kątów na określoną ilość części równych. A przecież wszystko to podlega tym samym błędom wykonania, co i inne wymiary, na rysunku uwidocznione. W drugim z wymienionych wyżej wypadków pozostawiamy na rysunku mniejszą lub większą ilość mniej ważnych wymiarów niestolerowanych; w tych wypadkach liczymy się oczywiście z tym, że rzeczywiste wymiary przedmiotu, odpowiadające owym wymiarom niestolerowanym, ulegać mogą pewnym, bardziej lub mniej dokładnie określonym odchyleniom wymiarowym; na ogół odchylenia te mogą być większe niż innych wymiarów, na rysunku liczbowo stolerowanych. Zwykle korzystamy ze szczegółowo opracowanych tablic, określających wartości dopuszczalnych odchyżeń wymiarów nietolerowanych; nie ma więc właściwie żadnej zasadniczej różnicy między dwoma wyżej wymienionymi wypadkami; możemy zatem traktować je łącznie.

Gdybyśmy chcieli te sposoby wymiarowania ująć jako zasadę wymiarowania, musielibyśmy nazwać ją zasadą tolerowania elementów wymiarowych. Znaczenie tej nazwy zrozumiemy najlepiej, gdy przeciwstawimy jej nazwę drugiej, innej zasady wymiarowania, którą nazwiemy zasadą tolerowania brył. W myśl pierwszej zasady tolerowaliśmy, jak to wyjaśniliśmy już wyżej, poszczególne wymiary niezależnie od siebie, traktując je też istotnie, jako wymiary wzajemnie od siebie niezależne. Nie wchodząc w danej chwili w to, jak ten sposób wymiarowania odbije się na przebiegu obróbki przedmiotu, pragniemy stwierdzić na tym miejscu, że ściśle rozumiane tolerowanie samych tylko elementów wymiarowych uniemożliwiłoby w ogóle określenie bryły przedmiotu. Zdajemy zaś sobie z łatwością sprawę z tego, jak ważną jest rzeczą, by właśnie owa bryła przedmiotu mogła zostać określona wymiarowo w sposób pewny i ścisły, i to zarówno ze względu na obróbkę przedmiotu, jak i na jego działanie. W jaskrawy sposób przekonać się możemy o niedostateczności tolerowania elementów wymiarowych bez oparcia się o pojęcie bryły na przykładzie walca, którego przekrój widzimy na rys. 1; mimo potwornego



Rys. 1.
Przekrój zniekształconego walca okrągłego, zachowującego niezmienny wymiar poprzeczny; bryłę tę można nazwać *równomiarem* (niem. Gleichdick).

zniekształcenia, może on mieć wymiary średnicy, utrzymane w bardzo wąskich granicach; jak widzimy, bez pojęcia ściśle geometrycznie określonej bryły nie moglibyśmy praktycznie odróżnić tego przedmiotu od prawidłowego kołowego walca o

tym samym wymiarze. Podobnie chwiejnym byłoby pojęcie płaszczyzny, zawsze podległej błędowi kształtu, które wymykałyby się zwymiarowaniu wyłącznie przy pomocy stolerowania elementów wymiarowych; tak samo rzecz miałaby się ze wszystkimi bryłami o dowolnym kształcie geometrycznym. Musimy więc dojść do wniosku, iż rzeczywiste bryły rozważać możemy jedynie porównując je z prawidłowymi bryłami geometrycznymi o ściśle określonych kształtach. W tych warunkach najważniejszą jest zasada tolerowania brył, bezpośrednio wyznaczająca obie bryły graniczne przedmiotu, bryłę *maximum materiału* i bryłę *minimum materiału*, mieszczące się jedna w drugiej z większą lub mniejszą swobodą i tworzące między swymi powierzchniami przestrzeń tolerancyjną. Początkowo próbowano przedstawiać obie bryły graniczne przedmiotu na dwóch odrębnych rysunkach; ponieważ było to bardzo kłopotliwe, uciekano się do tego sposobu wymiarowania jedynie w wypadkach szczególnie ważnych. Możemy jednak uprościć sprawę, przyjmując zasadę tolerowania w głąb materiału, t. zn. podając na rysunku wymiary *maximum materiału*, jako liczby wymiarowe. Dzięki temu bryły *max mat* wyznaczamy odrzucając wszystkie odchyłki wymiarowe, uwidocznione na rysunku; bryłę *min mat* uzyskujemy przyjmując wymiary *min mat* przedmiotu, otrzymane z liczb wymiarowych po uwzględnieniu podanych przy nich odchyłek wymiarowych.

Dalszym uproszczeniem i uporządkowaniem wymiarowania rysunków jest przyjęcie zasady równoległości powierzchni granicznych. W myśl tej zasady nie należy tolerować tych wymiarów, których uchylenia, nie będąc koniecznymi dla stworzenia niezbędnej przestrzeni tolerancyjnej, spowodowałyby brak równoległości powierzchni granicznych przedmiotu. Dotyczy to przede wszystkim wszelkich wymiarów kątowych oraz wymiarów zbieżności lub pochyleń powierzchni lub ich tworzących; poza tym dotyczy to wymiarów długościowych, określających położenie osi powierzchni obrotowych, środków łuków zarysów oraz płaszczyzn lub osi symetrii względem podstaw wymiarowych. Wymiary te, na rysunku niestolerowane i podane w ich wartości teoretycznej, nazywać będziemy *wymiarami teoretycznymi*²⁾.

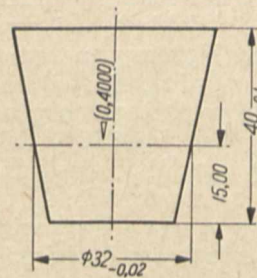
Jest rzeczą oczywistą, że owe wymiary teoretyczne w rzeczywistości podlegają mogą uchyleniom w granicach, na jakie zezwala przestrzeń tolerancyjna. Dla wyraźnego zaznaczenia tej swobody, owe wymiary teoretyczne ujmujemy na rysunku w nawiasy³⁾. Jak zobaczymy, ze sposobu tego korzystać będziemy i w innych jeszcze wypadkach,

²⁾ Przykład takiego wymiaru teoretycznego widzimy na rys. 2, obrazującym stożek, którego zbieżności nie tolerujemy. Dla stwierdzenia, iż jest to wymiar ścisły, powinien on posiadać tyle liczb po przecinku, ile ich posiadałby iloraz tolerancji średnicy przez wysokość stożka; w danym przykładzie mielibyśmy: $0,02:40 = 0,0005$; wymiar teoretyczny zbieżności podać więc należy równy 0,4000.

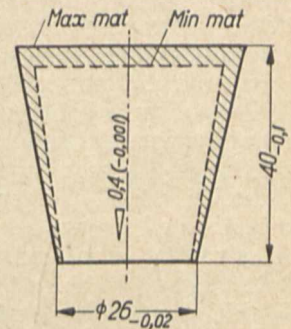
³⁾ Dotyczy to wymiaru zbieżności na rys. 2, nie dotyczy zaś teoretycznego wymiaru 15,00, określającego wysokość pomiarową; wymiar ten posiada tyle liczb po przecinku, ile ich posiada tolerancja średnicy.

gdy rzeczywiste wymiary przedmiotu będą mogły wykroczać poza wymiary graniczne, określone przez stolerowane wymiary rysunkowe; wtedy jednak w nawiasy ujmować będziemy nie liczbę wymiarową, lecz odchyłki wymiarowe⁴⁾. Prawidło to, dla podkreślenia jego ważności, nazwiemy *zasadą nawiasów*.

Do tej pory podaliśmy więc cztery zasady wymiarowania i tolerowania, których należy przestrzegać; dwie pierwsze z nich ująć możemy w jedną: *zasadę tolerowania brył w głąb materiału*; dwie pozostałe, to: *zasadę równoległości powierzchni granicznych*, od której odstępować można jedynie w wypadkach wyjątkowych, oraz *zasada na-*



Rys. 2. Przykład zwymiarowania ściętego stożka zgodnie z zasadą równoległości powierzchni granicznych.



Rys. 3. Przykład zwymiarowania ściętego stożka bez zachowania zasady równoległości powierzchni granicznych.

wiasów. Zasady tolerowania elementów wymiarowych tu nie wymieniliśmy, gdyż, jak to zaznaczyliśmy, nie pozwala ona na ściśle określenie bryły przedmiotu bez oparcia o tolerancję kształtu.

II. W zasadzie przyjmujemy zawsze, iż każdy wymiar stolerowany powinien móc w swej wartości rzeczywistej wykorzystać cały założony dlań obszar tolerancyjny. Przenosząc to na bryły, przyjmujemy, iż jako wymiarowo dobry uznać należy każdy przedmiot, który dałby się pomieścić wewnątrz założonej powierzchni granicznej *max mat* przedmiotu, oraz w którego powierzchni dałaby się myślowo pomieścić założona jego bryła *min mat*. Przez długi czas zadowalaliśmy się tym ogólnikowym i najczęściej niewystarczającym określeniem. Pierwszym krokiem w kierunku usunięcia związanych z tym niedomówień było przyjęcie na rysunkach części maszynowych oznaczeń stanu po-

⁴⁾ Rys. 3 uwidocznia stożek podobny do pokazanego na rys. 2, z tą różnicą, iż zbieżność jest tu stolerowana, w wyniku czego uzyskujemy wachlarzowe pole tolerancyjne. Rzeczywista zbieżność może wykroczać poza podane na rysunku granice, a więc odchyłkę zbieżności musimy ująć w nawiasy, pisząc wymiar zbieżności równy $0,4(-0,001)$; nie ma tu potrzeby pisać dalszych zer w liczbie wymiarowej, ponieważ wymiar jest stolerowany. Zauważmy, iż, gdybyśmy nie ujeli odchyłki zbieżności w nawiasy, wymiar jej $0,4_{-0,001}$ byłby wymiarem niezależnym, nie tworzącym wyraźnie określonej przestrzeni tolerancyjnej; stalibyśmy tu więc na gruncie zasady tolerowania elementów wymiarowych, którą stosujemy wówczas jedynie, gdy zależy nam nie na ścisłym określeniu bryły przedmiotu, a jedynie na utrzymaniu rozważanego jej wymiaru, w danym wypadku — zbieżności stożka w założonych granicach.

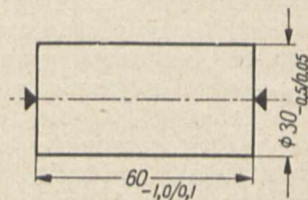
wierzchni. Było to wprawdzie konieczne dla innych zupełnie względów; tym nie mniej rozwiązanie tej sprawy usunęło jednak poważną wątpliwość, tę mianowicie, iż przestrzeni tolerancyjnej nie możemy wykorzystywać na nierówności powierzchni przedmiotu, gdyż wielkość ich określona jest niezależnie przez znak stanu powierzchni⁵⁾. Pójdziemy dalej jeszcze i założymy, że jako powierzchnię mierzoną przedmiotu, określoną przez jego rysunek wymiarowy, nazywać będziemy powierzchnię zewnętrzną styczną do wierzchołków nierówności obróbkowych jego powierzchni. Mówiąc więc o wymiarach lub błędach kształtu przedmiotu, mieć będziemy na myśli wymiary i błędy kształtu jego powierzchni mierzonej.

Otóż zdarza się bardzo często, że stawiamy przedmiotowi mniej ostre wymagania dokładności wymiaru, niż dokładności kształtu. Możemy na przykład wyobrazić sobie wałek o wymiarze $\phi 30_{-0,5}$, mogący więc zmieniać średnicę w rozległych granicach, od którego wymagamy bardzo dużej dokładności kształtu. Zaznaczamy przede wszystkim, iż pod rzeczywistym łącznym błędem kształtu, albo pod rzeczywistą łączną tolerancją kształtu rozumiemy będziemy różnicę wymiarów dwóch geometrycznie prawidłowych powierzchni, z których jedna byłaby opisana na rzeczywistej mierzonej powierzchni, druga zaś byłaby w nią wpisana. Im mniejsza będzie ta różnica, tym mniejszy będzie oczywiście błąd kształtu przedmiotu. Błąd ten lub tolerancję kształtu możemy założyć, wyznaczając tym samym nieprzekraczalną wartość rzeczywistej tolerancji kształtu. Rysunkowo podać możemy tę z założoną tolerancją kształtu, podając ją tuż za odchyłką wymiarową, oddzieloną od niej pochylą kreską; moglibyśmy więc wymiar wałka podać $\phi 30_{-0,5/0,05}$ lub $\phi 30\ h14/9$. Podobnie rzecz miałaby się w wypadku płaszczyzn równoległych, stożków lub innych postaci powierzchni; w każdym wypadku owe geometrycznie prawidłowe powierzchnie, opisana i wpisana, powinny posiadać ściśle utrzymane wymiary, odpowiadające nietolerowanym, teoretycznym wymiarom rysunkowym, np. zbieżność 0,4000 w wypadku stożków z rys. 2.

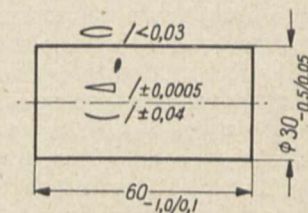
Czy zawsze należy podawać tolerancję kształtu, ilekroć nie chcemy zezwolić, by błąd kształtu miał wykorzystywać pełnię tolerancji wymiarowej? Do tej pory tego nie czyniliśmy, rozumiejąc, że błędy kształtu utrzymujemy w granicach „naturalnej” dokładności obróbki. Kiedyś nie tolerowaliśmy również wymiarów, utrzymując je w granicach „naturalnej” dokładności obróbki; z czasem uznaliśmy to za niewystarczające i przeszliśmy do liczbowo lub inaczej określanych i na rysunkach podawanych odchyłek wymiarowych; niezawodnie ta sama kolej czeka również i błędy kształtu, zwłaszcza, iż uzyskaliśmy tak wygodny i prosty sposób podawania ich na rysunkach wymiarowych przedmiotu. Zaznaczmy jednak odrazu, iż sprawdzenie błędu kształtu jest znacznie trudniejsze niż sprawdzenie

wymiaru, że istnieje nawet wiele różnych możliwości rozumienia błędu kształtu. Wracając do wyżej przytoczonego przykładu walca, możemy jeszcze, poza podanym tam określeniem tolerancji kształtu, przyjąć inne: moglibyśmy narzucić współśrodkowość owych dwóch geometrycznie prawidłowych walców, albo nawet współosiowość ich z powierzchnią nakiełków, w jakie przedmiot jest zaopatrzony⁶⁾, przez co wymagania dokładno-

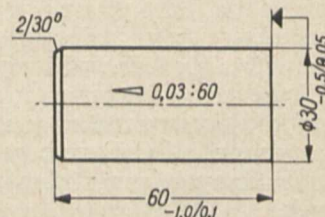
Rys. 4.
Przykład zwymiarowania walca, uwzględniający tolerancję kształtu, odniesioną do osi nakiełków.



Rys. 5.
Przykład zwymiarowania walca, uwzględniający cząstkowe tolerancje kształtu.



Rys. 6.
Przykład zwymiarowania walca z podaniem niezależnego dopuszczalnego błędu zbieżności.



ści kształtu zostałyby znaczenie zaostrezone; moglibyśmy, przeciwnie, złagodzić te wymagania, przyjmując jako błąd kształtu różnicę największej i najmniejszej średnicy walca, zmierzonej w dowolnym jego punkcie przy pomocy mikromierza lub podobnego narzędzia mierniczego; w ostatnim wypadku nie moglibyśmy oczywiście uchwycić skrzywienia wałka, a nawet szczególnej postaci owalizacji, jaką przedstawia rys. 1. Dla uniknięcia niejasności przyjmujemy, iż, w braku bliższych wyjaśnień, błąd kształtu rozumiemy tak, jak to podaliśmy na początku naszych rozważań, mimo iż praktycznie określać go będziemy najczęściej w sposób omówiony na końcu.

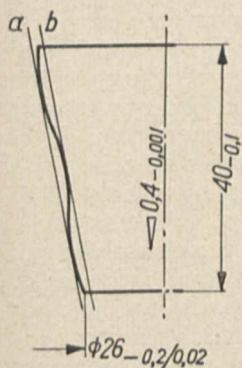
Zatrzymując się nadal na przykładzie walca, zauważmy, iż zamiast podawać łączną z założoną tolerancję kształtu, podać możemy niektóre cząstkowe błędy kształtu lub cząstkowe założone tolerancje kształtu; takie ujęcie rzeczy może być w pewnych wypadkach korzystne, gdyż sprawdzanie cząstkowych błędów kształtu jest łatwiejsze, niż błędów łącznych. Owe cząstkowe błędy kształtu w wypadku walca przejawiałyby się w tym, że walec mógłby wykazywać pewną zbieżność, pewną krzywoliniowość osi i tworzących oraz pewną owalizację; pierwsze trzy błędy występowałyby w osiowych przekrojach walca, ostatni błąd wystąpiłby w jego przekroju poprzeczym. Dla każdego z tych

⁵⁾ Pomijamy tu, iż stany powierzchni nie są tu dotychczas jeszcze znormalizowane ani jakościowo, ani ilościowo; prace w tym kierunku są w toku; na razie posilkuje się ogólnikowymi określeniami.

⁶⁾ W ostatnim wypadku podalibyśmy na rys. 4 w miejscu nakiełków dwa małe zaczerńnione trójkąty; tolerancję kształtu 0,1 przy odchyłce wymiaru długości należy w wypadku tym również odnieść do płaszczyzn dokładnie prostopadłych do osi nakiełków.

błędów możemy założyć pewne wartości graniczne, nieprzekraczalne, podając je na rysunku tuż za ustalonymi znakami umownymi ⁷⁾. Ze znakami tymi związane są określenia, jak należy dany błąd rozumieć; określeń tych, dla braku miejsca, nie podajemy.

Możemy również zadowolić się wyodrębnieniem nie wszystkich, lecz tylko niektórych błędów kształtu, rozumiejąc, iż pozostałe błędy mieszczą się w pełnej tolerancji wymiaru, albo podając je skupione w resztkowej tolerancji kształtu, umieszczonej tuż za odchyłką wymiarową i oddzielonej od niej pochyłą kreską ⁸⁾. Kreska ta jest umówionym znakiem rozpoznawczym tolerancji kształtu, a więc błędów, które muszą się mieścić w przestrzeni tolerancyjnej przedmiotu i nie mogą jej rozszerzać; podajemy więc tę kreskę tam również, gdzie niema odchyłki wymiarowej, a nawet i liczby wymiarowej ⁹⁾.



Rys. 7.
Przykład zwymiarowania stożka z podaniem niezależnego dopuszczalnego błędu zbieżności.

To samo można byłoby powiedzieć o tolerancji kształtu powierzchni innych postaci, jak współosiowych powierzchni walcowych i płaszczyzn rów-

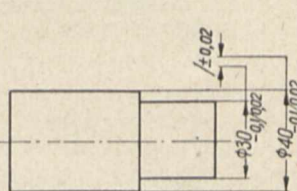
⁷⁾ Znaki te widzimy pokazane na rys. 5; podane są tam: znany znak zbieżności, w postaci wydłużonego trójkąta (znak Δ), znak krzywizny osi, w postaci bardzo rozplaszczony litery U (znak U), oraz zamiast znaku krzywizny tworzącej, znak zgrubienia walca w postaci dwóch łuków, tworzących jak gdyby bardzo spłaszczoną literę C (znak C; zgrubienie ujemne nazwać możemy ścienieniem i oznaczać przez ∞ , ujemne C).

⁸⁾ Moglibyśmy np. podać na rysunku tylko błąd zbieżności; rozumielibyśmy wówczas, że tolerancja kształtu 0,05 mm, podana na rys. 5, obejmuje nie tylko błąd owalizacji, ale również błąd prostoliniowości osi i zgrubienie walca. Zaznaczamy, iż zbieżność dopuszczalną podać moglibyśmy w tysiącznych jednostki lub w postaci ilorazu, pisząc $\pm 0,5'$ lub $\pm 0,03:60$ zamiast $\pm 0,0005$; dla oznaczenia tysiącznej przyjęliśmy grecką literę ν , umieszczaną za liczbą nieco w górze, podobnie jak oznaczenia stopni, minut i sekund.

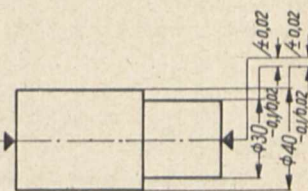
⁹⁾ Pominieć pochyłej kreski sprawiłoby, iż dany błąd dopuszczalny rozumieliśmy jako błąd niezależny od przestrzeni tolerancyjnej przedmiotu. Przykład tego mamy na rys. 6. Musimy jednak w wypadku tym wyraźnie określić przekrój, którego średnicę wymiarujemy, i w tym celu albo linie odniesienia linii wymiarowej prowadzimy ukośnie względem osi, albo też położenie przekroju oznaczamy przy pomocy ostrza zaczerpionego trójkąta, o ile możliwe związane go ze strzałką wymiarową, jak to widzimy na rysunku.

Rys. 7 wskazuje inny przykład podania błędu zbieżności, tym razem stożka; błąd ten rozumiemy jest jako niezależny. Sprawdzamy go, określając wspólną zbieżność dwóch teoretycznych stożków, stycznych do rzeczywistej mierzonej powierzchni przedmiotu z zewnątrz i od wnętrza (p. linie a i b na rys. 7); zbieżność ta powinna być zawarta w granicach 0,4 i 0,399, a różnica średnic jednego i tego samego przekroju obydwóch stożków nie powinna przekraczać założonej tolerancji kształtu, równej 0,02 mm.

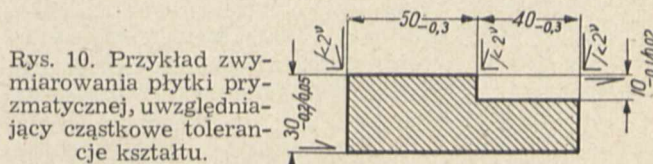
noległych lub prostopadłych, oraz prostopadłości lub równoległości osi otworów, wprowadzając nowe, przystosowane do rozważanych błędów, znaki umowne ¹⁰⁾.



Rys. 8. Przykład podania na rysunku dopuszczalnego błędu współosiowości, rozumianego jako tolerancja kształtu.



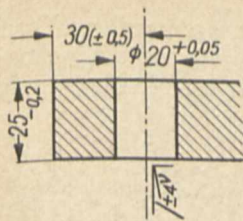
Rys. 9. Przykład podania na rysunku dopuszczalnych błędów współosiowości względem osi nakiełków, przy czym błędy te rozumiane są jako tolerancja kształtu.



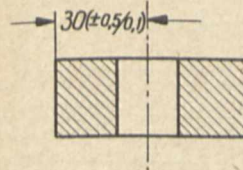
Rys. 10. Przykład zwymiarowania płytki pryzmatycznej, uwzględniający cząstkowe tolerancje kształtu.

Z rozważań powyższych wysnuć możemy zasadę tolerancji kształtu, w myśl której należy podawać na rysunkach wymiarowych

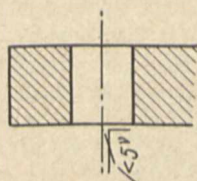
¹⁰⁾ Rys. 8 pokazuje sposób podania na rysunku dopuszczalnego błędu współosiowości, rozumianego jako tolerancja kształtu; rys. 9 obrazuje to samo, jednak błąd współosiowości wyznaczamy tu osobno dla każdej powierzchni walcowej względem osi nakiełków, zaznaczonej przez dwa zaczerpione trójkąty. Rys. 10 podaje wymiarowanie przekroju płytki pryzmatycznej o powierzchniach wzajemnie równoległych i prostopadłych; użyte tu są nowe znaki: błąd równoległości Δ (znak pochylenia Δ i błąd prostopadłości K (znak odchylenia — K); znaki Δ umieszczamy w pobliżu strzałek wymiarowych, wiążących rozważane płaszczyzny; znaki K umieszczamy przy przecięciu linii pomocniczych, będących przedłużeniem rozważanych płaszczyzn. We wszystkich wypadkach pominieć pochyłej kreski przed wymiarem dopuszczalnego błędu wskazywałoby na to, że należy go traktować nie jako błąd kształtu, mieszczący się w przestrzeni tolerancyjnej przedmiotu, lecz jako błąd niezależny, dopuszczający przekroczenie tej przestrzeni. Rys. 11 podaje sposób wyznaczenia dopuszczalnego błędu prostopadłości osi otworu do dolnej podstawy płyty; rys. 12 wskazuje ten sam błąd, bezpośrednio podany jako tolerancja kształtu przy odchyłce wymiaru odległości osi otworu od lewego brzegu płyty (odchyłki te ujęto w nawiasy, gdyż w rzeczywistości, jak to niżej zobaczymy, odległość osi może wykraczać poza wymiary graniczne). Na rys. 13 podany mamy błąd prostopadłości osi otworu do dolnej podstawy płyty, lecz w płaszczyźnie prostopadłej do rysunku; błąd ten nazywamy wychyleniem L (znak L); kierunek dopuszczalnego wychylenia wskazałaby ukośna kreska, jeżelibyśmy obrócili znak dokoła osi otworu o 90° tak, by wystąpił z płaszczyzny rysunku ku przodowi. Na rys. 14 pokazany mamy błąd równoległości osi będący ich zwichrzeniem; błąd ten nazwiemy skręceniem i oznaczamy przez X (znak X); i tu musimy obrócić znak ku przodowi dokoła osi otworu o 90° , by ukośna kreska wskazała kierunek dopuszczalnego skręcenia osi drugiego otworu względem tej osi, przy której znak jest umieszczony w bezpośrednim sąsiedztwie wymiaru odległości obydwóch osi. Wreszcie na rys. 15 widzimy znaki podwójne $K\Delta$ i AX , pozwalające określić jednocześnie odchylenie i wychylenie osi lewego otworu względem podstawy płyty, oraz pochylenie i skręcenie wzajemne osi obydwóch otworów; ponieważ pomineliśmy tu pochyłe kreski przed wymiarami dopuszczalnych błędów, rozumiemy je należy nie jako błędy kształtu, w których wyniku oś otworu na całej jego długości nie może wyjść poza przestrzeń tolerancyjną, wyznaczoną przez wymiar odległości osi (p. rys. 11), lecz jako błędy niezależne.



Rys. 11.
Przykład podania na rysunku błędu prostopadłości osi otworu do podstawy płyty.

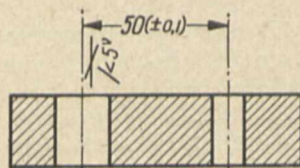


Rys. 12.
Inne rysunkowe ujęcie przykładu z rys. 11.

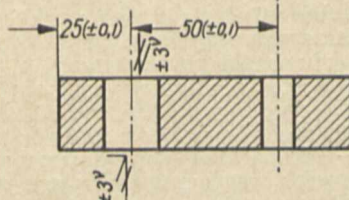


Rys. 13.
Przykład podania na rysunku dopuszczalnego wychYLENIA osi otworu.

Rys. 14.
Przykład podania na rysunku dopuszczalnego skręcenia osi otworów.



Rys. 15.
Przykład podania na rysunku błędu prostopadłości i równoległości osi otworów w płaszczyźnie rysunku i w płaszczyźnie prostopadłej do rysunku; błędy te rozumiane są tu jako błędy niezależne.



przedmiotu tolerancję kształtu całkowitą lub cząstkową, ilekroć dopuszczalne błędy kształtu są mniejsze, niżby na to mogło zezwolić pełne wyzyskanie przestrzeni tolerancyjnej.

III. Jak widzieliśmy, wprowadzenie tolerancji kształtu zacieśnia warunki wymiarowe, określone przez powierzchnie graniczne i przestrzeń tolerancyjną przedmiotu, gdyż tolerancja kształtu może być tylko mniejsza, lub co najwyżej równa tolerancji wymiaru, nie może być zaś od niej nigdy większa. Zachodzą jednak dość często wypadki, w których powierzchnia graniczna i przestrzeń tolerancyjna dają przedmiotowi zbyt mało swobody wymiarowej i swobodę tę musimy rozszerzyć; w tych wypadkach mamy do czynienia z tolerancją położenia. Ma to miejsce zawsze, ilekroć musimy wymagać dużej dokładności wymiarowej od niektórych powierzchni cząstkowych przedmiotu, nie żądając większej dokładności od ich wzajemnego położenia; jest to więc wypadek wielokrotnych podstaw wymiarowych.

Zanim rozpatrzmy zagadnienie tolerancji położenia, omówić musimy sprawę podstaw wymiarowych.

Podstawą wymiarową nazywamy tę płaszczyznę lub oś, rzadziej powierzchnię krzywą, od której wymiarujemy położenie conajmniej dwóch innych powierzchni lub osi przedmiotu.

Rozróżniamy poza tym podstawy pomiarowe przedmiotu, oraz jego podstawy obróbkowe. Jak nazwy wskazują, są to powierzchnie stanowiące punkt wyjścia przy pomiarach (sprawdzeniu lub mierzeniu) przedmiotu lub będące powierzchniami jego oparcia podczas przebiegu obróbki.

Zauważmy, iż chcąc unieruchomić przedmiot na obrabiarce, ustalając w sposób ścisły jego położenie, musimy odebrać mu, zależnie od warunków obróbki, jeden, dwa lub trzy stopnie swobody położenia. Dla uzmysłowienia sobie tego rozważmy najprostszy przypadek zamocowania przedmiotu w postaci prostopadłościanu na stole strugarki poziomej. Stawiając przedmiot na stole strugarki, ustalamy położenie jednej jego płaszczyzny; przykładając go boczną ścianą do listwy, zamocowanej na stole strugarki równoległe do ruchu roboczego, ustalamy położenie linii prostej, równoległej do poprzednio ustalonej płaszczyzny; wreszcie dosuwając go jedną ze ścian czołowych do zderzaka, zamocowanego na stole strugarki, ustalamy punkt przedmiotu. Trzy te podstawy, odbierające przedmiotowi kolejno po jednym stopniu swobody położenia, nazywać będziemy podstawami obróbkowymi: zasadniczą - X (płaszczyzna lub trzy punkty), główną - Y (linia prosta lub dwa punkty) i pomocniczą - Z (punkt). Trzy te podstawy tworzą jeden układ podstaw obróbkowych, mogących być jednocześnie podstawami wymiarowymi; stanowią one jak gdyby przestrzenny układ współrzędnych prostokątnych, utworzony przez trzy wzajemnie prostopadłe płaszczyzny¹¹⁾; nie są to jednak podstawy wielokrotne; z nimi mielibyśmy wtedy dopiero do czynienia, gdyby zjawily się dalsze podstawy wymiarowe, równoległe do poprzednich.

Najprościej układają się stosunki wymiarowe w przedmiocie, gdy wszystkie jego powierzchnie zwymiarowane są od jednego układu podstaw wymiarowych, będących jednocześnie podstawami pomiarowymi. Tylko w tym wypadku możemy utworzyć całkowicie określone powierzchnie graniczne i przestrzeń tolerancyjną. Wprowadzenie podstaw wielokrotnych, tolerancyjnie ze sobą powiązanych, uniemożliwia utworzenie prawidłowych całkowitych powierzchni granicznych. Bardzo często wielokrotne podstawy wprowadzamy bez istotnej konieczności i tego należy bezwzględnie unikać. Często jednak zachodzą wypadki, iż podstaw wielokrotnych nie da się uniknąć; wówczas nie zarzucamy pojęcia powierzchni granicznych, lecz, nie mogąc utworzyć całkowitych powierzchni granicznych, tworzymy powierzchnie graniczne cząstkowe, odniesione do poszczególnych, wzajemnie równoległych układów podstaw wymiarowych; układy te wiążemy wymiarami, których dopuszczalne odchyłki wyznaczają tolerancję położenia¹²⁾. Ko-

¹¹⁾ Gdyby obrabiarka była zaopatrzona w podziałowy stół obrotowy, zamiast układu współrzędnych prostokątnych, mielibyśmy do czynienia z układem współrzędnych biegunowo-walcowych.

¹²⁾ Najprostszym przykładem podstaw wielokrotnych jest wypadek płytki kształtowej z otworami; najczęściej trzy wzajemnie prostopadłe ściany płytki są podstawami wymiarowymi dla całej jej powierzchni z wyjątkiem ścian otworów, które odniesione są do swej osi, będącej nową podstawą wymiarową.

nieczność wprowadzenia podstaw wielokrotnych może być uwarunkowana względami konstrukcyjnymi lub obróbkowymi. Ostatni wypadek zachodzi wówczas, gdy wymiary i wzajemne położenie niektórych powierzchni przedmiotu zależą nie od ustawienia przedmiotu lub nastawienia narzędzia, lecz od wymiarów samego narzędzia¹³⁾. Względy konstrukcyjne w grę wchodzi o tyle, iż najkorzystniejsze warunki prawidłowego współdziałania składowych części mechanizmu uzyskujemy wówczas, gdy wymiarujemy je od wspólnych podstaw, które podczas ich pracy pozostają we wzajemnym zetknięciu; uzyskujemy bowiem wówczas najmniejsze wahania tolerancyjne wielkości luzów i wcisków.

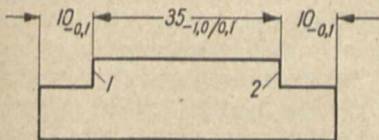
Z rozważań powyższych wysnuć możemy pewne wytyczne, jakimi należy się kierować przy wyborze podstaw wymiarowych; ująć możemy je jako zasady wymiarowania. Wyliczymy je w następującej kolejności:

- 1) zasada jedynej podstawy wymiarowej,
- 2) zasada wspólnych podstaw wymiarowych,
- 3) zasada podstaw pomiarowych,
- 4) zasada podstaw obróbkowych,
- 5) zasada wymiarowania według narzędzi.

W pierwszym wypadku zalecamy unikania podstaw wielokrotnych; w drugim zalecamy wybór podstaw wymiarowych uzależnić od warunków współdziałania przedmiotu z innymi częściami mechanizmu, przyjmując wspólne dla nich podstawy; w trzecim i czwartym wypadku zalecamy jako podstawy wymiarowe obierać powierzchnie, mogące być jednocześnie podstawami pomiarowymi i obróbkowymi; w ostatnim wypadku wskazujemy na korzyści przenoszenia wymiarowania narzędzia, zwykle kształtowego, bezpośrednio na przedmiot.

Nie zawsze możliwe jest zadośćuczynienie jednocześnie czterem pierwszym lub czterem ostatnim zasadom (zasady pierwsza i piąta zawsze sobie przeczą); należy wówczas dokonać wyboru, zapewniającego w danych warunkach rozwiązanie najkorzystniejsze, wając względy konstrukcyjne i obróbkowe.

IV. Odnośnie tolerancji położenia zauważyć jeszcze należy, że często wiążemy ją z tolerancją kształtu, ograniczającą w pewnych kierunkach swobodę wzajemnego położenia cząstkowych podstaw wymiarowych¹⁴⁾.



Rys. 16.
Przykład powiązania na rysunku wymiarowym tolerancji położenia i kształtu.

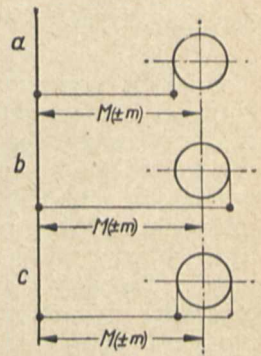
Szczególnym i częstym wypadkiem, w którym mamy do czynienia z tolerancją położenia, jest wymiarowanie położenia osi otworów, albo w ogó-

¹³⁾ Jako przykłady przytoczyć można wypadek, omówiony w poprzednim odnośniku, lub wypadek obróbki narzędziami kształtowymi.

¹⁴⁾ Przykład tego widzimy na rys. 16, w którym wymiar podstawowy, wiążący dwie podstawy wymiarowe, jest szeroko stolerowany, jednak podana przy nim tolerancja kształtu zwięża znacznie tę swobodę, o ile chodzi o płaskość i równoległość obydwóch płaszczyzn 1 i 2 przedmiotu.

le osi lub płaszczyzn symetrii powierzchni cząstkowych, względem podstaw wymiarowych. Moglibyśmy wymiary przedmiotu podzielić na dwie grupy: na wymiary bezpośrednie, zawarte między rzeczywistymi powierzchniami przedmiotu, oraz na wymiary pośrednie, wyznaczające położenie osi lub powierzchni, które w rzeczywistości w przedmiocie nie istnieją. Rozumiemy, iż wymiar pośredni nie może być sprawdzony bezpośrednio, lecz tylko pośrednio, na podstawie conajmniej dwóch pomiarów. W tych warunkach błędy pomiarowe sumują się; stając zaś na gruncie sprawdzania różnicowego, stwierdzić musimy, iż sumują się pełne tolerancje wymiarowe obydwóch sprawdzanych wymiarów. Jeżeli więc naprzykład zamierzamy określić położenie osi otworu o tolerowanej średnicy ϕD^{+d} względem podstawy wymiarowej, podając ich odległość wzajemną $M^{\pm m}$, nie mamy możliwości sprawdzić tej odległości (w zwykłych warunkach pracy) inaczej, jak sprawdzając różnicowo: średnicę otworu i odległość od podstawy jednej z jego tworzących, — najbliższej lub najdalszej. W tym i w podobnych wypadkach przy wymiarowaniu rysunków stosujemy zasadę tolerancyj z wązonymi, głoszącą, iż przy wymiarach pośrednich należy podawać odchyłki $\pm m$ zwięzone, a nie odchyłki całkowite¹⁵⁾.

Zauważmy, iż, jeżeli sprawdzenie wymiarów pośrednich może być dokonane w sposób rozmaity, to ostateczny, rzeczywisty wymiarowy wynik sprawdzenia może wypaść rozmaicie¹⁶⁾. Chcąc uniknąć dwuznaczności, należałoby na rysunku wymiarowym przedmiotu zaznaczyć, w jaki sposób ma być on sprawdzany¹⁷⁾.



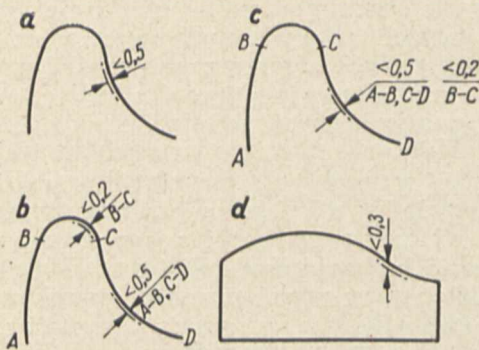
Rys. 17. Rysunkowe oznaczenie sposobu sprawdzania położenia osi otworu.

¹⁵⁾ Rzecz tę wyrazimy w sposób następujący. Odległość najbliższej tworzącej od podstawy, jak to wynika z wymiarów rysunkowych ϕD^{+d} i $M^{\pm m}$, wahać się może w granicach od $M - m - 0,5(D + d)$ do $M + m - 0,5D$. W wyniku tego odległość osi rzeczywistego otworu od podstawy wahać się może od $M - m - 0,5(D + d) + 0,5D = M - m - 0,5d$ do $M + m - 0,5D + 0,5(D + d) = M + m + 0,5d$, wynosiłaby więc $M \pm (m + 0,5d)$; otóż $\pm m$ nazywamy odchyłkami z wązonymi i $2m$ — tolerancją z wązonym odległości osi otworów, a $\pm (m + 0,5d)$ i $2m + d$ nazywamy jej całkowitymi odchyłkami i jej całkowitą tolerancją. W myśl zasady nawiasów odchyłki zwięzone powinny być ujęte w nawiasy, jak to widzimy na rys. 11, 12, 14 i 15, gdyż, jak widzieliśmy, granice przez nie wyznaczone mogą być przekroczone. Pominięcie tych nawiasów oznaczałoby, iż odchyłki te należy rozumieć jako całkowite; byłoby to zaostreniem warunków wymiarowych.

¹⁶⁾ W omówionym poprzednio przykładzie moglibyśmy sprawdzać położenie najdalszej tworzącej otworu, a nie najbliższej, i wówczas moglibyśmy odrzucić niektóre przedmioty, uznane za dobre przy pierwszym sposobie sprawdzania. Sprawy tej, dla braku miejsca, bliżej nie omawiamy, odsyłając czytelnika do normy PNW/Uzbr. mech.-14.

¹⁷⁾ Na rys. 17 pokazane jest, jak można oznaczać na rysunkach trzy różne sposoby sprawdzania położenia otworów przy pomocy sprawdzianów: różnicowych jednokierunkowych zewnętrznych (a) i wewnętrznych (b), oraz dwukierunkowego przechodniego (c). Bliższe wyjaśnienia p. norma PNW/Uzbr. mech.-14.

Ostatnią zasadą tolerowania rysunków wymiarowych byłaby zasada tolerancji składowych. Zasada ta znajduje zastosowanie w wyjątkowych wypadkach wymiarowania, gdy, wbrew zasadzie niezamykania wymiarów w rysunkowych¹⁸⁾, zmuszeni jesteśmy zamknąć na rysunku tolerancyjny łańcuch wymiarowy; głosi ona, iż tolerancje i odchyłki, podane na rysunku wymiarowym przedmiotu, rozumieć należy zawsze, jako tolerancje i odchyłki składowe, nigdy zaś, jako tolerancje i odchyłki wypadkowe¹⁹⁾.



Rys. 18 a—d. Przykłady podania na rysunku tolerancji zarysu.

Na tym wyczerpujemy główne zasady wymiarowania i tolerowania, których całokształt uważać możemy za zgruba ujętą teorię wymiarowania i tolerowania rysunków wymiarowych. Jak widzieliśmy, wychodząc z założeń rozumowych, składa się ona z szeregu założeń umownych, a więc posiadających w sobie wiele dowolności. Dotyczy to przede wszystkim sposobów oznaczeń rysunkowych, jak np. znaków umownych różnych postaci błędów kształtu. W tym kierunku możliwych jest wiele rozwiązań; to co wyżej podaliśmy jest tylko jednym z nich, uznanym przez nas za najwłaściwsze. To co jest w treści powyższej podstawowego, — dotyczy właściwego umiejscowienia pojęć: tolerancji wymiarowej, tworzącej ściśle określone bryły graniczne i przestrzeń tolerancyjną, oraz dalszych jej rozwinięć — tolerancji kształtu i tolerancji położenia, jak również przeciwstawienia ich zupełnie już dziś nam niewystarczającemu pojęciu tolerancji elementu wymiarowego, które do niedawna było jedyną podstawą w naszych rozważaniach nad wymiarowaniem i tolerowaniem brył.

¹⁸⁾ Zasada ta głosi, jak nazwa jej wskazuje, iż nie należy na rysunkach wymiarowych zamykać łańcuchów wymiarowych, inaczej mówiąc, iż położenie dowolnego punktu powierzchni przedmiotu nie może być wyznaczone jednocześnie względem dwóch podstaw wymiarowych. Zamknięcie łańcucha wymiarów stolerowanych może być usprawiedliwione jedynie w tych wyjątkowo trudnych wypadkach, gdy obejście tego, przez dalsze zmniejszenie wszystkich lub niektórych tolerancji wymiarowych, jest niemożliwe i gdy raczej zmuszeni jesteśmy zgodzić się na pewną ilość nieuniknionych braków. Zauważmy, iż w wypadku zamknięcia łańcucha tolerancyjnego, wymiary średnie łańcucha powinny sumować się dokładnie.

¹⁹⁾ Zasada tolerancji składowych jest dość blisko związana z zasadą tolerancji zwięzonych, gdyż i tolerancje zwięzzone, dzięki zastosowanemu sposobowi pośredniego ich sprawdzania, mają charakter tolerancji składowych; w tym ujęciu rzeczy tolerancja całkowita jest w istocie rzeczy tolerancją wypadkową.

Zdajemy sobie sprawę, iż naszkicowaną wyżej w paru liniach zaledwie teorię wymiarowania należałoby poprzeć całym szeregiem przykładów, zaczerpniętych z praktyki; nie możemy jednak tego tu uczynić dla braku miejsca²⁰⁾.

(d. n.)

La mise des cotes et des tolérances sur les dessins des pièces des machines

Résumé:

Après avoir donné l'image de l'évolution du dessin technique, l'auteur soumet à une étude approfondie la question de mise des cotes et des tolérances sur les dessins des pièces des machines.

Il indique l'insuffisance de la méthode de tolérer les éléments des cotes et la supériorité de la méthode de tolérer les corps solides des pièces; il envisage les surfaces limites maximum et minimum de matière et l'espace de tolérance. Dans la suite l'auteur développe cette question et envisage la tolérance de forme et la tolérance de position relative des surfaces limites partielles; il en déduit les règles fondamentales de la mise des cotes et des tolérances et propose une série de signes conventionnels correspondants.

(à suivre)

²⁰⁾ Podamy jednak jeden przykład wymiarowania, pokazujący umowny sposób wyznaczania tolerancji zarysu. Polega on na tym, iż przy pomocy wymiarów teoretycznych wyznaczamy teoretyczny zarys przedmiotu, zwykle zarys max mat (wyjątkowo zarys min mat lub zarys średni), po czym przestrzeń tolerancyjną kierunku i ilościowo określamy bezpośrednio wymiarem, opierającym się o zarys przedmiotu i urywek drugiego zarysu granicznego, zaznaczonego przez \cdots , jak to widzimy na rys. 18a; na rysunku tym pole tolerancyjne, skierowane w głąb materiału, ma na całej długości zarysu szerokość 0,5 mm. Jeżeli szerokość tego pola jest różna na różnych częściach zarysu, oznaczonych literami, tolerujemy zarys w sposób pokazany na rys. 18 b lub c. W pewnych wypadkach, gdy zarys jest dostatecznie płaski, można zarys tolerować w ten sposób, iż pole tolerancyjne posiada niezmienną szerokość, mierzoną w ściśle określonym kierunku, np. prostopadle do podstawy, jak to widzimy na rys. 18 d; wówczas i strzałki wymiarowe skierowujemy prostopadle do podstawy, umieszczając je w takim miejscu zarysu, aby było rzeczą oczywistą, że nie są one skierowane doń prostopadle.

Angielskie lotnictwo komunikacyjne

Statystyka pracy lotnictwa komunikacyjnego Anglii, ogłoszona niedawno w wydawnictwie „Civil Aviation Statistical & Technical Review“, podaje, że w r. 1937 linie Imperial Airways, wraz z towarzystwami lotniczymi współpracującymi na terenie imperium angielskiego, wykonały 9 800 000 km przelotów, przewożąc ok. 65 000 podróżnych. W lotach regularnych bierze udział 292 samolotów budowanych w W. Brytanii, z tych 147 obsługuje obszar Zjedn. Królestwa, a 78 obsługuje komunikację zamorską wespół z 19 towarzystwami lotniczymi in. krajów.

Nie biorąc pod uwagę dublowania linii lotniczych przez różne przedsiębiorstwa żeglugi powietrznej, statystyka powyższa podaje, że ogółem na całym świecie linie lotnicze mierzą 536 000 km, a przeloty światowego lotnictwa cywilnego objęły w r. ub. ok. 320 000 000 km, z czego na Anglię przypadło ok. 52 000 000 km przelotów i 500 160 podróżnych, 2 900 t poczty i ok. 25 000 t towarów.

Liczba przelotów w Anglii zmalała w r. 1937 w stos. do r. 1936, ale liczba pasażerów wzrosła o 8%; liczba zaś przelotów w in. krajach wzrosła: w Holandii — o 34%, we Francji — o 25%, w Niemczech o 51%, w Szwajcarii — o 13%.

Ogółem zanotowano w r. sprawozdawczym 47 wypadków w W. Brytanii, gdy w r. 1936 było ich 60.

O wytrzymałości wkrętek głowicowych i t. p. części mechanizmów

Inż. **St. Ziemiński**, Paryż

Zdarzające się w praktyce zagadkowe pęknięcia śrub, wkrętek, drążków itp. części silników spaliniowych. — Odształcenia statyczne wkrętek pod wpływem natężenia wstępnego i nacisku okresowego. — Analiza pracy wkrętek głowicowych w silnikach spaliniowych w zależności od rozwiązania konstrukcyjnego; wkrętki czute i nieczute; wykonane pomiary odształceń. — Obliczanie wkrętek. — Drgania wkrętek głowicowych; granica zmęczenia; granica odształceń trwałych przy naprężeniach zmiennych; rezonans i tłumienie drgań. — Przyczyna pęknięcia wkrętek; warunek ich trwałości.

Wstęp

Kroniki budowy maszyn notują od czasu do czasu zagadkowe wypadki pęknięć drążków, wchodzących w skład mechanizmów, przeważnie silników spaliniowych, aczkolwiek drążki te były zaprojektowane poprawnie.

Zazwyczaj konstruktor zastępuje wówczas metal pierwotnie użyty przez inny, bardziej wytrzymały, ażeby nie przerabiać całego silnika, lub znacznej jego części, co byłoby konieczne w razie zwiększenia średnicy takiego drążka. Jeżeli drążki pękają nadal, to bierze się metal jeszcze szlachetniejszy, np. stal węglową zastępuje się stalą chromowo-niklową.

Zdarzają się jednak takie zagadkowe wypadki, kiedy pęknięcie staje się coraz częstsze, w miarę jak gatunek stali się polepsza. Konstruktor spostrzega to dopiero po kilku kolejnych zmianach i na zasadzie tego spostrzeżenia przerzuca się na stal jak najmniejszą, po czym pęknięcia ustają.

Znane są nam następujące wypadki: w morskim silniku Diesela obustronnego działania (prawdopodobnie MAN) pękł drąg tłokowy; w małym silniku dwusuwowym Diesela francuskiej firmy Aster pękły wkrętki głowicowe; w prototypie silnika lotniczego Junkersa pękły śruby łożyskowe.

Wszędzie konstruktorzy uważali zagadnienie za rozwiązane, gdy usunęli pęknięcia. Zaciekało jednak mnie to zagadnienie teoretycznie, zająłem się więc jego rozwiązaniem.

I. Odształcenia statyczne wkrętek

Dołączyło się do tego drugie zagadnienie, które musiałem rozwiązać uprzednio: jeżeli pewna część jest poddana początkowemu stałemu naprężeniu, a potem podlega nowej sile zewnętrznej, to co się z nią dzieje? Naprzykład wkrętki głowicy poddaje się początkowemu stałemu natężeniu, gdy się zamocowuje nimi głowicę. Co się dzieje z tym natężeniem w chwili zapłonu mieszanki w cylindrze: czy zwiększa się ono, czy nie, i w jakich granicach? Jeżeli nie zastanowić się bliżej, to kwestia wydaje się bardzo prosta, ale odpowiedzi są dwójakie, średnicowo przeciwne sobie: Jedni inżynierowie twierdzą, że dopóki ciśnienie gazów nie przekroczy siły początkowej pochodzącej z dokręcenia nakrętek na wkrętkach, to natężenie wkrętek nie zmienia się. Inni znów twierdzą, że wypadkowa siła jest całkowitą sumą dwóch składowych, jakie w danej chwili występują.

Gdzie jest prawda?

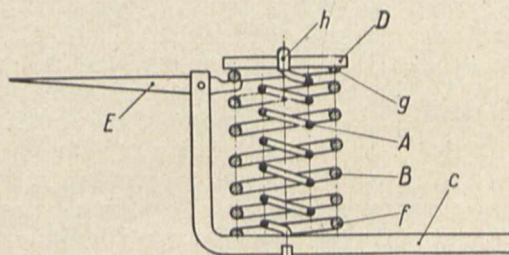
Otóż okazuje się, że mogą zachodzić rozmaite wypadki i że rzeczywistość znajduje się bardzo często po środku, pomiędzy powyższymi dwoma skrajnymi poglądami.

Doszedłem do tego drogą rozważania odształceń sprężystych badanych przedmiotów, to znaczy wkrętki, która podlega początkowemu wydłużeniu,

i tej części głowicy, która przez to samo zostaje ściśnięta i skrócona, a mianowicie tulei, która otacza wkrętkę.

Gdy się rozważy pracę układów sprężystych, zadanie ułatwia się znacznie, jeżeli wyobrazić sobie badane części jako wykonane z bardzo sprężystego materiału, naprzykład z gumy, albo ze sprężyn.

Wyobraźmy więc sobie układ złożony z dwóch sprężyn, z których środkowa odpowiada wkrętce, a zewnętrzna — otworowi w głowicy. Taki model był nawet wykonany dla dowiedzenia prawidłowości rozumowania; jest on uwidoczniiony na rys. 1. Wewnętrzna sprężyna A, czyli wkrętka, zewnętrzna sprężyna B, czyli otaczająca wkrętkę ścianka głowicy, i poprzeczny drążek D, czyli nakrętka, znajdują się w równowadze w stanie napięcia siłą 15 kg. Żeby dojść do tego stanu, wewnętrzna sprężyna A została wydłużona, a zewnętrzna, czyli B, odpowiednio skrócona. Podstawa modelu c stanowi górną powierzchnię cylindra, do którego jest wkręcona wkrętka i do której przyciska się głowica.



Rys. 1.

Następnie zjawia się dodatkowa siła, jako wynik spalania mieszanki w cylindrze, skierowana od dołu ku górze. Oddziałuje ona bezpośrednio na głowicę, czyli na sprężynę B. Pomiedzy różnymi wypadkami, które mogą się zdarzyć, rozważmy dwa skrajne:

I. Dodatkowa siła oddziałuje na dolny zwój f. Ponieważ ten zwój wywiera już ciśnienie 15 kg na podstawę, nie może on oddzielić się od niej dopóki dodatkowa siła nie przekroczy tych 15 kg, to znaczy, że ogólna długość sprężyny B, a więc i sprężyny A nie ulegnie zmianie. Skutkiem tego, na zasadzie prawa Hooke'a o proporcjonalności siły i wydłużenia, siły działające na obydwie sprężyny pozostaną bez zmiany. Jest to więc wypadek, który nazwiemy *n i e c z u ł y m*.

II. Dodatkowa siła oddziałuje (ku górze) na górną część układu, np. na górny zwój g, albo na poprzeczkę D. Jasnym jest, że przy działaniu najmniejszej dodatkowej siły układ wydłuży się, to znaczy natężenie wewnętrznej sprężyny A wzrośnie, a zewnętrznej, czyli B, zmaleje. Równowaga sił będzie teraz następująca:

Siła $A = \text{Siła } B + \text{siła dodatkowa}$.

Wypadek ten nazwiemy wypadkiem *c z u ł y m*. Zbudowany model potwierdził trafność powyższego rozumowania. Duży nawet nacisk na dolny zwój nie wywoływał żadnej zmiany w układzie. Dopóki zwój ten nie oddzielił się od podstawy *c*, to znaczy dopóki przyłożona nowa siła nie przekroczyła 15 kg, strzałka *E* pozostawała nieruchoma, co dowodzi, że dopóki głowica nie oddzieli się od cylindra, wkrętki głowicowe pozostaną nieczułe na siłę powstającą przy spalaniu mieszanki. Mamy tu więc pierwszy przypadek, czyli nieczuły.

Natomiast przyłożenie bardzo małej siły, np. 50 g, do zwoju *g* wywoływało znaczny ruch strzałki *E*, wskazujący na zwiększenie natężenia wkrętki głowicowej reprezentowanej przez sprężynę *A*. Otrzymywaliśmy w taki sposób drugi wypadek, czyli czuły.

Zbudowanie tak elementarnego urządzenia demonstracyjnego było konieczne, ażeby przekonać niektórych zagorzałych zwolenników starych teorii.

W taki sposób dowiedliśmy, że jeżeli wkrętka śrubowa ulega działaniu początkowej siły T_0 i dodatkowej siły P , pod warunkiem $P \ll T_0$, to ta dodatkowa siła P wywoła we wkrętce dodatkowe naprężenie, albo też nie wywoła, w zależności od tego, czy oddziałuje bezpośrednio na wkrętkę (wypadek czuły), czy też za pośrednictwem ściśniętej przez wkrętkę części układu (wypadek nieczuły).

Należy teraz określić, jakie naprężenie wywołuje we wkrętce dodatkowa siła w wypadku czułym, według określenia przyjętego wyżej.

Siła P , przyłożona u góry rys. 1, rozkłada się na dwie składowe, z których jedna p_k oddziałuje na wkrętkę, a druga p_t — na ściśniętą tuleję (głowicę).

Przypomnijmy, że wydłużenie e jest proporcjonalne do siły P , do długości przedmiotu L i odwrotnie proporcjonalne do przekroju F oraz współczynnika sprężystości E danego metalu:

$$e = P \frac{L}{EF}$$

Współczynnik $\frac{L}{EF}$ jest proporcjonalny do współczynnika wydłużenia sprężystego. Ma on w danym razie wartość stałą ($F = \text{const}$). Nazwijmy go J .

Wydłużenie wkrętki pod wpływem siły P będzie

$$e = p_k J_k,$$

a wydłużenie tulei

$$e = p_t J_t.$$

Ponieważ te dwa wydłużenia są sobie równe, otrzymujemy:

$$p_k J_k = p_t J_t,$$

a dzieląc obydwie części ostatniego równania przez $p_t J_k$.

$$\frac{p_k}{p_t} = \frac{J_t}{J_k}.$$

Dowiedliśmy więc, że jeżeli wkrętka śrubowa podlega początkowemu natężeniu, zaciskając jakikolwiek przedmiot, oraz zostaje dodatkowo obciążona bezpośrednio przyłożoną siłą P , to działanie tej siły przenosi się na wkrętkę i na ściśnięty przedmiot w stosunku odwrotnie proporcjonalnym do ich współczynników sprężystego wydłużenia.

Dla określenia siły p_k — jedynej, która nas obchodzi, możemy napisać powyższe równanie w postaci:

$$\frac{p_k}{p_k + p_t} = \frac{J_t}{J_k + J_t},$$

czyli

$$p_k = P \frac{J_t}{J_k + J_t}.$$

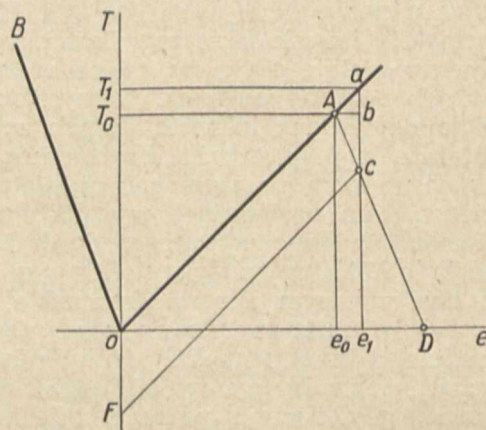
Oczywiste jest, że gdyby wkrętka zaciskała kilka przedmiotów, nałożonych jeden na drugi, to wyraz J_t trzeba byłoby zastąpić przez sumę współczynników sprężystego wydłużenia zaciskanych przedmiotów ΣJ_t i powyższe równania przybrałyby postać:

$$\frac{p_k}{p_t} = \frac{\Sigma J_t}{J_k}$$

oraz

$$p_k = P \frac{\Sigma J_t}{J_k + \Sigma J_t}.$$

Stan napięcia wkrętki i tulei możnaby zobrazować wykreślenie, jak na rys. 2. W układzie współ-

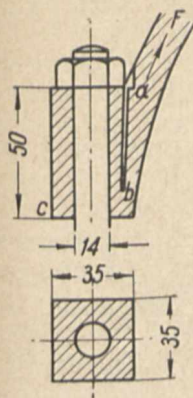


Rys. 2.

rzędnych Oe — wydłużenie i OT — naprężenie, linia OA obrazuje prawo odkształcania się wkrętki, a linia OB — prawo odkształcania się tulei. Po zamocowaniu głowicy przez dokręcenie nakrętek, w każdej wkrętce powstanie naprężenie T_0 , a stan jej wyrazi się punktem A . Przez ten punkt przeprowadźmy linię AD , równoległą do OB . Wówczas Oe_0 przedstawi wydłużenie wkrętki, $e_1 D$ — skrócenie tulei.

Podajmy teraz wkrętkę działaniu siły P , która na rysunku jest wyrażona przez odcinek OF . Przeprowadźmy przez F równoległą do OA aż do przecięcia z prostą AD w punkcie c i pionową przechodzącą przez ten punkt. Otrzymujemy nowy układ ae_1 — natężenie wkrętki, Oe_1 — jej wydłużenie, ce_1 — natężenie tulei, $e_1 D$ — skrócenie tulei i wreszcie ac — dodatkowa siła P . Dodatkowe wydłużenie wkrętki wyraża się odcinkiem $e_0 e_1$, a dodatkowe natężenie wkrętki odcinkiem ab , który jest tylko częścią dodatkowej siły P , jak to jasno wykazuje rysunek. Pochodzi to stąd, że reszta siły P , to jest bc , została zużyta na odkształcenie tulei.

Przykład liczbowy. Weźmy dla przykładu śrubę zaciskającą pokrywę łożyska o wymiarach wskazanych na rys. 3. Zachodzi tu wypadek czuły, według określenia podanego wyżej. Natomiast śruba przesłaby w stan nieczuły, gdyby



Rys. 3.

wykonać nadcięcie ab , które spowodowałoby, że siła P , wywołana przez spalenie mieszanki w cylindrze, musiałaby oddziaływać nie na nakrętkę, lecz na podstawę równoległościanu okrążającego śruby. Lecz powróćmy do wypadku normalnego, kiedy nadcięcie ab nie istnieje.

Śruba jest wykonana ze stali i posiada

$$L = 50 \text{ mm}, F = 154 \text{ mm}^2, \\ E = 20\,000 \text{ kg/mm}^2.$$

Pokrywa jest z żeliwa i posiada

$$F \text{ (średnio)} = 1070 \text{ mm}^2, \\ E = 10\,000 \text{ mm}^2.$$

Zakręcenie nakrętki wytworzyło siłę $P = 1\,200$ kg, działająca zarówno na śrubę, jak i na pokrywę. Początkowe naprężenie śruby będzie

$$t_0 = \frac{T_0}{F} = \frac{1\,200}{154} = 7,8 \text{ kg/mm}^2,$$

a wydłużenie

$$e_0 = L \frac{t_0}{E} = \frac{50 \times 7,8}{20\,000} = 0,0195 \text{ mm}.$$

Dla pokrywy otrzymamy:

$$t_0' = \frac{1\,200}{1\,070} = 1,12 \text{ kg/mm}^2$$

oraz
$$e_0' = \frac{50 \times 1,12}{10\,000} = 0,0056 \text{ mm}.$$

Zapłon mieszanki daje chwilową siłę 1800 kg; część jej — 1200 kg — oddziałuje na badane łożysko, czyli 600 kg przypada na każdą śrubę. Wówczas całkowita siła oddziałująca na śrubę staje się równą (zgodnie z rys. 2) 600 kg + siła ściskania pokrywy, która jest teraz mniejsza niż poprzednio.

Możemy więc napisać równowagę tych trzech sił:

$$e_1 \frac{154 \times 20\,000}{50} = 600 + \\ + \frac{[0,0056 - (e_1 - 0,0195)] \times 1\,070 \times 10\,000}{50},$$

gdzie e_1 stanowi obecne wydłużenie śruby. Rozwiązując to równanie, otrzymujemy:

$$e_1 = 0,0217 \text{ mm},$$

śruba podlega więc dodatkowemu wydłużeniu:

$$e_1 - e_0 = 0,0217 - 0,0195 = 0,0022 \text{ mm}.$$

Obecne naprężenie śruby jest równe:

$$t_1 = 7,8 \frac{0,0217}{0,0195} = 8,7 \text{ kg/mm}^2.$$

Siła działająca obecnie na śrubę jest równa:

$$T_1 = 1200 \frac{0,0217}{0,0195} = 1335 \text{ kg}.$$

Obecne ściśnięcie pokrywy jest równe:

$$e_1' = 0,0056 - 0,0022 = 0,0034 \text{ mm},$$

naprężenie

$$t_1' = 1,12 \frac{0,0034}{0,0056} = 0,72 \text{ kg/mm}^2.$$

i siła

$$T_1' = 1200 \frac{0,0034}{0,0056} = 735 \text{ kg}.$$

Widzimy więc, że dodatkowa siła, równa 600 kg, rozdzieliła się na części następujące:

1335 — 1200 = 135 kg — działającą na śrubę i 1200 — 735 = 465 kg — działającą na pokrywę.

Według powierzchownego mniemania, całkowita siła 600 kg oddziaływałaby na śrubę. W rzeczywistości oddziałuje mała jej część, równa 135 kg, co stanowi tylko 22,5% całej wartości.

Składowe siły 135 kg i 465 kg są odwrotnie proporcjonalne do współczynników sprężystego wydłużenia śruby i pokrywy:

$$\frac{50}{154 \times 20\,000} \text{ i } \frac{50}{1\,070 \times 10\,000}$$

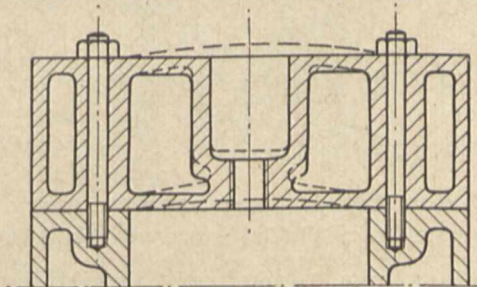
zgodnie z wywodem, podanym wyżej. Nie zastosowaliśmy podanej reguły, lecz przeprowadziliśmy całkowite obliczenie, żeby określić wszystkie elementy zadania.

Wkrętki głowicowe.

Głowica silnika spalinowego stanowi zwykle zamknięte pudło, jak np. na rys. 4. W miejscach, gdzie przechodzą przez nią wkrętki, posiada ona otwory, które łączą górną ściankę z dolną. Tworzą one jakby tuleje, ulegające ściskaniu, gdy głowica zamocowuje się na cylindrze przy pomocy wkrętek.

Gdyby oprócz tych tulei (i zewnętrznych bocznych ścianek, które nie odgrywają w danym wypadku żadnej roli) nie było żadnego innego wewnętrznego połączenia między górną a dolną ścianką głowicy, to tylko ta ostatnia ulegałaby ciśnieniu gazów w cylindrze i przenosiłaby je na dolne powierzchnie tulei głowicowych. Taka głowica odpowiadałaby wypadkowi nieczułemu i wkrętki nie ulegałyby zwiększeniu natężenia w okresie spalania gazów.

Ale głowica posiada zwykle rozmaite wewnętrzne połączenia pomiędzy górną a dolną ścianką, na przykład w miejscach świec, gniazd zaworów, albo po prostu żebra. W tym wypadku obydwie ścianki głowicy odkształcają się równolegle jedna do drugiej, jak pokazuje rys. 4 liniami przerywa-



Rys. 4. Odkształcenie głowicy.

nymi. Wówczas górna ścianka wywiera nacisk na nakrętki, mocujące wkrętki głowicowe, wobec czego wkrętki te znajdują się w stanie czułym.

Doszliśmy więc do głównej konkluzji pierwszej połowy studium, mianowicie, że wkrętki głowicy chłodzonej wodą najczęściej są czułe (w małym stopniu) na ciśnienie gazów w cylindrze.

Ścisłe obliczenie dodatkowej siły, działającej na wkrętki, jest prawie niemożliwe ze względu na

skomplikowane kształty głowicy. Lecz jeżeli przyjąć, że na górną ściankę przypada połowa nacisku gazów, to wszystkie wkrętki przejmą siłę równą

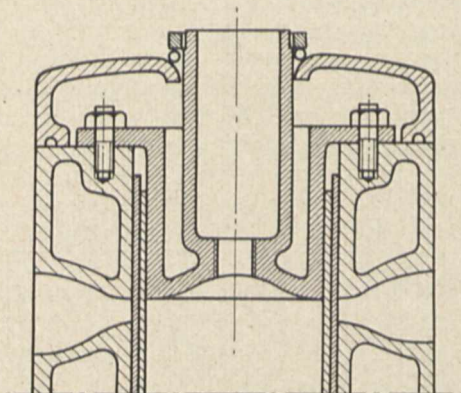
$$p = 0,5 P \frac{J_t}{J_k + J_t}$$

Byłoby nawet uzasadnione przypuszczenie, że jeszcze mniejsza część nacisku gazów oddziaływała na wkrętki, bo dolna ścianka głowicy odkształca się więcej niż górna.

Jednak dokładne obliczenie siły dodatkowej nie ma żadnego znaczenia praktycznego wobec faktu, że jest ona drugorzędna w porównaniu do początkowej siły zacisku. Chodziło tylko o ustalenie faktu, że nacisk gazów może zwiększyć natężenie wkrętek nawet w sposób statyczny.

Potrzebne to było dlatego, że przeciwnicy nowej teorii twierdzili, iż żadnego statycznego odkształcenia nie ma, a że jeżeli czasami wkrętki głowic, korbowodów i t.p. części pękają podczas pracy silnika, to tylko z powodu raptowności działania nacisku gazów i sił stąd pochodzących, które można porównać do uderzeń, i które dynamicznie przenoszą się falą drgań, aż do wkrętki. Twierdzenie to jest gołosłowne i nie wytrzymuje bliższej krytyki. Drganie bowiem jest to odkształcenie, i żeby mogło rozejść się w materii musi mieć możliwość zacząć się. Zasada zaś przesunięć przygotowanych stwierdza, że żadna siła dynamiczna nie może wywołać pracy, o ile przesunięcie przygotowane nie jest możliwe statycznie. Żeby wkrętka mogła ulec odkształceniu dynamicznemu, musi ona być czuła na odkształcenie statyczne.

Lecz nie wszystkie głowice chłodzone wodą odpowiadają wypadkowi czulemu. Naprzykład w silniku bezzaworowym systemu Knight (rys. 5) wkrętki są nieczułe na nacisk gazów. Pokrywą cylindra maszyny parowej można też uważać za odpowiadającą wypadkowi nieczulemu.



Rys. 5. Głowica silnika bezzaworowego (Knight).

Głowica silnika o chłodzeniu powietrznym może się znajdować zarówno w jednym, jak i w drugim wypadku. Wypadek czuły będzie miał miejsce, jeżeli tuleje będą wysokie i dobrze połączone z uźbrowaniem.

Zwolennicy starej teorii twierdzili, że czułość wkrętki na nacisk gazów należy przypisywać sprężystości wkładki uszczelniającej, jakiej zwykle używa się w silnikach samochodowych.

Gdyby te wkładki były rzeczywiście sprężyste, to przez zamocowanie wkrętek dawałyby bardzo znaczne odkształcenie w porównaniu do odkształ-

ceń wkrętki i głowicy i grałyby wtedy rzeczywiście pierwszorzędą rolę. We wzorze

$$p = 0,5 P \frac{\Sigma J_t}{J_k + \Sigma J_t}$$

można byłoby opuścić wyraz J_k i przybrałby on postać

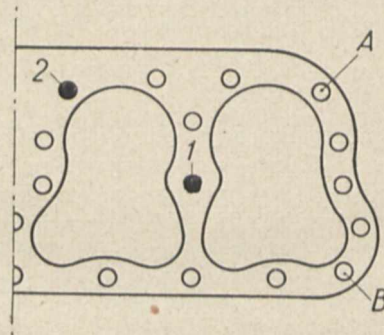
$$p = 0,5 P.$$

Jednak powszechnie używane wkładki złożone z azbestu i czerwonej miedzi lub wszelkie inne tym podobne nie są wcale sprężyste, a tylko plastyczne, i nie wywierają żadnego wpływu na stan wkrętek głowicowych. Niżej podane próby są tego dowodem.

Słuszność powyższych wywodów została poparta dwoma następującymi wypadkami:

I. Wymieniony we wstępie silnik Aster był dwusuwowy, więc posiadał minimum połączeń między górną a dolną ścianką głowicy, ale zato tuleje na wkrętki zaopatrzone były w liczne żebra, o postaci trójkątów opartych podstawą na dolnej ściance głowicy, a wierzchołkiem sięgających górnych części tulei. Konstruktor tego silnika, po przeczytaniu mojego studium, skasował te żebra i rezultat okazał się decydującym: od tego czasu nie pękła ani jedna wkrętka, chociaż powrócono do pierwotnego tworzywa wkrętek.

II. Laboratoryjne próby zostały przeprowadzone nad 4-cylindrowym silnikiem benzynowym, którego głowica jest podana na rys. 6. Badaniu



Rys. 6.

poddane były wkrętki 1 i 2, z których pierwsza otoczona była tuleją normalną ze względu na brak miejsca dla żeber, a tuleja drugiej była dobrze wzmacniona kilkoma żebrami.

Potrzebne ciśnienie w cylindrze zostało wywołane hydrostatycznie za pomocą ręcznej pompy wodnej. Ciśnienie doprowadzane było do 35 kg/cm².

Odształcenia wkrętek były mierzone za pomocą pneumatycznego mikromierza Solex, na którym przesunięcie o 1 mikron uwidoczniło się słupem wody wysokości kilkunastu milimetrów, w zależności od nastawienia aparatu.

Nad głowicą był umieszczony pomost, opierający się na wkrętkach A, B i na symetrycznych względem nich wkrętkach A', B', nie pokazanych na rysunku. Dwa komparatory mikromierzy Solex zostały przytwierdzone do tego pomostu nad wkrętkami 1 i 2.

Próby były przeprowadzone bez normalnie używanej wkładki uszczelniającej dla uniknięcia możliwego jej wpływu. Ażeby uniknąć zbyt dużej straty ciśnienia, płaszczyznę zetknięcia głowicy z blokiem cylindrów posmarowano specjalną pastą Plastex. Potem próby były częściowo powtórzone

z normalną wkładką dla stwierdzenia, czy wywierana ona jaki wpływ na odkształcenie kołków w okresie spalania mieszanki.

Pomiary dały wyniki następujące:

Wydłużenie kołków w mikronach ($\mu = 0,001$ mm)

Ciśnienie w kg/cm^2 Wkrętka 1 Wkrętka 2

I. Pasta Plaster

0	0	0
12	0	0,5
24	0	1,5
35	0,4	2,5

II. Wkładka metalo-plastyczna

0	0	0
35	0,9	2,4

Pomiary te potwierdziły całkowicie moje wywody:

1) Wykazane zostało istnienie wypadku czułego (wkrętka 2) i wypadku nieczułego (wkrętka 1 może być uważana jako prawie całkiem nieczuła).

2) Wkładka metalo-plastyczna nie wywiera żadnego wpływu na odkształcenie wkrętek.

3) W wypadku czułym wkrętka ulega wpływowi tylko części nacisku gazów. Wynika to z następującego obliczenia:

Powierzchnia głowicy poddawana naciskowi gazów wynosi około 150 cm^2 , co przy ciśnieniu 35 kg/cm^2 daje nacisk $5\ 250 \text{ kg}$. Z tego na wkrętkę 2 przypada w przybliżeniu 525 kg . Ponieważ długość użyteczna wkrętki (grubość głowicy) jest równa 75 mm , a średnica 14 mm ($F = 154 \text{ mm}^2$), siła 525 kg dałaby wydłużenie

$$e = \frac{75 \times 525 \times 1\ 000}{154 \times 20\ 000} = 13 \text{ mikronów.}$$

Pomiar bezpośredni dał $2,5$ mikrony, co wynosi tylko 19% całkowitej siły, zgodnie z przewidywaniami teoretycznymi.

Oprócz tego okazało się, że w obydwóch przytoczonych przykładach spośród wszystkich wewnętrznych połączeń ścian głowicy największe znaczenie ze względu na czułość wkrętek na nacisk gazów mają zębra, bezpośrednio spojone z tulejami. Byłoby jednak nieostrożnym wyciąganie z tych dwóch pojedynczych wypadków reguł ogólnych.

II. Obliczanie wkrętek

Po ustaleniu statycznych odkształceń wkrętek należy wstrzymać na chwilę rozważania zmierzające do końcowego celu tego studium, który będzie omówiony w rozdziale III, i zająć się zagadnieniem, jak należy obliczać w silnikach wkrętki, które są czułe na nacisk gazów.

Ogólnie przyjęte jest obliczanie ich bez brania pod uwagę naprężeń wywołanych przez wstępne ich zamocowanie nakrętką. Oblicza się je tak, jak gdyby podlegały jedynie całkowitemu naciskowi gazów.

W świetle obecnego studium nie odpowiada to wcale rzeczywistości. Powróćmy do rys. 2, który pokazuje, że wkrętka powinna byłaby być obliczana tylko na siłę zamocowania OT_0 , bo dodatkowa siła T_0T_1 jest znikoma w porównaniu z pierwszą. Widzieliśmy już, że T_0T_1 w najgorszym wypadku może sięgać $20 - 25\%$ siły OF , a ta ostatnia musi być kilkakrotnie mniejsza od początkowej siły OT_0 , bo w chwili największego ciśnienia gazów siła wzajemnego przylegania związanych ze sobą

części silnika spada z $OT_0 = Ae_0 = be_1$ do ce_1 . Chcąc żeby siła ta nie zmniejszyła się za nadto, należy przyjmować OT_0 kilkakrotnie większe od OF , naprzykład trzy do czterech razy. Wobec tego okaże się, że T_0T_1 nie przekracza w wypadku czułym $5 - 8\%$ siły zamocowania początkowego OT_0 , a w wypadku nieczułym będzie równa zeru. Ale im mniejsza jest składowa T_0T_1 , czyli ba , tym większe jest bc , czyli zmniejszenie siły wzajemnego przylegania połączonych ze sobą części.

Ażeby siła ta nie spadała zbyt znacznie w okresach spalania gazów należy przyjmować

$$\frac{OT_0}{OF} = n,$$

gdzie n jest równe przynajmniej 3 albo 4.

Jeżeli więc konstruktor obliczy wkrętki według nacisku gazów i dopuści ich naprężenie $\sigma \text{ kg/cm}^2$ ze współczynnikiem pewności k , to w rzeczywistości wkrętka będzie pracować z naprężeniem $n\sigma$ albo $n'\sigma$ przy współczynniku pewności $\frac{k}{n}$ albo $\frac{k}{n'}$, gdzie n' jest większe o kilka procent od n , czyli w stosunku OT_1 do OT_0 .

Jeżeli jednak przyjmie on te współczynniki według analogicznych przykładów, dających zadowalające wyniki, to i nowy silnik będzie pracować prawidłowo. Wynika stąd, że praktycznie dotychczasowy sposób obliczania wkrętek może być zachowany i nadal.

III. Drgania wkrętek głowicowych

W pierwszym rozdziale udowodniliśmy, że wkrętki głowicowe i tym podobne mogą ulegać dodatkowym odkształceniom wywołanym przez nacisk gazów w cylindrze. Możemy teraz zająć się zasadnieniem postawionym we wstępie, mianowicie rozważyć, dlaczego w niektórych wypadkach wkrętki pękają o tyle prędzej, im z lepszej stali są zbudowane, a przestają pękać, jeżeli się użyje miękkiej stali.

W pierwszej chwili nasuwa się myśl o udarności stali. Ale jest to hipoteza mylna, bo jeżeli rzeczywiście udarność danego gatunku stali zmniejsza się w miarę wzrostu jej twardości po hartowaniu, to nie zmniejsza się ona, a nawet może zwiększyć się, jeżeli jeden gatunek stali zostaje zastąpiony przez inny, szlachetniejszy. A jednak w takim wypadku zagadkowe pęknięcia stają się częstsze.

Udarność przy tym odgrywa rolę tylko w wypadkach uderzenia, którego nie ma w rozważanym wypadku, i przy odkształceniach przekraczających granicę sprężystości.

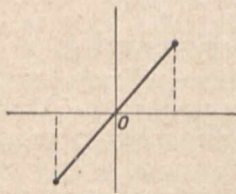
Inni inżynierowie szukają wytłumaczenia badanego zjawiska w większej lub mniejszej odporności rozmaitych gatunków stali na zmęczenie, wywoływane przez naprężenia zmienne. Badania zmęczenia, szczególnie intensywnie prowadzone od kilku lat, stały się możliwymi dzięki nowym maszynom probierczym, jak Schenka, albo Losenhausena, które pozwalają poddawać próbkę stalową drganiom giętnym albo skrętnym i pokazują: odkształcenie próbki, siłę działającą na nią, o wartości dającej się regulować w szerokich granicach, i wreszcie czas próby, czyli ilość odkształceń wytrzymanych przez próbkę aż do jej pęknięcia. Poza tym maszyny te pozwalają poddać badaną prób-

kę początkowemu stałemu naprężeniu, tak że odkształcenia podczas drgań odbywają się nie między dwoma wartościami symetrycznymi o równych sobie wartościach bezwzględnych, ale między dwoma wartościami niesymetrycznymi i mogącymi mieć znaki algebraiczne odwrotne, albo te same.

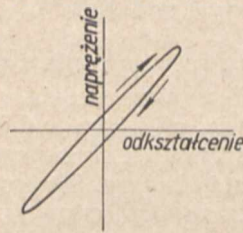
Wprowadzenie początkowej siły stałej zmienia wyniki prób, a w szczególności w naszym wypadku daje pozorną analogię z początkowym natężeniem wkrętek.

Dzięki dokładności tych maszyn udało się stwierdzić, że odkształcenia trwałe występują począwszy od wartości naprężeń, nazwanej „granicą odkształceń trwałych“, a leżącej znacznie niżej od granicy proporcjonalności, do której obowiązuje prawo Hooke'a. Odkształcenia te są bezwzględnie stwierdzone, ale są tak małe, że mogą nie szkodzić bezpieczeństwu danej części mechanizmu, o ile tylko nie przekroczyły pewnej wielkości, zwanej „granicą zmęczenia“.

Zjawisko to uwydatnia się na maszynie Losenhausena w sposób następujący: dopóki odkształcenie nie przekroczy pewnej wartości krytycznej, zapis odkształcenia przedstawia się w postaci prostej, jak na rys. 7. Po przekroczeniu zaś tej granicy krytycznej odkształcenia dają wykres uwidoczony na rys. 8 z wyraźnymi oznakami histerezy. Pole objęte krzywą wykresu wyraża zjawisko histerezy liczbowo w kilogramometrach pracy po-

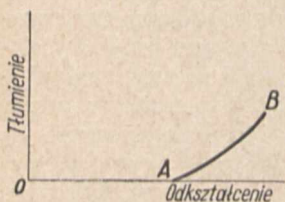


Rys. 7.

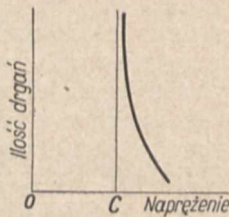


Rys. 8.

chłoniętej i nie oddanej przy każdym odkształceniu. Wyraża więc ono zdolność metalu do tłumienia (amortyzacji) drgań. To tłumienie może być zobrazowane jak na rys. 9, który wskazuje, że



Rys. 9.



Rys. 10.

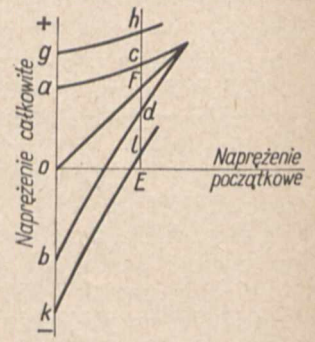
aż do punktu A odkształcenia są ściśle sprężyste, a poza tym punktem występuje zjawisko histerezy, którego wielkość wyraża się krzywą AB. Naprężenie odpowiadające odkształceniu A jest granicą odkształceń trwałych, i — jak powiedziano wyżej, — znajduje się znacznie poniżej granicy sprężystości.

Badania wykazały dalej, że jeżeli próbkę poddać dość długiemu drganiu, to można ją doprowadzić do pęknięcia pod wpływem zmęczenia. Ilość drgań, którą próbka może wytrzymać do chwili pęknięcia, jest zależna od naprężenia i wyraża się wykresem jak na rys. 10. Krzywa ilości drgań zbliża się asymptotycznie do pewnej wartości naprę-

żenia C, które nazywa się „granicą zmęczenia“. Poniżej C metal może drgać bez końca bez obawy pęknięcia.

W niektórych metalach punkt C znajduje się niżej niż punkt A. W innych rzecz dzieje się odwrotnie: C znajduje się powyżej punktu A, to znaczy że granica zmęczenia leży ponad granicą odkształceń trwałych i w takim razie próbka poddana naprężeniu znajdującemu się pomiędzy A i C może drgać bez końca według rys. 8 bez obawy pęknięcia. Mówi się wtedy, że metal tłumia drgania.

Wartości tych dwóch granic zmieniają się, jeżeli próbkę poddać wstępnemu naprężeniu stałemu. Wyniki prób przedstawiają się wówczas na wykresie jak na rys. 11, który wykazuje, że o ile metal nie jest poddany żadnemu naprężeniu wstępnemu, to próbka może drgać pomiędzy granicami a i b; jeżeli jednak poddać ją wstępnemu naprężeniu stałemu OE, to może ona drgać tylko pomiędzy granicami c i d (kąt pochylenia linii OF względem osi poziomej wynosi 45°, zatem FE = OE). Z wykresu tego widzimy, że w miarę jak wzrasta naprężenie stałe, dopuszczalne naprężenie zmienne maleje.



Rys. 11.

Jeżeli krzywe ac i bd oznaczają granicę odkształceń trwałych, to krzywe granicy zmęczenia mogą znajdować się nazewnątrz nich, naprzykład w gh i kl, i w takim razie metal tłumia drgania w polach od ac do gh i od bd do kl. W innych wypadkach krzywe granicy zmęczenia mogą znajdować się wewnątrz poprzednich i wtedy metal nie tłumia drgań. Mogą wreszcie odp. krzywe przecinać się ze sobą (ac z gh i bd z kl), jak to ma miejsce na rys. 12 odnośnie do stali chromowo-niklowej. Ten gatunek stali nie tłumia drgań przy małych naprężeniach stałych, lecz tłumia przy większych.

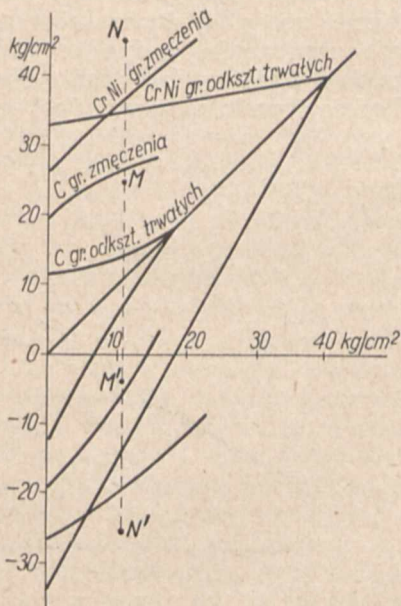
Powracając do naszego zadania zagadkowych pęknięć wkrętek, niektórzy inżynierowie chcą tłumaczyć je tą własnością tłumienia albo nietłumienia drgań. Mówią, że zwyczajna stal węglowa ma większy zakres tłumienia niż chromowo-niklowa i że dlatego lepiej wytrzymuje drgania.

Lecz tłumaczenie takie nie wytrzymuje bliższej krytyki, przynajmniej bez odpowiedniego uzupełnienia. Trzeba bowiem zauważyć, że w każdym wypadku granica zmęczenia i granica odkształceń trwałych rosną równolegle do wytrzymałości na rozciąganie. Dla porównania stali węglowej z chromowo-niklową przytaczamy ich dane charakterystyczne:

Własność	Stal węglowa	Stal Cr-Ni
Wytrzymałość na rozciąganie	50,6 kg/mm ²	82 kg/mm ²
Granica sprężystości do 0,02%	28,8 — 29,4	68,6 — 69,3
Granica proporcjonalności	24	64
Wydłużenie	26,5%	16,5%

Na tym samym rys. 12 podałem granice zmęczenia i granice odkształceń trwałych tych dwóch gatunków stali.

Przykłady te są wzięte ze sprawozdania M. Rouchet (Bulletin de l'Association Technique Maritime et Aéronautique, Nr 38, posiedzenie 1934 r.). Wskazują one, o ile granice zmęczenia, czyli granice, w których stal może drgać bezpiecznie, zarysowują się wyżej w stali chromowo-niklowej. Z wykresu tego wynika, że jeżeli wkrętka wykonana ze stali węglowej wytrzymałe dość dobrze naprężenie i pęka tylko zrzadka, to naprężenie to jest bliskie granicy zmęczenia i normalnie nie przekracza jej, wyraża się więc granicznymi punktami MM' .



Rys. 12.

Jeżeli następnie tę samą wkrętkę wykonać ze stali chromowo-niklowej, to naprężenie jej wyrazi się tymi samymi punktami MM' , znajdującymi się o wiele niżej od granicy zmęczenia danej stali. Gdyby tę stal zastąpić inną, jeszcze twardszą, to jej granica zmęczenia podniosłaby się jeszcze wyżej i zapas bezpieczeństwa musiałby być jeszcze większy. W rzeczywistości rzeczy dzieją się odwrotnie.

Ażeby to wytłumaczyć, zaproponowałem następujące wyjaśnienie: jeżeli zastępujemy jedną stal, której naprężenie pozostaje w granicach MM' , inną stalą, szlachetniejszą, i ta ostatnia pęka częściej, to znaczy, że naprężenie jej zwiększa się, np. do punktów NN' , znajdujących się w pobliżu granicy zmęczenia danej stali. Nie może się to stać inaczej niż drogą wzmoczenia drgań przez rezonans (współbrzmienie).

Drgania we wkrętkach odbywają się w kierunku osiowym, muszą więc być niezmiernie szybkie, pomimo że są znacznie zwolnione przez masę głowicy, którą pociągają za sobą. Z drugiej strony, źródło wzbudzające te drgania znajduje się w kolejnych zapłonach mieszanki w cylindrach. Częstotliwość tych zapłonów jest znacznie niższa niż częstotliwość drgań własnych wkrętek, i to dało powód niektórym oponentom twierdzić, że w takim wypadku rezonans, a więc i wzmoczenie drgań, nie są możliwe. Byłoby to prawdą, gdyby źródło wzbudzające działało według krzywej sinusoidalnej o okresie różnym od okresu drgań własnych kołków, lecz wykres ciśnienia gazów w cylindrze jest bardzo daleki od symetryczności, nadaje się

więc dobrze do wzbudzania drgań. Różnica częstotliwości pozwala tylko stwierdzić, że drganie wkrętek jest drganiem harmonicznym wysokiego rzędu n . Im rząd n jest wyższy, tym częściej w częstotliwości siły wzbudzającej znajdują się takie wartości, które wywołują rezonans. Wystarczy, żeby szybkość silnika zmieniała się o $\frac{n \pm 1}{n}$. Naprzykład, jeżeli $n=100$, to przy zmianie szybkości o 1%, silnik przejdzie z jednej częstotliwości siły wzbudzającej do następnej, a to wskazuje, że w danym wypadku nie ma możliwości uniknąć szybkości wywołujących rezonans, jak to się robi w wypadkach drgań wolniejszych, np. wałów korbowych.

Lecz właśnie stwierdzenie faktu, że mamy do czynienia z drganiami harmonicznymi bardzo wysokiego rzędu, pozwoliło mi sformułować następującą hipotezę: *odporność wkrętek na drgania zależy od tłumienia każdej grupy drgań zanikających pomiędzy dwoma wzbudzeniami*. Dość silne tłumienie chroniłoby wkrętkę od wzmoczenia drgań przez rezonans. Jeżeli każda poszczególna grupa drgań zdąży zaniknąć przed nadejściem nowego wzbudzenia, to wzmoczenie nie będzie miało miejsca, nawet w tym wypadku, jeżeli drgania wymuszone trafiają w fazę zgodną z drganiami własnymi wkrętki.

Natomiast jeżeli drgania własne wkrętki utrzymują się w dość dużej mierze, od jednego wzbudzenia do następnego, i jeżeli wpadną w rezonans z drganiami wzbudzającymi, to odkształcenia wkrętki ulegną wzmoczeniu, i wkrętka w końcu pęknie.

Jeżeli mamy do czynienia z drganiem o częstotliwości F i z siłą wzbudzającą o częstotliwości f znacznie mniejszej, to zwykle mówi się, że rezonans następować będzie zawsze, gdy częstotliwość drgań własnych F jest wielokrotną częstotliwości siły wzbudzającej, czyli

$$F = n f,$$

gdzie n jest liczbę całkowitą i dodatnią.

Moja propozycja polega na twierdzeniu, że ten warunek jest niedostateczny, i że potrzebny tu jest jeszcze drugi warunek, wyrażający się nierównością

$$\frac{1}{f} < t,$$

gdzie t jest to czas trwania jednej grupy drgań zanikających, wywołanych przez pojedyncze wzbudzenie, a $\frac{1}{f}$ jest okresem wzbudzenia.

To znaczy, że w wypadkach drgań harmonicznym wysokiego rzędu niebezpieczeństwo rezonansu może zjawić się tylko wtedy, kiedy czas trwania pojedynczej grupy drgań zanikających jest dłuższy niż okres wzbudzenia.

Jeżeli jakakolwiek część ustroju drga według rys. 13a, gdzie

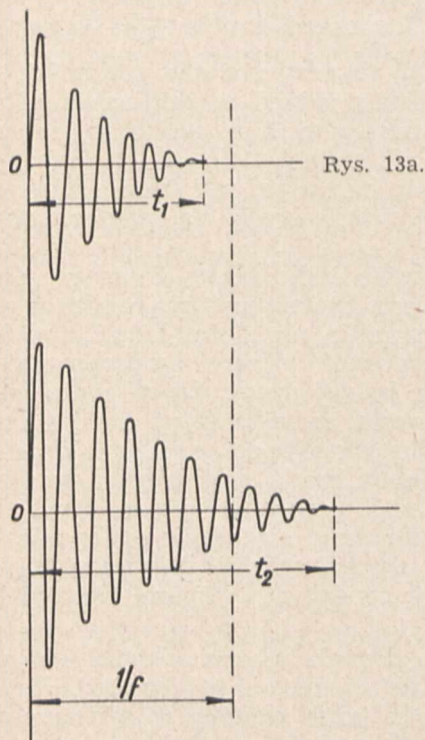
$$t_1 < \frac{1}{f},$$

to nie znajduje się ona w niebezpieczeństwie. Ale jeżeli drganie jej wyrazi się rysunkiem 13 b, gdzie

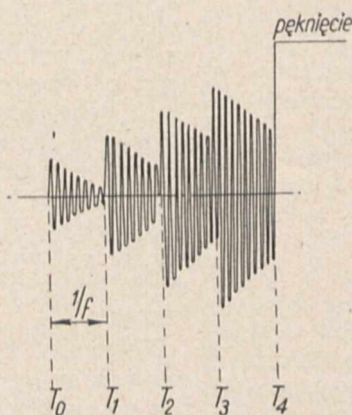
$$t_2 > \frac{1}{f},$$

i trafi ona na rezonans z siłą wzbudzącą, to rezonans nastąpi jak na rys. 14.

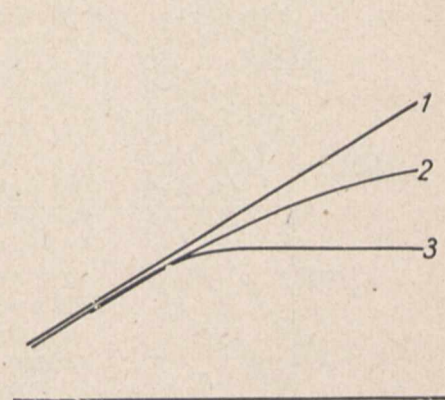
Potwierdzenie tego przypuszczenia znajdujemy w następującym wypadku: około 1920 r. wytwórnia Packard zbudowała silnik lotniczy o chłodzeniu wodnym z bardzo długimi wkrętkami głowico-



Rys. 13b.



Rys. 14



Rys. 15.

wymi, przechodzącymi przez całą długość bloku cylindrów i przez karter aż do łożysk wału korbowego. Otwory w bloku cylindrów były o tyle duże, że wkrętki nie dotykały ich ścianek.

Pękały one dość często, aż do czasu, gdy po przez zewnętrzne ścianki bloku cylindrów przeprowadzono małe śrubki prostopadłe do wkrętek, dotykające zlekka końcami tych ostatnich mniej więcej w połowie ich długości. Słumilo to drgania wkrętek w kierunku osiowym i dało niezbity dowód, że bezpieczeństwo wkrętek polega na tłumieniu ich drgań.

Na zakończenie nasuwają się jeszcze następujące uwagi.

Jeżeli powrócimy do rys. 9, to musimy stwierdzić, że obrazuje on zjawisko tłumienia drgań w sposób uproszczony. Wynikałoby z niego, że przy mniejszych odkształceniach, od O do A , stal wcale nie tłumii drgań. Jest to oczywiście niezgodne z prawdą, bo wiemy przecie, że każde drganie układu materialnego w końcu ustanie, nawet w próżni. Możemy więc tylko stwierdzić, że tłumienie przy małych odkształceniach jest o tyle słabe, że nie uwydatnia się nawet na maszynach tak czułych, jak Schenka albo Losenhausena. W tym celu potrzebne byłyby nowe metody badania, bardziej precyzyjne.

Poza tym trzeba uwzględnić jeszcze następującą okoliczność: w wypadku rezonansu, jak na rys. 14, krzywa owijająca, przeprowadzona przez wierzchołki fal w chwilach następujących bezpośrednio po T_0, T_1, T_2 etc., nie jest prostą jak linia 1 na rys. 15, ale odchyła się od niej w miarę jak od-

kształcenia wzmagają się, bo tłumienie przy większych odkształceniach w każdym razie pochłania coraz większą pracę mechaniczną. Będzie więc ona miała postać krzywej 2. Jeżeli jednak dany metal trafi na strefę wyraźnego tłumienia, jak np. strefa ch na rys. 11, to krzywa owijająca obniży się jeszcze bardziej, a nawet może ustalić się na pewnym poziomie stałym, jak krzywa 3 (rys. 15).

Trzeba więc mieć na widoku, że w razie wzmożenia (amplifikacji) drgań przez rezonans amplituda największych drgań będzie tym większa, im wewnętrzne tłumienie danego metalu jest słabsze. Lecz ponieważ rosną jednocześnie amplituda drgań i granica zmęczenia, trudno jest przewidzieć z góry, bez dokładniejszych badań laboratoryjnych, jaki będzie wynik końcowy. Jest tu pole do

bardzo ciekawych badań, które mogłyby stanowić temat pracy doktorskiej.

Jednak najlepiej zabezpieczony od pęknięcia będzie kołek wykonany z metalu, odpowiadającego warunkowi

$$\frac{1}{f} > t.$$

czyli że każda kolejna grupa wzbudzonych w nim drgań musi zaniknąć przed nadejściem nowego wzbudzenia.

•••

Sur la résistance des goujons de culasses et des pièces analogues des mécanismes

Résumé:

Après avoir indiqué les cas incompréhensibles de rupture des tiges, des goujons et d'autres pièces pareilles des mécanismes, surtout de celles des moteurs à combustion interne, l'auteur passe à l'analyse des déformations des goujons soumis à un effort préliminaire et à une force périodique. Se basant sur cette analyse l'auteur prouve qu'il y a 2 cas du travail de goujons: l'un — qu'il nomme sensible et l'autre — insensible, et il montre le calcul pour le cas sensible, en soulignant que l'effort provenant de la pression de combustion n'a qu'une influence secondaire par rapport à l'effort préliminaire du goujon. Ensuite l'auteur s'occupe de la question des ruptures des goujons ayant une résistance statique admissible; il analyse la résistance à la fatigue (aux efforts répétés), les vibrations des goujons se produisant pendant la marche du moteur, leur amortissement, et conclut que les ruptures en question sont causées par les vibrations quand la fréquence de leur excitation est proportionnelle à celle des vibrations propres des goujons et quand leur période est moindre du temps d'extinction d'un train de vibrations propres.

Stale używane w kolejnictwie na tle polskich norm Inż. J. Obrębski, SIMP

Trudności normalizacji i luki, jakie dotychczas istnieją w tej dziedzinie. — Przepisy materiałowe w kolejnictwie. — Porównanie wymagań stawianych stali węglowej przez PKP z odp. normami PN. — Możliwość zastąpienia sortymentu kolejowego stali węglowych takimiż stalami normalnymi.

MIMO to, że racjonalna i głęboko prze-myślana gospodarka materiałowa jest bardziej niż wskazana w naszym kraju, zubożonym rabunkową polityką zaborców i działaniami wojennymi, jakie musieliśmy przeprowadzić w zaraniu naszej niepodległości, nie możemy pochwalić się dużym dorobkiem w tej dziedzinie. Prace normalizacyjne omijały, przez wiele lat, dziedzinę stali (nie mówiąc już o innych metalach i stopach), a wysiłki, podjęte w tym kierunku przez instytucje wojskowe (w pierwszym rządzie przez Komisję Normalizacyjną Departamentu Uzbrojenia), nie mogą być należycie wykorzystane, jako że dobre chęci oraz pochwały godna energia rozбивały się o tradycje i przesady, brak wycucia tworzywa i konserwatyzm innych, mniej zaangażowanych w postępie technicznym, instytucyj.

Przeszkodą w biegu prac normalizacyjnych był i jest również brak wyraźnego podziału pojęć takich, jak „norma“ i „warunki techniczne“. Dosłowne kopie, a czasem nawet złe tłumaczenia zagranicznych przepisów i warunków technicznych są forsowane jako projekty norm. Projektodawcy, rozporządzający tekstem wymienionych wyżej dokumentów, jako jedyną podstawą do dyskusji, upierają się, niejednokrotnie, przy dosłownym ich brzmieniu i nie godzą się na najbardziej nawet celowe i naukowo ugruntowane zmiany.

Obecnie prowadzone prace normalizacyjne (w dziedzinie metali i stopów) są zwykle pracami zbiorowymi i noszą charakter stałych uzgadniań, kompromisów, ustępstw i połowicznych rozstrzygnięć. Odczuwa się też czasem brak najważniejszego czynnika, a więc głębokiej znajomości tworzywa. Z tego tylko źródła mogą jednak płynąć realne ujęcia i realne poczynania.

Jeżeli chodzi o gospodarkę materiałową, to najwięcej zastrzeżeń wywołuje ten dział pracy w kolejnictwie (jeżeli pominiemy drobny przemysł przetwórczy prywatny, w którym zagadnienia materiałowe pozostają na poziomie z przed dziesięciu lat).

Mimo wielkich wysiłków, jakie zostały podjęte w łonie Polskiego Komitetu Normalizacyjnego, pozostają, po dziś dzień, w użyciu zarówno nazwy przestarzałe, jak i rażące oznaczenia. Źródłem tych, powiedzmy śmiało, anachronizmów, jest pierwsza, jak się zdaje, próba uporządkowania spraw materiałowych, która to próba znalazła wyraz w tablicach, noszących miano: „Przepisy jakościowania i gatunkowania metali, używanych do budowy taboru kolejowego“. Odbitkę części tej tablicy z Dziennika Urzędowego Ministerstwa Kolei Żelaznych Nr. 22 z r. 1920 niżej reprodukujeśmy.

Nie używane już dziś określenia i swoisty sposób znakowania tworzyw są całkowicie usprawiedliwione datą wydania. Nie poruszalibyśmy też na tym miejscu sprawy „Przepisów jakościowania i gatunkowania“, gdyby nie to, że treść przytoczonego dokumentu przetrwała, jeżeli nie w całości,

to w znacznej swej części, a całkowitego anulowania dawnych przepisów oraz znakowania i nazw nie możemy się jakoś doczekać.

Sprawa jest ważna. Na froncie normalizacyjnych prac istnieje odcinek znacznie cofnięty. Taki odcinek powstrzymuje niepomiernie akcję normalizacyjną. Całe życie techniczne przemysłu musi się też dostosowywać zarówno do teraźniejszości (normy PN i PNW), jak i do zamierzonej przeszłości (vide „Przepisy gatunkowania i jakościowania“).

Istnieją projekty norm „materiałów używanych w kolejnictwie“. Może wydrukowane zostały same normy. Jednak nie weszły one w życie. Językiem codziennym (jeżeli chodzi o dostawy dla PKP) jest język wymienionych przepisów. Zmiany i uzupełnienia ad hoc wprowadzane jedynie komplikują sytuację. Trzeba z takim stanem rzeczy zerwać za wszelką cenę.

Niżej pokusimy się o rozpatrzenie szeregu stali, stosowanych do wyrobu taboru kolejowego. Przedyskutujemy każdą z tych stali na tle Polskich Norm. Załączona tabela (na str. 481) ułatwi nam znakomicie to zadanie.

A więc stal III₁, przeznaczona na śruby, nity i zespórki (projekt PN przewidywał podział na dwie stale, tj. stal na śruby i nity, oraz stal na zespórki). Zestawienie tej stali ze stalą normalnej jakości wg PN pozwala na twierdzenie, że marka III₁ może być zastąpiona symbolem 010. Nikt wszak nie będzie twierdził, że mamy do czynienia z dwoma odmiennymi stalami tylko dla tego powodu, że wydłużenia różnią się o 1% i że stal III₁ obarczona jest t. zw. warsztatowo „kabałką“ w postaci wzoru $R_r \times A_{10} \geq 1050$. Również nie jest możliwe uznanie za odmienne granic R_r , a więc 35—42 i 33—42. Praktycznie stale są *identyczne*. Formalnie stal III₁ nie może być uznana za identyczną ze stalą 010.

Dalej przyjrzyjmy się stali, która nie posiada znaku specjalnego, a nosi miano „mostowa“. Granice wytrzymałości są praktycznie identyczne w tej stali i stali 015 wg PN. Wymagania specjalne podają wydłużenie dla próbki *poprzecznej* i wskazują minimalną udarność. Te dodatkowe wymagania nie sprawiają bynajmniej tego, stal 015 nie nadaje się już do wyrobu mostów. Jasną jest rzeczą, że stale „mostowa“ i 015 wg PN są stalami *identycznymi*. Jedynie warunki odbioru (wyraźnie *warunki odbioru*) stali „mostowej“ są uzupełnione dodatkowymi próbami. Może się zdarzyć, że stal 015 wg PN będzie odbierana jako taka, jednak nabywca wskaże dodatkowe warunki (powiedzmy kontrolę powierzchni, lub zabezpieczenie od rdzewienia). Czyż wtedy symbol stali i inne decydujące dane mają już zniknąć?

Stal na łuki i łapki marki kolejowej III₃ nie różni się *zupełnie* od stali 025 wg PN. Dodatkowa „kabałka“ $R_r \times A_{10}$ musi być wszak uznana za przeżytek.

Stal na ciągną III₄ nie znajduje wprowadzie odpowiednika wśród stali PN, ale narzuca się pyta-

Przepisy jakościowania i gatunkowania metali, używanych do budowy taboru kolejowego z r. 1920¹⁾.

Marka	Rodzaj	Gatunek	Własności			ZASTOSOWANIE	
			Wytrzymałość na rozerwanie R kg/mm ²		Wydłużenie E %		
			nie niżej	nie wyżej			
I ₁	Żeliwo	cyldrowe	16	—	—	Części podlegające ciśnieniu pary wlotowej i wylotowej; części dławików; cylindry hamulcowe; spodki maźnic parowozowych, maźnice tendrowe i wagonowe (patrz V ₁); kliny maźnic tendrowych i wagonowych; mimośrod, suwaki (patrz VII ₁); prowadniki drągów suwakowych.	
I ₂		specjalne	13	—	—	Pierścienie tłokowe i suwaków tłokowych; ruszty (patrz III ₂); klocki hamulcowe.	
I ₃		zwyczajne	13	—	—	Odlewy z żeliwa nie wymienione pod I ₁ i I ₂ .	
I _a		kowalne	—	—	—	Pokrywki maźnic tendrowych i wagonowych (patrz V ₁); pokrywki smarowników; zawiasy.	
II	Żelazo zgrzewne	pułdowe	33	38	20	Z wyjątkiem blach i rur, jak dla marki III ₁ i III ₂ .	
II _a		odpadkowe	33	38	20	Wyroby podrzędne.	
III ₁	Żelazo zlewne	miękkie	33	42	26	Śruby, nity, zespórki (patrz VI ₂), kotwy; blachy (III ₁ K blachy kotłowe, paleniskowe i dla wyrobów prasowanych, III ₁ O blachy ostojnicowe — co do wydłużenia patrz odnośne przepisy); rury (patrz VI); wieniec paleniskowy i drzwiczkowy; płaskowniki i kształtowniki podlegające spawaniu; wyroby podlegające spawaniu lub nastalaniu; koła bosc wagonowe i tendrowe (patrz III ₃ i V ₁); soczewki uszczelniające (patrz VII ₂); panewki (patrz V ₁ i VII ₁); wieszadła resorowe, wahacze, opaski resorowe.	
III ₂		średnio-twarde	37	44	20	Płaskowniki i kształtowniki nie podlegające spawaniu; pierścienie zaciskowe, ruszty, trzony i pochwy zderzakowe, części mechanizmu hamulcowego (nastalane patrz III ₁).	
III ₃		twarde spawalne	sprzęgowe	40 ²⁾	47 ²⁾	20 ²⁾	Cięgła i haki cięglowe niewzmocnione.
III ₄				45	52 ²⁾	18 ²⁾	Sprzęgi i cięgła wzmocnione i haki cięgieł wzmocnionych, haki cięglowe parowozowe i tendrowe, haki cięgieł nawskrośnych (sworznie sprzęgowe i cięglowe — patrz IV ₁).
III		handlowe	—	—	—	Blachy pomocnicze (III P), wyroby podrzędne.	
IV ₁	Stal zlewna	napędowa	50	60	20	Korbowody; wiązary; korby; czopy (nastalane, patrz III ₁); tłoki (patrz V ₂); drągi tłokowe i suwaków tłokowych; krzyżulce (patrz V ₂); prowadniki krzyżulce (nastalane, patrz III ₁); części składowe stawidła (nastalane, patrz III ₁); kliny osadcze (nastalane, patrz III ₁); zderzaki między parowozem i tendrem; sworznie, czopy, poduszki, panwie, gładzie wózków zwrotnych (patrz V ₂ , VII ₁ nastalane III ₁); sworznie cięglowe i sprzęgowe; sworznie wszelkiego rodzaju (nastalane, patrz III ₁); tulejki sworzniowe (patrz VII ₁ , nastalane III ₁); wykłady wideł maźniczych wagonowych.	
IV ₂		osiowa	50	60	16	Osie parowozowe, tendrowe i wagonowe.	
IV ₃		obręczowa	60	—	$R+2E=90$ ≥ 8	Obręcze parowozowe, wagonowe, tendrowe.	
IV ₄		sprężynowa	70	—	12	Sprężyny wszelkiego rodzaju.	
IV _a		specjalna	w poszczególnych wypadkach oznaczone			Osie wykorbione; wyjątkowo także dla przedmiotów podanych pod IV ₁ , IV ₂ , IV ₃ i IV ₄ .	
V ₁	Odlew żelazny	miękki	37	44	20	Koła bosc parowozowe, tendrowe i wagonowe (patrz III ₁ i III ₃); maźnice wagonowe i tendrowe (patrz I ₁), pokrywki maźnic wagonowych i tendrowych (patrz I ₁), panewki (patrz III ₁ i VII ₁); widły maźnicze parowozowe i tendrowe; pochwy zderzakowe (patrz III ₂) oraz odlewy żelazne nie wymienione pod V ₂ .	
V ₂		twardy (stalowy)	50	60	16	Sworznie, poduszki, panwie, gładzie, czopy wózków zwrotnych (patrz IV ₁ , VII ₁ , nastalane III ₁); tłoki (patrz IV ₁); krzyżulce (patrz IV ₁).	
VI ₁	Miedź	paleniskowa	22	—	38	Blachy paleniskowe (patrz III ₁).	
VI ₂		drażkowa	23	—	38	Zespórki (patrz III ₁).	
VI		—	—	—	—	Blachy o grubości mniejszej niż 4 mm, rury (patrz III ₁).	

¹⁾ Odbitka z „Dziennika Urzędowego Ministerstwa Kolei Żelaznych“ Nr. 22 r. 1920.

²⁾ Zmiany na mocy rozporządzenia z dn. 20.IX.22 r. Nr. VI/13190/26a/22.

nie następujące: „Czy istotnie cięgła są tak bardzo specjalną częścią układu, że stal do ich wyrobu nie mogłaby być wybrana spośród stali PN, a więc czy rzeczony cięgła nie mogłyby być wykonywane ze stali 025 lub 035?“. Jest rzeczą wręcz nie do po-

myślenia, aby takie przesunięcie nie dało się uskutecznić.

Bardzo ciekawy wypadek da się zaobserwować odnośnie stali na pędnie. Marka kolejowa IV₁. Granica płynności i wytrzymałość zgadzają się w

100% z takimiż danymi dla stali 035 wg PN. Ponieważ jednak wymagane wydłużenie minimum 20% obowiązuje dla stanu *normalizowanego*, a wydłużenie minimum 18% dla stali 035 jest wymagane dla stanu *surowego*, więc cała różnica tkwi w *stanie*, nie w stali. Stal IV₁ i stal 035 — to identyczne stale. Jedynie w warunkach odbioru należy uczynić uwagę, że próbki muszą być w *stanie normalizowanym*. Dzięki tej właśnie okoliczności, wymagane jest wydłużenie 20%, nie 18%. Warto też zauważyć, że wszelakie „pędnie” pracować będą dobrze i wtedy, gdy stal wykaże, w *stanie normalizowanym*, 18% wydłużenia. Uszkodzenie pędni nie jest bowiem spowodowane zbyt małym wydłużeniem, a zupełnie innymi i bardziej ważkimi powodami! Stal marki IV₂ jest, rzecz jasna, również stalą 035 wg PN, jednak wymagane wydłużenie zostało obniżone do 16% w *stanie normalizowanym*, co daje się wytłumaczyć tym, że wchodzi tu w grę duże przekroje. Stal jest więc stalą 035 wg PN, a jedynie dodatkowe warunki techniczne opiewają na *korektę wydłużenia*, którą to korektę wprowadza się na Ø znaczne wyrobu. Niepodobna układać norm stali w ten sposób, że jedna i ta sama stal będzie zmieniała nazwę zależnie od wielkości przekroju wyrobu!

Przegląd powyższych stali pozwala więc na wypowiedzenie następującego twierdzenia: „Stale tej grupy są stalami ujętymi w normę PN. Warunki techniczne wprowadzają natomiast dodatkowe wymagania i korekty, zależne nie od stali, lecz od kształtu, czy przekroju wyrobu”. Tak też należy załatwić sprawę stali omówionej grupy, nie wprowadzając żadnych nowych symboli, jak np. PKP-035 i t. p.

Dalsze przeglądanie stali nasuwa nam refleksje znacznie poważniejsze. Mamy więc stal na sprzęgi 60/70. Zestawienie tej stali ze stalą 045 pozwala na stwierdzenie, że granice wytrzymałości na rozciąganie są *identyczne*. Wydłużenia są również

identyczne. Ponieważ stal wg MK jest badana w *stanie normalizowanym*, więc warunki dla uzyskania większego wydłużenia są korzystniejsze niż stali 045 (stan surowy). Jeżeli tak, to stal wg MK wygląda na *gorszą* od stali 045. Skąd więc wyższa wymagana granica płynności? Może jest to zwykła pomyłka (nie zauważona i nie kwestionowana)?

Zastosowanie	Znakowanie		Własności mechaniczne					Wymaganie obrotkowe	Stan w którym mają być uzysk. zadane włas. mech.
	MK.	PN	Q _r kg/mm ²	R _p kg/mm ²	A ₁₀ kg/mm ²	A ₅ kg/mm ²	U kg/cm ²		
Stal na śruby, niły zesparki	III ₁	—	19	35 42	26	—	—	R _p × A ₁₀ ≥ 1050	surowy
Stal norm. jakości	—	010	19	34 42	25	30	—	—	surowy
Stal na mosty	Mostowa	—	21 *	37 44	22 podł. 20 poprz.	—	5	—	surowy
Stal norm. jakości	—	015	21	37 45	22	27	—	—	surowy
Łubki i łapki	III ₃	—	23 *	40 50	20	—	—	R _p × A ₁₀ ≥ 850	surowy
Stal norm. jakości	—	025	23	40 50	20	25	—	—	surowy
Stal na ciągnia	III ₄	—	25 *	45 52	18	24	—	—	surowy
Stal norm. jakości	Odpowiednika w PN nie znajdujemy.								
Stal na pędnie	IV ₁	—	27 *	50 60	20	24	5	—	Normalizowany
Stal norm. jakości	—	035	27	50 60	18	22	—	—	surowy
Stal na osie parowozowe i wagonowe	IV ₂	—	27 *	50 60	16	—	—	Próba kafa-rowa	Normalizowany
Uwaga: Istnieje też marka III ₂ . Jest to stal „mostowa” lecz A ₁₀ (podł.) ≥ 20. Udarność nie wymagana.									
Stal na sprzęgła 60/70	—	—	35	60 70	—	17	—	—	Normalizowany
Stal norm. jakości	—	045	30	60 70	14	17	—	—	surowy
Stal do ulepszenia	—	0045	35	60 72	16	19	—	—	Normalizowany
Stal na obręcze wagonowe i tendrowe	IV ₃	—	30 *	≥ 65	8	12	—	Próba kafa-rowa	surowy
Stal norm. jakości	—	055	35	70 85	10	12	—	—	surowy
Stal na sprzęgła 70/85	—	—	40	70 85	—	15	—	—	Normalizowany
Stal do ulepszenia	—	0065	38	70 85	12	14	—	—	Normalizowany
Stal na obręcze parowozowe i wagonów małych	—	—	43 *	80 92	7	10	—	Próba kafa-rowa	Ażyspiestwana normalizacja
Stal na dzioby krzyżownic	—	—	43	≥ 80	8	—	—	R _p × A ₁₀ ≥ 720 h ₀ ≥ 240	surowy
Wałki kute łożysk mostowych	—	—	27	≥ 55	15	—	—	—	Normalizow. lub surowy
Stal norm. jakości	—	035	27	50 60	18	22	—	—	surowy
Stal norm. jakości	—	045	30	60 70	14	17	—	—	surowy
Uwagi: Dla Q _r podane są obowiązujące minima. Cyfry ze znakiem * traktowane są jako orientacyjne. Dla R _p podane są praktyczne granice od. do. Obowiązują dolne jako minima. Dla A ₁₀ lub A ₅ podane są wymagania minima.									

Powiedzmy jednak, że nie jest to pomyłka. A więc wtedy stosujemy stal 045 wg PN i sprawa będzie jak najlepiej załatwiona.

Stal na obręcze wagonowe IV₃ może być zastąpiona, bez najmniejszej obawy i dyskusji, stalą 055 wg PNW. Ponieważ jednak oś próbek pobieranych z obręczy nigdy nie jest równoległa do osi włókien materiału, więc należy (istotnie) wprowadzić korektę w warunkach odbiorczych i obniżyć wydłużenia A₅ z 10% na 8%, no i konsekwentnie A₁₀ z 12% na 10%.

Stal na sprzęgła 70/85 daje się zidentyfikować ze stalą 065 przy skorygowaniu granicy płynności o wielkość doprawdy niegodną sporów, t. j. o 2 kg/mm².

Stal na wałki łożysk mostowych jest stalą 035.

Stal na obręcze kół parowozowych i wagonów motorowych jest już stalą manganową. Stal na dzioby krzyżownic należy również zaliczyć do grupy stali manganowych.

Widzimy zatem, że cała tabela „stali kolejowych“ daje się zastąpić (bez najmniejszych trudności) tabelą stali normalnych.

Naturalnym wyjątkiem są stale na obręcze kół i dzioby krzyżownic. Wiemy doskonale, że dwa te elementy (obrzeże i szyny) są elementami silnie zużywającymi się, a więc otoczonymi specjalną opieką, badanymi, opisywanymi. Cała literatura istnieje już w tej dziedzinie.

Pewną zagadką są jednak stale na „sprzęgi 60/70 i sprzęgi 70/85“. Skąd powstało podwyższenie granicy płynności o 5 kg/mm² jednej i o tyleż drugiej w stosunku do stali normalnej jakości 045 i 055 wg PN?

Jeżeli staniemy na gruncie li tylko przepisów, to nie możemy dyskutować na ten temat. Jeżeli natomiast staniemy na gruncie czysto technicznym,

to musimy rozumować tak: Jeżeli nie wystarcza stal normalnej jakości (bo ma o 5 kg/mm² niższą granicę płynności), to, najwidoczniej, praca sprzęgów jest bardzo ciężka i nazbyt ciężka dla tej stali. Na podniesienie granicy płynności mamy znany i bardzo skuteczny środek: *ulepszenie cieplne*. Dla stali 065 uzyskujemy w stanie „T“ nie 40 kg/mm², lecz 50 kg/cm² granicę płynności. Jasną jest też rzeczą, że podnosimy jakość wyrobu niepomierne. Nie stosuje się jednak ulepszenia cieplnego, nie mówi się wyraźnie, że stal musi być stopowa (istotnie podnosi się zawartość krzemu, co należy uważać za wysoce problematyczne remedium), a wymaga się „trochę“ wyższej niż naturalna granicy płynności.

Jest to niezrozumiałe. Albo tkwi błąd w wymaganiach, albo fałszywe jest rozwiązanie.

Jak wspomnieliśmy na wstępie, rewizja stanu rzeczy jest konieczna. Rewizja ta musi być oparta na głębokim podejściu technicznym do zagadnienia. Musimy odsunąć na bok paragrafy i zadać sobie pytanie: „Jak istotnie być powinno?“.

Omówienie stali stopowych pozostawiam do następnego artykułu.

•••

Les aciers employés par les chemins de fer de l'Etat Polonais, comparés avec les normes polonaises

Sommaire:

Difficultés rencontrées dans les travaux de normalisation des matériaux. — Prescriptions ferroviaires. — Comparaison de leurs exigences avec les normes polonaises des aciers montre la possibilité d'employer aux chemins de fer les aciers correspondant entièrement aux normes générales.

Nowości z zakresu maszyn wytrzymałościowych w Niemczech

Inż. met. K. Kornfeld, SIMP

Udoskonalenia konstrukcyjne maszyn do badania twardości sposobem Brinella, Rockwella i Vickersa. — Nowe konstrukcje zrywarek; ekstensometry. — Maszyny do badania pod zmiennym obciążeniem; pulsatory.

WOJNA celna z Niemcami pociągnęła za sobą skierowanie zakupów do innych krajów, wobec czego ustał kontakt z wytwórcami niemieckimi. Na tle „odmrażania“ należności polskich w Niemczech zaznacza się obecnie ograniczenie nawykowego już kupowania na rynkach, poznanych podczas tej wojny celnej, a w związku z tym interesujemy się bliżej postęпами poczynionymi przez konstruktorów niemieckich, uwidoczniającymi się po braku współpracy w ciągu wielu lat w sposób tym bardziej wyraźny.

Artykuł niniejszy powstał na tle zwiedzenia szerego niemieckich wytwórni maszyn wytrzymałościowych, a celem jego jest zaznajomienie czytelnika ze zrealizowanymi w Niemczech nowymi rozwiązaniami maszyn do badania materiałów.

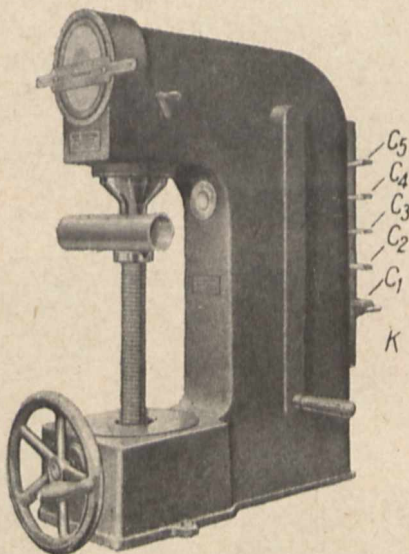
Maszyny do badania twardości

Najprymitywniejszy sposób badania materiału, jakim jest badanie twardości, spopulary-

zowano w Niemczech bardzo szeroko, stosując — zależnie od rodzaju wytwórczości — badanie wg metody Brinella lub Rockwellera, rzadziej narazie wg Vickersa. W dziedzinie maszyn Brinella postęp zaznaczył się w większej zwartości konstrukcji i zastąpieniu starszych maszyn z ruchomym ciężarem na dźwigni — maszynami hydraulicznymi o budowie zbliżonej do szwedzkiej „Alphy“ oraz zastosowaniem elektrycznego napędu do zwalniania obciążenia (jak francuskie „Guillery“) z wyłącznikiem czasowym, regulującym czas trwania nacisku. Inną nowością, wyrosłą na gruncie niemieckim, było połączenie badania wg. Rockwella i Brinella. Połączenie to okazało się niepraktyczne, gdyż błąd przekładni, jaki dla 3000 kg w sposobie Brinella można było uważać za dowód precyzji, dyskwalifikował często aparat, gdy ten pracował pod obciążeniem 150 kg, jako aparat Rockwella. Korzyść wynikła inna, a mianowicie przez zastosowanie czujnika do odczytu głębokości odcisku Bri-

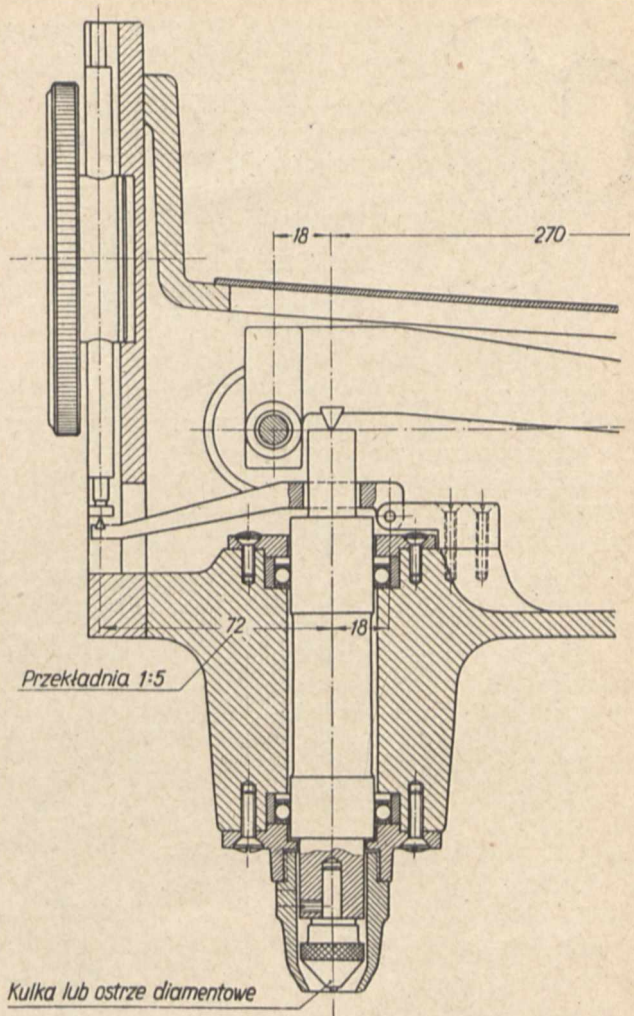
nella przyśpieszono pracę tego aparatu podczas se-ryjnego sprawdzania przedmiotów o bliskiej sobie twardości, po uprzednim wywzorcowaniu czujnika wg odczytów średnicy odcisku normalną lupą Typy, wykonywane przez poszczególne wytwórnie, różnią się stosunkowo mało pomiędzy sobą, a pewne dalsze ulepszenia wprowadziła tylko f-ma Wolpert w Ludwigshafen. Drobne to ulepszenie polega na zastosowaniu ciężarków ze wspornikami. Ciężarki z otworami, przez które przechodzi cięgno, zakończone talerzykiem, są stale umieszczone na maszynie i podparte dającymi się wyjąć kołkami, wstawianymi w kadłub; na kołkach tych opierają się wsporniki, wystające z ciężarków. Zwalniając dźwignię, obciążając kulkę, powodujemy zawisnięcie ciężarków na wspornikach, a cięgno z talerzykiem, na którym opierają się podczas pracy ciężarki, przesuwa się przez otwory w obciążnikach. Przedstawiając kołki K z rys. 1 pod coraz to wyższe wsporniki ciężarków C, opuszczamy coraz to większe ciężary na talerzyk cięgna bez potrzeby zdejmowania ciężarków z maszyny. Inne ulepszenie tej firmy polega na zastosowaniu mikroskopu pomiarowego, którego obiektyw trafia na miejsce kulki w aparacie i rzuca odcisk na matówkę, gdzie średnicę odcisku odczytuje się linijką. Odczytywanie na matówce jest jednak wystarczająco dokładne tylko w miejscach o słabym oświetleniu.

Konstruktorzy niemieccy chętnie podkreślają w rozmowach, że rozpowszechnienie zastosowania sposobu *Rockwell* jest zasługą niemieckich ulepszeń; trzeba przyznać, że analiza tej metody badania była przeprowadzona wzorowo, a konstrukcja z analizy tej wyciągnęła dużo wniosków. W dziedzinie budowy tych maszyn każda ze zwiedzonych przez autora firm zastosowała pewne in-



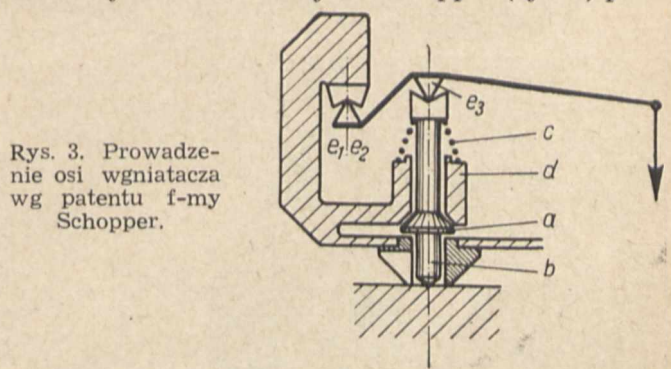
Rys. 1. Przrząd do mierzenia twardości metodą Brinella lub Vickersa w wykonaniu f-my Wolpert.

dywidualne pomysły. Wszyscy konstruktorzy niemieccy zgodnie stwierdzają, że prowadzenie obśady kulki czy diamentu musi być wykonane z minimum tarcia, gdyż uzależnienie tarcia tylko od smarowania może wobec małych obciążeń powodować duże błędy. Wg danych f-my Mohr i Federhaff tarcie w pierwszym typie amerykańskich



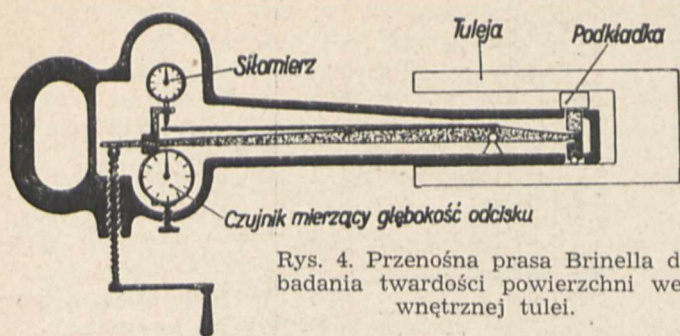
Rys. 2. Prowadzenie osi wgniatacza w maszynie do mierzenia twardości metodą Rockwella według konstrukcji firmy Losenhausenwerk A. G.

aparatu pochłaniało ponad 30% siły, i to w aparacie świeżo naoliwionym. Rozwiązanie prowadzenia wg konstrukcji f-my Losenhausenwerk A. G. podaje rys. 2. Sposób prowadzenia osi wgniatacza uważają firmy niemieckie za pewnego rodzaju swoją tajemnicę, jakkolwiek na zapytanie udzielają wyjaśnień. Z wyjaśnień tych wynika, że większość prowadzeń opiera się na zastosowaniu łożysk kulkowych. Patent f-my L. Schopper (rys. 3) prze-



Rys. 3. Prowadzenie osi wgniatacza wg patentu f-my Schopper.

widuje luźne osadzenie osi wgniatacza. Analiza próby Rockwella doprowadziła do wniosku, że nie tylko prowadzenie wspomnianej osi, ale i szybkość działania obciążenia wywiera wpływ na wartość odczytu. Dążenie do jak najdalej posuniętej dokładności skłoniło f-mę L. Schopper do



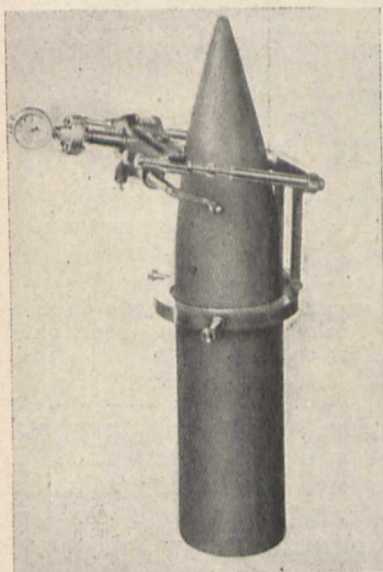
Rys. 4. Przenośna prasa Brinella do badania twardości powierzchni wewnętrznej tulei.

zastosowania regulacji szybkości wgłębiania pod działaniem obciążenia wstępnego przez zastosowanie amortyzatora olejowego, lub odpowiedniego zwymiarowania korbki, zwalniającej obciążenie. Wszystkie niemieckie aparaty uzbrojono w osłony diamentów, do których dociska się badany przedmiot, a przez otwór w osłonie (rys. 3) opuszcza się diament. Wstępne obciążenie

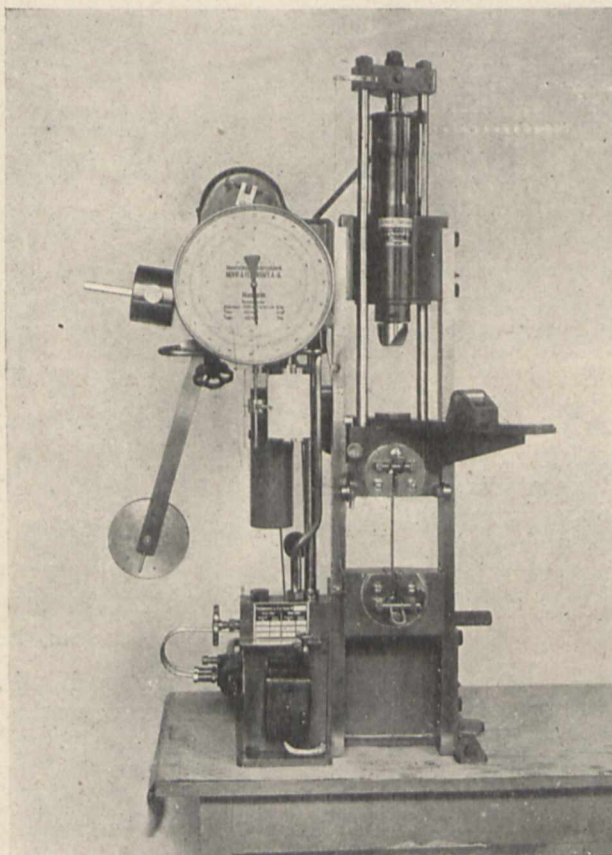
nie nadaje sama dźwignia, lub dźwigenka sterująca czujnik, pełne obciążenie osiąga się przez opuszczenie ciężarków na dźwignię.

Sposób Vickers'a bardzo interesuje wytwórców maszyn do prób wytrzymałościowych w Niemczech, ale z drugiej strony większość fabryk podchodzi do wyrobu tych aparatów z dużą dozą ostrożności. F-ma Wolpert, który zastosowała aparat projekcyjny do odczytywania odcisków, ma poważne kłopoty z otrzymaniem wystarczająco dokładnego odczytu małych odcisków (pod małymi obciążeniami, do 30 kg, na materiałach o $H_v > 650$); nowy typ jej „Dia-Testora“ został wypuszczony na wiosnę r.b. Firma Mohr i Federhaff przystosowała swoje aparaty Rockwella do badań metodą

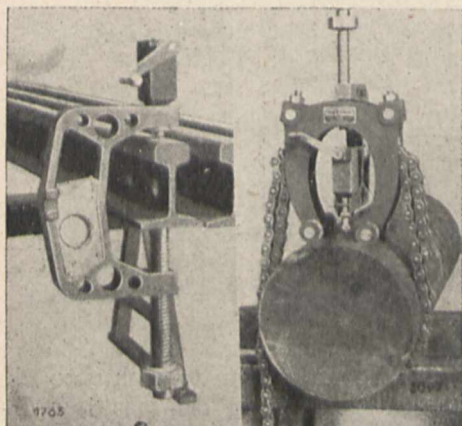
Vickersa, zmieniając odpowiednio konstrukcję i wprowadzając mikroskop odczytowy na ruchomym ramieniu. Należy przypuszczać, że usprawnienie aparatu projekcyjnego umożliwi przy zastosowaniu pomiarów w miejscu o przyćmionym świetle przyspieszenie pomiarów sposobem Vickersa.



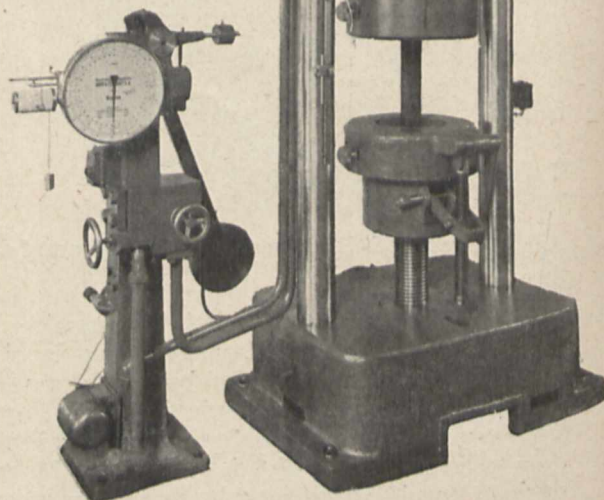
Rys. 5. Przyrząd do pomiaru twardości osadzany na przedmiocie ciężkim.



Rys. 7. Uniwersalna 2-tonnowa maszyna do prób wytrzymałości.

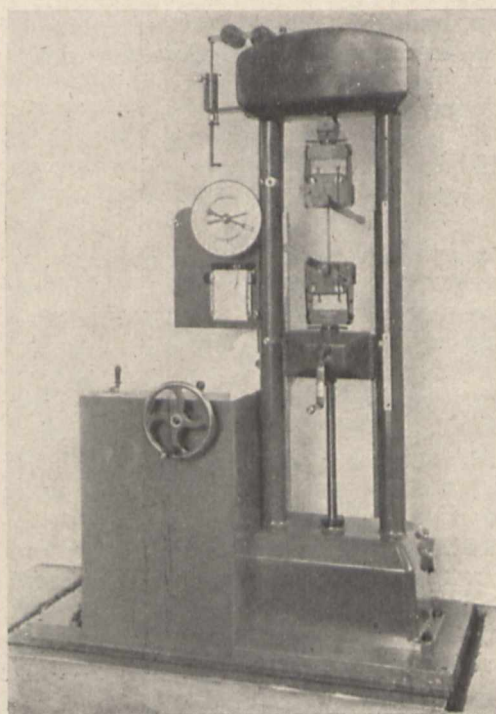


Rys. 6. Inne rozwiązania przyrządów do pomiaru twardości przedmiotów ciężkich.

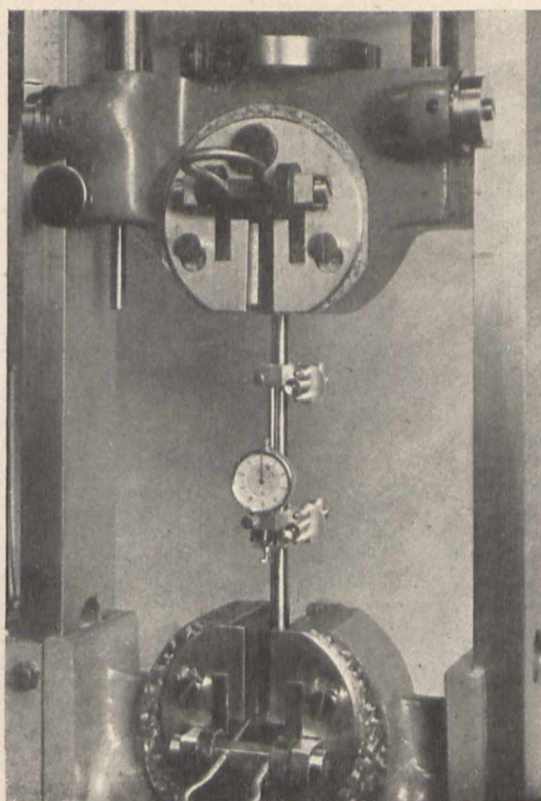


Rys. 8. Zrywarka 200-tonnowa (Mohr & Federhaff).

Bardzo dużo pomysłowych konstrukcji zastosowano dla umożliwienia badania twardości wg Bri-nella w miejscach trudno dostępnych, lub na ciężkich przedmiotach. Rys. 4 podaje schemat aparatu do mierzenia twardości wewnątrz tulej i cylindrów w wykonaniu f-my Mohr i Federhaff. Siłę nacisku, wytwarzaną przez napinanie sprężyny, mierzy czujnik w postaci odkształceń sprężyny, a wielkość średnicy odcisku oblicza się z głębokości odcisku, odczytanej na drugim czujniku. Do mierzenia twardości na ciężkich przedmiotach stosuje się urządzenia kleszczowe, które napina się ręcznie korbą, a wielkość nacisku mierzy się według odkształcenia sprężystego szkieletu przyrządu, które podaje czujnik. Rys. 5 uwidoczni taki przyrząd w wy-



Rys. 9. Zrywarka 5-tonnowa f-my L. Schopper.

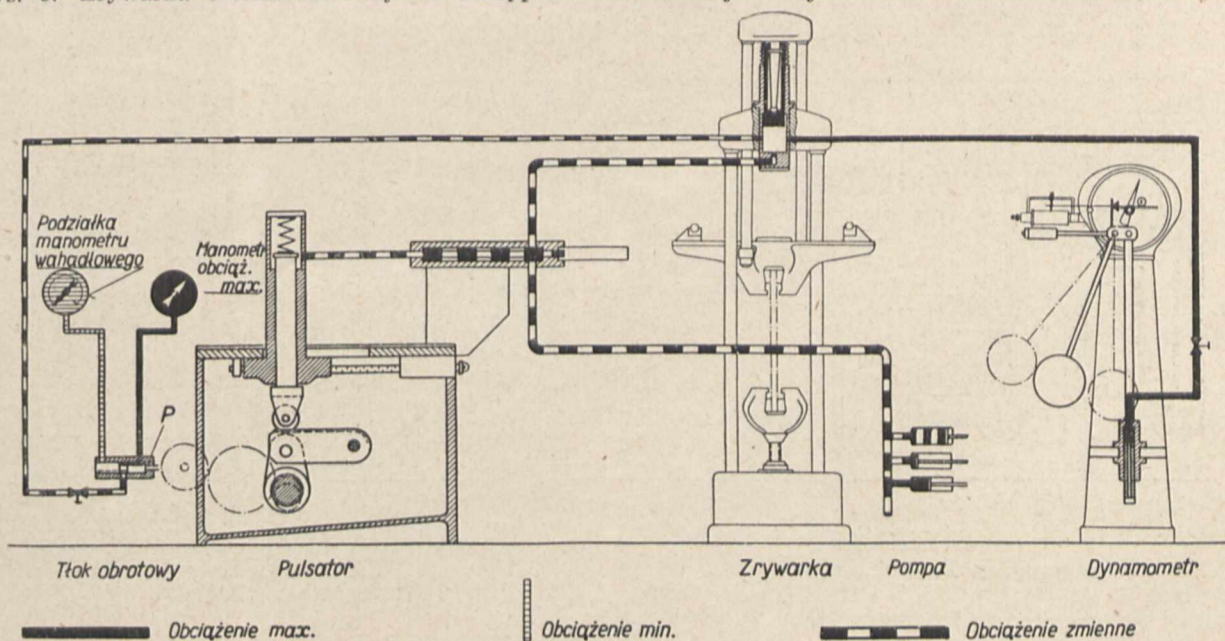


Rys. 10. Ekstensometr z czujnikiem (Mohr & Federhaff).

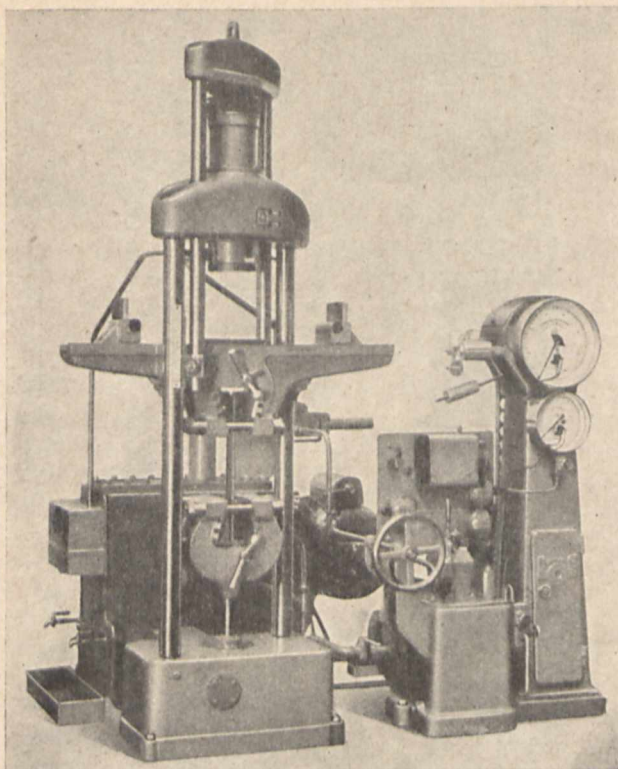
konaniu f-my Losenhausenwerk A. G., zaś rys. 6— dwa przyrządy, oparte na tej samej zasadzie, w wykonaniu f-my Mohr & Federhaff.

Maszyny do prób wytrzymałości

W dziedzinie zrywarek oparły się nowe konstrukcje zarówno najstarszej na świecie fabryki tych maszyn wytrzymałościowych — Mohr & Federhaff, jak i największej na świecie fabryki tych maszyn — Losenhausenwerk i wielu mniejszych zakładów na doświadczeniach szwajcarskiej firmy Amsler w Szafuzie. To też więk-



Rys. 11. Zrywarka z pulsatorem do badań pod jednostronnie zmiennym obciążeniem.



Rys. 12. Zrywarka z pulsatorem wg schematu z rys. 11.

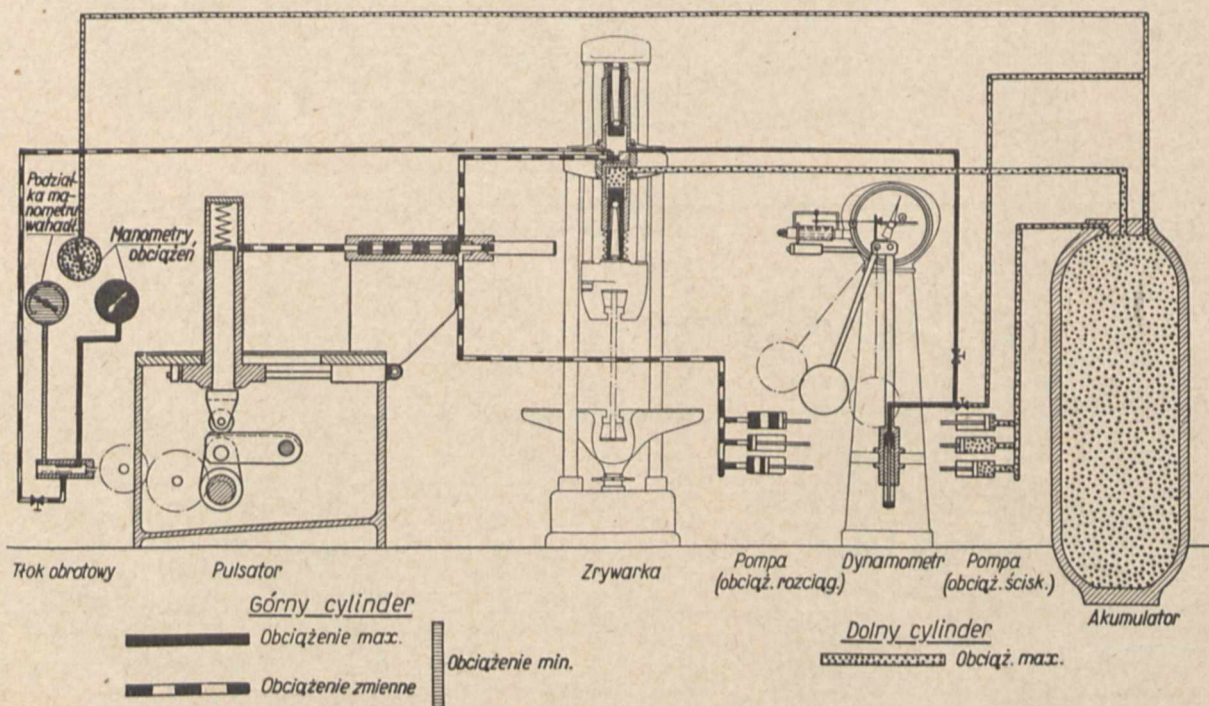
szość zrywarek niemieckich to maszyny olejowe z dynamometrem wahadłowym o 3 zakresach siłomierza. Maszyny niemieckie cechuje jednak bardziej zwarta konstrukcja, widoczna z przykładów na rys. 7 (2-tonnówka) i rys. 8 (200-tonnówka) w wykonaniu f-my Mohr i Federhaff.

Oryginalną konstrukcją wyróżnia się f-ma Louis Schopper w Lipsku, znana do niedawna tylko z wytwarzanych maszyn do badania włókien przędzalniczych i papieru, a od dziesięciu lat wytwa-

rzająca też silniejsze zrywarki (do 50 t). Obok drobnych maszyn, np. do zrywania włókien do żarówek, o sile 5 kg z dokładnością wskazania do 2 mg, firma ta wytwarza zrywarki do metali do siły 50 t. Firma ta stosuje wyłącznie zasadę mechaniczną, wyłączając hydraulikę, a pogląd swój motywuje stałością szybkości odkształcenia i unikaniem zaburzeń od rozprężania się cieczy. By uniknąć wady maszyn z obciążeniem śrubowym, to znaczy niezmienej szybkości posuwu śruby, stosuje f-ma Schopper pomiędzy silnikiem a napędem wrzeczona rozciągającego pittlerowską skrzynkę biegów o bezstopniowej regulacji liczby obrotów. Z innych osobliwości konstrukcji f-my Schopper (rys. 9 — 5-tonnówka) należy wymienić zastosowanie taśmy do notowania wykresu rozrywania, zamiast normalnej kartki na bębnie, oraz dynamometr wahadłowy, napędzany systemem dźwigniowym. Kliny uchwytów są prowadzone na wałkach (patent), uniemożliwiając zacinięcie się.

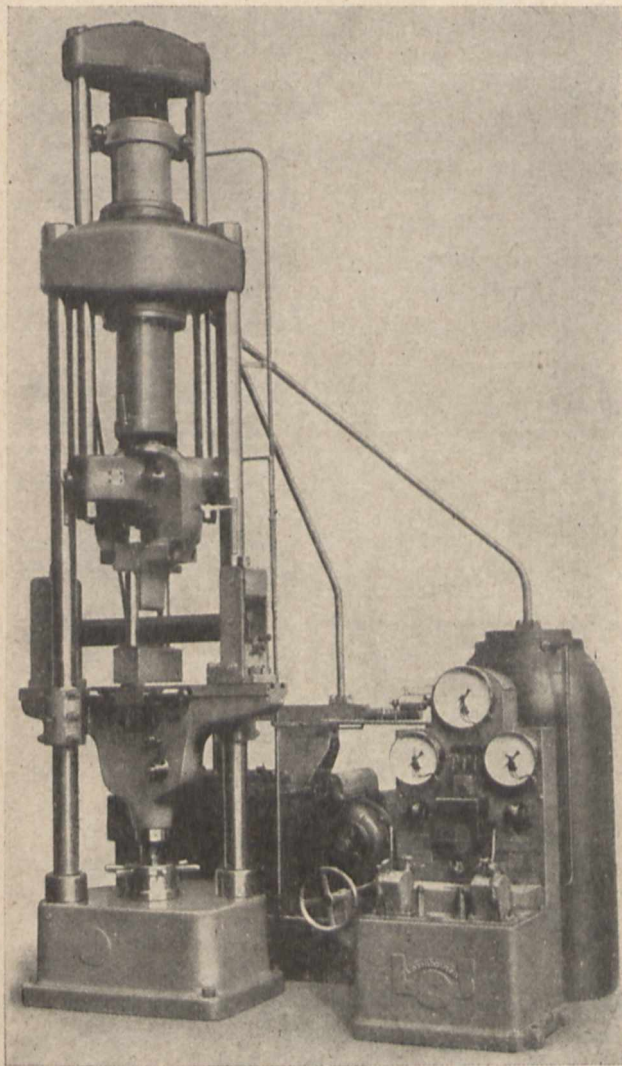
Z przyrządów do badania na rozciąganie zasługują na uwagę ekstensometry, które przeważnie buduje się jako przyrządy o mechanicznym, a nie optycznym wskazywaniu. Bardzo popularne jest zastosowanie czujnika, umocowanego stale na próbce, którego czujka opiera się o opór zamocowany na drugim końcu próbki. Dokładność odczytu $\frac{1}{100}$ mm gwarantuje uchwycenie na długości pomiarowej 100 mm trwałego odkształcenia o 0,02%. Aparat z czujnikiem podaje rys. 10. Do precyzyjnych pomiarów stosuje się aparaty o 2—4 czujnikach, rejestrujących odkształcenia na różnych tworzących, odległych o 180° lub 90° na obwodzie, a skalę czujników wyposaża w podziałkę do $\frac{1}{1000}$ mm.

Kilka słów pragnę poświęcić maszynom do badania pod zmiennym obciążeniem, a szczególnie pulsatorom, które włączone do sterowania uniwersalną zrywarką stwarzają ze zrywarki bardzo uniwersalną maszynę. Wykorzy-

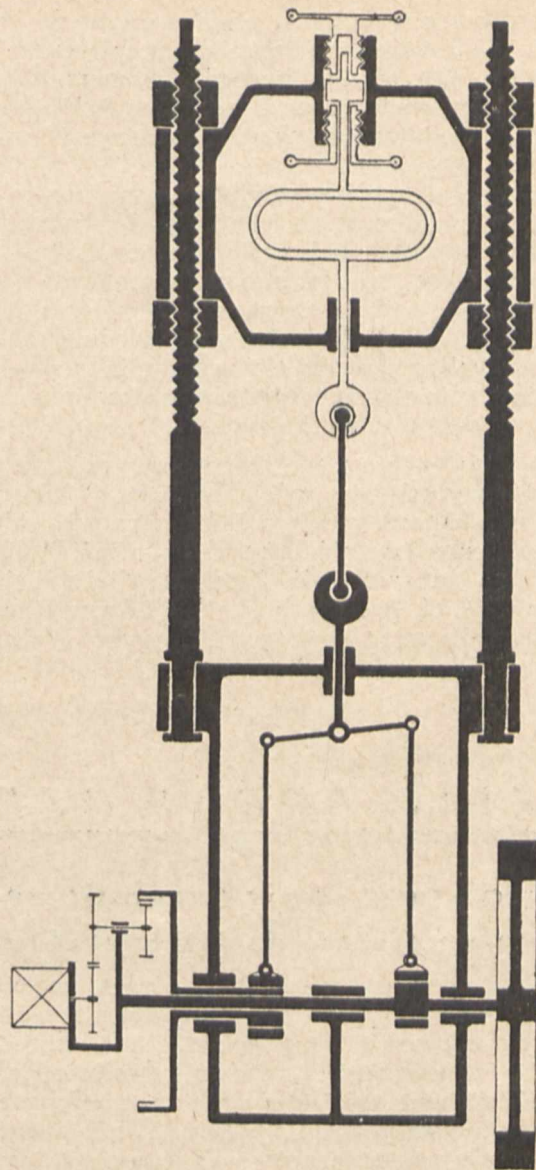


Rys. 13. Maszyna z pulsatorem do badań pod obciążeniem obustronnie zmiennych.

stam w tym wypadku szczegóły, udostępnione mi przez f-mę Losenhausenwerk. Pulsator (rys. 11) jest cylindrem, którego nurnik porusza się, napędzany za pośrednictwem korby, elektrycznie. Z cylindra pulsatora dostaje się pod tłok zrywarki pewna ilość oleju, którą bezpośrednio potem tłok zasysa z powrotem. Ilość przetłaczanego przez pulsator oleju reguluje się, zmieniając skok korby przez urządzenie mimośrodowe, a więc w sposób zupełnie ciągły. Ilość zmian, to znaczy ilość suwów tłoka, zmienia się przez wymianę kół pasowych. Tłok pulsatora steruje przełącznikiem P, który łączy z cylindrem maszyny w minimalnym położeniu jeden, w maksymalnym — drugi manometr. Manometr wahadłowy maszyny służy za wskaźnik obciążeń minimalnych, a dodatkowy manometr wskazuje obciążenie najwyższe (rys. 12). Manometr maksymalny ma nastawne kontakty urządzenia elektrycznego, które w przypadku spadku maksymalnego ciśnienia w cylindrze włącza zawór tłoczący stale czynnej pompy. Na manometrze wahadłowym jest kontakt, który wyłącza maszynę zarówno w przypadku przekroczenia, jak i nieosiągnięcia minimalnego obciążenia, a więc zarówno w przypadku nieumyślnej zmiany skoku tłoka pulsatora, jak na skutek pęknięcia próbki. Tego rodzaju pulsator pozwala na maszynie uniwersalnej



Rys. 14. Maszyna 2-cylindrowa (do obciążeń obustronnie zmiennych) z pulsatorem.



Rys. 15. Schemat prostej maszyny do badań na zmienne obciążenie (Mohr & Federhaff).

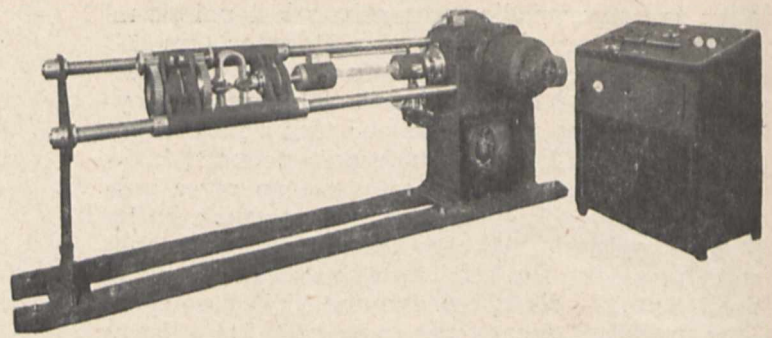
przeprowadzać próby pod obciążeniem jednokierunkowo zmiennym, to znaczy od zera, lub dowolnej siły wstępnej, do przewidzianego maksimum.

Do badania obciążeń zmiennych co do kierunku służy ten sam pulsator, włączony do sterowania maszyną o dwu cylindrach. Jedna z pomp działa na dolny cylinder (rys. 13), utrzymując przy pomocy zbiornika i aparatu elektrycznego stałe ciśnienie, wykazywane przez manometr wahadłowy, druga napełnia przed włączeniem pulsatora (połączona chwilowo z manometrem wahadłowym) górny cylinder, działający przez przewieszenie w przeciwnym kierunku na próbkę. W chwili, gdy pulsator wysysie olej z górnego cylindra, na próbkę działa tylko obciążenie dolnego cylindra, gdy pulsator wtłoczy tyle oleju (chwilowo), że zrównoważy w górnym cylindrze obciążenie dolnego, próbka jest odciążona, a gdy pulsator przetłoczy całą ilość oleju do górnego cylindra, działa na próbkę obciążenie w przeciwnym kierunku. Rzecz oczywista, że wysokość obciążeń można regulować w szerokich granicach. Widok maszyny dwucylindrowej podczas próby na zmienne przebiegią podaje rys. 14.

Bardzo prostą w konstrukcji maszyną do badań na zmienne obciążenia z pomiarem sił za pomocą sprężynującego dynamometru, wykonywaną przez f-mę Mohr & Federhaff, uwidoczniło na schemacie rys. 15 i na rys. 16.

Bardzo dużo prób z nowymi typami maszyn do badań z męczenia podejmuje ostatnio f-ma Schenck w Darmstacie, jednakowoż poza pulsatorami są to przeważnie maszyny przystosowane do badania ściśle określonych próbek i ze względu na nieznormalizowaną dziedzinę badania zmęczenia narazie jeszcze nie wychodzą poza mury instytutów naukowych.

Na zakończenie niniejszego sprawozdania autor pragnie wyrazić swą wdzięczność za gościnę i wyjaśnienia panom: radcy v. Bohuszewiczowi, dyrektorowi f-my Losenhausenwerk, dr inż. Feliksowi Mohrowi, inż.-mech. B. Jacobiemu i R. Meierowi z f-my Mohr & Federhaff, K. Melzerowi z f-my Louis Schopper oraz prokurentowi Welzowi z f-my O. Wolpert.



Rys. 16. Pozioma maszyna do badań na zmienne obciążenia ± 5 tonn (Mohr & Federhaff).

Les nouveautés dans la construction des machines pour les essais de résistance réalisés en Allemagne

Sommaire :

Perfectionnements de la construction des machines pour les essais de la dureté. — Nouvelles constructions des machines d'essais de traction et des extensomètres — Machines pour les essais sous une charge alternative; pulsateurs.



DZIAŁ SPRAWOZDAWCZY

Hartowanie powierzchniowe za pomocą prądów wysokiej częstotliwości*)

JAK wiadomo, hartowanie stali ma często na celu uzyskanie twardej powierzchni, ażeby zmniejszyć jej zużycie przez tarcie. W wielu wypadkach chodzi jednak o uniknięcie związanego z hartowaniem nawskroś powiększenia kruchości i o wytworzenie twardej powierzchni obok zachowania ciągliwego rdzenia. Stosuje się wówczas utwardzanie powierzchniowe drogą cementacji (nawęglania) i następującego po niej hartowania. W obu wypadkach przedmioty stalowe muszą być poddawane obróbce dodatkowej dla usunięcia odkształceń i zendry, przy czym usuwanie odkształceń drogą „barbarzyńskiego“ prostowania prowadzi do powstawania pęknięć. W związku z tym zyskało powodzenie utwardzanie powierzchniowe za pomocą płomienia acetylenowego, zastosowane i rozpowszechnione najbardziej w Ameryce¹⁾. Sposób ten — obok swych zalet — posiada tę ujemną stronę, że wymaga nie raz dość znacznego szlifowania wyrobów dla usunięcia powstałej pod działaniem wysokich temperatur warstwy przegrzanej.

Lepszą metodą (bardziej „kulturalną“, jak mówi autor streszczonego artykułu) hartowania powierzchniowego przedmiotów płaskich oraz o kształcie ciał obrotowych jest kontaktowy sposób nagrzewania, zaproponowany przez prof. Gawellinga.

Sposób ten, który wyzyskuje ciepło Joule'a, wydzielające się w miejscu największego oporu elektrycznego, wraz z następnym chłodzeniem nagrzewanego miejsca, znalazł już dość duże zastosowanie w przemyśle Z.S.R.R.

Najbardziej jednak łagodnym („kulturalnym“) sposobem

obróbki termicznej jest sposób powierzchniowego hartowania w polu elektromagnetycznym wysokiej częstotliwości. Był on zaproponowany w Rosji we wrześniu 1935 r. przez Romanowa i Orłowa przy współpracy prof. Wołogdina, a w Ameryce był opatentowany w 3 mies. później przez E. Beanet'a.

Wyższosc hartowania za pomocą prądów wysokiej częstotliwości polega na tym, że:

1) ciepło tworzy się w warstwie powierzchniowej części hartowanej, wskutek czego obróbce termicznej podlega tylko ta warstwa, pozostała zaś masa przedmiotu, wobec krótkotrwałości przebiegu (od 0,3 do 3 sek), pozostaje nie-nagrzana, a więc uchronioną zupełnie od paczenia się.

2) Grubość warstwy hartowanej może być dokładnie regulowana w granicach od dziesiątych części milimetra, aż do przehartowania nawskroś.

3) Wskutek krótkotrwałego przebiegu nie pojawia się zendra, zaś ziarno nie zdąży rosnąć, co zabezpiecza od wad związanych z przegrzaniem.

4) Część hartowana może posiadać skomplikowany zarys (koła zębate, szablony, gwintowniki i t. p.).

5) Otrzymuje się łagodne przejście od hartowanej warstwy do wnętrza i unika się pęknięć.

6) Wszystkie parametry hartowania ustala się na tablicy rozdzielczej i dalej automatycznie powtarza (grubość warstwy hartowanej, temperaturę i budowę strefy przejściowej).

7) Uzyskuje się ogromną wydajność hartowni przy niskich kosztach produkcji.

Wszystkie powyższe możliwości otrzymuje się dzięki zużytkowaniu zjawiska skupiania się prądu szybko zmiennego w pobliżu powierzchni przewodników (skin-effect, czyli naskórkowość), szczególnie silnie występującego przy prądzie bardzo wysokiej częstotliwości.

Mając tedy generator prądu wysokiej częstotliwości i zasilając tym prądem odpowiednią cewkę lub obwód, można, umieściwszy w nim lub obok niego przedmiot

*) Streszczenie art. inż. S. Bogosłowskiego w czasop. *Stanki i Instrument*, 1938 r., zes. 6, str. 34/36.

¹⁾ Por. *Przegl. Mechaniczny* 1938 r., zes. 15/16, str. 384/7.

metalowy, który będzie odgrywał rolę wtórnego, zwarte go obwodu transformatora, indukować na powierzchni przedmiotu prąd, zamieniający się w ciepło, a więc dający powierzchniowe nagrzewanie.

Grubość warstwy zahartowanej, praktycznie równa głębokości przenikania prądu, może być wyrażona za pomocą prostej równości:

$$K = A \sqrt{\frac{\rho}{f \cdot \mu}}$$

gdzie K — głębokość przenikania, ρ — opór właściwy, f — częstotliwość, μ — przenikliwość magnetyczna, A — współczynnik proporcjonalności.

Jak z powyższego widać, ze wzrostem f zmniejsza się głębokość warstwy nagrzewanej K . Należy zaznaczyć nadto, że podczas nagrzewania, po dojściu do temperatury A_c (punkt Curie), głębokość przenikania gwałtownie się zwiększa na skutek kilkasetkrotnego obniżenia się przenikliwości magnetycznej (do jedności).

Realizacja powyższego zjawiska w skali przemysłowej wymaga przede wszystkim odpowiedniego generatora prądu wys. częstotliwości. Obecnie znane są dwa sposoby wytwarzania takiego prądu: 1) stary — za pomocą generatora wirnikowego; 2) nowy — za pomocą generatora lampowego.

Częstotliwość w praktycznie stosowanych generatorach wirnikowych nie przekracza 10 tys. okr./sek. i nie daje się regulować, a wyrób ich jest trudny. Natomiast produkcja generatorów lampowych, wytwarzanych z części znormalizowanych, jest łatwiejsza; częstotliwość prądu wytwarzanego przez generatory lampowe może być znacznie wyższa (do kilku milionów okr./sek.) i b. łatwo się reguluje w szerokich granicach za pomocą prostych przyrządów. To też generatory lampowe panują niepodzielnie w radiotechnice.

W Z. S. R. R. zbudowano już instalację doświadczalną do hartowania prądami wys. częstotliwości z generatorem lampowym o mocy 80 kW, kosztem 25 tys. rubli. Instalacja ta składa się z prostownika, generatora lampowego,

i szereg innych czynników odnoszących się do pracy samego generatora.

Kierowanie instalacją sprowadza się do wkładania hartowanego przedmiotu i naciśnięcia guziczka, po czym zapala się czerwona lampka sygnalizacyjna i automatycznie zaczyna działać nastawnik, wykonując wszelkie niezbędne, z góry ustalone operacje, dozowane wg z góry założonego czasu, aż do ochłodzenia się przedmiotu.

Po ukończeniu hartowania, urządzenie elektryczne wyłącza się samoczynnie; zapala się zielona lampka sygnalizacyjna, wskazująca, że można już wprowadzić nowy przedmiot w celu powtórzenia zabiegu. Samo hartowanie trwa 1—3 sek, cały zaś czas operacji mierzy się ułamkiem minuty, w zależności od doskonałości uchwytów, w których zamocowuje się przedmiot, i od stopnia automatyzacji podawania przedmiotów.

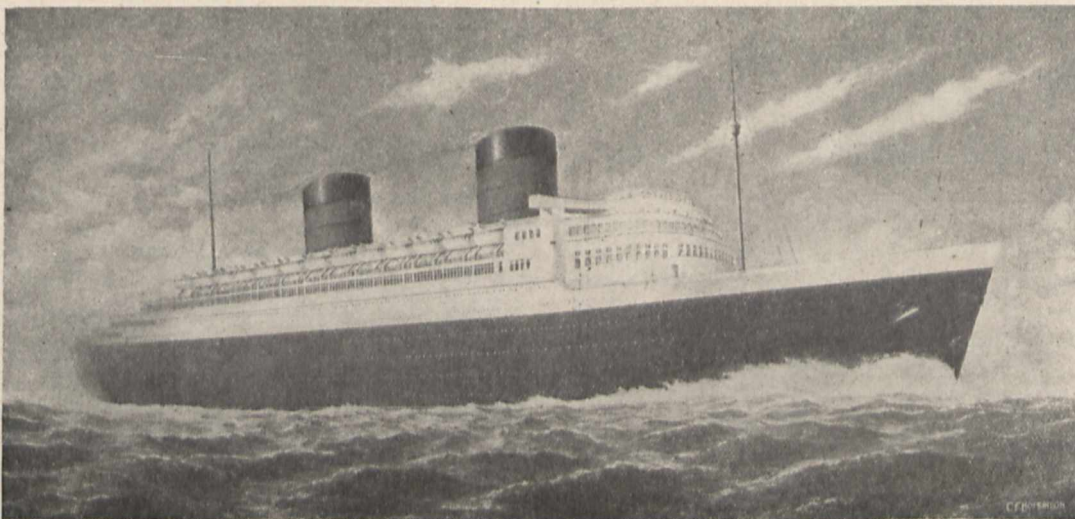
Koszty hartowania przedmiotu o powierzchni 60 cm², licząc amortyzację instalacji, przy istniejącej mocy 80 kW i najgorszych współczynnikach, wynoszą 1,5—2 kop.

Nowy sposób hartowania zyskał sobie w Z. S. R. R. duże zainteresowanie i jest wprowadzany w przemyśle.

Z.

Nowy transatlantyk Queen Elizabeth *)

27 września r. b. odbyło się uroczyste wodowanie nowego statku transatlantyckiego *Queen Elizabeth* Tow. Cunard White Star Line**), który, nie różniąc się wiele wymiarami od swego siostrzanego statku *Queen Mary*, przecinającego od niedawna wody Atlantyku, będzie największym statkiem osobowym na świecie. Budowa obu liniowców była postanowiona jeszcze 9 lat temu i pierwszy z nich zaczęto budować w grudniu 1930 r. na stoczni John Brown & Co. w Clydebank. Po roku jednak budowę wstrzymano w związku z kryzysem ekonomicznym i wznowiono ją dopiero po dalszych 2-ach latach, sądząc przy tym, iż warunki gospodarcze przema-

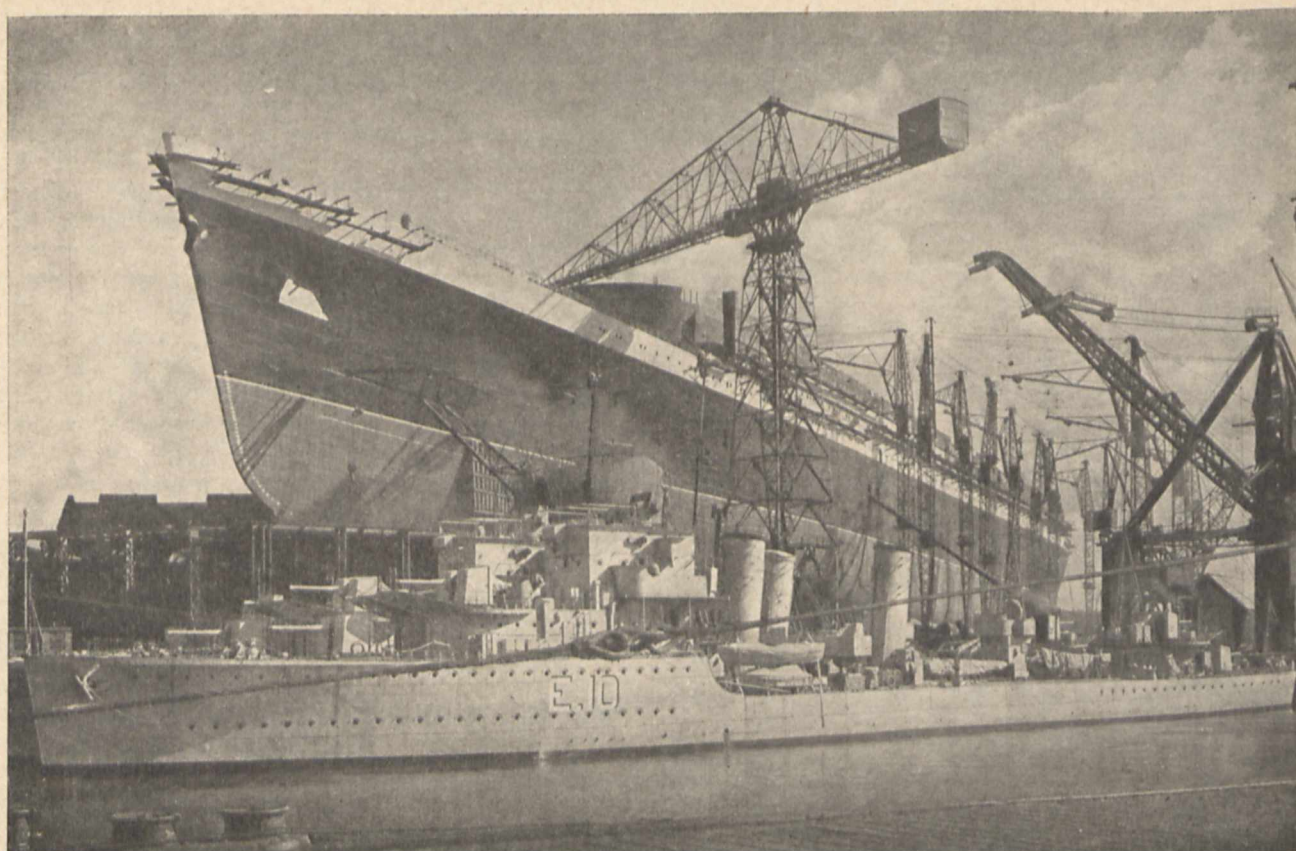


Rys. 1. Widok parowca *Queen Elizabeth* według projektu.

przyrządów regulacyjnych, zacisków z nastawnikiem i „obrabiarki“ hartowniczej, wyposażonej w odpowiednie urządzenie natryskowe do ochładzania przedmiotów hartowanych. Przyrządy regulacyjne wraz z nastawnikiem pozwalają ustalić z góry wszelkie warunki hartowania, jak głębokość hartowania, temperaturę, prędkość ochładzania

*) Wg *Engineering* z dn. 30.IX.1938 oraz *Génie Civil* z dn. 8.X.1938.

**) Flota atlantycka Tow. Cunard White Star liczy obecnie 18 statków o pojemności brutto 451 911 tonn. W niedługim czasie uzupełni ją *Queen Elizabeth* tonażem 85 000 i *Mauretania* — 34 000 t br.



Rys. 2. *Queen Elizabeth* na pochylni gotowa do wodowania.

wiają raczej za ograniczeniem się do jednego statku***). Następnie atoli powrócono do pierwotnego projektu zrealizowania szybkiej komunikacji siostrzanymi statkami, odpływającymi z portów obu wybrzeży Atlantyku co tydzień. Na razie kursowanie co tydzień podobnych statków utrzymywane jest dzięki współpracy *Queen Mary* z parowcem francuskim *Normandie*. Tymczasem przedłużenie okresu budowy wyzyskano ku wprowadzeniu szeregu udoskonaleń w budowie pierwszego, a zwłaszcza drugiego szybkiego transatlantyku angielskiego, którego budowę rozpoczęto w grudniu 1936 r. Ukończenie budowy *Queen Elizabeth* przewidywane jest w r. 1940. Wówczas parowce te będą pływać wedł. jednakowego rozkładu z obu przeciwległych portów (Southampton i New York) z postojem w każdym z nich po 50 godz. celem wyokrętowania podróżnych, ich bagażu, samochodów, towarów itd., oczyszczenia statku, odnowienia zapasu paliwa i żywności oraz ponownego zaokrętowania podróżnych i bagażu, a czas podróży ma trwać okragło 4 dni. W budowie statku wzięto jednak pod uwagę takie jego wyposażenie, by postój mógł być skrócony do 12 godzin za ledwie.

W wyglądzie zewnętrznym nowy transatlantyk (rys. 1) różni się od siostrzanego przede wszystkim tym, że ma 2 kominy zamiast 3-ch; są one eliptyczne, o osiach odp. 9,15 i 13,40 m. Dzięki temu zyskano wiele miejsca na po-

***) Transatlantyk *Queen Mary* spuszczone na wodę w 1934 r., a ukończono jego budowę w r. 1936. Od tego czasu współzawodniczył on z francuskim nowym parowcem *Normandie* pod względem szybkości i słynna błękitna wstęga — symbol rekordu — przechodziła parę razy z jednego parowca na drugi. Ostatnio, w dn. 3—8 sierpnia r. b., *Queen Mary* pozyskał ją ostatecznie, przepływając odległość z Bishop Rocks do Ambrose w ciągu 3 dni 21 godzin i 48 min, czyli z szybkością średnią 30,99 węzłów, a drogę powrotną — z zachodu na wschód — w ciągu 3 dni 20 godzin i 42 min, czyli ze średnią szybkością 31,69 węzłów.

kładzie najwyższym. Pokłady górne wykonano w sposób tarasowy, tzn. że są one coraz krótsze od strony rufy, dzięki czemu pasażerowie niższych klas zyskali więcej miejsc odkrytych do gier i wypoczynku. Poza tym statek wyróżnia się posiadaniem 3-ch kotwic, mian. — poza zwykłymi dwoma bocznymi przy dziobie — jedną dodatkową na samym dziobie; ma ona ułatwiać cumowanie w portach przeznaczenia. 4-letni okres czasu od chwili spuszczenia *Queen Mary* wyzyskano też na przeprowadzenie dokładnych dalszych studiów nad modelem okrętu, celem poprawienia jego kształtów i zapewnienia mu niezawodnie szybkości przewidzianej 31—32 węzły, by z całą pewnością utrzymać rozkład podróży bez nadmiernego rozchodu paliwa. To też kształty *Queen Elizabeth* odznaczają się nowoczesnymi liniami (rys. 2), bardziej płynnymi niż poprzedniczki.

Pojemność nowego statku wynosi 85 000 tonn rej. br. (*Queen Mary* — 81 255 t, *Normandie* — 82 000 t br.). Moc maszyn napędowych wyniesie 180 — 200 tys. KM, czyli mniej więcej tyleż, co obu porównywanych z nim parowców. Różnice zaś w wyposażeniu maszynowym obrazuje choćby fakt, że zamiast 24 kotłów, jak *Queen Mary*, będzie on posiadał ich 12, lecz ich sumaryczna wydajność będzie nieco większa niż tamtych.

Podwójne dno kadłuba, o wysokości ok. 1,8 m, na całej długości, przedłużono na boki — jako podwójne ścianki — wzdłuż maszynowni, sięgające do wysokości 12 m ponad kilem. Statek dzieli 15 wodoszczelnych przegród poprzecznych, tworząc — wraz z przegrodami wzdłużnymi — 140 wodoszczelnych przedziałów. Do budowy zastosowano stal o wysokiej granicy sprężystości, wykonując zarazem dużo części stalowych o wymiarach imponujących. Wręga rufowa, wraz z ostojnicą steru, waży ok. 600 t; sam ster waży ponad 140 t. O wielkości odlewów świadczą załączo-

ne rys. 3 i 4 (forma do odlania koła zębatego o średnicy 4,2 m, wagi 80 t, oraz dolnej części osłony przekładni zębataj o ciężarze 54 t).

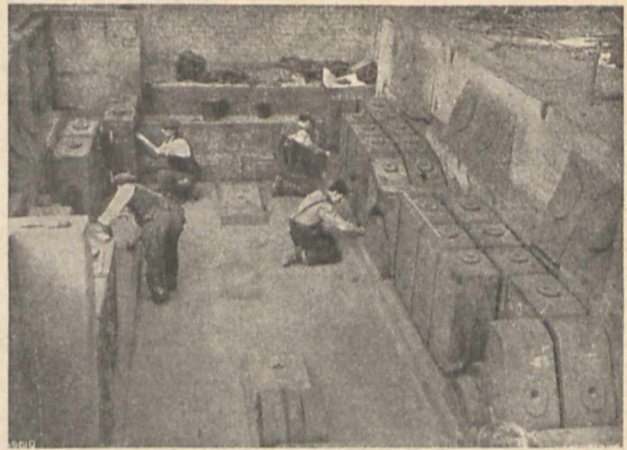
Jako maszyny napędowe służyć będą 4-kadłubowe turbiny parowe, napędzające 4 śruby, a zasilane parą przegrzaną przez 12 kotłów typu Yarrow (największe dotąd jakie instalowano na statku), o ciśnieniu roboczym 30 atn i temperaturze 400° C. Pow. ogrzewana kotła wyniesie 1 900 m², przegrzewacza 940 m², podgrzewacza powietrza 2 500 m². Turbiny główne mieścić się będą w 2 salach maszyn: przednia mieścić ma turbiny do napędu śrub zewnętrznych, tylna — do wewnętrznych. 4-śmigłowe śruby z brązu manganowego, o wadze po 32 t, są tegoż kształtu co u *Queen Mary*. Kotły będą ustawione w 4-ch salach: powietrza podmuchowego dostarczać będzie 12 wentylatorów, przy czym powietrze to będzie pobierane z kotłowni (w której utrzymywane będzie lekkie nadciśnienie), co stworzy tam lepsze warunki pracy (wymiana powietrza). Kotły opalane będą ropą za pomocą 7 palników. Wyposażenie ich uzupełni odpowiadanie spalin odpowielaczami typu mokrego, zużywającymi ok. 600 t wody na godzinę; zapobiegają one tak niemiłemu dla podróźnych osadzeniu się sadzy i popiołu na pokładach odkrytych.

Turbina napędzająca każdą śrubę posiadać będzie kadłub wysokoprężny, 2 średnioprężne i 1 niskoprężny (równej mocy), ustawione wokoło głównego koła przekładni zębataj na przednim końcu wału śruby. Każda składowa turbina tego 4-kadłubowego zespołu będzie poruszała osobne koło zębate o podwójnym wieńcu zębów skośnych, przenoszące napęd na owo koło główne. Turbiny do ruchu wstecz będą objęte kadłubami drugiego średnioprężnego i niskoprężnego stopnia każdej turbiny. Skraplacze typu Weir — po jednym na każdą turbina, — o przepływie wody przez rury w 2-ch przejściach, zapewniać mają utrzymanie temperatury skroplin z dokładnością do 2° F.

Elektrownia statku składać się będzie z 2-ch oddziałów, wyposażonych każdy w dwie 12-stopniowe turbiny parowe o mocy 2 200 kW, 4 500 obr/min, z odp. prądnicami prądu stałego 225 V, 600 obr/min, przeciążalnymi o 25% w ciągu 2 godzin, a o 50% w ciągu 5 min. Sieć rozdzielcza, przez 50 tablic rozdzielczych, obsługiwać ma 2 obwody — kabinowy i maszyn pomocniczych. Ogółem statek mieć będzie 650 silników elektrycznych o mocy od 1/2 KM do 360 KM, łącznie 16 500 KM, oraz ok. 30 000 punktów świetlnych. Jako rezerwa mają służyć 2 silniki Diesela po 133 KM z prądnicami o mocy po 75 kW. Elektryczność będzie zastosowana w kuchni nie tylko do gotowania, lecz



Rys. 3. Forma do odlewu głównego koła jednej z przekładni pomiędzy turbiną a śrubą napędową. Ciężar odlewu: 80 tonn.



Rys. 4. Ustawianie rdzeni w formie do odlania dolnej części osłony przekładni zębataj pomiędzy turbiną a wałem śruby. Ciężar odlewu 54 t.

także do licznych maszyn zastępujących pracę ręczną, jak mieszalniki, młynki do kawy, maszyny pralnicze, wyciskacze soku owocowego, maszyny do czyszczenia noży etc. Do zasilania sieci niskiego napięcia (telefony, dzwonki, zegary elektryczne itp.) służyć ma osobny zespół (motor-generator), przetwarzający prąd 220 V na 25 V, oraz 2 zapasowe baterie akumulatorów.

Wyposażenie nawigacyjne parowca zawierać będzie wiele szczegółów interesujących. M. in. elektro-hydrauliczna przekładnia sterowa będzie największą dotąd zbudowaną. Olej jako czynnik przenoszący energię będzie pompowany przez 3 pompy wirnikowe, napędzane przez silniki elektryczne po 250 KM mocy, o zaworach sterowanych hydraulicznie. Poza normalnym wyposażeniem statek posiadać będzie — jak wszystkie nowsze okręty — aparaty do sygnalizacji podwodnej, sondę dźwiękową, wskaźnik głębokości, radiostację goniometryczną i radiostację komunikacyjną.

Statek będzie miał ogółem 14 pokładów. Pasażerowie dzielić się będą na 3 klasy: kabinową, turystyczną i trzecią. Wyposażenie kabin i salonów wszystkich klas ma być nadzwyczaj efektowne i dogodne. Kabinę najdroższej klasy mieć będą odp. regulowany dopływ powietrza ciepłego i zimnego, pozostałe mieć będą indywidualnie regulowane ogrzewanie powietrzne prostszego systemu. Skasowanie 3-go komina umożliwi urządzenie stałej sali teatralnej. Baseny kąpielowe, sale gimnastyczne, sale dla dzieci, salony rozrywkowe, biblioteka, czytelnia itd. uzupełnią bogate urządzenie parowca.

Pasażerowie klasy kabinowej będą mogli wprost z kabin porozumiewać się telefonicznie z obu kontynentami. Główne spośród 30 salonów wyposażone będą w urządzenia do klimatyzacji powietrza.

W uroczystym spuszczeniu na wodę wzięła udział królowa W. Brytanii oraz ok. 100 tys. widzów. Wodowanie odbyło się zupełnie pomyślnie, w czasie ściśle przewidzianym na podstawie badań modelu w basenie laboratoryjnym, w których ustalono szczegóły wykonania tego trudnego zadania, m. in. masę łańcuchów, służących do powstrzymywania ruchu statku z chwilą wejścia na wodę; ciężar łańcuchów zastosowanych w danym razie wyniósł 2 300 tonn.

P. M.

Brak inżynierów w Niemczech

ZAGADNIENIE niedostatecznego dopływu młodych sił inżynierskich jest w Niemczech aktualne już od lat paru. Interesuje się nim tedy przede wszystkim Stowarzyszenie Inżynierów (VDI), które zebrało niedawno odpowiednie dane statystyczne i ogłosiło je drukiem w osobnej broszurze¹⁾. Omawia też je czasopismo *Z.VDI* w zeszytach Nr. 23 z r. b., skąd czerpiemy dane poniższe.

Statystyka wskazuje przede wszystkim, że od 5—6 lat spada w Niemczech w ogóle liczba kształcących się w szkołach akademickich, nie tylko technicznych. Liczba studentów uniwersytetów spadła w stosunku do r. 1928 do 52,2%, studiujących zaś na politechnikach — aż do 43,8%. Spadek ten w obu grupach szkół akademickich dotyczy szczególnie niektórych wydziałów, gdy na innych liczba słuchaczy nawet rośnie. W semestrze zimowym 1935/36 liczba studiujących na poszczególnych wydziałach uniwersytetów wynosiła (w stos. do r. 1928): na wydziale prawa 35,2%, gospodarki narodowej — 64,8%, medycyny — 179%, teologii 167,7%. Liczba jednak nowowstępujących na uniwersytety w r. 1935 była równa liczbie z r. 1928.

Natomiast liczba nowowstępujących na politechniki stanowiła zaledwie 35% przyjętych w r. 1928 (zaś w r. 1936 — 32%), a ogólna ilość studentów kształcących się na poszczególnych wydziałach kształtowała się (w r. 1936) następująco: budowa maszyn — 41,7%, elektrotechnika — 19,8%, budowa okrętów, maszyn okrętowych i samolotów — 97,5%, architektura — 21,9%, budownictwo — 25,4%, górnictwo i hutnictwo — 49%, chemia — 53,7%. Olbrzymi spadek liczby nowowstępujących zapowiada poważny i trwały na szereg lat najbliższych ubytek liczby kończących.

Aby ocenić możliwą liczbę absolwentów w latach najbliższych, zbadano jeszcze, jaki % wstępujących porzuca uczelnię, nie kończąc studiów. Otóż okazało się, że do 8-go semestru utrzymuje się w uczelniach zaledwie $\frac{2}{3}$ wstępujących. Zarazem wyjaśniono, że liczebność starszych semestrów jest wygórowana, gdyż 25% ogółu studiujących przypada na 9-ty i wyższe semestry. W rezultacie liczyć można, że politechniki wypuszczają w latach 1938—1940 zaledwie 1000 inżynierów dyplomowanych, gdy w latach 1929—1935 liczba ta wynosiła średnio 2700; w szczególności zaś mechaników ukończy ok. 300 rocznie, wobec poprzedniej liczby 1000.

Dodatkowe jednak siły techniczne dają przemysłowi niemieckiemu liczne szkoły techniczne nieakademickie. Ale i tu liczba wstępujących do uczelni wykazuje duży spadek: z 11 000 w r. 1928 na 5 900 w r. 1936 i 7 950 w r. 1937. Również i w tych szkołach zaznacza się charakte-

¹⁾ „Der Ingenieurnachwuchs“, wyd. VDI. Berlin 1938, str. 63, rys. 27.

rystyczny spadek liczby słuchaczy na niektórych wydziałach: na budowie maszyn do 51,7%, elektrotechnice — 46,5%, budownictwie — 50%, natomiast lotnictwo, budowa samochodów i okrętów wykazuje wzrost do 200% poprzedniej liczby. Ilość zaś kończących spadła bardziej gwałtownie; budowa maszyn np. wypuściła 1000 absolwentów w r. 1937 wobec 3000 w latach 1929—32.

Sumując ilościowo wyniki szkolenia nowych sił technicznych w obu rodzajach szkół dochodzi się do wniosków następujących: szkoły obu poziomów, które w latach 1929—1932 dawały średnio po 11 000 absolwentów, wypuściły w latach 1933—34 po ok. 9 500, a w następnych jeszcze mniej, aż w r. 1937 — tylko 6 500; w r. 1938 przewiduje się ich 5 200, a w r. 1940 — zaledwie 3 600.

Przechodząc do obliczenia zapotrzebowania sił technicznych, należy uwzględnić, iż ogółem pracujących w swym zawodzie inżynierów dyplomowanych i niedyplomowanych jest w Niemczech 250 000 (stosunek liczby pierwszych do drugich wynosił dotąd 1:4, obecnie zmalałe na niekorzyść absolwentów szkół akademickich w związku z większym ubytkiem nowowstępujących do politechnik). Zapotrzebowanie składa się z 3-ch pozycji: na uzupełnienie ubytku wskutek śmierci liczby autor 2 000 rocznie²⁾; na zastąpienie wycofujących się wskutek starości i inwalidztwa — drugie tyle, wreszcie na potrzeby związane z rozbudową przemysłu — conajmniej 6 000 rocznie, razem więc co najmniej 10 000 co rok.

Do r. 1934 podaż pokrywała na ogół to zapotrzebowanie. Dalej istniała duża rezerwa w postaci inżynierów bezrobotnych, których liczono w r. 1933 (w obu grupach wykształcenia) 65 000. Dziś są oni już całkowicie zatrudnieni. W dalszym ciągu więc liczyć się należy z coraz silniejszą zaznaczającym się brakiem fachowców; w końcu r. 1939 przewiduje się już brak 18 000 jednostek.

Widmo tak poważnego niedoboru, który nie wydaje się być przesadzonym, skoro zapotrzebowanie oblicza się zaledwie na 4% ogółu zatrudnionych w zawodzie inżynierskim, stanowi zapewne poważną troskę kół techniczno-przemysłowych w Niemczech. Podejmuje się tedy starania o zapobieżenie pogłębianiu się dysproporcji pomiędzy podażą a popytem przez ułatwianie studiów drogą powiększenia stypendiów, udostępniania bibliotek, propagandy zawodu technicznego. Na jedno przy tym słusznie zwracając uwagę autorzy omawianych rozważań: by nie ułatwiać sobie wyjścia z trudności przez obniżenie poziomu wymagań, stawianych nowokształcącym się adeptom nauk technicznych, i nie kierować do tego zawodu tych, którzy nie mają doń prawdziwego powołania. M.

²⁾ Śmiertelność przyjęto tu b. niską, licząc się z tym, że statystyka wykazuje obecnie nie odpowiadający średnim stosunkom niemieckim podział inżynierów według wieku: większy % młodszych i mniejszy starszych (ponad 40 lat) niż przeciętnie.

PRZEGLĄD CZASOPISM TECHNICZNYCH

CZĘŚCI MASZYN

Kontrola haków dźwignic

Artykuł opisuje badania wykonane przez Detroit Edison Co. celem ustalenia metod kontroli okresowej haków w dźwignicach zainstalowanych w siłowniach (więc stosunkowo rzadko używanych) oraz ich odnawiania (reconditioning) w miarę jak ulegną nadmiernemu wytężeniu. Haki uznano za celowe poddawać wyżarzaniu zmiękczającemu,

ażeby osiągnąć możliwie dużą ciągliwość tworzywa i w wypadku przeciążenia — stopniowe płynięcie zamiast raptownego pęknięcia. Okazało się, że po wyżarzaniu niektóre haki traciły zbyt wiele twardości (i wytrzymałości), a analiza wykazała, że należy to przypisać zbyt małej zawartości węgla w stali (np. 0,14% C). Biorąc pod uwagę szkodliwość pęknięć powierzchniowych na hakach (koncentracja naprężeń), czyszczono ich powierzchnię piaskowaniem, po czym badano przez lupę pęknięcia i usuwano

je drogą szlifowania. Zbadano, o ile usunięcie pewnej warstwy powierzchniowej odbija się na ogólnej nośności haka i jak dalece wyżarzanie obniża wytrzymałość haka. Zwrócono dalej uwagę na powiększanie się stopniowe rozwartości haka i uznając je za miarę jego zużycia zaproponowano pewne dopuszczalne granice wzrostu tego wymiaru. Stwierdzono wreszcie, jak znacznie występuje w badanych hakach zjawisko samowzmacniania przy kolejnym obciążaniu ładunkami przekraczającymi granicę płynności (wzrost R_p sięgał 125% po kilkakrotnym obciążeniu haka coraz większą siłą, przy czym odkształcenie haka wyniosło ok. 53 mm).

W wyniku powyższych badań autorzy dochodzą do wniosków nast.: 1) haki powinny być poddawane okresowo inspekcji (rozwartość, pęknięcia), a dla odnowienia — wyżarzaniu zmniejszającemu oraz usunięciu pęknięć; potym — próbnemu obciążeniu; 2) próby twardości mają znaczenie jako zgrubna ocena zawartości węgla w tworzywie haka, która z kolei wskazuje, czy hak po wyżarzeniu nie straci zbyt wiele na wytrzymałości; 3) pęknięcia powierzchniowe należy usuwać drogą zeszlifowywania (prócz wypadków pęknięć zbyt głębokich); 4) jeżeli hak był znacznie przeciążony, wyżarzanie może obniżyć jego granicę płynności do 50%; nośność należy ustalić wedł. granicy płynności w stanie wyżarzonym; 5) za każdym razem, gdy hak zostanie obciążony ponad granicę płynności, najwyższe obciążenie należy uważać za nową granicę płynności (o ile trwały dośrogi długo, by płynięcie mogło nastąpić); uzyskiwany wzrost granicy płynności sięgać może ponad 100% po kilkakrotnym obciążeniu. (*Mech. Eng.*, sierpień 1938, str. 607 i nast.).

ENERGETYKA

Elektryfikacja Francji i W. Brytanii

Autor obrazuje stan elektryfikacji obu powyższych krajów i — wskazując różnice założeń elektryfikacyjnych we Francji i W. Brytanii, w związku z różnicami w zakresie zasobów energii tych krajów, — wyjaśnia, dlaczego angielski system organizacji zasilania kraju energią przez sieć krajową (t. zw. grid) nie byłoby odpowiedni dla Francji. Przytoczone liczby nie są cobywda najświeższe, niemniej jednak dają pewien obraz ogólny stanu elektryfikacji omawianych obszarów. Tak więc w W. Brytanii pracowało w 1935 r. 132 elektrownie „wybrane“, w tym 126 dawniejszych i 6 wybudowanych po rozpoczęciu prac elektryfikacyjnych w skali ogólnopństwowej (przez Centralny Zarząd Elektryfikacyjny). W końcu r. 1936 tych wybranych zakładów było już 137, a moc ich wynosiła 7 206 045 kW, czyli moc średnia zakładu wynosiła 52 600 kW.

Moc ogólna elektrowni angielskich (nie tylko wybranych) wynosiła 8 375 000 kW, produkcja — 20,2 mia kWh, więc średni czas wyzyskania 2 414 godz. W tym zakłady wodne wytworzyły 346 mio kWh przy mocy 139 700 kW, czyli wykazały 1735 h wyzyskania, zakłady ciepłe zaś dały 19,874 mia kWh przy mocy 8 181 000 kWh, a więc 2429 h wyzyskania mocy zainstalowanej.

Natomiast we Francji większych elektrowni ciepłych (o mocy powyżej 10 000 kVA), zasilających sieć wysokiego napięcia, było w 1935 r. 127, ich moc łączna wynosiła 6 648 488 kVA, wzgl. 5 312 390 kW (średnio na zakład przypada więc niewiele mniej niż w W. Brytanii, bo 41 800 kW), a wytwórczość 7,343 mia kWh, tzn. czas wyzyskania wyniósł zaledwie 1 382 godz./kW. Wszystkich elektrowni, zasilających sieć wysokiego napięcia, jest we Francji — jak podaje autor — 430, lecz widocznie te 303 zakłady mniejsze są bardzo małej mocy, gdyż ogólna moc

wszystkich 430 elektrowni wynosi 5,60 mio kW, skąd na 1 zakład (poza owymi 127 wielkimi) przypada średnio 1 220 kW, a średni czas wyzyskania ogółu elektrowni wypada 1 347 h/kW.

Przyczyny, dla których liczba ta jest tak znacznie niższa niż w W. Brytanii, są następujące: 1) większy wpływ szczyty. Dlatego to organizacja, której główną zaletą jest słowiona niż W. Brytanii; 2) elektrownie ciepłe we Francji mają w znacznie większym stopniu charakter zakładów szczytowych, gdyż nieco więcej niż połowa produkcji prądu elektrycznego Francji pochodzi z elektrowni wodnych, a wiele elektrowni ciepłych pokrywa tylko szczyty. Dlatego to organizacja, której główną zaletą jest wysoki stopień wyzyskania podstawowych elektrowni ciepłych, nie miała celu we Francji.

Drugą korzyścią organizacji angielskiej jest oszczędność węgla. Ta jednak również nie miała tego znaczenia we Francji, co w W. Brytanii, gdyż większość elektrowni we Francji spala węgiel gorszych gatunków (na kopalniach), nie jest więc zbyt zainteresowana w oszczędności swego taniego paliwa, a działalność swą dostosowuje do wydobycia spalanego gatunku węgla; elektrownie wyzyskujące gaz wielkopieczowy są podobnie uzależnione od produkcji hutniczej; zaledwie 36% produkcji ogólnej elektrowni opiera się na węglu kupowanym, gdy w W. Brytanii liczba takich elektrowni stanowi 98% ogółu. W dodatku W. Brytanii zyskuje dzięki budowie sieci łączących ze sobą zakłady, których to sieci nie miała, zaś Francja ma te sieci już rozbudowane.

Nie mniej elektrownie ciepłe we Francji osiągają, na ogół, mimo małego stopnia wyzyskania, sprawności podobne do wyników angielskich. Najlepsza elektrownia okręgu paryskiego ma sprawność analogiczną do najlepszych zakładów okręgu londyńskiego.

Wytwórcy okręgu paryskiego zorganizowali się w towarzystwo p. n. „Sogelec“, które weszło w porozumienie z grupą finansową elektrowni Paryża i Sekwany, tworząc organizację podobną do angielskiego Central Electricity Board (choć w mniejszej skali). W okręgach zaś, gdzie ciepłe elektrownie stanowią zakłady szczytowe, oszczędność paliwa nie stanowiłaby większych sum.

Najważniejszym zagadnieniem dla Francji jest uregulowanie produkcji zakładów wodno-elektrycznych i transport energii z tych zakładów. W tym tedy kierunku rozwija się pomoc finansowa państwa. Istnieje jeszcze dużo możliwości wyzyskania energii wodnej przez budowę nowych zbiorników, częściowo z zakładami pompowymi, oraz dużo jest do zdziałania w dziedzinie rozbudowy sieci przesyłowych i łączących ze sobą zakłady. Do prac w tym kierunku nawołuje tedy autor, przestrzegając przed kopiowaniem rozwiązania zastosowanego w Anglii (H. Genissieu. *Ann. d. Ponts et Chaussées*, luty 1938; *Techn. Mod.* 1938, zes. 15/16, str. 558).

Turboprądnica ochładzana wodorem

Jak wiadomo, zastosowanie wodoru do chłodzenia prądnicy, o którym się mówi od paru lat, zapewnia stosunkowo znaczne korzyści, gdy chodzi o duże jednostki, gdyż wódór, dzięki większej przewodności cieplnej, jest czynnikiem chłodzącym intensywniej, a dzięki mniejszej gęstości wywołuje mniejsze straty wentylacji. Chłodzenie wodorem zastosowano najpierw do silników synchronicznych, służących do poprawienia współczynnika mocy sieci elektrycznych, gdyż stosunkowo łatwo nadać im budowę szczelną. Trudniej wykonać to w turboprądnicach, ze względu na to, że przez osłonę prądnicy przechodzi na zewnątrz wał napędzany. Ostatnio jednak pod-

jęto w Ameryce budowę tego rodzaju prądnic i właśnie przed kilkoma miesiącami uruchomiono chłodzoną wodorem turboprądnicę budowy General Electric Co. o mocy 25 000 kW, 12 000 V, w elektrowni Miller Ford Station w Dayton.

Maszynę uruchomiono najpierw z chłodzeniem powietrzem, a po kilku tygodniach zamieniono powietrze na wodór. Osobne urządzenie reguluje lekkie nadciśnienie wodoru w kanałach obiegowych, ażeby zapobiec przedostawaniu się powietrza. Ponieważ jednak następuje powolna dyfuzja powietrza poprzez dławnice na wale, a mieszanina wodoru z powietrzem staje się wybuchową od 10% zawartości powietrza, przeto należy zamieniać po mału gaz chłodzący na wodór czysty. Zużywa się na to 400 m³ wodoru na miesiąc.

Po zamianie powietrza na wodór uzyskano zmniejszenie rozchodu pary na bieg jałowy o 9 000 kg na dobę, co stanowi 20% oszczędności. To zmniejszenie rozchodu pary następuje naturalnie i przy biegu roboczym prądnicy, skąd widać, iż koszt wodoru jest znikomy w porównaniu z osiąganymi oszczędnościami na rozchodzie pary. (*Power*, 30 czerwca 1938 r.).

KOLEJNICTWO

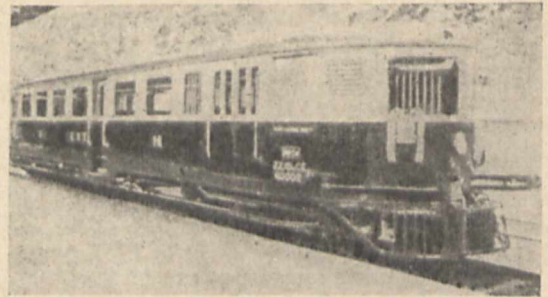
Parowóz turboelektryczny

Amerykańska kolej Union Pacific Railway, modernizując swój tabor przez wprowadzanie lokomotyw i pociągów o kształtach opływowych, napędzanych silnikami spalinowymi, przystąpiła też do budowy dwóch parowozów wyposażonych w turbiny parowe o mocy 5000 KM. Parowozy mają posiadać kotły wysokoprężne o ciśnieniu pary 105 at, z przegrzewaczami, ekonomizerami i podgrzewaczami powietrza. Główna turbina parowozu ma być 2-kadłubowa wielostopniowa i napędzać będzie przez przekładnię zębatą jedną prądnicę główną. Para odlotowa z niskoprężnej części turbiny odpływać ma do skraplacza, skąd skropliny będą się zbierały w zbiorniku wody zasilającej. W związku z kołowym obiegiem wody odpada potrzeba wożenia na tendrze zbiornika wody, co zmniejsza jego ciężar. Liczba obrotów turbiny wynosić będzie 12 500 na min, prądnicy — 1 250. Układ osi parowozu ma być 2-3-3-2, przy czym każda oś napędna będzie wyposażona w silnik szeregowy prądu stałego o mocy 600 KM. Siła pociągowa parowozu wyniesie 27,8 t. Zasilanie kotła ropą, wodą i powietrzem będzie zautomatyzowane. Skraplacz chłodzony ma być powietrzem przy użyciu wentylatorów, napędzanych turbiną pomocniczą. Sprawność parowozu nie osiągnie tej wysokości, jaką daje napęd silnikiem spalinowym, lecz tańsze paliwo, jakim będzie opalany kocioł, skompensuje tę różnicę; koszt obsługi i smaru będą też niższe. Prócz hamulców powietrznych zastosowane będą hamulce elektryczne. (*Engineer*, 7.X.1938, str. 400). R.

Wagon motorowy opalany węglem drzewnym

Zarząd Francuskich Kolei Wschodnich zastosował tytułem próby na jednym z wagonów motorowych wytwornicę gazu z węgla drzewnego. Wagon ten, wybudowany w r. 1934 przez „Entreprises Industrielles Chaventaïses”, może przewozić 70 pasażerów i 1 500 kg bagażu z szybkością 90 km/godz. Ma on podwozie i pułdo całkowicie duraluminiowe i zmontowany jest na 2 wózkach, z których jeden jest napędny, a drugi nośny. Sześciocyklindrowy silnik budowy S. G. C. M. wg licencji M. A. N., o cylindrach 140×180, pracował dotychczas na oleju gazowym z mechanicznym wtryskiem paliwa.

Koleje Wschodnie poleciły S. G. C. M. przerobić silnik na gaz i obecnie, po pewnych przeróbkach w postaci zmniejszenia stopnia sprężania, zastąpienia pompy i wtryskiwacza przez mieszalnik i magneto, silnik ten pracuje jako silnik wybuchowy. Moc jego jest obecnie o 5% większa, aniżeli wtedy, gdy był napędzany olejem gazowym; rozwija on 125 KM przy 1300 obr./min.

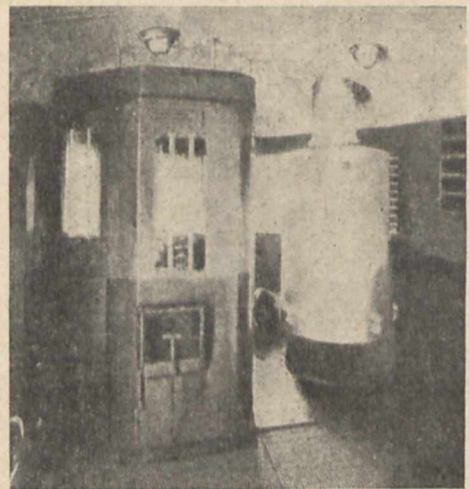


Rys. 1. Widok wagonu motorowego opalanego węglem drzewnym.

Wytwornica systemu „Guillaume” została dostarczona przez Towarzystwo „Geka”. Węgiel drzewny, używany do tej wytwornicy, pochodzi ze starych podkładów kolejowych, które są już nieużyteczne do innego celu. Podkłady te są zwęglane według opatentowanej metody „Guillaume” w specjalnych piecach, a kreozot, którym podkłady te były w swoim czasie nasycane, przyczynia się do tworzenia węgla o wyższej jakości, zaś otrzymywany gaz posiada wyższą wartość opałową. Oszczędność, jaką osiągnięto na paliwie, wynosi 50% w stosunku do ropy i 75% w stosunku do benzyny.

Podczas prób na przebiegu 36 km bez zatrzymania wagon ten osiągnął średnią szybkość 84 km/godz., uzyskując 2 minutową oszczędność w czasie jazdy w stosunku do wagonu z silnikiem Diesela. Wagon ten pełni obecnie na Wschodnich Kolejach służbę w tych samych warunkach, co dawniej. Zużycie węgla wynosi około 49 do 50 kg na godzinę.

Rys. 1 podaje widok zewnętrzny wagonu od strony wytwornicy; dwie zakrzywione rury na przodzie doprowadzają powietrze.



Rys. 2. Wytwornica gazu w wagonie motorowym.

Rys. 2 daje widok wytwornicy od strony przedziału bagażowego. Widać, że urządzenie to nie zajmuje dużo miejsca. Górna część wytwornicy służy jako zbiornik na węgiel, gdzie mieści się zapas, wystarczający na 5 godz. pracy wagonu; na lewo — przedział dla maszynisty.

Należy zaznaczyć, że moc silnika jest względnie mała, gdyż wynosi tylko 6 KM na tonnę wagonu.

Jak już zaznaczaliśmy na tym miejscu*), roczna ilość nieużytecznego drzewa nasyconego kreozotem, jaką otrzymuje się na wszystkich kolejach francuskich, nie licząc kolei wąskotorowych, sięga 400 000 tonn (koleje francuskie wymieniają rocznie od 4 do 5 milionów podkładów). Można z tego uzyskać około 10 000 t węgla drzewnego, który może zastąpić 1 000 000 hektolitrow benzyny albo 60 000 t ropy, ponieważ 1 kg węgla drzewnego zastępuje jako źródło energii 1 l benzyny lub 0,6 kg ropy. (*Ch. d. fer et tramw.* 1938, zes. 1; *Inż. Kolejowy* 1938, zes. 8. *Przegl. zagr.*)

MATERIAŁOZNAWSTWO

Szkło jako tworzywo zastępujące metal

Szkło, stosowane dotąd w dość skromnym zakresie w technice (np. na izolatory), zaczyna zdobywać nowe możliwości zastosowań. Oto przykłady: rury (zam. miedzianych i z in. metali importowanych) w fabr. chemicznych browarach i t. p.; w praktyce stosowano już z powodzeniem rurociągi szklane do piwa, węzownice chłodzące i in.; pręty — na rozm. wieszaki, klamki, mieszalniki w przemyśle włókienniczym, papierniczym i t. p.; ciężarki do sieci w rybołówstwie; szkło specjalne, odporne na wpływy chemiczne i ciepłe, znajduje zastosowanie w urządzeniach gospodarstwa domowego (zbiorniki wody ciepłej, naczynia w lodowniach i in.) oraz w przemyśle — na parowniki, garneczki i t. p.; poza tym znane jest zastosowanie wełny szklanej jako otuliny¹⁾.

W ostatnich latach zbadano bliżej nieznaną dotąd obrabialność szkła. Okazało się przy tym, że kruche to tworzywo daje się obrabiać twardymi stopami (toczyć, frezować, grawerować, gwintować²⁾). Można też łączyć części metalowe za pomocą odp. kitów szklanych. Dużo operacji można wykonać przy pomocy nagrzewania płomieniem. Interesujące jest urządzenie do gięcia szkła, składające się z nakładanej na rurę szklaną cewki ogrzewanej prądem elektrycznym. Po osiągnięciu odp. temperatury cewka wraz z rurą wygina się i ochładza.

Do łączenia rur szklanych stosuje się takie same złącza jak do rur metalowych; rury podpira się co 2—2,5 m na podkładkach gumowych lub zawieszaniach sprężynowych, dodając odp. urządzenia kompensacyjne, obliczone na małą rozszerzalność szkła.

METALURGIA

Odsiarczanie surówki żelaznej sodą

Odsiarczanie³⁾ sodą polega na reakcji $\text{Na}_2\text{CO}_3 + \text{FeS}(\text{MnS}) = \text{Na}_2\text{S} + \text{FeO}(\text{Mn}) + \text{CO}_2 - 44,6(52,5)$ kal. Dodatek sody powoduje — na skutek odsiarczania Fe — obniżenie temperatury surówki o 220 na 100 kg sody, a 240 na odsiarczanie Mn przez 100 kg sody. Najlepsze dawkowanie sody wynosi ok. 0,5% Na_2CO_3 na każde 0,1% S w surówce. Większy dodatek sody nie pozwala jej racjonalnie wyzyskać. Najlepsze wyzyskanie sody osiąga się przez równomierne zlewanie płynnej surówki jednostajnym strumieniem sody. Niska temperatura surówki sprzyja odsiarczaniu sodą, nie zawsze jednak jest wskazana ze względu na potrzeby stalowni (tomasowskiej). Jeżeli chce się o-

sięgnąć pewność nie odwrócenia reakcji w kierunku nasiarczania surówki, nie należy przeprowadzać odsiarczania w ciągu czasu dłuższego niż 6—10 minut. Przedostanie się żużla wielkopieczowego powoduje też powrotne nasiarczanie. Wyprawa zasadowa kadzi i rynnny spustowej przyczyniają się do ułatwienia odsiarczania, dlatego odsiarczanie po spuszczeniu surówki z mieszalnika jest korzystne. Gdy zawartość siarki przekroczy 0,2% S, zaleca autor odsiarczać dwukrotnie, to znaczy podczas spustu z wielkiego pieca i mieszalnika. Dodatek 20% węgla (C) do sody pozwala zmniejszyć straty żelaza ($\text{FeS} \rightarrow \text{FeO}$) podczas odsiarczania. Odsiarczanie sodą bardzo niszczy kadzie, także wyprawione zasadowo. Odsiarczaniu sodą przypisywano, na skutek ruchu wywołwanego przez CO_2 , poprawę własności stali. Autor ani ujemnego, ani dodatniego wpływu na własności stali wytworzonej z odsiarczanej surówki nie stwierdził. Wyzyskanie żużla alkalicznego jest możliwe po magnetycznym odżelazieniu w hutach szkła. Przeróbka powrotna na sodę przez dodatek dwuwęglanu sodu lub prażenie z CaCO_3 nie rokuje widoków rentowności. Po wylugowaniu z siarki w wodzie możnaby sodę wydobyć, jednak nie bez strat. (N. Theisen, *Stahl und Eisen* 58 (1938), str. 773/8).

Kd.

Produkcja wyrobów walcowanych bezpośrednio z metalu ciekłego

Omawiany w prasie od paru lat dawny zresztą pomysł zastosowania do walcownictwa bezpośrednio metalu ciekłego zaczyna się urzeczywistniać. Czasopismo *Machinery* (Lond., 9.VI.1938, str. 290/91) donosi o próbach bezpośredniego walcowania ciekłego mosiądzu na taśmy o szerokości 350 mm, grubości 4 mm, jak również o przemysłowej już instalacji walcowniczej, nadającej się do wszelkich metali o temperaturze topienia poniżej 8700C, czynnej w Stanach Zjedn. Am. Płn. i przerabiającej aluminium. Artykuł omawia w zakończeniu widoki rozwoju tej metody w przyszłości.

ODLEWNICTWO

Wykańczanie odlewów aluminiowych

Rdzenie i piasek trzeba wyjmować ostrożnie, najlepiej przez wstrząsanie, ewentualnie mechaniczne. Leje i nadlewy drobne można obcinać na piłach taśmowych, typu silniejszych spośród przeznaczonych do obróbki drzewa, grube nadlewy — na piłach taśmowych do metalu, pracujących z szybkością 1000—1700 m/min. Do ciężkiej pracy stosuje się piły szerokości do 38 mm, grub. 1,5 mm, o 3 zębach na długości cala, do łatwych robót — piły szerokości 12,5 mm, grub. ok. 0,8 mm, o 8 zębach na cal. Piły wykonuje się ze stali węglowej, odpuszczonej, jak sprężyny, kąt czołowy — do 5°, rozchylenie zębów — ok. 0,75 mm dla zmniejszenia nagrzewania się. Chłodzenie i smarowanie podczas cięcia — olejem lub łojem. Do ścinania lejów można użyć dłut pneumatycznych, jednak pierwszy cios powinien padać daleko od odlewu, a nadmiar materiału po pierwszym cięciu lepiej usunąć w drugiej operacji.

Do szlifowania szwów i powierzchni można używać różnych tarcz o ziarnistości odpowiadającej Nr. 20 i 80 tarcz korundowych. Należy stosować tarcze miękkie i małe szybkości, by uniknąć przegrzania. Szybkość obwodowa 1700—2850 m/min najczęściej wystarcza. Można stosować smarowanie łojem lub innym gęstym tłuszczem. Pilniki z rowkami do łamania wióra pracują szybko, lecz nie zapewniają gładkości powierzchni; lepiej stosować zdzieraki o kącie nacięć 45—55° o 9—20 nacięciach na cal.

*) *Przegl. Mechaniczny* 1938 r., zes. 15/16, str. 389.

1) *Z. VDI* 1938 r., zes. 4, str. 99.

2) *Maschinenbau*, styczeń 1938 r., str. 27.

3) Proces o dużym znaczeniu przy przeróbce ubogich rud przy dużym rozchodzie koksu.

Piaskowanie daje dobre powierzchnie i pozwala wykryć wady, leżące płytko pod powierzchnią. Do piaskowania najlepiej stosować dysze \varnothing 8—16 mm, duże dla b. dużych odlewów, ciśnienie ok. 42—63 atm i piasek płukany o ziarnie z sita 40—80 oczek na cal kwadr. W przypadku obawy wbijania piasku można stosować okrucy stalowe.

Naprawy drogą spawania uważa autor za dopuszczalne pod ostrą kontrolą. Prostowanie odlewów jest trudne nawet na gorąco. Bardzo gładką powierzchnię osiąga się na szczotkach wirujących. Szczotki — ze stali nierdzewnej lub melchioru, szybkość 210—300 m/min. Trawienie w 65°C w 5% NaOH lub 5% NaOH+4% NaF i następnie w 60% HNO₃, a stopów o dużej zawartości Si — w takimż roztworze HNO₃ z dodatkiem 6% HF. (H. P. Rowe. *The Foundry* 46 (1938), zes. 5, str. 64/6 i 128/36).

WIADOMOŚCI GOSPODARCZE

Rzesza i Sudety *)

Zarówno w prasie polskiej, jak i światowej, a nawet w prasie niemieckiej, utarło się nazywanie „Sudetami“ wszystkich krajów niemieckich, odjętych ostatnio Czecho-Słowacji i włączonych w granice Rzeszy. Tymczasem obszar ten obejmuje o wiele obszerniejsze granice niż Sudety właściwe, wchodzi bowiem doń: reszta Śląska i Północne Morawy, część Moraw Południowych, jak również okrąg Schoenhengst, dalej niemieckie Czechy Południowo-Wschodnie i Północne, Północno-Zachodnie i Zachodnie, więc Sudety właściwe i Góry Kruszcowe, wreszcie Las Czeski. Łączny obszar tych krajów, o ile ich granice nie zostaną jeszcze zmienione drogą plebiscytu, wynosi ok. 28 000 km, zaludnienie — okrągiło 3 640 000 mieszkańców, w tym ok. 2 810 000 Niemców.

Przyznany Niemcom obszar jest w znacznej części górzysty (skały lub porosłe lasami góry). Prawdziwie urodzajne są właściwie tylko 2 niewielkie zakątki: okolica Saaz na pń.-zach., znana z uprawy chmielu, i okolica Znam oraz Nikolsburg (Morawy pńdn.), znana z uprawy jęczmienia (słynne ogórki). Są to więc kraje na ogół ubogie w płody rolne, rolniczo niewystarczające sobie.

Lepiej, aczkolwiek też dość słabo, przedstawia się sprawa bogactw naturalnych kopalnych. Na przyznanych Rzeszy terenach jedynie tylko węgiel brunatny znajduje się w ilościach dużych (92% produkcji węgla brunatnego wczorajszej Czecho-Słowacji = 18 mio t rocznie koncentruje się w Górach Kruszcowych i w okolicy Karlsbadu). Poza tym mogą przyspaść Rzeszy kopalnie węgla kamiennego koło Pilzna (2 mio t rocznie) oraz kopalnie radu w Joachimowie i grafitu w Lesie Czeskim.

Natomiast przemysł i rzemiosło w nowopozyskanych krajach niemieckich są bardzo rozwinięte, przede wszystkim przemysł włókienniczy (Reichenberg), dalej metalo-

wy (w okolicach węglowych), chemiczny (Bodenbach), drzewny i papierowy (w górskich okolicach lesistych), przemysł zabawkowski i instrumentów muzycznych (tamże), przemysł porcelanowy (Karlsbad) i szklany, wreszcie przemysł żywnościowy. Rozmiary tych gałęzi wytwórczości charakteryzuje liczba zatrudnionych w nich robotników. Tak więc przemysł włókienniczy zatrudniał (r. 1930) ok. 252 tys. robotników (70% Niemców), drzewny — 105 tys., metalowy — 70 tys., szklany — 50 tys., górniczy — 48 tys., papierniczy — 24 tys., porcelanowy — 16 tys., instrumentów muz. i zabawkowski — 10 tys., chemiczny — 8 tys. Niektóre gałęzie wytwórczości czeskiej (przemysł włókienniczy, porcelanowy i instr.) znalazły się niemal w całości w Niemczech.

Ani przemysł metalowy, ani chemiczny, ani — przede wszystkim największy przemysł tych ziem — włókienniczy nie są samowystarczalne pod względem surowców. Samowystarczalne zaś są przemysły: drzewny, szklany, instrumentów muzycznych, zabawkowski, papierowy, porcelanowy, węglowy (brun.).

Dodatnią gospodarczo pozycję tych ziem stanowią ponadto słynne uzdrowiska.

Zastanawiając się nad korzyściami wzajemnymi Rzeszy i krajów włączonych, autor streszczanego artykułu stwierdza, że „korzyści Rzeszy nie są przytłaczające; więcej potrzeba nowym krajom dawać niż można będzie od nich brać; trudności gospodarczych będzie miała Rzesza dość (nowe powiązania gospodarcze, przystosowania etc.). Nabytek ziem sudeckich nie wzbogaca Rzeszy (poza węglem brunatnym) ani w surowce przemysłowe, ani nawet w płody rolne, wzbogaca zaś ją o przemysł, który sam jest pozbawiony surowców i dla którego trzeba będzie szukać nowych surowców i nowych rynków zbytu“.

Bogactwa naturalne Chin

W związku z posuwającą się coraz dalej okupacją Chin przez wojska japońskie, sfery przemysłowe Anglii, Niemiec, Francji i in. krajów, prowadzących na dużą skalę finansowanie przemysłu Dalekiego Wschodu i dostawy dlań wielkich urządzeń maszynowych, interesują się bogactwami kopalnymi Chin, których eksploatacja ulegnie niewątpliwie znacznemu rozwojowi i unowocześnieniu. W przewidywaniu możliwości eksportowych prasa angielska (np. *Engineer* z dn. 21.X.1938 r.), oczekuje, iż Japończycy rozwiną przede wszystkim wydobycie rudy żelaznej i węgla w Chinach, i stwierdza, że w tym celu wypadnie przeprowadzić rozbudowę (mechanizację) kopalń, jak również rozbudowę floty do przewozu przez morze. 54% zasobów rudy żelaznej Chin posiadają Chiny północne, 35% — dolina rz. Jangtse, 11% — Chiny pńdn.-wschodnie.

W r. 1936 Japonia importowała 3 830 000 t rudy żelaznej, co stanowiło 75% jej zużycia ogólnego, w tym 1 250 000 t z Chin. Obecnie wydobycie rudy żel. w Chinach spadło do poziomu 200 000 t na rok, czyli do 14% poprzedniego.

Poza rudą żelazną Japonia będzie korzystała z zasobów rudy manganowej w Chinach, ocenianych na ok. 22 mio t, rudy wolframowej — ok. 1 mio t, antymonu — ok. 3³/₄ mio t.

*) *Polska Gospodarcza* 1938 r., zes. 42, str. 1463/5.

TREŚĆ:

- Wymiarowanie i tolerowanie rysunków części maszynowych, nap. dr inż. W. Moszyński, profesor Politechniki Warszawskiej.
- O wytrzymałości kołków głowicowych i t.p. części mechanizmów, nap. inż. St. Ziemiński.
- Stale używane w kolejnictwie na tle Polskich Norm, nap. inż. J. Obrębski.
- Nowości z zakresu maszyn wytrzymałościowych w Niemczech, nap. inż. K. Kornfeld.
- Dział sprawozdawczy: Hartowanie powierzchniowe za pomocą prądów wysokiej częstotliwości. — Nowy transatlantyk Queen Elizabeth. — Brak inżynierów w Niemczech.

Przegląd czasopism technicznych.

Wiadomości gospodarcze.

SOMMAIRE:

- La mise des cotes et des tolérances sur les dessins des pièces des machines (à suivre), par M. W. Moszyński, dr ès sc. techn., professeur à l'École Polytechnique de Varsovie.
- Sur la résistance des goujons de culasses et des pièces analogues des mécanismes, par M. St. Ziemiński, ingénieur civil de l'aéronautique.
- Les aciers employés par les Chemins de fer de l'Etat Polonais, comparés avec les normes polonaises, par M. J. Obrębski, ingénieur mécanicien.
- Les nouveautés dans la construction des machines pour les essais de résistance, réalisées en Allemagne, par M. K. Kornfeld, ingénieur métallurgiste.
- Variétés: Trempe superficielle au moyen des courants à haute fréquence. — Le nouveau paquebot transatlantique „Queen Elizabeth“. — Manque des ingénieurs en Allemagne.
- Revue documentaire.
- Chronique industrielle.

O rozwój technicznej działalności Stowarzyszenia

Poniżej podane uwagi co do kierunku, w jakim powinien pójść rozwój technicznej działalności Stowarzyszenia, a w szczególności jego sekcji i komisji fachowych, stanowią fragmenty dyskusji w poszczególnych sekcjach na temat projektowanych dalszych prac. Program realizacji tych prac podany będzie w jednym z następnych zeszytów Wiadomości SIMP. W związku z programem prosimy Szanownych Kolegów o nadsyłanie swych uwag i propozycji, dotyczących działalności sekcji i komisji. Ciekawsze uwagi będą umieszczone w Wiadomościach.

WZYCIU takiego Stowarzyszenia, jak SIMP, zachodzi co pewien czas potrzeba zastanowienia się nad formami działalności i ustalenia jej dalszych wytycznych — jak to ujęto już na łamach *Wiadomości* w zeszycie sprawozdawczym z X Zjazdu I. M. P. w artykule „Czym jesteśmy i czym być powinniśmy“. Stowarzyszenie nasze liczy 1250 inżynierów, w samej Warszawie jest 650. Możemy się chlubić tym, że jesteśmy dziś bodaj najliczniejszym stowarzyszeniem inżynierskim w Polsce i że ilość nowych członków z każdym miesiącem wzrasta. Sprawa wzrostu członków nie jest też w obecnym stanie kwestią palącą, jak była w latach ubiegłych; rozwój w tym kierunku będzie postępował drogą normalną. Najważniejsze zagadnienie — to zagadnienie naszej działalności technicznej oraz nadanie jej takiego kierunku, jaki wymagany jest obecnymi potrzebami naszego przemysłu.

Rozwój naszego życia przemysłowego postępuje w zawrotnym tempie naprzód. Powstają nowe fabryki, nowe warsztaty pracy, gdzie znajduje zajęcie wiele sił technicznych i rzemieślników, a w związku z tym postępuje coraz większe uniezależnienie się od produkcji zagranicznej. Dążymy do wzrostu konsumpcji wewnętrznej, do podniesienia stopy życiowej całego narodu. Z drugiej strony, nasze położenie gospodarcze wymaga od nas pracy twórczej i ekonomicznej we wszystkich dziedzinach. Z dwu olbrzymich źródeł, z jakich ludzkość czerpie swój dobrobyt, t. j. z bogactw natury i udziału ludzkiej myśli i pracy, możemy czerpać dowolnie z drugiego źródła. Kraj nasz nie jest zbyt zasobny w surowce. W dostatecznej ilości bowiem posiadamy tylko węgiel i sól oraz środki żywności. Ze wzmoczeniem jednak produkcji i konsumpcji wewnętrznej łączy się zwiększenie przywozu niezbędnych surowców z innych krajów. Za surowce te musimy zapłacić naszymi wyrobami, które muszą wytrzymać konkurencję z wyrobami innych państw, t. j. być tańsze, lepsze, prostsze i bardziej celowe w użyciu. Dla wzmocnienia tętna naszego życia przemysłowego przy przewidzianym wzroście produkcji nie wystarczy wywóz naszych produktów rolnych — w większym niż dotychczas stopniu musi się zaznaczyć wywóz nowych gotowych wyrobów. To też zadania, jakie stoją przed polskim inżynierem, są olbrzymie. Spełnienie tej pracy wymaga niezwykle twórczego, ekonomicznego i ekspansywnego wysiłku

wszystkich czynników naszego życia państwowego i przemysłowego.

W tym ogromie zadań poważna ich część spada na stowarzyszenia inżynierskie, w ich liczbie i nasze Stowarzyszenie. To też więcej niż kiedykolwiek staje się dziś żywotną dewiza SIMP:

Dewizą Stowarzyszenia jest wytężona praca na polu techniki i wytwórczości, mająca na celu wyzyskanie bogactw przyrody ku zapewnieniu największego rozwoju gospodarczego i bezpieczeństwa Rzeczypospolitej.

Na jubileuszowym X Zjeździe rzucono hasło: Unaukowanie przemysłu — podstawą postępu technicznego, postęp techniczny — podstawą bezpieczeństwa Rzeczypospolitej i dobrobytu społecznego.

Podobnie jak politechniki mają za zadanie nie tylko danie studiującym wiedzy technicznej, ale i przygotowanie ich do prac twórczych i badawczych, tak rolą stowarzyszeń jest dalej tę pracę prowadzić, by utrzymać wysoki poziom prac inżynierskich, i starać się, aby wyniki tych prac do celów techniki jak najlepiej dostosować oraz rozpowszechnić.

Jakie są drogi naszej działalności technicznej? Przede wszystkim nasza działalność w y d a w n i c z a. Obecnie pod egidą SIMP wydaje się czasopismo techniczne, dwutygodnik „Przegląd Mechaniczny“, organ naszego Stowarzyszenia, będący skarbnicą prac inżyniera mechanika, bazą do rozpowszechnienia naszych postępów pracy i wymiany poglądów. W tym kierunku może pozostać jedno życzenie, t. j. dalszy rozwój naszego wykładnika pracy, ewent. przejście z dwutygodnika na tygodnik.

Od pół roku wychodzi po egidą SIMP miesięcznik techniczny „Mechanik“, przeznaczony dla techników, majstrów i wykwalifikowanych rzemieślników. Na łamach jego znajdują się artykuły nie tylko inżynierów, ale również i prace techników i majstrów. Znaczenie takiego miesięcznika jest dostatecznie doceniane, czego dowodem jest wielka ilość prenumeratorów, przekraczająca już dziś 6 000.

Również od niedawna wydawany przez Koło Samochodowe SIMP miesięcznik „Technika Samochodowa“ nie potrzebuje bliższego uzasadnienia prawa do życia. Zagadnienie motoryzacyjne w Polsce jest tak aktualne i palące, że uzyskanie dla niego poważnego rzecznika w postaci fachowego

organium powitali niewątpliwie wszyscy z radością.

Działalność wydawnicza czasopism jest dla całości Stowarzyszenia poważna, a dalszy jej rozwój zależy w wybitnym stopniu od stanu prac sekcji fachowych i całego Stowarzyszenia. Ale motorem działalności technicznej SIMP mają być sekcje fachowe, koła i komisje. Układ i ilość sekcji i komisji podany był niedawno w schemacie organizacyjnym SIMP (*Przegląd Mech.* Nr. 7-8 z r. b.). Ostatnio decyzją Zarządu Głównego — Sekcję Energetyczno-Konstrukcyjną podzielono na Energetyczną i Konstrukcyjną. Ta ostatnia nie jest jeszcze utworzona.

Wytyczne programu prac sekcji i komisji fachowych stanowią obecnie największą bolączkę Stowarzyszenia.

W ostatnich latach sekcje ograniczały się do przygotowywania materiału do zjazdu SIMP, współpracując z komisją zjazdową, oraz pomagały niekiedy w doborze referentów na poniedziałkowe odczyty dyskusyjne. W swojej pracy sekcje metaloznawcza, energetyczno-konstrukcyjna i warsztatowa mają również poważny dorobek w postaci materiałów do „Poradnika Mechanika“, którego wydanie zbliża się do realizacji, jak również w postaci współdziałania przy organizowaniu różnych kursów technicznych.

Ten stan rzeczy nie jest zadowalający, a tłumaczy się tym, że praca sekcji opierała się dotychczas na kilku ludziach, nie było zaś udziału w pracy całej masy inżynierów naszego Stowarzyszenia. Rzucone hasło „Wszyscy mechanicy do sekcji fachowych“ (*Wiadomości SIMP*) okazuje się nader słusznym. Trzeba sobie bowiem zdać sprawę, że przy takim wzroście Stowarzyszenia, jak w naszym wypadku, nie wystarczą zjazdy co rok, czy co dwa lata, i odczyty poniedziałkowe. Sekcje skupiające w sobie wszystkich członków, zainteresowanych we wspólnej dziedzinie, muszą wytworzyć jakby oddzielne placówki pracy technicznej i rozwinąć podstawy tej wspólnej pracy. Ich działalność powinna znaleźć żywe odbicie na łamach czasopism Stowarzyszenia. W związku z tym powstaje pytanie, jak przystąpić do rozwiązania tego zagadnienia, aby naprawdę pociągnąć do współpracy większą część naszych członków i aby ich tą pracą zainteresować.

Wydaje się słuszne w tym wypadku zajęcie się przez sekcje określonymi tematami, które są w danym czasie szczególnie aktualne, i zwoływanie te tematy konferencyj zainteresowanych.

Naprzykład w sekcji metaloznawczej konferencja na temat zastąpienia niektórych stali stopowych stalami zastępczymi, jak również na temat stosowania brązów aluminiowych zamiast cynowych, byłaby bardzo aktualna i swą ważnością wciągnęłaby ludzi zainteresowanych w orbitę pracy SIMP. Projektując rozwinięcie prac w nowej sekcji konstrukcyjnej, wydaje się bardzo pożądanym zwołanie przed jej zorganizowaniem konferencji na temat doniosłości roli zupełnie niedocenianego w naszym przemyśle konstruktora. Podobnych tematów znalazłoby się dość i w innych sekcjach SIMP. Wspomnieć należy, że sekcja warsztatowa już rozwinięła żywą działalność w kierunku tematów ją interesujących i ma w planie w najbliższym czasie

konferencję o aktualnych zagadnieniach warsztatowych, jak też i kursy, obejmujące pewne specjalne tematy. Gdyby wszystkie sekcje potrafiły pójść tą drogą, byłby to ważny krok w kierunku realizacji postawionego zadania.

Nie można z góry przesądzić, w jakim czasie może być uruchomiona w ten sposób praca sekcji, gdyż zależy to od udziału w pracy naszych członków, co jest szczególnie trudne przy obecnym przeciążeniu pracą zawodową kolegów. Wydaje się jednak, że uzyska się największe zainteresowanie tematami, które stanowią bolączki w codziennej pracy technicznej. Gdyby w pierwszym roku każda sekcja zdołała zawiązać bodaj dwie komórki, dla opracowania dwu zagadnień specjalnych, i zwołać na te tematy konferencje, byłby to już duży krok naprzód.

Dalszą jednak ważną sprawę stanowi celowe rozwiązanie użytkowania całego dorobku technicznego naszego i obcego w ogólnym ujęciu. Śledzenie olbrzymiej ilości czasopism, obejmujących już nie tylko całość wiedzy technicznej, ale nawet jej jeden odcinek, staje się dla pojedynczego fachowca nader trudne. Dlatego zestawienia postępu dokonanego w danej dziedzinie w pewnym okresie czasu mają szczególnie wielkie znaczenie. W kierunku ujęcia dorobku naukowego polskiego inżyniera mają duże znaczenie zjazdy SIMP, które posiadają już swą kilkunastoletnią tradycję. Poza nimi zdaje się odczuwać brak systematycznych kursów inżynierskich, któreby retrospektywnie ujmowały postępy wiedzy w pewnym okresie czasu, np. 5 lat. Jest to przedmiot pracy komisji kursów inżynierskich SIMP przy współdziałaniu wszystkich sekcji fachowych. Rozważano w Prezydium projekt, aby takie kursy urządzić corocznie, lecz nie ze wszystkich działów wspólnie, jak to dotychczas miało miejsce, ale co rok z dziedziny tematów innej sekcji fachowej. Kursy takie mogłyby dać retrospektywny przegląd postępu w danej dziedzinie i w tym układzie byłyby dlatego korzystne, że koledzy różnych fachów mogliby się z danym tematem zapoznać. Jedną z sekcji przedstawiła program takiego kursu i jest w stadium jego organizacji. Czy następne sekcje pójdą tą drogą, okażą wyniki pracy pierwszej.

Dalszym ważnym czynnikiem rozpowszechniania wiedzy technicznej jest biblioteka czasopism i bibliografia, która jest przedmiotem troski komisji bibliotecznej łącznie z komisją oświatową SIMP. Przy wielokrotnym rozważaniu tego zagadnienia ustalono formę współpracy komisji oświatowej i bibliotecznej z sekcjami fachowymi oraz wysunięto postulat zaangażowania stałego pracownika do prowadzenia bibliografii.

Tak przedstawiają się propozycje co do pracy sekcji fachowych i komisji. Są to tylko ujęcia ogólne programu oczekujących nas prac. Dalsze rozważania oraz wyniki prac dotychczasowych, jako też i dalszy szczegółowy program prac, będą podane w jednym z następnych zeszytów *Wiadomości SIMP*.

Pozostaje jeszcze jedna sprawa, która łączy się ściśle z podanymi na początku niniejszego artykułu uwagami. Dla podolenia tym zadaniom, jakie

czeka nasze Stowarzyszenie, jest niezbędna praca i poparcie wszystkich naszych członków, poparcie nie tylko w postaci opłat członkowskich, ale czynne — w postaci pracy technicznej i współdziałania z techniczną działalnością Stowarzyszenia.

Zwracamy się przeto z gorącym apelem do kolegów, aby w przygotowywanych przez sekcje technicznych zebraniach, konferencjach, kursach i opracowywaniu poszczególnych zagadnień brali żywy udział. Tylko przy licznych udziałach zainteresowanych są możliwe sukcesy naszej pracy.

Sprawozdania

Zarząd Główny SIMP

Dnia 29.IX. b.r. odbyło się 4-te Zebranie Zarządu Głównego SIMP, na którym Prezydium SIMP złożyło sprawozdanie między innymi w sprawie:

1) akcji wydawniczej SIMP, w której wyniku oba nowe czasopisma finansowo stały się samowystarczalne. „Mechanik“ zawdzięcza to dużej ilości prenumeratorów, ca. 6.000, „Technika Samochodowa“ otrzymanym subsydium. Oba pisma wydały już po 5 numerów.

2) prac Komisji Finansowej, której sprawozdanie finansowe za I-sze półrocze przyjęto

Prezydium zwróciło uwagę na duże zaległości w składkach członkowskich, wynoszące ca. 30 000 zł. Prezydium prowadzi intensywnie i planowo ujętą akcję ściągania składek przez odpowiednie apelowanie w „Wiadomościach SIMP“, wysyłanie specjalnych pism, a nawet inkasenta do zalegających. W stosunku do najbardziej zalegających i nie reagujących na przypomnienia Prezydium jest zmuszone skorzystać z uprawnień statutowych i wystąpić o skreślenie z listy członków, co znalazło już swój wyraz we wnioskach Komisji Kwalifikacyjnej. Poza stratami finansowymi, na jakie jest narażone Stowarzyszenie przez niepłacących (wysyłanie *Przeglądu Mechanicznego*), występuje obniżenie znaczenia liczebności, gdyż przy wszelkich uprawnieniach, jakie naszemu Stowarzyszeniu przysługują, czynniki miarodajne opierają się na liczbie członków nie mających zaległości w opłacaniu składek najwyżej do pół roku. Tylko taka ilość członków była wzięta ostatnio przez uwagę przez Komisariat Rządu, przy nadawaniu Stowarzyszeniu uprawnień do wyborów do izb ustawodawczych.

Złożono sprawozdania z działalności poszczególnych Sekcyj.

a) Sekcja Energetyczna. W programie swym ma Sekcja organizację zebrań z krótkimi referatami na tematy najbardziej aktualne. Na najbliższą przyszłość przewidziane są 3 zebrania: 2 oparte na pozyskanych ze Szwecji filmach, 1 traktujący o węglu jako paliwie.

b) Sekcja Metaloznawcza. Sekcja zamierza urządzić kurs dla inżynierów z dziedziny metaloznawstwa.

c) Sekcja Warsztatowa. Sekcja organizuje Konferencję Obrabiarkową, która odbędzie się w grudniu. Jest obecnie opracowanych 13 referatów, które przed Konferencją będą wydane drukiem i rozesłane do uczestników. W dalszych zamierzeniach Sekcja przewiduje urządzić kurs kalkulacji i obróbki kół zębatych.

d) Komisja Zjazdowa projektuje zorganizowanie Zjazdu w drugiej połowie maja r. b. w Katowicach, względnie w Krakowie. Ze względu na odbywający się w tym czasie w Katowicach zjazd SEP, oraz uprzemysłowiony teren śląski, Komisja zbada możliwości urządzić Zjazdu raczej w Katowicach. Hasło Zjazdu oraz szczegóły będą w najbliższym czasie rozpatrywane na Komisji.

e) Komisja Oświatowa. Komisja ma 3 cele: szkolenie, wydawnictwa i pomoce. Dla ich osiągnięcia Komisja będzie organizowała: kursy zawodowe (dochody z tych kursów będą przeznaczone na cele oświatowe), popularne odczyty (przy czym na wniosek K. O. Zarząd powziął uchwałę, by organizację tych odczytów powierzyć Redakcji „Mechanika“) oraz akcję wydawniczą książek i pomocy (wyciągi, instrukcje i t. p.).

f) Komisja Odczytowa. Komisja ułożyła program odczytów na najbliższe miesiące. Szerzej będą potraktowane działy konstrukcji oraz korozja metali. Sekcja nawiąże współpracę ze Związkiem Inżynierów Elektryków, z Kołem Odlewników, ogrzewników, samochodowym i Związkiem Polskich Inżynierów Lotniczych.

g) Komisja Wycieczkowa. Organizowana przez Komisję wycieczka do Francji odbędzie się w pierwszych dniach listopada b. r. przy udziale ok. 50 uczestników. Wycieczka zwiedzi szereg większych zakładów przemysłowych francuskich, prywatnych i państwowych. Koszt wycieczki ok. 620 zł.

Sekcja Bezpieczeństwa Pracy. Sekcja organizuje samodzielnie, niezależnie od Komisji Wycieczkowej, wycieczkę zagraniczną do Anglii, Belgii i Niemiec, mającą na celu zapoznanie uczestników z najnowszymi zdobyczami z dziedziny bezpieczeństwa i higieny pracy za granicą. Ilość uczestników wycieczki około 20-tu. Wycieczka odbędzie się w czasie od 3.X. do 27.X. b. r. Koszt wycieczki 700 zł.

Zarząd przyjął do wiadomości sprawozdanie delegatów do NOI, w którym poruszona została sprawa ustaw dotyczących świata inżynierskiego w związku z rozwiązaniem izb ustawodawczych.

Zarząd udzielił 2-miesięcznego urlopu kol. Szarejko R., przewodniczącemu Komisji Organizacyjnej.

Dnia 17.X. b. r. odbyło się Nadzwyczajne Zebranie Zarządu Głównego SIMP, którego porządek obejmował sprawy bieżące, związane z wyborami do ciał ustawodawczych. W wyniku obrad Zarząd postanowił poprzeć kandydaturę kol. Aleksandra Lutze-Birka do Senatu, wysyłając odp. listy do kolegów-członków SIMP, zamieszkałych w danym okręgu wyborczym.

Sekcja Warsztatowa

Dnia 12.X. b. r. odbyło się zebranie Sekcji Warsztatowej. Przewodniczący kol. W. Szymanowski zdał sprawozdanie ze stanu przygotowań do Konferencji Obrabiarkowej, która odbędzie się w pierwszej połowie grudnia r. b. Następnie Sekcja podjęła inicjatywę opracowania ściśle określonych zagadnień na tematy warsztatowe. Zebrane stały materiały służyć mają do normalizacji tych zagadnień w przemyśle polskim.

W związku z koniecznością zasilania przez Sekcję działów bibliograficznych w „Przeglądzie Mechanicznym“ i „Mechaniku“. Sekcja uchwaliła zwrócić się tą drogą do wszystkich kolegów warsztatowców z prośbą, by zechcieli opracowywać wyciągi i skróty artykułów z pism zagranicznych i przysyłać je do Sekcji lub do Redakcji.

Komisja Oświatowa SIMP

Ożywioną działalność wykazuje Prezydium Komisji Oświatowej, które zakreśliło obszerny program prac, obejmujący:

a) oświatę techniczną ogólną dla szerokich rzesz pracowników technicznych na poziomie technicznych uniwersytetów ludowych;

b) wydawnictwa;

c) pomoce naukowe, jak biblioteka, wyciągi z czasopism, tablice i t. p.;

d) polskie słownictwo techniczne;

e) popularne odczyty.

Komisja Oświatowa wszczęła starania o zdobycie odpowiednich funduszy na cele wydawnicze SIMP. Jednocześnie Komisja Oświatowa przygotowuje do druku następujące prace:

1. Poradnik dla metaloznawców, pod redakcją dr Wł. Wrażeja.

2. Poradnik dla energetyków.

3. Podstawy i środki pomiarów warsztatowych, w oprac. A. Tomaszewskiego.

4. Koła zębate, część I (wszystkich części będzie 3) — w oprac. inż. W. Szrajbera.

Wydania „Poradnika dla metaloznawców“ oraz książki „Podstawy i środki pomiarów warsztatowych“ pojęła się Fabryka Lokomotyw w Chrzanowie.

Należy wspomnieć, że Komisja Oświatowa nawiązała kontakt z Państwowym Wydawnictwem Książek Szkolnych, dotyczący współpracy przy wydawaniu książek przez SIMP.

Komisja Oświatowa, stwierdziwszy brak inicjatywy w pracach Komisji Bibliotecznej, postanowiła przyjąć na siebie obowiązki tej ostatniej, oraz stworzyć przy bibliotece stałą kartotekę bibliograficzną, prowadzoną przez siłę płatną. Na ten cel Komisja Oświatowa pragnie przeznaczyć między innymi dochody z kursów fachowych.

Z Nacz. Organizacji Inżynierów

W dn. 18 września b.r. odbyło się w Truskawcu zebranie Rady Głównej N. O. I. Członkowie Rady przybyli rano tego dnia do Borysławia, gdzie byli gościnnie podejmowani przez Stowarzyszenie Inżynierów Polskiego Przemysłu Naftowego. Po bardzo interesującym odczycie kol. prof. inż. Tadeusza Bielskiego na temat „Ropa naftowa w Polsce“ udano się pod przewodnictwem gospodarzy na wycieczkę, celem zwiedzenia gazoliniarni, czynnego szybu naftowego oraz wiercenia szybu.

Około południa przejechano samochodami do Truskawca, gdzie odbyło Zebranie Rady Głównej pod przewodnictwem Prezesa N. O. I. wice-ministra kol. inż. Aleksandra Bobkowskiego.

Ze sprawozdania Prezydium wynika, że w okresie od dn. 12 czerwca, tj. terminu zebrania Rady Głównej w Krakowie, postarano się ono o wybranie przewodniczących poszczególnych Komisji N. O. I., jednak nie wszystkie — wobec okresu wakacyjnego i nieobsadzenia przez delegatów poszczególnych Stowarzyszeń, — mogły rozpocząć normalną pracę. Od Min. Przemysłu i Handlu na przedstawiony w dn. 6 czerwca ostatecznie ustalony projekt ustawy o Radzie Technicznej nie otrzymało N. O. I. odpowiedzi. Projektowane jest utworzenie oddziałów Okręgowych N. O. I. w Łodzi, C. O. P., na Wołyniu i w Warszawie. W tej ostatniej — w oparciu o Stowarzyszenie Techników, z którym są prowadzone przez Komisję Organizacyjną N. O. I. odpowiednie rozmowy.

Komisja Akcji odbyła dwa posiedzenia w okresie wakacyjnym i dla rozwinięcia swej działalności na jesieni wymaga intensywnego gromadzenia funduszy, które, niestety, wpływają bardzo opieszale.

Komisja Wydawnicza kontynuowała swe prace, związane z wydaniem drukiem referatów z I Kongresu Inżynierów we Lwowie. Wyszedł w druk tom I, II i III; IV i V są w drukarni i kompletowany jest materiał do tomów VI i VII, które powinny się ukazać przed 1 listopada.

Komisja Statutowo-regulaminowa przystąpiła do zredagowania nowego statutu N. O. I.; praca ma być ukończona w ciągu października, po czym nowy statut będzie rozesłany Stowarzyszeniom, celem wypowiedzenia się.

Inne Komisje ograniczyły się do zreferowania programów swej działalności, opracowanych przez przewodniczących, ze względu na to, że jeszcze nie zdążyły się ukonstytuować.

KOMUNIKATY

Kurs doszkalcący w Katowicach

Polskie Stowarzyszenie Inżynierów i Techników Woj. Śl. wraz ze Stowarzyszeniem Polskich Inżynierów Górniczych i Hutniczych, Stowarzyszeniem Hutników Polskich i Stowarzyszeniem Inżynierów Mechaników Polskich urządza w miesiącach październiku, listopadzie i grudniu b. r. cykl wykładów doszkalcących z dziedziny energetyki i gospodarki cieplnej.

Cykl ten obejmuje następujące tematy:

1. Gospodarka olejowa w zakładach przemysłowych — inż. Gąsiorowski Stanisław.

2. Piece przemysłowe — prof. Dawidowski Roman.

3. Dobór materiałów ogniotrwałych — inż. Tomaszewski Witold.

4. Pomiary ilości przepływu przy pomocy kryz i dysz, oraz aparaty pomiarowe — inż. Maryański Tytus.

5. Gospodarka energetyczna w zakładach przemysłowych — inż. Ficki Zdzisław.

6. Opracowanie zamówień instalacji energetycznych — inż. Ficki Zdzisław.

7. Nowoczesne kotły parowe — inż. Tepicht Marcelli.

8. Przygotowanie wody kotłowej — inż. Maryański Tytus.

9. Ruchowe metody badań wód przemysłowych — inż. Maryański Tytus.

Wykłady odbywać się będą w środy o godz. 18.30 w Katowicach. Szczegóły programu wykładów, jak również miejsce ich wygłoszenia, podane zostaną przy przesłaniu karty uczestnictwa.

Opłata za cały cykl wykładów wynosi 8 zł, a za pojedyncze karty wstępu 1,50 zł.

Zgłoszenia oraz opłaty przyjmuje Sekretariat Polskiego Stowarzyszenia Inżynierów i Techników Woj. Śl., Katowice, pl. Wolności 8, tel. 335-90, konto P. K. O. Nr 300.742, Sekretariat Stow. Inżynierów Górniczych i Hutniczych, Katowice, pl. Wolności 8, tel. 355-26, konto P. K. O. Nr 300.144 oraz Stowarzyszenia Hutników Polskich, Katowice, ul. Zamkowa 3, tel. 345-90, konto P. K. O. Nr 301.258.

ZEBRANIA

ODCZYTOWO-DYSKUSYJNE SIMP

LWÓW

Dnia 28 lutego odbył się odczyt p. prof. Edwina Hauswolda na temat:

„Wprowadzenie międzynarodowych tolerancji wykonania do konstrukcji“.

Prelegent omówił najpierw ogólnie kwestię pasowań i na tym tle historyczny rozwój norm, od fabrycznych po przez państwowe do międzynarodowych. Przedstawiając te ostatnie, wprowadzane obecnie w naszych biurach konstrukcyjnych i warsztatach, podał prelegent do wiadomości odpowiednie definicje i znaki. Szczegółowo omówił kwestię „stałego otworu“ i „wałka“, tabelę pasowań ruchomych i spoczynkowych, oraz klasy dokładności obróbki. W końcu, przechodząc do tolerancji, omówił ich znaczenie, szczególnie dla sprawy zamienności, przedstawił tok posługiwania się tablicami norm. Odczyt zakończył prelegent przedstawieniem należycie wymiarowanych przykładów z dziedziny konstrukcji.

W dyskusji, która się rozwinęła po odczycie, pierwszy dorzucił swe uwagi p. prof. Geisler, naświetlając zagadnienie klas dokładności z dwóch przeciwnych sobie punktów widzenia — dokładności wykonania i kosztów.

W sprawie wyboru zasady „stałego otworu“ czy „stałego wałka“ wskazał na zależność tej kwestii od rodzaju produkcji jednostkowej, względnie seryjnej, czy też masowej. Praktycznie w danej fabryce nie wykonuje się — ze względu na narzędzia i sprawdziany — wszystkich rodzajów pasowań, i to bynajmniej nie we wszystkich klasach. Stąd można do pewnego stopnia mówić o pewnych pasowaniach i pewnych klasach dokładności „uprzywilejowanych“.

W sprawie znakowania tolerancji wypowiedział się p. inż. Eker, przeciwstawiając się znakowaniu wymiarami granicznymi, które nie dają pojęcia o granicznym luzie.

Zabierając ponownie głos, p. prof. Geisler wskazał na trudności wynikłe dla warsztatów w związku z wprowadzaniem umownych tolerancji, których zachowanie wymaga wysokiej dokładności sprawdzianów. A że i przyrządy ścierają się, trzeba by koniecznie podać nowe tolerancje zużycia sprawdzianów. Nowe tolerancje wykonania mają tę dobrą stronę, że przesuwa ją pracę warsztatową z drogiej ślusarki na tańszą obróbkę maszynową. Być może, że w związku ze stopniowym wprowadze-

niem tolerancji w naszych wytwórniach uda się nieco obniżyć wygórowany dziś poziom cen naszych fabrykatów.

Ostatni zabrał głos p. prof. Eberman, zwracając uwagę na trudności warsztatowe w związku z wprowadzeniem tolerancji wykonania oraz na wynikające z tego konflikty wewnątrz fabryk. Pomimo olbrzymiej pracy zawartej w normach wykonania, wciąż jest jeszcze wiele wypadków, wymykających się spod zamiętności i zdanych na wprawę i czucie montera, np. tłoczki do pompek paliwowych.

Na postawione w dyskusji zapytania odpowiedział szczególnie prelegent.

Na zebraniu odczytowanym w dn. 28 marca 1938 r. p. inż. A. Polak wygłosił referat na temat:

„Niektóre problemy technologiczne w budowie silników spalinowych szybkoobrotowych”.

Prelegent zwrócił na wstępie uwagę, że przemysł wytwarzający silniki spalinowe szybkoobrotowe stał się w ostatnich czasach najważniejszą gałęzią przemysłu maszynowego. Dowodem wielkiego rozpowszechnienia silników spalinowych szybkoobrotowych może być wielkość mocy zainstalowanej w silnikach tego typu. Np. w St. Zjedn. Am. Półn. w roku 1936 wynosiła moc zainstalowana w silownikach parowych 10,5%, wodnych 0,9%, w silnikach spalinowych 88,6%, z tego zaś w silnikach samochodowych i lotniczych, a więc szybkoobrotowych, 86,9%.

Silnikowi szybkoobrotowemu spalinowemu stawiane są bardzo wysokie wymagania w kierunku osiągnięcia dużej mocy z małego ciężaru i zapewnienia niezawodności ruchu, a warunki pracy są bardzo ciężkie z powodu wysokich temperatur i ciśnień, oraz działań dynamicznych, wywołanych ruchami o dużym przyspieszeniu. Części silnika muszą być zbudowane nie tylko tak, aby nie nastąpiło ich zniszczenie pod wpływem działających sił, ale również tak, aby ich sztywność nie pozwalała na zbytne odkształcenia, psujące pierwotne dopasowanie i uniemożliwiające wskutek tego prawidłową pracę silnika. Wysoka temperatura nie tylko zmniejsza wytrzymałość tworzyw, ale również powoduje naprężenia termiczne, występujące wskutek nierównomiernego ogrzewania się jednej lub kilku połączonych ze sobą części. Odkształcenia, wywołane ogrzaniem, zmieniają luzy, co może być przyczyną zwiększenia nacisków jednostkowych, zacierania się, uderzeń, rozluźniania się itd.

Postęp w budowie części stalowych silnika polega nie tyle na możliwości użycia stali o lepszych własnościach mechanicznych, ile na lepszym wyzyskiwaniu tych własności przez nadanie włóknom należytego przebiegu przy odkuwaniu, na unikaniu nagłych zmian przekroju przy konstruowaniu, oraz zmniejszeniu działania karbu przez odpowiednie ukształtowanie i obróbkę, choćby te zabiegi były kosztowne i sprawiały trudności warsztatowi.

W szczególnie ciężkich warunkach pracuje zawór wydechowy z powodu wysokiej temperatury i chemicznego działania gazów spalinowych. Wymagania stawiane stalom zaworowym są tak ciężkie i częściowo sprzeczne, że mimo najwyższych wysiłków technologów żaden z licznych dzisiejszych gatunków stali zaworowych nie jest bez wad. Szkodliwe skutki tych wad staramy się osłabić chłodzeniem zaworu, stelitowaniem, azotowaniem itd. Wobec wzrastających wymagań zachodzi potrzeba dalszej poprawy jakości stali zaworowych. Próby idą w kierunku użycia stopów prawie wyłącznie z metali takich, jak nikiel, chrom, kobalt, molibden i wolfram. Gniazda zaworów muszą mieć — poza różnymi własnościami — odpowiedni współczynnik rozszerzalności ze względu na możliwość rozluźniania się. Dawniej często używano brązów glinowych, a także metalu Monela i stopów niklowo-berylowych, dzisiaj używa się różnych gatunków stali i żeliwa o odpowiedniej rozszerzalności. Zamocowanie gniazda jest nieraz bardzo zawile.

O dużej pracy badawczej włożonej w rozwój stopów lekkich świadczy do pewnego stopnia liczba około 1200 patentów. Bardzo ciężkie zadanie ma spełnić materiał tłoka. W ostatnich czasach należy zanotować polepszenie się stopów z krzemem, mających mniejszy współczynnik rozszerzalności niż stopy z miedzią. Znany kilkaset patentów, mających na celu przeciwdziałanie dużej rozszerzalności materiału tłoka zabiegami konstrukcyjnymi tego ro-

dzażu, jak rozcięcie tłoka, wkładki inwarowe, wkładki sprężyste, kunsztowny przebieg uzebrowania itd. Na własne wkładki, niosące pierścienie tłokowe, musiały zostać wynalezione odpowiednie stopy, np. niresist. Kształt płaszczka tłoka nie jest cylindryczny, lecz skomplikowany, aby skompensować nierównomierne ogrzewanie się tłoka w ruchu. Powierzchnia tłoka może być poddana różnym zabiegom utleniania i bajcowania, przez co można osiągnąć różne efekty w różnych miejscach, np. słabsze promieniowanie denka, a silniejsze wewnątrz tłoka. Osobny problem przedstawiają pierścienie tłokowe, wyrabiane dziś przez hartowanie w uchwycie, dające im kształt, zapewniający jednostajny nacisk na obwódzie.

Wybitny wpływ na trwałość silnika mają łożyska. Z chwilą wprowadzenia wyższego stopnia sprężania w silnikach benzynowych i wkroczenia silnika Diesela zaszła potrzeba użycia wytrzymalszych stopów łożyskowych. Takimi okazały się brązy ołowiane i częściowo stopy kadmowe, mniej kłopotliwe w wykonaniu i nie wymagające tylu zabiegów konstrukcyjnych. Jako stopy łożyskowe twarde, dające się użyć tam, gdzie nie ma dużych odkształceń, utrzymały się brązy fosforowe, wyrabiane pod różnymi nazwami.

Dobre materiały i ich odpowiedni, stosowny do lokalnych warunków dobór muszą być uzupełnione wzorowym wykonaniem warsztatowym. Tolerancje, nie tylko wymiarów, ale także kształtu, prostopadłości, równoległości itd. mogą być dziś bardzo ciasne dzięki lepszym obrabiarkom i metodom obróbki. Kwestia gładkości obrabianej powierzchni stała się ważną, a dzięki rozwojowi nowych sposobów obróbki, np. docierania, można osiągnąć nierówności poniżej $\frac{1}{10}$ mikrona, co leży na granicy możliwości pomiaru, a nawet skonstatowania. W wypadku tłoczków pompek paliwowych silników Diesela wymagany jest czasem luz mniejszy niż jeden mikron. Mimo że tolerancja musi być oczywiście znacznie mniejsza, udało się osiągnąć częściowo wymiennosc tych części, stosując dobieranie w trzech grupach.

Do problemów technologicznych w budowie silników spalinowych szybkoobrotowych dołączają się jeszcze problemy konstrukcyjne i problemy teoretyczne z różnych dziedzin, jak nauka o wytrzymałości, dynamika, termodynamika, chemia itd. Mnogość i różnorodność zagadnień, które muszą być wzorowo rozwiązane, czynią z silnika spalinowego szybkoobrotowego wzór dla innych dziedzin budowy maszyn.

W dyskusji zabierali głos pp.: prof. Hauswald (ogólne zasady konstrukcyjne w przypadku występowania naprężeń termicznych), prof. Eberman, inż. Eker (sprawy mierzenia wymiarów w przypadku powierzchni bardzo gładkich), prof. Ciechanowski (sprawa zastosowania łożysk kulkowych w ciężkich warunkach pracy), prof. Witkiewicz (sprawa odprowadzania ciepła na drodze promieniowania).

W dniach 27 kwietnia i 4 maja 1938 r. odbyły się odczyty p. inż. dr R. Szewalskiego na temat:

„Wrażenia z zakładów przemysłowych Szwajcarii i Niemiec”.

Pierwszy z odczytów poświęcony był zagadnieniom rozwojowym turbin parowych, drugi — sprężarkom, kotłom „Velox” i zagadnieniu doładowania.

Prelegent podkreślił przede wszystkim osobiście trudną sytuację przemysłu szwajcarskiego, który — pozbawiony zaplecza w postaci rynku krajowego, zmuszony do nabywania wszystkich co ważniejszych surowców za granicą — utrzymuje się jednak na rynkach światowych dzięki niewątpliwym walorom technicznym swych wyrobów, udoskonalanych wciąż w żmudnej pracy rozwojowej.

W dziedzinie turbin parowych zmierza ta praca do realizacji trzech celów: dalszego podniesienia ich sprawności, zwiększenia niezawodności w ruchu, oraz potaniaenia produkcji dzięki nowym metodom konstrukcyjno-warsztatowym. W dążeniu do pierwszego z tych celów poszczególne fabryki posługują się obecnie doświadczeniami modelowymi, opartymi na prawie podobieństwa hydrodynamicznego, która to metoda, zwłaszcza wobec stosowania obecnie coraz wyższych ciśnień początkowych pary, jedynie prowadzi do celu. Nie mniej wszechstronne są badania poświęcone działaniu kropel wody zawartej w parze, zarówno z punktu widzenia strat przy przepływie,

jak i z uwagi na erozję materiałów łopatkowych. W tym punkcie, jak wykazywał prelegent, wiele rzeczy się wyjaśniło i spotykana dziś różnorodność wykonania odpowiada jedynie różnorodności środków zmierzających do tego samego celu, tj. powiększenia wytrzymałości materiałów łopatkowych na zmęczenie. Po omówieniu kilku nowości konstrukcyjnych o żywotnym dla turbin znaczeniu, a więc różnych systemów odwodnienia pary, rozwoju łożyska oporowego oraz elementów regulacji, zatrzymał się prelegent na kwestii spawania, które w konstrukcjach firmy Brown Boveri znalazło zastosowanie w niespotykanym gdziekolwiek zakresie. Poszczególne konstrukcje spawane, zwłaszcza części obracających się (wirników i łopatek), mają charakter pionierski. Prelegent zobrazował zarówno genezę tych konstrukcji i ich zalety, jak również trudności, które należało w tej metodzie pokonać. Końcowe uwagi poświęcone były statystyce budowy turbin parowych, pod względem ich wielkości (mocy) oraz typów konstrukcyjnych.

W dziedzinie sprzężarek wskazał prelegent na obserwowaną obecnie różnorodność konstrukcyj. Poważną pozycję zdobyły sobie sprzężarki w zespołach doładowujących silniki spalinowe, stałe i ruchome, oraz — co jest nowością — w zastosowaniu do palenisk kotłowych i niektórych procesów chemicznych. Przedstawiając zasady patentu Büchi i niektóre wykonania konstrukcyjne, omówił prelegent nowy typ dmuchawy obrotowej, sprzężarkę osiową, przypominającą swym wyglądem reakcyjną turbinę gazową. Mówiąc o kompresorach, podał prelegent nowy charakterystyczny sposób umieszczania chłodnic i wynikające stąd korzyści oraz nowe sposoby regulacji sprzężarek za pomocą turbinki upustowej.

Przechodząc do omówienia kotłów „VeloX“, prelegent opisał założenia nowej konstrukcji, jej cel zasadniczy i wynikające zeń problemy, które udało się rozwiązać w oparciu o proces rozwojowe i doświadczenia z dziedziny właściwej turbiny spalinowej (system Holzwartha), a także z dziedziny doładowania silników spalinowych według patentu Büchi. Ze szczególnym naciskiem podkreślił prelegent znaczenie dużych szybkości spalin i dużej ich gęstości dla realizacji wysokich współczynników przechodzenia ciepła. Omówiwszy w szczegółach działanie urządzeń kotłowego i poszczególne przebiegi, m. in. całkowicie samoczynną ich regulację, zatrzymał się prelegent dłużej na zespole doładowującym, uwypuklając znaczenie jego sprawności i osiągnięte do tej pory wyniki. W związku z tym podał też nową, szerzej ujętą definicję przebiegu doładowanego.

Na zakończenie odczytu przedstawił prelegent interesującą kolekcję zdjęć fotograficznych z pięknych zakątków Szwajcarii i Niemiec.

Obydwa odczyty wywołały ożywioną dyskusję, w której zabierali m. in. głos pp.: prof. Borowicz, prof. Eberman, prof. Ochęduszk, dyr. Kozłowski, inż. Mazurkiewicz oraz sam prelegent. W dyskusji poruszono m. in. sprawę podobieństwa hydrodynamicznego, sprawności regulacji upustowej sprzężarek, oraz z dziedziny „VeloX-ów“ głównie kwestie sprawności i pogotowia ruchowego.

WIADOMOŚCI OSOBISTE

Nowoprzybyli członkowie SIMP

Biliński Józef Kajetan, Lwów, Krupińskiego 5.
 Chudzyński Bronisław, Stalowa Wola, Zakłady Połudn.
 Cichy Karol, Cieszyn, Wyższa Brauna 10.
 Czastka Jan, Krosno, Dzielnicza Krościenko 183.
 Dębski Kazimierz, Warszawa-Żoliborz, Śmiała 19.
 Kozłowski Stanisław Franciszek, Lwów, Kadecka 1.
 Krajewski Zygmunt, Drohobycz 2, „Polmin“.
 Krochmal Józef, Radom, Planty 16 m. 13.
 Kuratow Teodor, Lwów, Pełczyńska 20 m. 1.
 Niziński Adam, Lwów, Ujejskiego 5.
 Rolski Adam Walery, Warszawa, Szustra 1 m. 16.
 Sikorski Jan, Warszawa, Służewska 4 m. 18.

Stasiński Wiktor, Poznań, Ogrodowa 11.
 Supel Julian, Stalowa Wola, Zakłady Południowe.
 Szeliga Rajmond, Działdowo, Klasztorna 323.
 Szybowicz Tadeusz, Pabianice, Kazimierza 8.

Zgłoszenia na członków SIMP złożyli:

Bieliński Anatol, Warszawa, W. Gersona 11.
 Bogucki Zbigniew, Katowice, Stawowa 13.
 Chechliński Edward, Chorzów 3, Narutowicza 6.
 Frydecki Józef, Sosnowiec, Modrzejowska 39.
 Hejmanowski Jarosław, W-wa, Korzeniowskiego 7 m. 6.
 Komocki Stanisław, Radom, Kościuszki 6.
 Kos Wincenty, Warszawa, Radna 12.
 Kossonoga Zbigniew, Katowice 10, Huberta 15.
 Kubiak Józef, Warszawa, Plac Przymierza 4.
 Olszak Feliks, Stalowa Wola, Zakłady Południowe.
 Rudowski Stanisław, Katowice, Pl. Wolności 6.
 Ruszewski Jerzy, Katowice, Mieleckiego 10 m. 11.
 Skwarczyński Bronisław, Łapy, Warszaty P. K. P.
 Skłodowski Andrzej, Ostrowiec, Zakłady.
 Skwara Mieczysław, Radom, Hotel F-ki Broni.
 Słoński Jerzy, Warszawa, Piusa XI 68a m. 4.
 Stachnik Józef, Chrzanów, Grunwaldzka 10.
 Szyszka Jan, Warszawa, Ceglana 3.
 Tarnawski Jan, Katowice 4, Chorzowska 81.
 Walczak Janusz, Katowice, Poniatowskiego 16 m. 17.
 Wyrzykowski Stanisław, Warszawa, Śniadeckich 11.

Zgłoszenie na członka-juniora SIMP złożył:

Zarachowicz Witold, Warszawa, Jerozolimska 77.

Wystąpili z SIMP:

Herniczek Kazimierz, Kąckowski Czesław,
 Wilkoszyński Wilhelm.

Skreśleni z listy członków SIMP

w myśl § 17 p. b Statutu:

Batawia Henryk,	Mroz Rajmond,
Bornstein Jakub,	Necel Stefan,
Chitruk Wiktor,	Pałaszewski Franciszek,
Cygański Tadeusz,	Rzęcki Mieczysław,
Jungier Mieczysław,	Stokłosiński Tadeusz,
Krautwirt Emil,	Wolanowski Ludwik,
Lande Henryk,	Zieleniewski Stanisław.

Ogólna ilość członków — 1236.

Brak adresów

Sekretariat SIMP nie posiada adresów następujących członków:

Baranowski Bolesław,	Kołodziej Władysław,
Białkowski Marcin,	Kotlewski Feliks,
Chrzanowski Waclaw,	Kraczek Jan,
Cygański Stanisław,	Lewicki Tadeusz,
Czajczyński Kazimierz,	Łoziński Cezary,
Czarnecki Piotr,	Makowski Henryk,
Dąbrowski Stefan,	Malendowicz Stanisław,
Dembowski Jan,	Michalewski Władysław,
Dohnalek Zbigniew,	Mogilnicki Marian,
Dzierżanowski Ludomir,	Pawłowicz Zygmunt,
Eberle Władysław,	Podbielski Hieronim,
Grabowski Mieczysław,	Poluta Jerzy,
Haczewski Władysław,	Radziejewski Roman,
Hauze Leopold,	Skopowski Władysław,
Ignatowicz Stanisław,	Stepiński Władysław,
Jarzębiński Stanisław,	Stepowski Cezary,
Kaluba Mikołaj,	Stocker Marian,
Kazmierowicz Stefan,	Szyller Jan,
Kolasiński Tadeusz,	Szujski Tadeusz,
Kochański Adam,	Tittenbrun Jan,
	Zegilewicz Zygmunt.

Prosimy kolegów, którym znane są adresy wyżej wymienionych osób, o podanie ich Sekretariatowi SIMP.