

# MECHANIK

MIESIĘCZNIK TECHNICZNY

WYDAWANY

PRZEZ SEKCJĘ WARSZTATOWĄ  
STOWARZYSZENIA INŻYNIERÓW  
MECHANIKÓW POLSKICH

*Przeniesiony*

REDAKTOR: *INŻ. EDMUND OSKA*

ROK 1930

WYDAWNICTWA ROK DWUNASTY



WARSZAWA  
1930


# SPIS RZECZY.

## I. Prace i artykuły według autorów.

	Str.
<i>Dawidowski A. inż.</i> Kuźnia precyzyjna i jej wymagania . . . . .	261
<i>Dąbrowski I. inż.</i> Prowadzenie żeliwiaka . . . . .	143
— Żeliwo wysokowartościowe . . . . .	168
<i>Golian A. inż.</i> Nowy przyrząd warsztatowy do badania gwintowników . . . . .	241
<i>Hackiewicz B. inż.</i> Wpływ temperatury podgrzewania panwi i temperatury odlewu na późniejszą pracę łożysk wagonowych . . . . .	233
<i>Jakubowski T. inż.</i> Wymiarowanie i sprawdzanie rozstawienia otworów . . . . .	282
<i>Jankowski J. inż.</i> Silnik asynchroniczny w zastosowaniu do napędu obrabiarek . . . . .	1
<i>J. S.</i> Nowe wyniki badań nad ścieralnością . . . . .	222
<i>Karwecki J. inż.</i> Konstrukcja frezów normalnych w związku z wymogami społecznej obróbki mechanicznej . . . . .	102, 137
<i>Kosieradzki P. inż.</i> Wanny solne do termicznej obróbki . . . . .	246
<i>Kunicki A. inż.</i> Zagadnienie organizacyjne wyrobu narzędzi nieznormalizowanych . . . . .	196
— Organizacja nowoczesna kalkulacji kosztów własnych . . . . .	288
<i>Kamieński B. inż.</i> Pociski armatnie z żeliwa stalistego . . . . .	213
<i>Łączkowski E. inż.</i> Wybór stali na narzędzia tnące . . . . .	33
— Wpływ obróbki termicznej na własności tnące narzędzi . . . . .	161
<i>Obrębski J.</i> Określenie istotnej wytrzymałości tworzywa . . . . .	7
— Elektryczne piece oporowe do obróbki termicznej . . . . .	106, 198
— Warunki techniczne, metody odbioru i kontroli produkcji, a przemysł metalurgiczny . . . . .	258
<i>Orzechowski St. inż.</i> Wpływ sposobu chłodzenia i sztucznego starzenia na własności mechaniczne stali narzędziowej . . . . .	209
<i>Orłowski A. inż.</i> Przyczynki do zmniejszenia kosztów produkcji w walcowni na zimno . . . . .	65
<i>Pietraszkiewicz E. inż.</i> Główki narzynkowe . . . . .	17
— Gwinciarka systemu, „Landis” . . . . .	41
— Dłutowanie zębów metodą obwiednią . . . . .	74
— Wykonanie gwintów na tokarce . . . . .	112
— Frezowanie gwintów . . . . .	146
— Szlifowanie i docieranie gwintów . . . . .	178
— Pomiary gwintów . . . . .	292
<i>Przybyłowski W. inż.</i> Kontrola produkcji . . . . .	164
<i>Piotrowski A. inż.</i> Dobór stali na narzędzia tnące . . . . .	217
<i>Radgowski Z. kap. inż.</i> Maszyny probiercze do sprawdzania ostrości wyrobów nożowniczych . . . . .	133
<i>Strausfogel I. inż.</i> Zestawy kołowe taboru kolejowego . . . . .	36, 71
<i>Schmidtowa M. mg.</i> Starzenie się gumy . . . . .	97
<i>Szaniawski K. inż.</i> O konieczności kształcenia konstruktorów . . . . .	281
<i>Szczęsnowicz J. inż.</i> Najnowsze metody wyrobu narzędzi do obróbki metali . . . . .	200
<i>Tomkowicz M.</i> Wzory do obliczania sposobem angielsko-amerykańskim kół stożkowych . . . . .	22, 44
<i>Ugniewski W. inż.</i> Metr międzynarodowy w praktyce warsztatowej . . . . .	69
— Sprawdzanie gwintów przy produkcji masowej . . . . .	191
<i>Wichert T. inż.</i> Targi Lipskie 1930 r. . . . .	176
<i>Wójcik A. inż.</i> Zjawiska starzenia się pewnych stali naazotowanych . . . . .	185
<i>W. A.</i> Wpływ antymonu, arsenu, cyny i miedzi na stal szybko tnącą . . . . .	268
IV Zjazd Inżynierów Mechaników . . . . .	129
Nowe dokładności pasowań i ich stopniowanie w związku z normalizacją międzynarodową . . . . .	263, 297

	<i>Str.</i>		<i>Str.</i>
<b>Metaloznawstwo.</b>		Obliczanie sprężyn przy prasach . . . . .	280
Sposób zapobiegania korozji glinu . . . . .	31	Obliczanie wymiarów łożysk kulkowych dla samochodów . . . . .	307
Wybór stali na narzędzia tnące . . . . .	33		
Klasyfikacja szarego surowca . . . . .	62	<b>Organizacja pracy.</b>	
Zestawy kołowe taboru kolejowego. Badania jakości tworzywa poszczególnych części składowych . . . . .	71	Przyczynek do zmniejszenia produkcji w walcowni na zimno . . . . .	65
Stop „Widia” i jego zastosowanie . . . . .	84	Kontrola produkcji . . . . .	164
Stopy aluminiowe odporne na wyżarcie	87	Zagadnienie organizacyjne wyrobu narzędzi nieznormalizowanych . . . . .	196
Stal nierdzewiąca „Enduro-Nirosta” . . . . .	125		
Żeliwo wysokowartościowe . . . . .	168	<b>Badania.</b>	
Zjawiska starzenia się pewnych stali na azotowanych . . . . .	185	Określenie istotnej wytrzymałości tworzywa . . . . .	7
Wpływ sposobu chłodzenia i sztucznego starzenia na własności mechaniczne stali narzędziowej . . . . .	209	Starzenie się gumy . . . . .	97
Pociski armatnie z żeliwa stalistego . . . . .	213	Badania nad wierceniem stali i żeliwa	126
Wpływ temperatury podgrzewania panwi i temperatury odlewu na późniejszą pracę łożysk wagonowych . . . . .	233	Maszyny probiercze do sprawdzania ostrości wyrobów nożowniczych . . . . .	133
Wpływ antymonu, arsenu, cyny i miedzi na stal szybko tnącą . . . . .	268	Nowe wyniki badań nad ścieralnością . . . . .	222
Stop „Pallas” zastępujący platynę . . . . .	278	Własności mechaniczne materiałów cementowanych . . . . .	229
		Wpływ temperatury podgrzewania panwi i temperatury odlewu na późniejszą pracę łożysk wagonowych . . . . .	233
<b>Montaż.</b>		Nowy przyrząd warsztatowy do badania gwintowników . . . . .	241
Montaż zapomocą drgań . . . . .	183		
		<b>Szkolnictwo zawodowe.</b>	
<b>Naprawy.</b>		Gdzie zdobyć wykształcenie techniczne i posadę . . . . .	127
Naprawa czopa korbowego . . . . .	63	Kurs spawania i cięcia metali . . . . .	280
<b>Przybory techniczne i urządzenia biurowe.</b>		<b>Dział ogólny.</b>	
Przyrząd do czyszczenia piórek kreślarskich . . . . .	63	Sporządzanie odręcznych szkiców technicznych . . . . .	93
		Warunki techniczne, metody odbioru i kontroli produkcji, a przemysł metalurgiczny . . . . .	259
<b>Urządzenia fabryczne.</b>		O konieczności kształcenia konstruktorów	281
Silnik elektryczny w zastosowaniu do napędu obrabiarek . . . . .	1	Organizacja nowoczesnej kalkulacji kosztów własnych . . . . .	288
Przeprowadzenie przewodnika elektrycznego od ruchomej maszyny do kontaktu . . . . .	31		
Przymocowywanie wieszaków do wałów pędnych . . . . .	90	<b>Kronika.</b>	
Utrwalanie powierzchni podłóg . . . . .	92	Co może wytrwałość i solidarność pracy	64
		IV Zjazd Inżynierów Mechaników Polskich . . . . .	96
<b>Konstrukcje i obliczenia ogólne.</b>		Pierwsza tranzakcja Targów w Poznaniu	128
Wzory do obliczania sposobem angielsko-amerykańskim kół stożkowych 22, . . . . .	44	IV Zjazd Inżynierów Mechaników . . . . .	129
Sposób graficzny obliczania przekładni epicykloidalnych . . . . .	52	Targi Lipskie w r. 1930 . . . . .	176
Korbki używane w maszynach . . . . .	56		
Określenie ciężaru koła zębatego . . . . .	92	<b>Biblijografia.</b>	
Graficzna metoda podziału okręgu koła na równe części . . . . .	93	VIII Rocznik Polskiego Związku Przemysłowców Metalowych . . . . .	32
Zatrzaski . . . . .	157	Przegląd pism krajowych i zagranicznych . . . . .	32, 96, 128
Mnożenie liczb wielocyfrowych . . . . .	157	Techniczna ocena i badanie maszyn elektrycznych zapomocą prób i pomiarów . . . . .	128
Zależność między modułem a „diameteral pitch” . . . . .	159	Rzeczy Piękne . . . . .	128
Czas potrzebny na wywołanie działania sprężyny . . . . .	205	Wiadomości Polskiego Komitetu Normalizacyjnego . . . . .	160
Znajdowanie promienia dowolnego łuku	255	Podręcznik spawacza . . . . .	256
Osadzanie łożysk kulkowych . . . . .	256	Hutnik . . . . .	280

# MECHANIK

MIESIĘCZNIK TECHNICZNY 

WARSZAWA, UL. CZACKIEGO № 3

WYDAWANY PRZEZ SEKCJĘ WARSZATOWĄ  
STOWARZYSZENIA INŻYNIERÓW  
MECHANIKÓW POLSKICH

## Silnik asynchroniczny w zastosowaniu do napędu obrabiarek.

Napisał inż. Jerzy Jankowski — Warszawa.

Treść: Rodzaj napędu: pojedynczy, czy grupowy? Zalety napędu pojedynczego z punktu widzenia kosztów i dogodności technicznych. Zalety i wady silników asynchronicznych i pierścieniowych i krótkozwartych. Regulacja ilości obrotów.

**W**dobie obecnej — gdy energia elektryczna staje się coraz dostępniejsza ze względu na rozwój sieci — silnik elektryczny wybija się na miejsce naczelne w zagadnieniach napędu wszelkich maszyn roboczych.

Utartą jest rzeczą, że każda nowa maszyna wchodząca w użycie, jest początkowo stosowana w/g zasad opracowanych i przyswojonych dla jej poprzedniczki i dopiero z biegiem czasu okazuje walory swych specyficznych odrębności, powoli zdobywając należne sobie miejsce. To samo dzieje się z silnikiem elektrycznym. Wystąpiwszy zrazu jako konkurent maszyny parowej, czy silnika spalinowego przy napędzie transmisji warsztatu względnie fabryki — zdobywa początkowo to stanowisko, aby w następstwie zaktualizować kwestję przejścia od napędu grupowego do pojedynczego, który właśnie jest dziedziną ujawniającą w całej pełni wszystkie zalety i możliwości zastosowania silnika elektrycznego.

Aby zdać sobie sprawę z przyczyn, które powodują dążność do zaopatrzenia każdej z osobna maszyny roboczej w swój oddzielny silnik — lub nawet kilka silników, zwrócimy się do porównania względów, które wchodzić będą w rachubę przy wyborze rodzaju napędu. Będą nimi:

I Koszty: a) zakładowe b) ruchu c) energii.

II Dogodności techniczne.

(Przystępując do omówienia wpływu poszczególnych czynników należy się zastrzec, że kwestję kosztów wysunięto na pierwsze miejsce nie dlatego, iżby miała ona być bezapelacyjnie najważniejszą, lecz raczej ze względów formalnych, omówiwszy ją bowiem przejść będziemy mogli do kwestji, drugiej, której właściwie poświęcona jest treść niniejszego artykułu).

I tak więc koszt instalacji składać się będzie: z wydatku na same silniki oraz kosztów budowy przekładni. Jest rzeczą niewątpliwą, że jeden duży silnik wypadnie taniej od szeregu małych silników, suma mocy których łatwo może okazać większą, albowiem przy czerpaniu energii z pędni liczyć można prawie zawsze na pewne wyrównywanie się mocy pobieranych. Natomiast znaczny koszt pędni redukuje się w wypadku napędu pojedynczego do wydatku na tu i owdzie nieodzowne naprężacze pasów, oraz do ewentualnej przewyżki ceny maszyny z silnikiem wbudowanym w stosunku do ceny teżże maszyny plus silnik osobno.

Zsumowanie kosztów zakładowych dla jednego i drugiego rodzaju napędu daje w różnych wypadkach wyniki odbiegające od siebie o parę procent — brak przytem stałej przewagi któregoś z rozwiązań.

Koszta dalsze, a więc ruch wskazują przewagę po stronie napędu pojedynczego co da się wywnioskować z rozważań poniższych. I tak obsługa nawet większej ilości silników jest prostsza i dogodniejsza od doglądania trudno dostępných łożysk pędni sufitowych oraz wielkiej ilości pasów.

Pomysłowe urządzenia rozruchowe ułatwiają niemiernie uruchomienie, zaś wobec tego, że nowoczesne silniki mają z reguły łożyska wałkowe lub kulkowe — doglądanie tych ostatnich sprowadza się prawie do zera. Z tych samych powodów mniejszy będzie rozchód smarów — gdyż jednorazowe napełnienie łożysk tych smarem stałym wystarcza na czas bardzo długi (w niektórych wypadkach do 1 roku).

Nie należy pozatem obawiać się wzrostu wydatków na naprawę silników, gdyż długoletnie doświadczenie firm, budujących silniki, stworzyło typy o wielkiej niezawodności biegu.

Co się tyczy spotrzebowania energii, to rolę decydującą gra tu tak zwany stopień wyzyskania, wyrażający się stosunkiem:

$$\frac{t_0}{t} = C$$

( $t_0$  oznacza czas pracy pod obciążeniem podczas okresu  $t$ ).

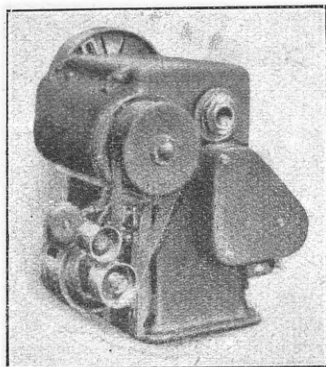
Gdy wartość  $C$  staje się równą jedności obydwa rozwiązania bardzo niewiele różnią się co do sprawności. W miarę jednak obniżania się wartości  $C$  przewaga ujawnia się coraz wydatniej po stronie napędu pojedynczego, dla niego bowiem straty na bieg luzem nie istnieją.

Zależność tę ujmuje wzór:

$$\eta = \frac{P_0 t_0}{P_e t_0 + p(t - t_0)} = \frac{P_0}{P_e + p\left(\frac{1}{C} - 1\right)}$$

Oznaczają w nim:  $P_0$  — moc efektywną maszyn roboczych,  $P_e$  — moc użyteczną pobieraną z sieci,  $p$  — moc na bieg luzem,  $C$ ,  $t$  i  $t_0$  — jak wyżej.





Rys. 1. Głowica tokarki z napędem pojedynczym.

wartości największe przy instalacji maszyn dużych i słabo wykorzystanych, znikają natomiast prawie przy znacznej ilości małych, lecz stale obciążonych maszyn.

To też w praktyce spotykamy u nas najczęściej rozwiązanie mieszane: maszyny duże mają napęd od własnych silników — drobne natomiast grupuje się przy pędzącej je transmisji.

Opanowanie tej drugiej kategorii maszyn przez napęd pojedynczy będzie się odbywać przeważnie dzięki dogodnościom technicznym osiąganym tą drogą. Silnik elektryczny zaś przedstawia wiele możliwości pod tym względem, szczególnie, gdy ostatnie czasy wydatnie posunęły sprawę przejścia od znacznej ilości obrotów silnika, do średnich lub wolnych

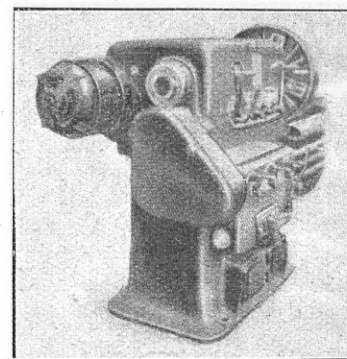
Dalsze obniżenie sprawności ujawnia się z chwilą gdy maszyny pobierają moc niepełną, a to dlatego, że silnik elektryczny przy obciążeniach częściowych posiada lepszą sprawność niż pędnie, w których straty są prawie niezależne od obciążenia.

Podsumowanie przejranych tu kosztów pozwoli ustalić, że korzyści napędu pojedynczego osiągają

obrotów maszyny, dostosowały budowę mechaniczną i własności elektryczne silników do wymagań stawianych przez poszczególne wypadki.

Koncepcja napędu pojedynczego, możliwa w całej swej rozciągłości jedynie dzięki silnikowi elektrycznemu, pozwala na:

1) Umieszczenie silnika bezpośrednio i jaknajbliżej miejsca zapotrzebowania energii, oraz czyni zbędnym mechaniczne jej przenoszenie na odległość dalszą niż obręb samej ma-



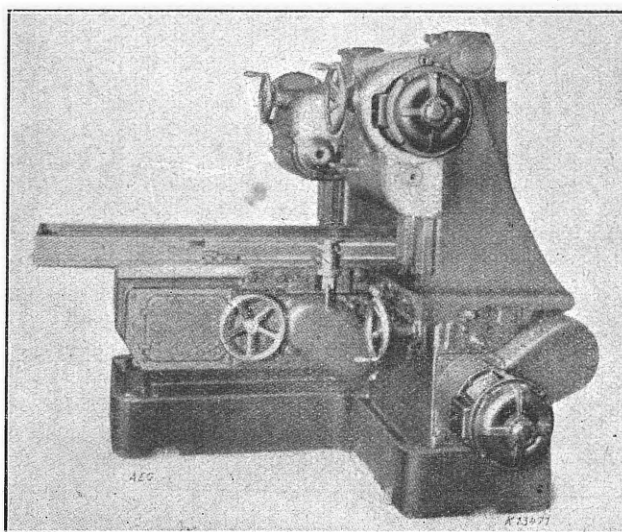
Rys. 2. Głowica tokarki z napędem pojedynczym.

szyny, pozwalając przytem obyć się bez nieuniknionej dawniej w obrabiarzach „Kanalizacji” ruchu (rys. 1 i 2).

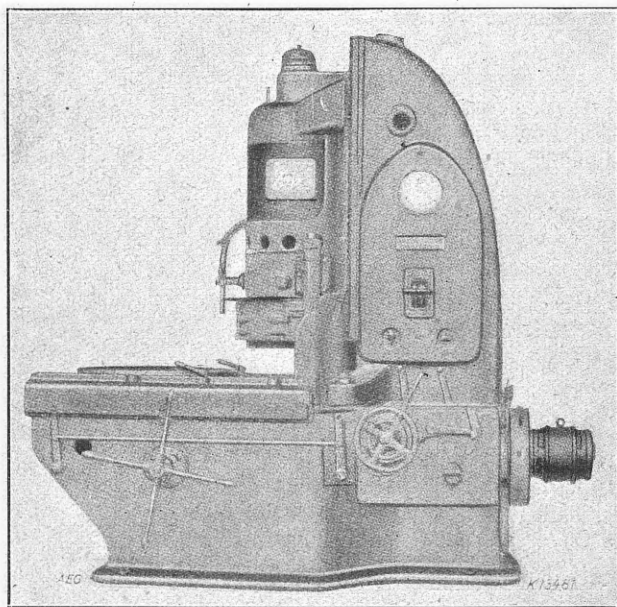
2) Uproszczenie i udogodnienie budowy szczególnie w odniesieniu do maszyn posiadających kilka, mniej lub więcej niezależnych od siebie ruchów (rys. 3 i 4).

3) Dogodność i łatwość obsługi tudzież daleko posunięta możliwość skoncentrowania jej w jednym punkcie bez komplikacji konstrukcyjnych (rys. 5).

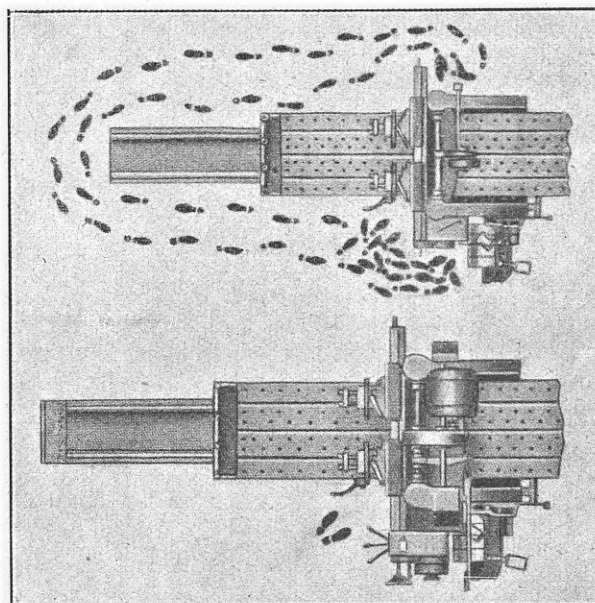
4) Daleko posunięta dostępność oraz łatwość transportu przedmiotów fabrykowanych do właściwych maszyn. 5) Poprawienie warunków oświetlenia i czystości (rys. 6 i 7).



Rys. 3. Frezarka podłużna z napędem dwusilnikowym.



Rys. 4. Szlifierka do płaszczyzn z wbudowanym silnikiem głównym i oddzielnym silnikiem kołnierzym do posuwów.



Rys. 5. Wpływ zastosowania napędu pojedynczego na skoncentrowanie obsługi heblarki w jednym punkcie.

6) Swobodę w ustawieniu maszyn, nie krępując się kierunkami ciągów transmisyjnych.

7) Zwiększenie bezpieczeństwa pracy.

Zaznajomiwszy się tą drogą z zaletami napędu pojedynczego zwrócimy się z kolei do rozpatrzenia tych właściwości silnika elektrycznego, które interesować mogą mechanika. Wobec tego, że w warunkach naszego kraju prąd zmienny ma znaczenie dominujące, ograniczymy się do silnika asynchronicznego stanowiącego prawie że ideał prostoty, a zatem i taniłości.

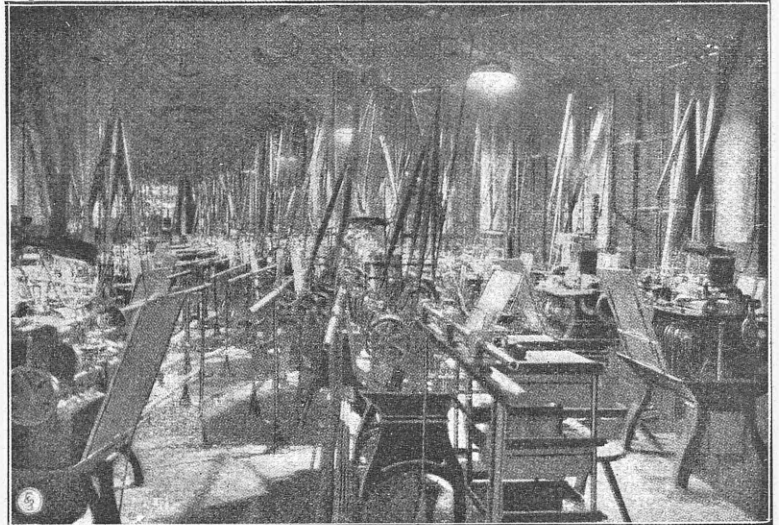
Jak powszechnie wiadomo, istnieją dwie odmiany tych silników — różniące się konstrukcją wirnika, który ma: albo normalne trójfazowe uzwojenie albo układ przewodników krótkozwartych. Rodzaj pierwszy ma końce uzwojeń wirnika wyprowadzone do pierścieni ślizgowych co pozwala na wprowadzenie oporów dodatkowych w obwód wirnika. Rodzaj drugi ma uzwojenie wirnika zastąpione przez szereg miedzianych niezolowanych prętów, zwartych po końcach na krótko przewodnikiem pierścieniowym.

Ten ostatni typ rozpowszechnił się bardziej w Ameryce, gdzie go wyróżniano z racji prostoty. Europa trzymała się więcej silnika z pierścieniami i dopiero w ostatnich czasach skłaniać się zaczyna do typu krótkozwartego nawet w jednostkach większych. Zwrot ten nastąpić mógł dopiero po wprowadzeniu ulepszeń konstrukcyjnych, poprawiających warunki rozruchowe.

Rozpatrując bowiem zależność momentu od ilości obrotów silnika (rys. 8) spostrzeżemy, że moment rozruchowy jest stosunkowo mały i może

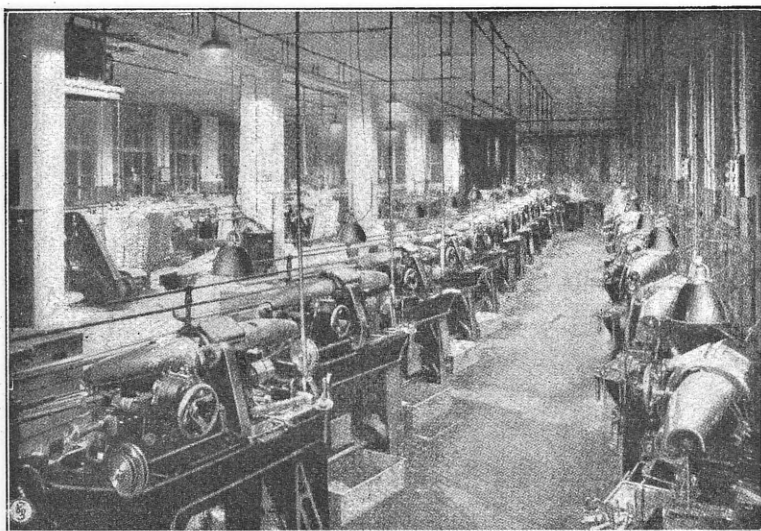
wionych oporów ma pozatem decydujący wpływ na zmniejszenie prądu pobieranego z sieci przy rozruchu.

Silnik bowiem asynchroniczny już w pierwszej chwili pobiera z sieci całą moc, odpowiadającą momentowi rozruchowemu i synchronicznej ilości obrotów, że zaś  $\cos \varphi$  jest dlań wówczas wyjątkowo mały



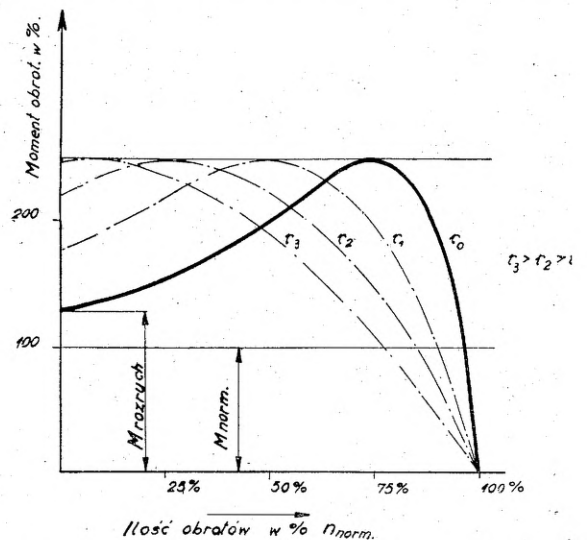
Rys. 6. Oświetlenie warsztatu przy napędzie grupowym.

prąd więc osiąga znaczne wartości. Przez umieszczenie oporów w obwodzie wirnika, otrzymujemy lepsze wartości  $\cos \varphi$ , a zatem i mniejsze prądy. Zaznaczyć trzeba, że umieszczenie oporów stałych w tworniku aczkolwiek zwiększa moment rozruchowy, jednak powoduje dość znacznie stałe straty jak również znaczny spadek obrotów przy obciążeniu.



Rys. 7. Oświetlenie warsztatu przy napędzie pojedynczym.

w wielu wypadkach okazać się niedostateczny. Zwiększenie jego osiągnąć się daje przez wprowadzenie oporów dodatkowych w obwód wirnika. — (Wpływ przez nie wywierany zaznaczono liniami cieniokami na wykresie). Opory te, włączone w chwili rozruchu, wyłączają się stopniowo, włączając wreszcie na krótko pierścienie ślizgowe. Wprowadzenie omó-



Rys. 8. Zależność momentu silnika asynchronicznego od obrotów.

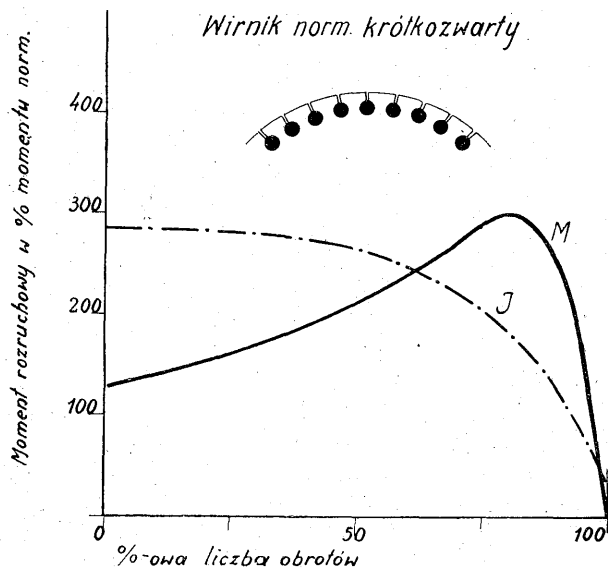
Z przytoczonego powyżej widzimy, że silnik z pierścieniami ślizgowymi i połączonym z nimi rozrusznikiem przedstawiał niewątpliwie korzyści mimo komplikacji konstrukcyjnych w postaci uzwojeń wirnika, szczotek i t. p.

Wobec tego jednak, że konieczność manipulowania rozrusznikiem stopniowym przy częstym rozru-

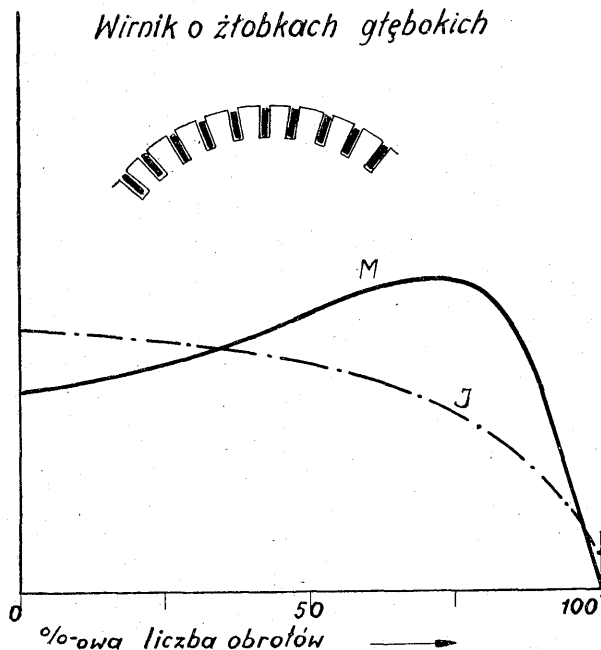
chu — jest nieco kłopotliwa — zwrócono się do silnika krótkozwartego tak pojętego przez prostotę budowy.

Polepszenie warunków rozruchu dało się w nim osiągnąć dwoma sposobami przez zastosowanie:

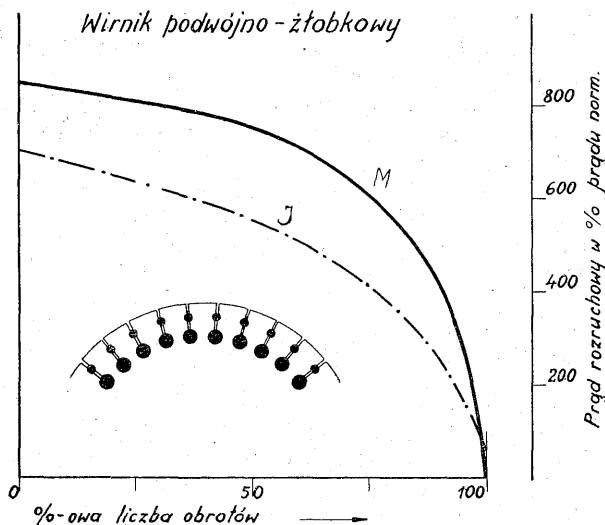
1) Głębokich żłobków na wirniku i wysokich płaskich przewodników albo 2) żłobków podwójnych.



Rys. 9.



Rys. 11.



Rys. 10.

Rys. 9, 10 i 11. Porównanie prądów i momentów silnika 22 kW i 1420 obr/min przy różnych wirnikach.

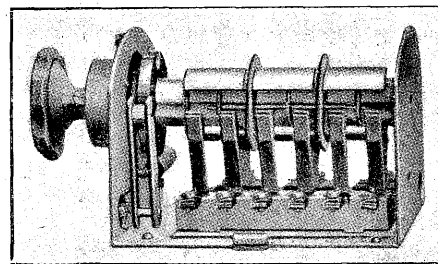
Załączone zestawienie (rys. 9, 10 i 11) wskazuje osiągnięte wyniki; widać przytem bardzo znaczny wzrost momentu rozruchowego przy niewielkim stosunkowo wzroście prądu rozruchowego. Obydwa rozwiązania oparte są na zjawisku zgęszczania się prądów bliżej obwodu wirnika przy małych obrotach, co daje efekt identyczny ze zwiększeniem oporu wirnika. W miarę wzrastania ilości obrotów rozkład gęstości prądów staje się równomierniejszy i silnik pracuje z małym oporem wirnika.

Opisane ulepszenie jakkolwiek prowadziło do zwiększenia momentów rozruchowych nie opanowało jednak w całej rozciągłości kwestji rozruchu, bowiem prąd rozruchowy przekraczał granice dopuszczalne. Powodowało to znaczne spadki napięć

szczególnie dotkliwe gdy chodziło o sieć oświetleniową, z której jednocześnie czerpano energję.

W zastosowaniu więc do silników ponad około 2 kW przyłączonych bezpośrednio do sieci, wynikała potrzeba stosowania rozruszników. W tym celu przy mocach 2 — 5 kW stosuje się przełącznik „trójkąt — gwiazda” rys. 12; przy rozruchu łączy on

uzwojenie silnika na „gwiazdę” zaś przy biegu normalnym na „trójkąt” rys. 13. Zmniejszenie prądu rozruchowego osiąga się tu jednak kosztem momentu rozruchowego, który spada do  $\frac{1}{3}$  swej poprzedniej wartości.



Rys. 12. Przełącznik trójkąt-gwiazda bez osłony zewnętrznej.

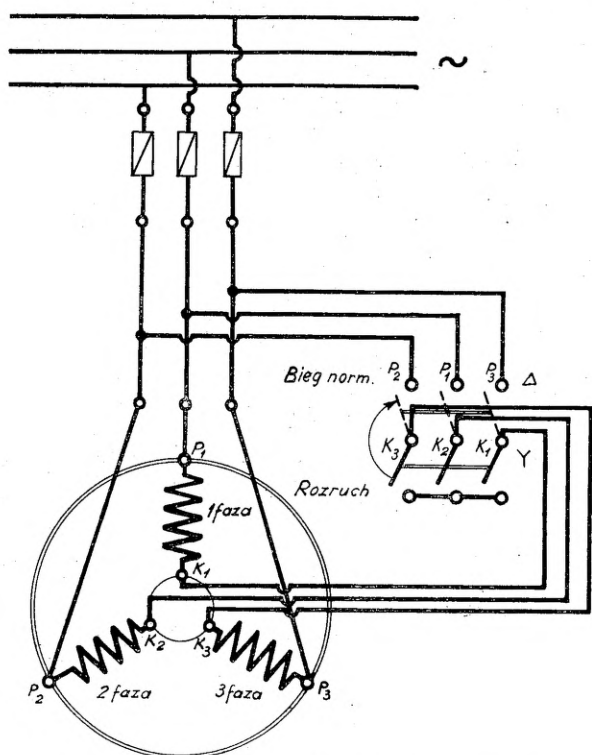
Ten rodzaj rozruchu jest zatem możliwy tam, gdzie maszyny ruszają bez obciążenia. Tam zaś, gdzie chodzi o ruszanie pod obciążeniem lub pokonywanie dużych oporów bezwładności oddaje wielkie usługi silnik o wirniku podwójno-żłobkowym — jego moment rozruchowy bowiem przy „gwiazdzie” wynosi jeszcze 0,8 do 1 M norm. zaś przełącznik „trójkąt-gwiazda” daje się stosować przy mocach znacznie ponad 5 kW.

Dla motorów dużych (około 30 kW) stosuje się rozrusznik w obwodzie stojnika w postaci autotransformatora o jednym zazwyczaj stopniu (rys. 14).

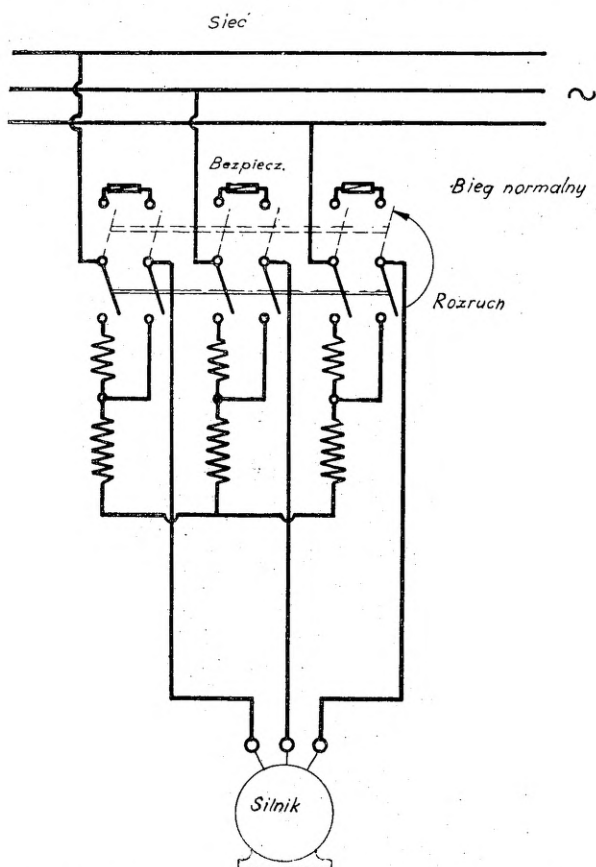
Osiągane w tym układzie prądy rozruchowe najwyżej dwukrotnie przewyższają prąd normalny; momenty rozruchowe też mają niższą wartość, jako



że wielkość ich proporcjonalna jest do kwadratu napięcia. Wysiłki w kierunku uproszczenia czynności przy



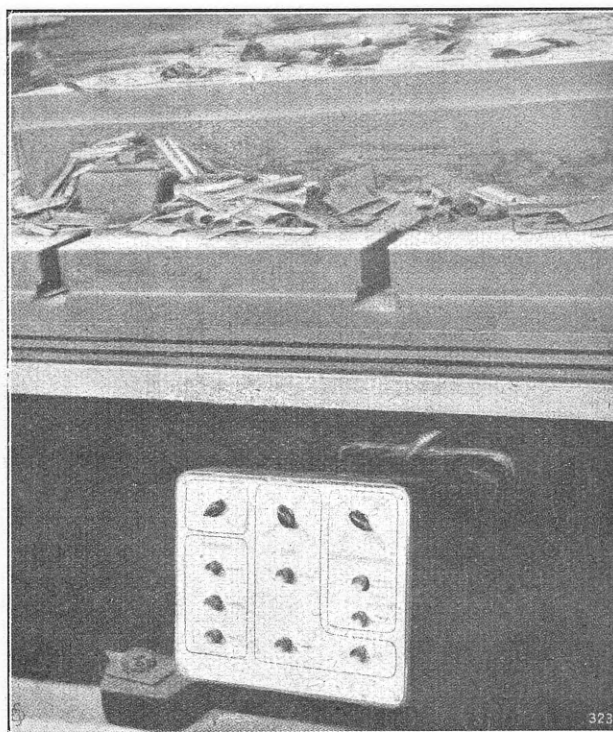
Rys. 13. Schemat przełączenia trójkąt-gwiazda.



Rys. 14. Schemat rozrusznika transformatorowego.

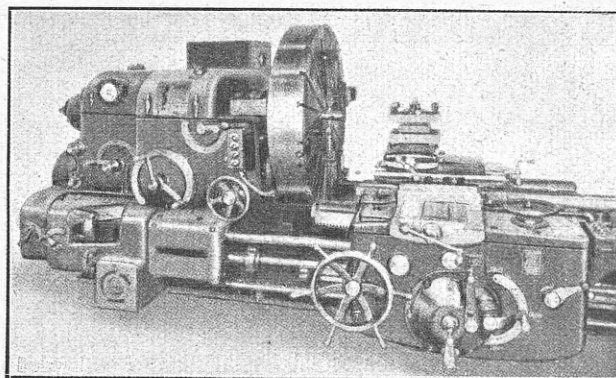
rozruchu doprowadziły do zastosowania, rozpowszechniającego się coraz bardziej rozruchu przyciskowego. Cechą charakterystyczną przycisku jest

krótkotrwałość połączenia, dająca tylko impuls do rozruchu; utrzymanie zaś stałego przepływu prądu leży na odpowiednich elektromagnesach. Poza prostotą i łatwością obsługi urządzeń przyciskowych, które dla maszyn małych i średnich wypadają nieskomplikowane i tanie — pozwala ten rodzaj uruchamiania na osiągnięcie dużej prze-



Rys. 15. Tablica przycisków rozruchowych.

żytości obsługi, szczególnie przy maszynach wielosilnikowych. Przyciski grupuje się wówczas na specjalnych tablicach (rys. 15) umieszczając te ostatnie w miejscach dogodnych dla obsługi. Tak więc tokarka na przykład będzie miała dwie równoległe



Rys. 16. Tokarka z rozruchem przyciskowym.

grupy przycisków: na suporcie i głowicy (rys. 16) tokarz nie ruszając się z miejsca — lekkim tylko ruchem dłoni — dyrygować może obrotem wrzeciona w prawo lub w lewo, powolnym jego obrotem do nastawiania — wreszcie szybkim automatycznym przesuwem suportu. Odpowiednie połączenia elektryczne uniemożliwiają włączenie naraz dwóch sprzecznych ze sobą ruchów. Jako przykład

podajemy tu schemat (rys. 17) rozruchu przyciskowego nożyc do blachy, których zewnętrzny wygląd przedstawia rys. 18.

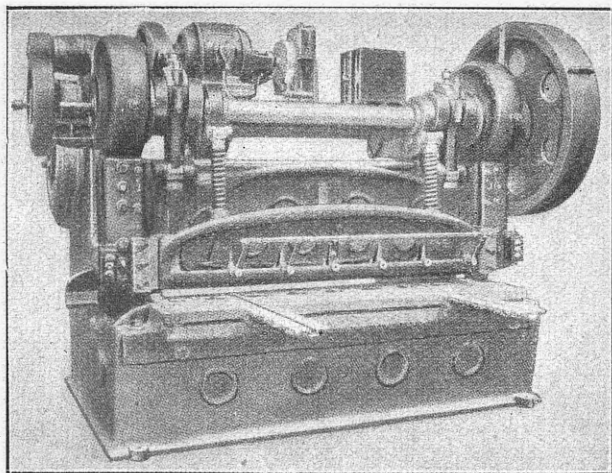
Wielką doniosłość z mechanicznego punktu widzenia stanowi kwestja ilości obrotów silnika oraz jej regulacja

Zasadnicza, synchroniczna ilość obrotów zależy od ilości biegunów, według której zostało wykonane uzwojenie stojnika oraz od częstotliwości prądu.

Skoro ta ostatnia wynosi powszechnie 50 okr/sekundę więc otrzymamy dla silnika dwu, cztero, sześć i ośmiobiegunowego odpowiednio 3000, 1500, 1000 i 750 obrotów na minutę. Tej ilości obrotów silnik de facto nigdy nie osiągnie, bowiem nigdy moment oporowy nie równa się zeru.

Rzeczywista ilość obrotów jest tem mniejsza im większy moment oporowy. Droga zwiększenia ilości biegunów można tak dalece obniżyć synchroniczną ilość obrotów, że sprzężenie bezpośrednie z maszyną roboczą stanie się przez to możliwe. Jest to jednak droga ogromnie niekorzystna bowiem silnik będzie wówczas duży i kosztowny.

Dążenie do stosowania małych szybkobieżnych silników oraz rozwój przekładni zębatych dał moż-

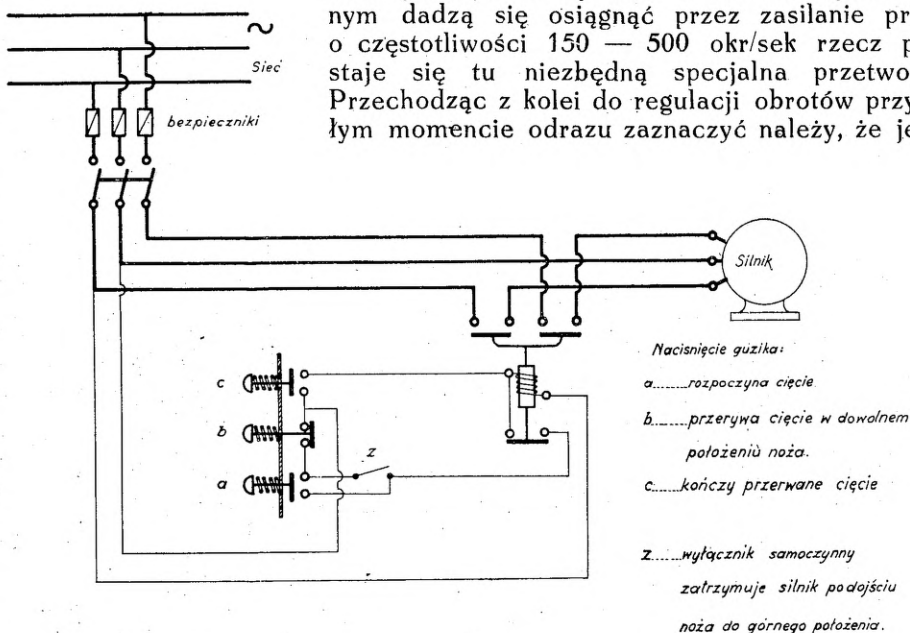


Rys. 18. Nożyce z uruchomieniem przyciskowym.

ność osiągnięcia potrzebnej ilości obrotów drogą wbudowania przekładni w płaszcz ochronny silnika. Taką nawskroś nowoczesną konstrukcję w wykonaniu jednej ze szwedzkich fabryk wskazuje rys. 19. Odznacza się ona tem, że koła zębate na wałkach pośrednich nie są zaklinowane sztywno, lecz posiadają patentowane osadzenie sprężynujące, przez co osiąga się równość momentów przenoszonych przez każdy z wałków pośrednich. Osadzenie tak stojnika rys. 20 jak i przekładni w dzielonym po-

ziomo płaszczu odznacza się dostępnością, i czyni ten silnik ze wszech miar godnym uwagi (rys. 21).

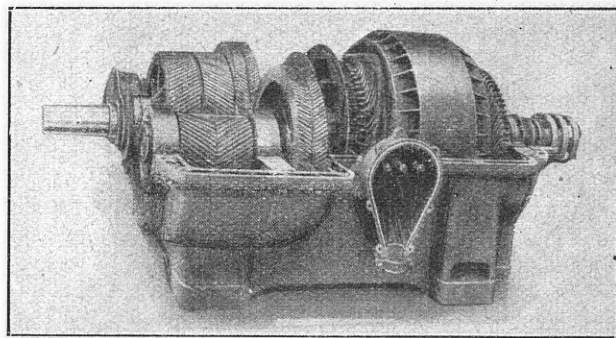
Zachodzą w praktyce wypadki gdy konieczna jest, odwrotnie, bardzo duża liczba obrotów 10.000 — 30.000 obr/min (naprzykład szlifiarki wewnętrzne). Obroty takie w silniku asynchronicznym dadzą się osiągnąć przez zasilanie prądem o częstotliwości 150 — 500 okr/sek rzecz prosta staje się tu niezbędną specjalna przetwornica. Przechodząc z kolei do regulacji obrotów przy stałym momencie odrazu zaznaczyć należy, że jest to



Rys. 17. Schemat przycisków w zastosowaniu do nożyc.

najdotkliwszy brak silnika asynchronicznego, bowiem nie daje się on regulować oszczędnie i w szerokich granicach. Sposoby które tu przytoczymy są raczej półśrodkami, nierozwiązującymi kwestji.

Sposób pierwszy jest raczej zmianą ilości obrotów niż jej regulacją, polegając bowiem na przełączaniu ilości biegunów stojnika, zmienia obroty jedynie wielkimi skokami. Ale ponieważ wielkość silnika zależy również od momentu dostarczanego przy najmniejszej ilości obrotów, przeto silnik taki



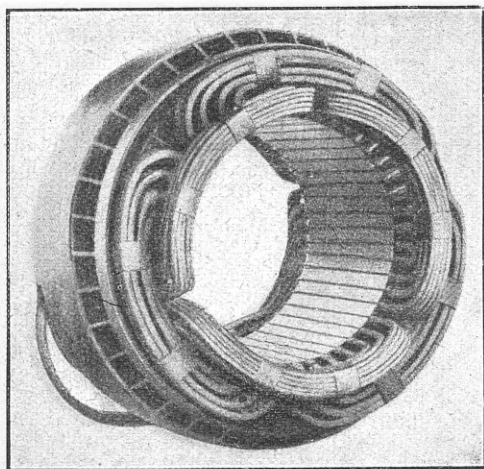
Rys. 19. Silnik asynchroniczny z wbudowaną przekładnią.

będzie większy, a więc i droższy. Dalsze podrożenie powoduje skomplikowana nastawnica. Mimo to silnik taki może okazać się korzystnym w niektórych obrabiarkach, redukując ilość zmiennych przekładni zębatych.

Inny rodzaj regulacji polega na omówionym już uprzednio wprowadzeniu oporów w obwód wirnika. Jak widać z rys. 7 zwiększenie oporu wirnika obniża ilość obrotów przy danym momencie. Sposób ten jednak jest o tyle nieoszczędny, że w opo-

rach traci się na ciepło % energii odpowiadający % spadku obrotów. Ma on poza tym jeszcze tę niedogodność, że w miarę zwiększenia się oporu wirnika, coraz gwałtowniej spada ilość obrotów przy wzroście obciążenia.

Połączenie obydwu omówionych sposobów regulacji, jak również tak zwany kaskadowy sposób regulacji prowadzi do rozwiązań bardzo zawiłych,



Rys. 20. Stójnik silnika podanego na rys. 16.

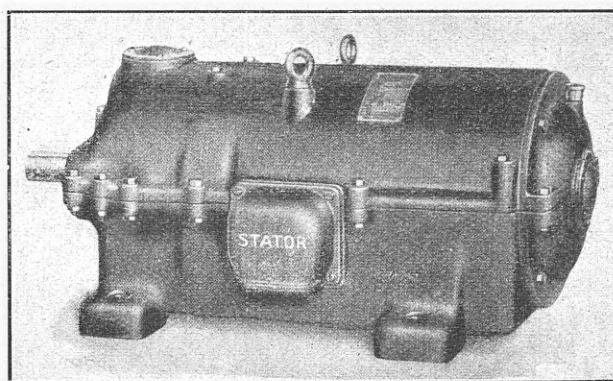
zaś korzyści osiągnięte tą drogą są nikłe wobec straty jaką stanowi rezygnacja z największej zalety silnika asynchronicznego — prostoty.

Jeżeli w niektórych maszynach potrzebna jest czuła i oszczędna regulacja w szerokich granicach uciekamy się do układu Vard-Leonarda. Przetwa-

rzamy tu prąd zmienny w przetwornicy dwutwornikowej i już stałym prądem zasilamy silnik boczny, który bardzo dobrze się daje regulować. Agregaty bywają wbudowane w kadłub obrabiarki.

Na zakończenie wspomnieć należy o jeszcze jednej wadzie silnika asynchronicznego — mianowicie o różnicy faz pomiędzy napięciem i prądem ( $\cos \varphi$ ).

Powoduje ona to, że przez przewody musi płynąć prąd większy niż to odpowiada danej mocy i napięciu przy zgodności faz. Stąd większe spadki



Rys. 21. Widok zewnętrzny silnika z przekładnią.

napięć i konieczność stosowania przewodów o większym przekroju. Wartość  $\cos \varphi$  wypada szczególnie niekorzystna dla obciążeń częściowych.

Istnieją sposoby usuwania tej niedogodności, lecz wobec tego, że jest to rzecz raczej elektrotechnika — ograniczamy się jedynie do wzmianki.

## Określenie istotnej wytrzymałości tworzywa.

Napisał J. Obrębski. Kierownik Laboratorium Metalograficznego Instytutu Badań Inżynierji M. S. Wojsk.

Treść: Analiza wykresu wytrzymałościowego. Określenie istotnej granicy wydłużeń proporcjonalnych. Zmęczenie tworzywa. Przyspieszone metody badań zmęczenia. Zmęczenie a struktura wewnętrzna. Wpływ przez ustnik (djafragmę). Przykłady.

Praktyka i teoria pouczają, że w każdym tworzywie powstają, pod działaniem sił zewnętrznych, naprężenia wewnętrzne, oraz, towarzyszące im odkształcenia tworzywa. Odkształcenia dzielimy, jak wiadomo, na przemijające (sprężyste) i pozostające (trwałe). Definicja odkształceń sprężystych jest nader prosta. Powiadamy mianowicie, że sprężystymi odkształceniami należy nazywać takie, które zanikają *całkowicie*, gdy siły zewnętrzne działające na tworzywo przestały. Na zasadzie tej właśnie definicji dokonywa się obliczeń konstrukcyjnych. Powiadamy mianowicie, że tak należy dobrać wymiary poszczególnych ogniw układu, aby siły zewnętrzne wywoływały naprężenia wewnętrzne nie większe od tych, jakie towarzyszą jeszcze odkształceniu sprężystem.

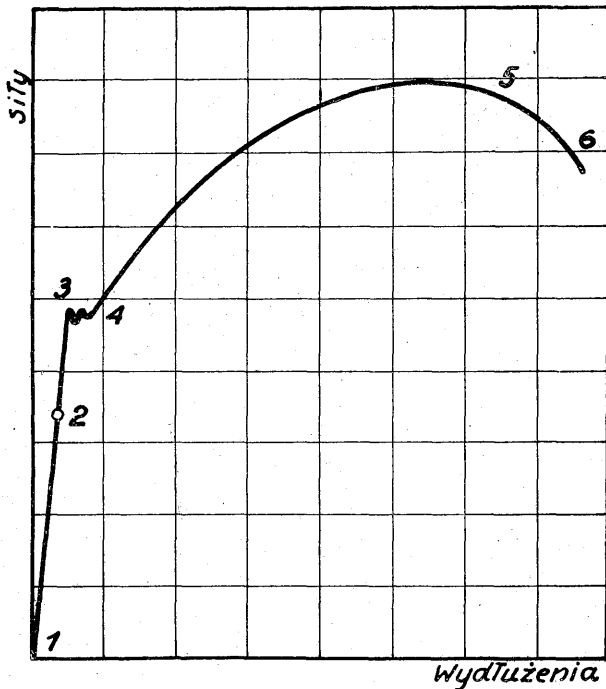
Wytrzymałościowe badania miały na celu określenie granicy odkształceń sprężystych dla szeregu tworzyw, zaś mechanika teoretyczna winna była ustalić wielkość naprężeń wewnętrznych. W obu tych dziedzinach wiedzy napotkano na wielkie trud-

ności i obydwa zagadnienia zostały, jak dotąd, rozwiązane, jedynie częściowo. Zagadnienie istotnej granicy odkształceń sprężystych zostało wysunięte przez praktykę na pierwszy plan i pociągnęło za sobą studia teoretyczne, oraz eksperymentalne, kierując umysł badacza na tę drogę, dawniej lekceważoną. Podjęto też szereg prac nad wypełnieniem tej luki, istniejącej dotąd w zasadniczej próbie wytrzymałościowej — próbie na rozerwanie.

Analizując wykres wytrzymałościowy (patrz rys. 1) rozpatrzmy poszczególne jego części: 1) część 1—2, odpowiadająca odkształceniom sprężystym, jest linią prostą, zlewającą się prawie z osią rzędnych (oś sił) dzięki bardzo małym wielkościom odkształceń sprężystych, 2) część 2—3 odpowiada znacznie większym odkształceniom o charakterze trwałym, 3) część 3—4 odpowiada początkowi intensywnego płynięcia tworzywa, 4) część 4—5 odpowiada wzmocnieniu (Verfestigung) tworzywa dzięki zgmiotowi, nakoniec część 5—6 kończy się podziałem, rozerwaniem tworzywa w punkcie 6.



Punkt (2) na wykresie interesuje konstruktora najbardziej, gdyż to jest granica, poza którą nie powinno się wychodzić. Właśnie tego punktu nie można wyznaczyć ściśle na wykresie wytrzymałościowym, gdyż przejście od części 1—2 (prostej) do części 2—3 (krzywej) jest zbyt łagodne i niedostrzegalne. Zwróćmy też uwagę na to, że jedynie w okresie odkształceń sprężystych nie zmieniają się przekrój próbki badanej i *stan* tworzywa. Jeżeli chodzi o metale (nadal o nich będzie wyłącznie mowa), to pod słowem „stan” rozumieć będziemy, w danym wypadku, układ krystaliczny.



Rys. 1. Wykres wytrzymałościowy.

Tak więc w okresie odkształceń sprężystych nie obserwujemy *zgniotu*. Daje się to sprawdzić przez badania makroskopowe, mikroskopowe, roentgenograficzne i wreszcie przez to, że wyżarzenie nie powoduje wzrostu kryształów (nie zachodzi rekrytalizacja, gdyż siatka krystaliczna nie została naruszona). Przekroczenie punktu (2) narusza ciągłość próby, jeżeli rozumieć ją jako ustalenie naprężeń, panujących na jednostce powierzchni przekroju. Poza punktem (2) mamy już do czynienia z innym, jakoby, materiałem, gdyż *zgniot* występuje coraz wyraźniej, a trwała zmiana długości próbki siłą rzeczy musi wywołać trwałą zmianę przekroju.

Dalsze okresy: płynięcia wzmożonego i tworzenia się widocznego przewężenia zmuszają nas do wkroczenia w dziedzinę symboli. Obliczenie naprężeń w odniesieniu do pierwotnego przekroju staje się zalegalizowaną fikcją, a cały przebieg badania jest związany z umyślnym pominięciem zmian przekroju i stanu. Niemniej jednak wykres wytrzymałościowy i umówione symbole charakteryzują tworzywo, a poczynione wyżej uwagi nie mają bynajmniej na celu kwestjonowania przyjętej od wielu lat metody. Należy jedynie stwierdzić, że próba wytrzymałościowa posiada lukę bardzo dotkliwą, jako że nie określa punktu (2), oraz podkreślić tę okoliczność, że maksymalne naprężenia, panujące przy odkształ-

ceniu sprężystem są wielkością *niezależną* od czasu trwania próby, czyli od czasu działania sił zewnętrznych. Tak więc punkt (2) nazwałoby można *absolutną granicą odkształceń sprężystych*.

Najnowsze prace wytrzymałościowe wykazały, że przebieg części wykresu poza punktem (2) jest uzależniony od czasu trwania próby, czyli od czasu działania sił zewnętrznych. Zbudowane nawet zostały maszyny probiercze, umożliwiające uskutecznienie próby na rozerwanie w czasie bardzo długim. Próby takie trwać mogą godziny, dnie, a nawet tygodnie. Narazie powracamy do kwestji naprężeń największych dopuszczalnych przy odkształceniu sprężystem. Dla uproszczenia nazywać je będziemy nadal naprężeniami *dopuszczalnymi*.

Możnaby ostatecznie kwestjonować samo istnienie takich naprężeń, jednak praktyka poucza, że tworzywa o strukturze krystalicznej są, w pewnych granicach, absolutnie sprężyste i noszą pewne naprężenia w czasie nieograniczonym. Przykłady statycznie obciążonych konstrukcji nie mogą być brane w rachubę, albowiem przy obciążeniu statycznym mogły zajść odkształcenia trwałe (a więc mógł nastąpić *zgniot*), co zmieniło stan tworzywa i umożliwiło ustalenie się równowagi. Znajdujemy jednak wiele przykładów obciążenia dynamicznego przy którym tworzywo pracuje bardzo wiele lat nie zdradzając odkształceń trwałych. Przykładem takim mogą być wały transmisyjne.

Przykłady te przemawiają za istnieniem granicy między naprężeniami *dopuszczalnymi* i *niedopuszczalnymi*. Chodzi jedynie o ustalenie wielkości takich naprężeń (dopuszczalnych) dla danego tworzywa. Wykres wytrzymałościowy nie daje punktu (2). Trzeba iść inną drogą, a mianowicie drogą ścisłych pomiarów próbki przed i po działaniu sił zewnętrznych. Pomiary takie są trudne, gdyż mamy do czynienia z wielkościami bardzo małymi i tak małymi, że mogą być one mierzone jedynie za pomocą nader precyzyjnych urządzeń. Poza tym musimy przekroczyć naprężenia dopuszczalne, aby odnaleźć takie naprężenia, które już wywołują odkształcenie trwałe, gdyż inaczej nie wiedzielibyśmy, czy jesteśmy już na granicy poszukiwanej, czy jeszcze daleko od niej. Ponieważ jednocześnie odkształcenia trwałe są zależne od czasu działania sił, więc można łatwo popełnić błąd przyjmując naprężenia dane za dopuszczalne tylko dlatego, że czas ich trwania nie wystarczył na to, by odkształcenie przeszło w stopniu, umożliwiającym jego wykrycie w drodze pomiaru. Za podstawę do obliczeń przy konstruowaniu brano dawniej naprężenie rozrywające i wprowadzano współczynnik zabezpieczenia. Współczynnik ten dostosowano do zjawisk zaobserwowanych w praktyce, aczkolwiek nie zawsze do bierano go trafnie. Słowa „pięciokrotne, czy dziesięciokrotne zabezpieczenie” były i są jedynie symbolem. Praktyka poucza, że znaczne nawet „zabezpieczenie” nie wystarcza czasem, czyli że wprowadzenie takowego nie doprowadziło jeszcze do naprężeń dopuszczalnych. Części mechanizmów, liczone ze znacznym zabezpieczeniem ulegały jednak złamaniu po pewnym czasie pracy. Wprowadzono wtedy nowe określenie, a mianowicie „zmęczenie tworzywa”. Zdaje się jednak, że zmęczenie nie jest zjawiskiem nowym, nie jest jakąś nową własnością fizyczną tworzywa, a powinno być

uważane za *ujawnienie* przekroczenia naprężeń dopuszczalnych. Ujawnienie takie zawdzięczamy długotrwałemu działaniu sił, a również zmianom naprężeń od zera do maximum, lub od maximum do minimum. Jeżeli zgodzimy się na to, że zjawisko zmęczenia jest jedynie *ujawnieniem* tego, że naprężenia dopuszczalne zostały przekroczone, to odwrotnie, próbę zmęczenia możemy uznać za dodatkową próbę wytrzymałościową, ujawniającą naprężenia dopuszczalne, a więc pozwalającą na uzupełnienie wykresu przez dodanie punktu (2), odnalezionego na tej drodze.

Należy dalej przyjąć, że odkształcenia sprężyste mogą zachodzić w czasie nieskończenie długim, oraz że mogą zmieniać znak dowolną ilość razy. Tworzywo nie powinno się zupełnie zmieniać od działania takich naprężeń. Z innej strony przyjąć należy, że najmniejsze przekroczenie dopuszczalnych naprężeń doprowadzi do zniszczenia tworzywa, gdy te naprężenia wielokrotnie będą się powtarzały, tem więcej, gdy znak ich będzie się okresowo zmieniał.

Praktycznie niepodobna przeciągać próby do nieskończoności i dlatego uznaje się 2 do 5 (czasem, przy ścisłych badaniach do 10) milionów okresowych zmian naprężeń za wskaźnik odkształceń sprężystych. Badanie zmęczenia wymaga wielu prób naraz. Wyniki poszczególnych prób łączy się krzywą i obserwuje się jej przebieg.

W miarę jak naprężenia maleją, wzrasta ilość zmian okresowych naprężeń jaką jeszcze wytrzymać może tworzywo. Krzywa opadająca najpierw stromo zaczyna opadać łagodnie i zbliża się wreszcie do poziomej asymptoty. Prosta taka wskazuje granicę naprężeń dopuszczalnych. Przeprowadzenie kompletnej próby na zmęczenie wymaga, jak zaznaczono wyżej, wielu próbek. Ponadto zabiera wiele czasu nawet wtedy, gdy do celu wymienionego używa się maszyn nowoczesnych i nie przerywa się działania takowych przez całe godziny i dni, aż do osiągnięcia wyniku. Zaczęto też rozmyślać nad próbami zastępczymi, oraz nad metodami przyspieszającymi proces badania.

Poza punktem (2) wykresu występują już odkształcenia trwałe, czyli przesunięcia wewnętrzne. Mechanizm tych przesunięć tłumaczony jest na różne sposoby i ściśle nie jest zbadany. Faktem niezaprzeczalnym pozostają wewnętrzne przesunięcia i towarzyszące im opory tarcia. Im szybciej deformujemy tworzywo, tem większej musimy użyć siły. Odkształcenie trwałe jest zależne od czasu.

Odkształcenia trwałe można nazwać ogólnie płynięciem. Tworzywo płynie z szybkością, zależną od wielkości sił zewnętrznych (a więc i powstających naprężeń). Odwrotnie: Określonej wielkości siły (naprężenia) wywołują określoną szybkość płynięcia. Nowoczesne maszyny probiercze, pracujące w ten sposób, że pompa, napędzana silnikiem elektrycznym, tłoczy oliwę do cylindra, co wywołuje ruch tłoka a z nim uchwytu do próbki nie dają właściwie ani stałej szybkości, ani stałej siły. Szybkość unoszenia się tłoka (a więc szybkość rozciągania próbki) uzależniona jest od szybkości obrotów silnika (malejącej ze wzrostem obciążenia), oraz od przepływu oliwy w wentylach. Siła działająca na próbkę jest znowu zależna od szybkości rozrywania. Wszystko więc, co się dzieje poza punktem (2)

wykresu jest uzależnione od czynników bliżej nieznanych. Można nawet twierdzić, że znaczne zmniejszenie szybkości rozrywania, czy też znaczne jej zwiększenie doprowadziłyby do odmiennych kształtów wykresu poza punktem (2). Punkt (2) wykresu stanowi granicę między dwoma etapami badań. Do punktu (2) badamy sprężystość, poza punktem (2) badamy płynięcie. Daje się też zaobserwować faktyczne dążenie do podziału tych dwóch etapów na dwa niezależne działy. Pierwszym działem są studia nad zmęczeniem, zaś drugim studia nad działaniem stałej siły w przeciągu dłuższego okresu czasu, tudzież studia nad płynięciem. Jeżeli chodzi o dział pierwszy, to w czasopismach technicznych znaleźć można sporo wzmianek o badaniach i spostrzeżeniach w tej dziedzinie. Zaznaczyć jednak należy, że zjawisko ujmowane jest jednostronnie, a rdzeń sprawy odsuwany (częstokroć) na plan dalszy. Tak więc w szeregu artykułów o przyczynach, jakie powodują zmęczenie, poświęca się najwięcej uwagi czynnikom natury geometrycznej. Oczywiście takie czynniki, jak ostre podcięcie, raptowna zmiana przekroju, rysy i drobne pęknięcia wywołują zniszczenie części mechanizmu po dłuższej pracy i zniszczenie to odbywa się na drodze zmęczenia, lecz nie kształt geometryczny jest istotną przyczyną zmęczenia, a jedynie naprężenia. Ostre podcięcie, czy raptowne przejście od jednego przekroju do drugiego zmieniają warunki pracy sprężystej i w takim sensie, że w miejscach wzmiankowanych powstają większe naprężenia niż te, jakiby powstawały przy zastosowaniu przejść łagodnych. Kształt geometryczny wpływa więc na rozkład i wielkość naprężeń, a dopiero te ostatnie decydują o zmęczeniu. Przy identycznych kształtach i jednakowych warunkach pracy części mechanizmu mogą ulegać zmęczeniu w różnym czasie, a nawet nie ulegać mu wcale i to w zależności od rodzaju użytego tworzywa. Zmęczenie zależne jest od struktury wewnętrznej tworzywa, albowiem od tej struktury zależna jest granica odkształceń sprężystych i odpowiednie naprężenia dopuszczalne.

Wszelkie więc prace traktujące o kształtach geometrycznych w związku ze zjawiskiem zmęczenia winny być rozumiane jako takie, które traktują o *rozkładzie i wielkości naprężeń* w zależności od kształtu geometrycznego i działania sił zewnętrznych. Myśl oddzielenia wpływów kształtu od wpływów struktury napotykamy w „Mitteilungen des Instituts für Kraftfahrwesen an der Sächsischen technischen Hochschule Dresden. I Samelband“. Na wstępie tej pracy zaznaczono, że mowa będzie o kształtach geometrycznych i materiale. Niestety część materiałowa zatracą jedynie o zjawiska likwacyjne. Likwacja nie jest jeszcze strukturą. Zagadnienie podcięć, karbów, rysek i zaokrągleń należy więc chwilowo odsunąć, a pójść natomiast drogą rozważań ściślejszych. Zmęczenie zachodzi jedynie wtedy, gdy mogą występować odkształcenia trwałe, a więc wtedy, gdy naprężenia dopuszczalne są przekroczone lub przekraczane. Poniżej punktu (2) wykresu rys. 1 tworzywo zmęczeniu nie podlega, zaś powyżej tego punktu podlega. Punkt (3) wskazujący granicę płynności leży zawsze wyżej od punktu (2). Lepiej: punkt (2), aczkolwiek niewidoczny na wykresie, leży niżej (i to zawsze) od punktu (3). Zatem punkt (3) może coś powiedzieć o odporności two-



rzywa na zmęczenie. Mianowicie niska granica płynności wskazuje na łatwe męczenie się.

Jeżeli np. dwie stale posiadają jednakowe naprężenia rozrywające, to ta z nich będzie odporniejsza na zmęczenie, która wykazuje wyższą granicę płynności, a to dlatego, że wyższa granica płynności daje możliwość mniemania, że i granica sprężystości będzie dla tej stali wyższa. Idąc dalej taką drogą rozumowania narzuca się pytanie: Jaka struktura wewnętrzna może sprzyjać zmęczeniu, a jaka znów utrudnia zmęczenie. Oczywiście taka struktura sprzyja zmęczeniu, która sprzyja płynięciu. Dla stali naprzykład struktura Widmanstättena sprzyja płynięciu. Granica płynności jest niska. Granica sprężystości, a więc i zdolność przeciwstawiania się zmęczeniu małe. Nawiasem mówiąc odporność na uderzenie jest też dla tej struktury mała. Słyszysz się częstokroć, że ten, lub inny stop glinowy, po odkuciu i ulepszeniu, daje wytrzymałość na rozerwanie odpowiadającą takiejże dla miękiej stali. A więc stop ten może stal zastąpić? Czy aby tak jest?... Wytrzymałość na rozerwanie nie decyduje jeszcze o granicy sprężystości, a ta może być znacznie niższa od granicy sprężystości stali porównywanej. Podobnie dwie stale o jednakowej wytrzymałości na rozerwanie nie są jeszcze jednakowe.

Ustalenie granicy płynności i obraz mikrograficzny dają, jak wspomniano, pewne wskazówki co do wytrzymałości tworzywa na zmęczenie, jednak ściśle określenie istotnej granicy sprężystości wymaga pomiarów specjalnych.

Najstarszą próbą, znaną powszechnie, jest *statyczna* próba, dokonywana zapomocą ekstensometru, czyli przyrządu lusterkowego, umożliwiającego ścisły pomiar wydłużenia. Przy próbie takiej obciąża się próbkę pewną siłą  $P$  i, po odjęciu obciążenia, sprawdza się, czy odkształcenie, wywołane tą siłą zanikło. Następnie obciąża się próbkę większą siłą  $P'$  i t. d., aż do zjawienia się odkształcenia trwałego.

Jeżeli siła  $P_n$  nie wywołała jeszcze odkształcenia trwałego, zaś siła  $P_{n+1}$  już takie odkształcenie wywołała, to obciążenie *dopuszczalne* leży między  $P_n$  i  $P_{n+1}$ . Określona na tej drodze granica sprężystości charakteryzuje „dziewiczy stan tworzywa”. Ma to oznaczać, że, odrodzona przez wyżarzanie (po kuciu czy walcowaniu), siatka krystaliczna nie została jeszcze, w najmniejszym nawet stopniu, naruszona przez działanie sił. Najmniejsze przekroczenie (po raz pierwszy) granicy sprężystości pozbawia już tworzywo takiego stanu „dziewiczego”, a dla nowego stanu istnieje nowa granica sprężystości. Mianowicie prawa, ustalone przez *Bauschinger'a* głoszą, że: Najmniejsze przekroczenie granicy sprężystości, a nawet jej osiągnięcie podwyższa granicę sprężystości dla takiegoż kierunku działania sił i obniża ją dla działania odwrotnego. 2) Wielokrotnie powtarzane obciążenie w kierunkach dodatnim i ujemnym doprowadza do ustalenia się *wspólnej* dla obu kierunków granicy sprężystości. Taka granica sprężystości nazywa się *naturalną* granicą sprężystości. 3) Po wielokrotnym obciążeniu (jak wyżej) tworzywo może „odpocząć”. Podczas takiego odpoczynku (Ruhepause) granica sprężystości podnosi się. Dłuższy „odpoczynek” może doprowadzić do ustalenia się pierwotnej jej wielkości. Sprzyjają temu wstrząsanie próbką i odpuszczanie. *Popplewell* przeprowadził badania na-

stępujące: Obciążał on próbkę pewną siłą  $\pm P$  przez 10 okresów i wykreślał krzywą histerezy sprężystej zapomocą przyrządu lusterkowego. Następnie zwiększał absolutną wartość siły  $P$  i powtarzał doświadczenie. Do pewnego obciążenia  $\pm P_{max}$  absolutna wartość skrajnych wielkości krzywej histerezy odpowiadała absolutnej wartości obciążenia, następnie jednak, przy obciążeniu większym od  $P =$  absolutnej wartości  $\pm P_{max}$  t. zw. *naturalna* granica sprężystości zaczęła raptownie spadać. Ostre załamanie wskazywało na *największą* dopuszczalną wielkość *naturalnej* granicy sprężystości. Tak określona granica sprężystości (*Popplewell*) sprawdziła się z wynikami, otrzymanymi przy próbach na zmęczenie (*Wöhler*).

*Bairstow* uprosił nieco określenie naturalnej granicy sprężystości w ten sposób, że poddał próbkę jeonookresowemu obciążeniu  $\pm P$ , przekraczając nieco „dziewiczą” granicę sprężystości, następnie odpuszczał próbkę przy 100° i określał granicę sprężystości na rozciąganie (zapomocą aparatu lusterkowego). Wynik miał odpowiadać *naturalnej* granicy sprężystości. Doświadczenia te powtórzone przez *Batson'a* wykazały zgodność z wynikami, otrzymanymi przy długotrwałej próbie na zmęczenie. Stosowano też metodę mikroskopową (*Rosenhain*) i określano naturalną granicę sprężystości na podstawie obserwacji linii poślizgu, ujawnianych przetwarzaniem. Metoda ta jest jednak bardzo kłopotliwa. *Stromyer* wykazał, że elastyczne wydłużenie próbki prowadzi do jej oziębienia, natomiast pojawienie się najmniejszych odkształceń trwałych powoduje nagły wzrost temperatury. Oparte na tem badania objęły próby statyczne i dynamiczne (*Rasch, Gough, Putnam*).

Możnaby jeszcze przytoczyć szereg innych metod, lecz zatrzymać się należy jedynie nad temi, jakie mogą znaleźć praktyczne zastosowanie w laboratorjach typu przemysłowego. Ze statycznych prób uzyskała prawo obywatelstwa bodaj jedyna, polegająca na określeniu „dziewiczej” granicy sprężystości zapomocą ekstensometru (lusterkowy aparat *Martens'a*). Nie będziemy opisywali tej klasycznej próby, jako dobrze znanej, natomiast zwrócić należy uwagę na jedną okoliczność, a mianowicie: Zdarza się często, że konieczność określenia granicy sprężystości wyłania się dopiero wtedy, gdy w wyrobie gotowym skonstatowano pojawienie się odkształceń trwałych. Próbki wycinane są tedy z takiego wyrobu i poddawane próbom. Oczywiście określona granica sprężystości nie odpowiada rzeczywistości, gdyż materiał był już raz, lub parę razy przeciążony i, co zatem idzie, zmienił swe własności.

Z pewną dokładnością można obliczyć naprężenia, dopuszczalne przy długotrwałem, zmiennem obciążeniu z takich wielkości jak naprężenie rozrywające  $R_r$  i naprężenie odpowiadające granicy płynności  $Q_r$  (*Mailänder*).

Oznaczając naprężenie dopuszczalne przy obciążeniu długotrwałem przez  $D$  mamy:

$$\frac{D}{R_r} = 0,47 \pm 20\%, \quad \frac{D}{Q_r} = 0,65 \pm 30\%,$$

$$\frac{D}{R_r + Q_r} = 0,285 \pm 20\% \text{ (Stribeck).}$$

Najmniej być może polecić można wzór pierwszy. Stosować go wypada jednak wtedy, gdy wy-

kres wytrzymałościowy nie ujawnia granicy płynności. Do prób dynamicznych stosowane są przeważnie maszyny na rotacyjne zginanie (Amsler). Wskaźnikiem przekroczenia naturalnej granicy sprężystości jest złamanie się próbki przed wykonaniem zadanej ilości okresowych przegięć. W zależności od stopnia dokładności pomiaru uznajemy za miarodajny wynik po 2.000.000 do 10.000.000 przegięć (okresów). Najnowsze badania wskazują na to, że dwa miliony nie są ilością absolutnie wystarczającą natomiast dziesięć milionów przegięć zapewnia zupełną ścisłość.

Jak już wspominaliśmy, do badań na zmęczenie należy mieć nie jedną, lecz szereg próbek. Pierwszą obciąża się do naprężenia, odpowiadającego granicy płynności, następne do naprężeń stopniowo coraz mniejszych.

Wyniki badań (naprężenie i odnośną ilość przegięć) ujmuje się wykresnie w krzywą. Wiele korzyści przedstawia zastosowanie logarytmicznych spółrzednych, gdyż wtedy krzywa otrzymuje ostre załamanie, miast asymptotycznego zbliżania się do prostej. Wykresy, podane dalej w przykładach, wyjaśniają dwie metody wykreślenia tej zależności.

Tabela charakterystyk wytrzymałościowych dla paru gatunków stali.

1 Mat. №	2 Zasadnicze składniki w %	3, 4, 5 w kg/mm <sup>2</sup>			6	7	8, 9, 10 w kg/mm <sup>2</sup>			11	12	13	14
		$\sigma_z$	$\sigma_s$	$\sigma_p$	$\delta$	$\epsilon$	$\frac{\sigma_p + \sigma_s}{2}$	$\sigma_D$	$\sigma_D^*$	$\Delta$	$\alpha = \frac{2\sigma_D}{\sigma_z + \sigma_s}$	$H^0$	$\beta = \frac{\sigma_D}{H}$
					%	%				%	$\sigma_z + \sigma_s$	Brinella	
1	0,13 C	39,0	27,2	20,0	30,0	69,0	33,1	18,65	20,4	+ 9,4	0,5625	116	0,1605
2	0,19 „	45,6	27,0	20,6	29,9	60,8	36,3	19,8	20,8	+ 5,05	0,546	127	0,1555
3	0,27 „	51,5	29,1	23,6	24,9	55,6	40,3	21,25	22,4	+ 5,42	0,5255	145	0,1465
4	0,29 „	54,8	32,1	25,2	25,0	57,5	43,45	21,6	23,5	+ 8,8	0,4975	157	0,1375
5	0,34 „	58,5	32,9	25,9	23,75	56,2	45,7	22,75	22,8	+ 0,22	0,4975	162	0,1405
6	0,38 C	62,0	34,3	21,7	22,5	54,4	48,15	23,3	22,8	- 2,14	0,475	171	0,136
7	0,45 „	67,5	37,8	27,6	18,8	36,0	52,65	24,35	22,5	- 6,36	0,464	191	0,1275
8	0,51 „	70,5	37,5	26,1	16,85	26,2	54,0	20,3	21,35	+ 5,18	0,375	197	0,103
9	0,57 „	73,5	38,3	32,2	15,2	30,6	55,9	26,8	27,15	- 1,3	0,48	229	0,1175
10	0,63 „	79,4	41,3	35,4	12,25	14,62	60,35	28,0	26,75	- 4,46	0,464	233	0,120
11	0,19 „	45,2	23,0	—	27,5	57,0	34,2	18,6	18,9	+ 1,615	0,545	116	0,1605
12	0,19 C	43,3	23,0	—	27,5	57,2	33,15	17,15	16,9	- 1,45	0,4175	121	0,142
13	0,24 „	59,2	31,5	—	21,7	46,5	45,05	22,7	23,0	+ 1,32	0,505	163	0,1395
14	0,24 „	57,6	32,3	—	20,0	49,0	44,95	20,7	22,8	+ 10,15	0,460	163	0,1275
15	0,62 „	72,4	27,7	—	9,25	17,6	55,05	22,4	20,5	- 8,45	0,4075	148	0,1195
16	0,72 „	89,0	34,6	—	10,0	20,8	61,8	21,25	21,25	0	0,344	226	0,0935
17	0,79 „	63,7	34,8	—	21,5	24,5	49,25	23,65	24,4	+ 3,15	0,48	238	0,099
18	0,12 C; 3,12 Ni	46,0	34,8	—	30,6	63,5	40,4	22,8	24,4	+ 2,65	0,564	152	0,15
19	0,5 „ 4,7 „	63,4	42,8	—	22,5	47,5	53,6	29,75	30,3	+ 1,865	0,556	208	0,143
20	0,377 „ 3,25 „	50,4	48,2	—	13,6	37,8	49,3	30,8	31,5	+ 2,27	0,625	238	0,1295
21	0,14 „ 3,56 „	50,0	32,4	—	25,6	51,0	41,2	27,0	26,0	- 3,7	0,656	146	0,1895
22	0,14 „ 3,56 „	49,4	30,2	—	24,3	52,3	39,8	26,5	24,8	- 6,4	0,665	146	0,1815

$\sigma_z$  = naprężenia zrywające  
 $\sigma_s$  = granica płynności  
 $\sigma_p$  = granica odkształt. proporc.  
 $\delta\%$  = wydłużenie  
 $\epsilon\%$  = przewężenie

} próba statyczna

O Z N A C Z E N I A :

$\sigma_D$  = granica zmęczenia (długotrwałe zginanie)  
 $\sigma_D^*$  = „ „ określona na podstawie histerezy spręż.

$\alpha = \frac{2\sigma_D}{\sigma_z + \sigma_s}$  = współczynnik Stribeck'a  
 $H^0$  = Twardość Brinella  
 $\Delta = \frac{\sigma_D^* - \sigma_D}{\sigma_D} \cdot 100$

Ze względu na oszczędność czasu trzeba zwiększać szybkość obrotową próbki. Powstać może pytanie, czy szybkość nie wpływa na wynik badań. Odpowiedź na to pytanie dają badania, przeprowadzone w Illinois (Moore i Kommers). Badania te wykazały, że zmiana szybkości między 200 obr. min. i 5000 obr. min. nie wpływa na wynik badań.

Jeżeli więc maszyna będzie spokojnie, to nic nie stanie na przeszkodzie ku zwiększeniu ilości obrotów i tak tylko, jak na to pozwala przekładnia w maszynie zastosowana. Natomiast złe wycentrowanie próbki i powstające stąd drgania mogą zmniejszyć całą pracę nawet przy małej szybkości obrotowej próbki.

Podano też tablicę, z której czytelnicy mogą się zorientować co do wielkości naprężeń jakie znoszą, przy obciążeniu długotrwałym, stale węgliste i stopowe.

Próby na zmęczenie charakteryzują tworzywo znacznie pełniej, niż jakiegokolwiek inne, albowiem dają wskazówki co do najistotniejszej jego cechy — granicy sprężystości. Jeżeli próby takie nie znalazły jeszcze należnego im rozpowszechnienia, to dzieje się to dla dwóch powodów: Po pierwsze każda rzecz nowa musi stać się rutyną, powtórne wykonanie próby jest kwestią paru dni. Koszt wykonania próbek jest też większy niż dla normalnej próby na rozerwanie.

Przyspieszenie próby na zmęczenie ma wielką rację bytu, to też czynione są stale wysiłki w tym kierunku. Przyspieszenie próby polegać może na zastąpieniu próby dynamicznej próbą statyczną. Wyżej była o tem mowa. Dla prób dynamicznych zarysowały się dwie możliwości: Przyspieszenie ruchu obrotowego próbki, względnie okresowej zmiany naprężeń i badanie zmiany szeregu własności fizycznych podczas pracy maszyny, bez doprowadzania próbki do złamania i na jednej i tej samej próbce. Tak zwane maszyny o wysokiej częstotliwości zostały zbudowane, jako urządzenia elektromagnetyczne wibracyjne.

Ilość okresów w takich maszynach mierzy się już na dziesiątki tysięcy na minutę. Skomplikowana budowa maszyn tego rodzaju czyni wejście takowych do laboratoriów przemysłowych (nawet przy najmniej) wątpliwem. Natomiast ciekawe są próby, zmierzające do ustalenia zależności między przebiegiem przez granicę sprężystości, a oporem elektrycznym, temperaturą i nakoniec energią wchłanianą przez maszynę. Dochodzi do tego pomiar strzałki ugięcia próbki.

Pomiary tego rodzaju nie tylko mogą prowadzić do szybkiego odnalezienia granicy sprężystości, lecz rzucają światło na charakter pracy sprężystej. Kombinowane badania tego rodzaju (poza pomiarem oporu elektrycznego) przeprowadził Dr. E. Lehr, uzyskując nader ciekawe wyniki dla szeregu metali i stopów. Streszczenie wyników wspomnianej pracy zasługuje na osobne potraktowanie.

Badania nad zmęczeniem metali wysuwają się obecnie na czołowe miejsce. Odsuną one niewątpliwie na plan dalszy klasyczną próbę wytrzymałościową, która pozostanie jako wtórna charakterystyka tworzywa. Strukturalne badania (drobnowidzowe) zawsze będą dopełniały i wyświetlały wszelkie cechy wytrzymałościowe.

Wytrzymałość, chemia i metalografia są już dziś niepodzielnymi ogniwami *metaloznawstwa*. Oddzielanie od siebie tych ogniw sprawdza rolę badacza do roli manipulanta. Treść istotna zagadnienia zetraca się w tych sztucznie stworzonych lukach i nie może być na jaw wydobyta. Wykres wytrzymałościowy został podzielony przy niniejszej analizie na dwie zasadniczo odmienne części: sprężystą i niesprężystą. Podkreślono też, że podział taki istotnie ma miejsce i streszczono wyniki studjów nad odkształceniami elastycznymi. Obecnie przejść należy do odkształceń trwałych.

Zaznaczyliśmy już uprzednio, że odkształcenia trwałe uzależnione są od sił działających i od czasu działania takowych. O zjawisku płynięcia i zgniotu bardzo wiele powiedziano w książce prof. d-ra Czochrańskiego „Die Moderne Metallkunde”. Studjując zjawisko płynięcia można stosować temperatury niskie, uniemożliwiające rekrytalizację lub temperatury wysokie, umożliwiające rekrytalizację. Dla każdego metalu i stopu będą istniały dwa takie zakresy temperatur, rozdzielone małą przerwą. Przerwa ta, raczej mały ten zakres przejściowy obejmuje temperatury, przy których szybkość rekrytalizacji jest jeszcze mała (mniejsza od szybkości odkształcania), aczkolwiek praktycznie dostrzegalna. Płynięcie przy temperaturach poniżej tych, jakie umożliwiają rekrytalizację będzie hamowane przez wzrastający zgniot. Zdolność płynięcia będzie się

wyczerpywała, stan tworzywa będzie się zmieniał. W zakresie temperatur umożliwiających rekrytalizację zgniot zanika natychmiast dzięki odradzaniu się kryształów i płynięcie nie napotyka na żadne przeszkody. Zdolność płynięcia nie wyczerpuje się. Wynika stąd, że przy stałej szybkości płynięcia, siła przyłożona wzrasta w pierwszym wypadku (gdy nie zachodzi rekrytalizacja) i pozostaje stała w drugim wypadku (gdy zachodzi rekrytalizacja). Ustalenie zależności między siłą przyłożoną, a szybkością płynięcia napotyka na znaczne trudności. Trudno jest bowiem stworzyć takie warunki, aby, poza wielkościami badanymi nie wchodziła, lub nie wchodziły inne wielkości zmienne, a mające wpływ decydujący na wyniki doświadczenia.

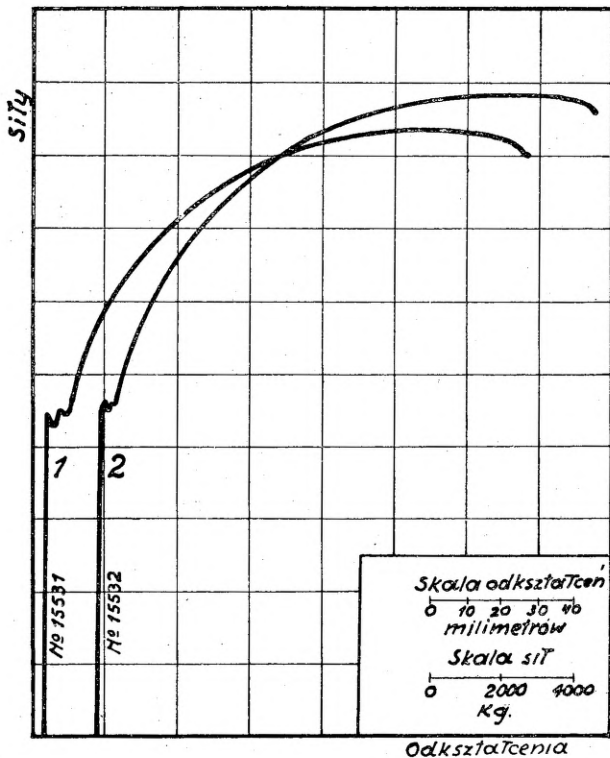
Tak np. przy rozciąganiu próbki przekrój jej maleje, co sprawia, że naprężenie w najmniejszym przekroju rośnie. Trzeba by rejestrować automatycznie zmianę przekroju i odnosić siłę do właściwego danej chwili przekroju. Przy zgniataniu mamy znowu wzrost przekrojów.

W № 7 czasopisma „Génie Civil” z dn. 16 lutego 1929 r. str. 167 opisana jest maszyna probiercza do rozrywania próbek (w wyższych temperaturach) przy stałej sile i w przeciągu bardzo długiego okresu czasu. Autor artykułu tego wyraża zdanie swe co do miarodajności prób na rozerwanie w wyższych temperaturach. Twierdzi on mianowicie, że badania takie przeprowadzone z szybkością normalną dla współczesnej maszyny probierczej są niemiarodajne. Uprzednio ustaliliśmy, pewien pogląd on na zjawisko odkształceń sprężystych, a polegał on na tem, że granicę sprężystości uznaliśmy za wielkość ściśle określoną dla każdego tworzywa. Uniezależniliśmy ją też (jako taką) od wpływu czasu. Ze zjawiskiem płynięcia dzieje się inaczej. Można mianowicie twierdzić, że określonej szybkości płynięcia odpowiada określona siła i odwrotnie. W wypadku utwardzania się tworzywa przy odkształcaniu twierdzenie to jest słuszne dla danej chwili. Szybkość płynięcia bada się wtedy w nieskończenie krótkim okresie czasu. Badania szybkości płynięcia w zależności od siły działającej są ciekawe nawet dla praktyki. Istotnie wszelkiego rodzaju obróbka mechaniczna na gorąco odnosi się do zakresu odkształceń trwałych. Taka operacja jak wytlaczanie prętów i rur przez ustnik jest już oparta na klasycznym *wplywie* tworzywa ze zbiornika przez otwór. Wytłaczanie takie jest też jedyną bodaj metodą, jaka była stosowana do badania szybkości płynięcia. Jedynie bowiem przy wytłaczaniu (lepiej *przetłaczaniu*) można zachować stałe przekroje zbiornika i ustnika. Podczas trwania próby stale zachodzi zmniejszenie przekroju ze średnicy  $D$  na średnicę  $d$ . Zmiennymi wielkościami pozostają tylko dwie badane: siła i szybkość wypływu.

Autor niniejszego artykułu rozpoczął badania nad przetłaczaniem w Laboratorjach Instytutu Badań Inżynierji. Poczynione spostrzeżenia i opis aparatury będą podane niżej.

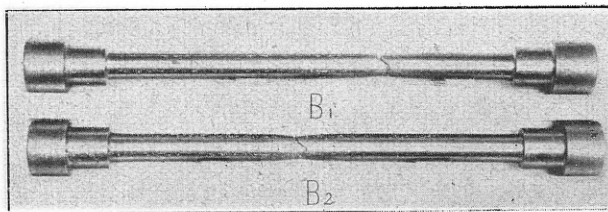
Reasumując powyższe dochodzimy do wniosku, że elastyczność i plastyczność charakteryzują tworzywo z różnych stron, co też tworzy odmienne działy badawcze. Klasyczna próba wytrzymałościowa na rozerwanie, jest niepełna i charakteryzuje tworzywo w sposób wtórny. Przebieg próby w okresie odkształceń trwałych pozostaje pod znakiem

zapytania, jeżeli kwestja czasu działania sił jest pomijana. Szczególniej dotyczy to prób na rozerwanie w wyższych temperaturach. Łączenie pojęcia wytrzymałości tworzywa w pracy z pojęciem wytrzymałości na rozerwanie przez wprowadzanie współczynnika bezpieczeństwa jest wadliwe. Wadliwym też jest utożsamienie, a nawet łączenie takich pojęć jak kształt geometryczny i zmęczenie.



Rys. 2. Wykresy wytrzymałościowe otrzymane przy zerwaniu próbek osi wagonetek.

Badanie struktury tworzywa i zestawienie tych badań z badaniami nad zmęczeniem, oraz ustaleniem granicy płynności na wykresie znakomicie może wyświetlić sytuację. Właściwe badania wytrzymałościowe zlewać się poczynają z badaniami innych własności fizycznych, co stwarza wzajemne dopełnianie się wyników i daje prawidłowe oświet-



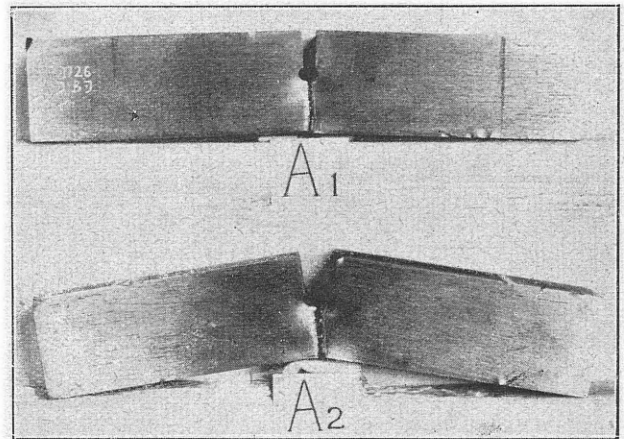
Rys. 3. Próbkki z osi wagonetki po zerwaniu.

lenie zjawiska. Niżej podajemy parę przykładów prób, przeprowadzonych w Laboratorjach Instytutu Badań Inżynierji.

Przykład I. Badanie przyczyny złamania się osiek do wagonetek kolejki wąskotorowej. Do badań nadesłano dwie oski, przyczem jedna wykazywała złom krystaliczny, zaś druga złom muszlowy, charakteryzujący złamanie dzięki zmęczeniu. Badania wykonano w następującej kolejności:

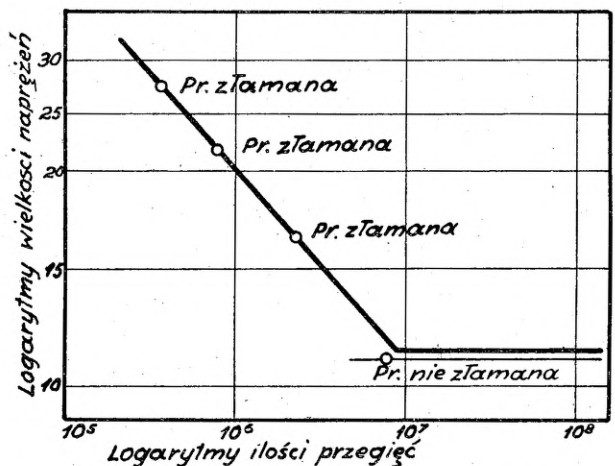
a) Badania makroskopowe; wykazały one, że rozkład zanieczyszczeń jest równomierny w całym przekroju i zjawiska likwacji niema. Kolor odbitki, wykonanej na papierze bromo srebrnym (metodą Baumann'a) nie wzbudzał obaw co do znacznej zawartości siarki.

b) Badania mikrograficzne; wykazały one, że mamy do czynienia ze stałą wyżarzoną, o zawar-



Rys. 4. Próbkki wzięte z osi wagonetki po próbie na udarność.

tości węgla około 0,45%. Struktura w obu wypadkach była niekorzystna (Widmaustättena), co specjalnie dało się zaobserwować w osce o złomie krystalicznym.



Rys. 5. Wykres wytrzymałości na zmęczenie w logarytmicznym układzie współrzędnych.

c) Badania wytrzymałościowe; z osiek wycięto próbki na rozerwanie, na uderzenie i na rotacyjne zmęczenie (te próbki tylko z oski o złomie muszlowym). Wyniki badań podane są niżej, jako wyciąg z odnośnych orzeczeń; próbki oznaczono numerami 15531 i 15532 (patrz wykresy rys. 2).

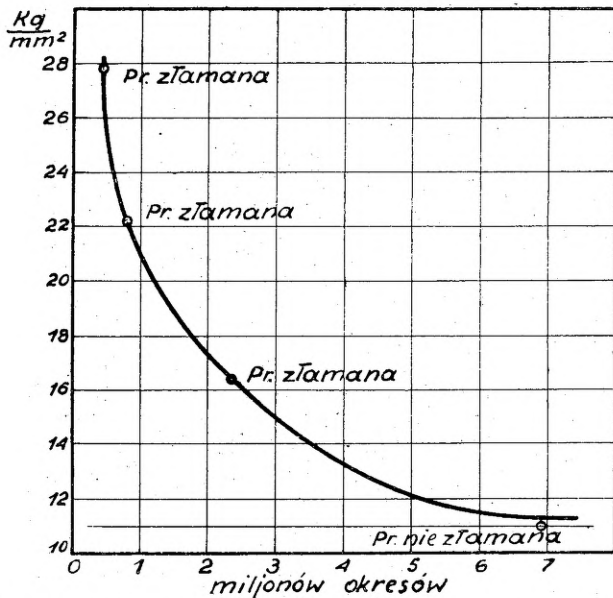
Odnośne dane wytrzymałościowe są:\*

Nr próbki (kolejny)	Napr. rozryw. $R_r$ kg/mm <sup>2</sup>	Wydłuż. (10d) A %	Granica płynn. $Q_r$ kg/mm <sup>2</sup>
15531	53,87	18,95	29,60
15532	56,65	20,25	28,64

\*) Patrz wykres rys. 2.



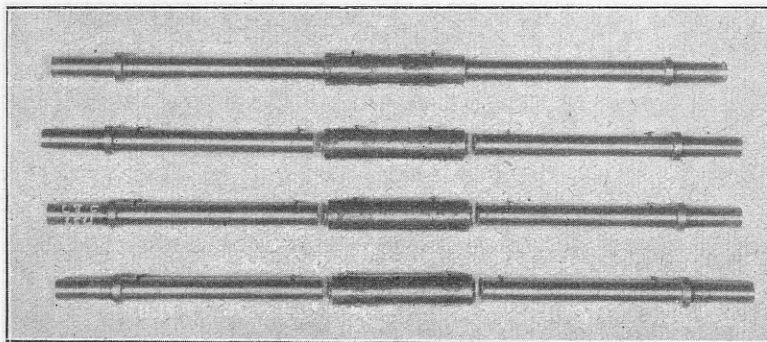
Dla ośki o złomie krystalicznym udarność wynosi  $3,77 \text{ kg/cm}^2$  przy kącie zgięcia  $4^\circ$ . Dla ośki o złomie muszlowym udarność wynosi  $11,71 \text{ kg/cm}^2$  przy kącie zgięcia  $19^\circ 30'$ . Wygląd próbek podają



Rys. 6. Wykres wytrzymałości na zmęczenie w zwykłym układzie współrzędnych.

fotografje rys. 3 i 4. Próbkę na rotacyjne zmęczenie wzięte były jedynie z ośki o złomie muszlowym. Wyniki podają: tabela poniższa oraz wykresy rys. 5 i 6.

Nº próbki (kolejny)	Napręż. gnące $\text{kg/mm}^2$	Średnia ilość obrotów	U w a g i
16169	27,82	461 550	złamana
16170	22,25	807 500	"
16171	16,68	2 307 100	"
16172	11,13	6 887 000	nie złamana

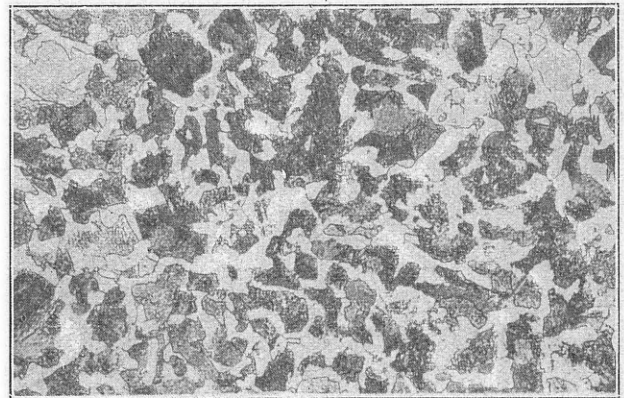


Rys. 7. Próbkę wzięte z osi wagonetki po próbie na zmęczenie.

Średnica próbki wynosiła 13 mm, ramię, na które działała siła wynosiło 120 mm. Siła wynosiła 20 kg, 30 kg, 40 kg i 50 kg (próbki patrz fot. rys. 7).

Z badań wynika, że ośka o złomie krystalicznym pękła od uderzenia, jako krucha, zaś ośka o złomie muszlowym pękła dzięki długotrwałemu zginaniu, poza granicą sprężystości. Punkt (2) wykresu został ustalony na podstawie rotacyjnej próby na zmęczenie.

Przykład II. Zestawienie wykresów wytrzymałościowych z mikrografją wykazuje, że budowa charakterystyczna dla stali przegrzanej (rys. 9), idzie w parze z niską granicą płynności. Budowa

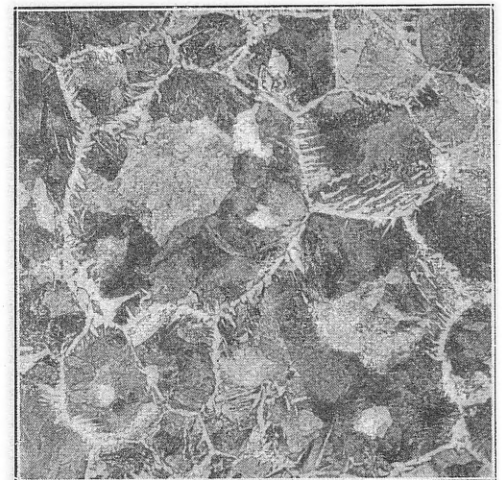


Rys. 8. Struktura stali  $C = 0,4\%$  = normalnej  $\times 250$ .

natomiast normalna (rys. 8 — zaokrąglone poletka perlitu) odpowiada stali o wyższej granicy płynności wykresu rys. 10.

Nº próbki (kolejny)	Napr. rozryw. $R_r \text{ kg/mm}^2$	Wydłuż. (10 d) $A \%$	Granica płynn. $Q_r \text{ kg/mm}^2$
16701	73,85	14,4	39,64
16703	68,85	13,5	37,96
16702	74,28	13,8	52,97

Fotografja rys. 9 odpowiada próbkom o niskiej granicy płynności, zaś fot. rys. 8 odpowiada próbce o wysokiej granicy płynności.

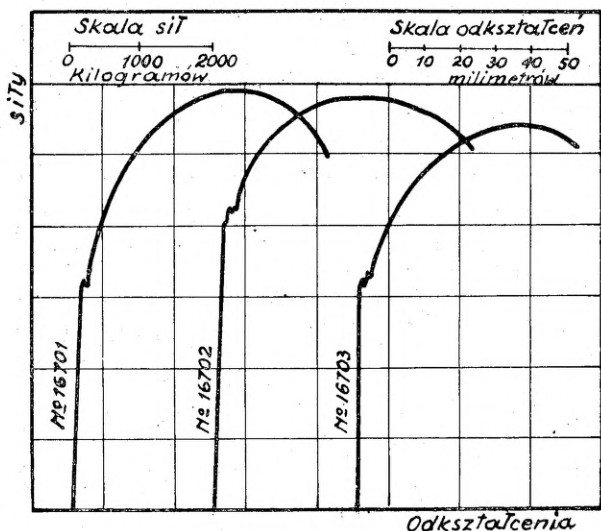


Rys. 9. Struktura stali  $C = 0,4\%$  przegrzanej  $\times 250$ .

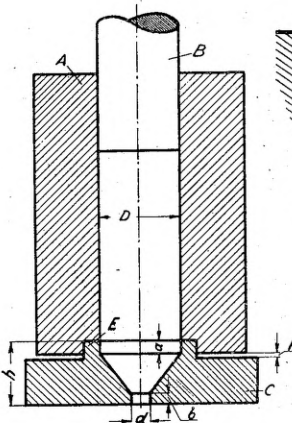
Przykład III. Przykład ten zawiera parę wyjątków z badań, jakie podjął autor w Laboratorjach Instytutu Badań Inżynierji nad zbadaniem zjawiska wpływu metali przez ustnik (djafragmę). Prace tego rodzaju znane są oddawna, co nie przeszkadza, że wielostronność zjawiska zezwala zawsze na opracowanie tego, lub innego nowego szczegółu. Do badań wymienionych użyto specjalnie wykonanego przyrządu, uwidocznionego na

szkicu rysunku 11 i fotografii rysunku 12. Metal badany był przetłaczany przez ustnik C tłoczkiem B, zamykającym grubościenny cylinder A.

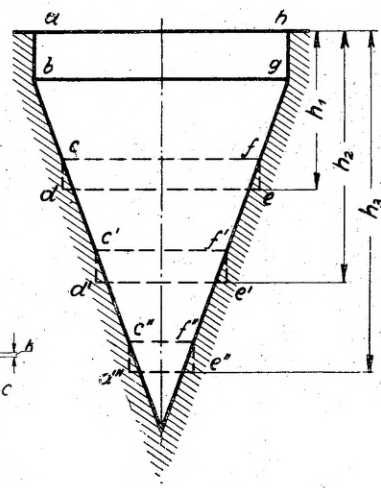
przez djafragmę, a resztę wyjęto. Okazało się, że warstewki pozostały równoległe i jedynie wysokość ich wzrosła stosunkowo do przekroju (patrz szkic rys. 15). Przy stożkowym ustniku parafina



Rys. 10. Wykresy wytrzymałościowe otrzymane dla stali podanych na rys. 8 i 9.



Rys. 11. Przyrząd do przetłaczania przez diafragmę.



Rys. 13. Ukształtowanie ustnika przy stałym pochyleniu stożka.

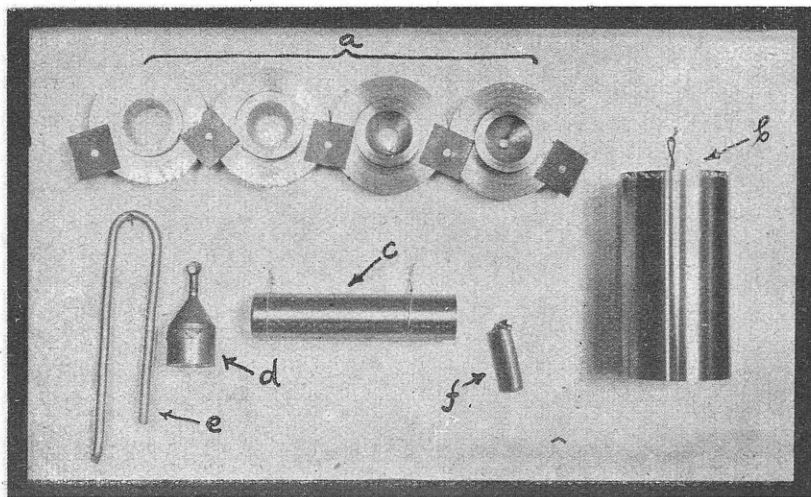
Ustnik C był dotarty do cylindra na obwodzie E, zaś w miejscu wskazanym na szkicu pozostawiono luz K (parę dziesiątych mm). Konstrukcja taka, jak się pokazało zastąpiła całkowicie przytwierdzenie ustnika do cylindra. Otwór ustnika wykonano w postaci stożka, zakończonego dwoma cylindrami o wysokościach  $a=2$  mm i  $b=3$  mm. Wysokość  $h$  pozostawała stała dla wszystkich ustników.

Otwory dolne były wykonane (dla szeregu ustników) o średnicach 16, 12, 8 i 4 mm  $\Phi$ . Średnica D cylindra wynosiła 20 mm. Zewnętrzna średnica ustnika była wykonana na wymiar nieco większy od zewnętrznej średnicy cylindra, a to dlatego, aby można było oprzeć piec, okalający cylinder. Przewidywane były bowiem badania przy różnych temperaturach. Racjonalniejsze byłoby wykonanie stożków o stałej zbieżności. Wtedy jednak wysokości ustników uzależnione byłyby od średnicy dolnego otworu (d) i wysokości ustników (patrz rys. 13) wypadłyby  $h', h'', h'''$ , zaś kształt ustników byłby  $abcdef, a'b'c'd'e'f'$  i t. d.

Dla małych otworów dolnych (d) wysokości ustników wypadły bardzo duże. Przetłaczano parafinę (patrz fotografia rys. 14) i dwa gatunki ołowiu: a) chemicznie czysty i b) handlowy. Dla ustalenia w jaki sposób deformują się równoległe warstwy przetłaczanego słupka wykonano go z parafiny w sposób następujący: W formie metalowej odlewano niskie słupki z białej parafiny, równano je po skrzepnięciu i dolewano, na ich podstawę ograniczoną uprzednio do topienia, cylinderki z parafiny zabarwionej.

Otrzymano słupek jednolity o warstewkach różnokolorowych. Słupek taki przetłoczono częściowo

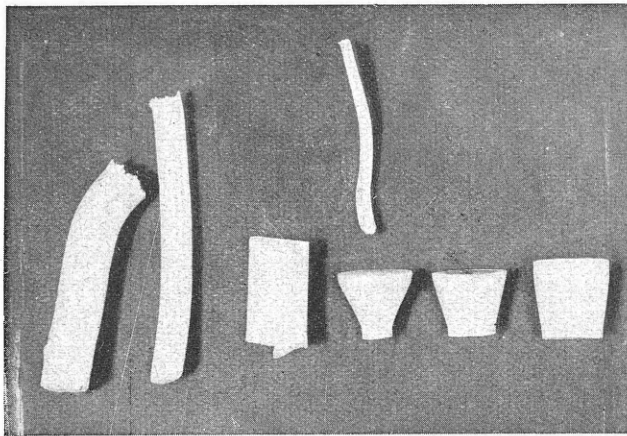
nie tworzy więc obszarów biernych, wypełniających miejsca raptownej zmiany przekroju. Próby przeprowadzono przy stałej szybkości tłoczenia, co osiągnięto w ten sposób, że korbę napędową (ręcznego napędu) 5-cio tonnowej maszyny Amsler'a pokreślano w takt metronomu (Nastawienie metronomu 84.



Rys. 12. a — ustniki, b — cylinder, c — tłoczek, d — próbka ołowiu częściowo przetłoczona z  $\Phi$  20 mm na  $\Phi$  4 mm, e — długi pręcik ołowiu  $\Phi$  4 mm wytłoczony z próbki  $\Phi$  20 mm, f — pręcik ołowiu  $\Phi$  8 mm wytłoczony z próbki  $\Phi$  20 mm.

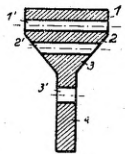
Na 1 obrót korby 4 uderzenia metronomu). Przekładnie pasowa i ślimakowa redukowały bardzo znacznie szybkość kątową korby i wysuwanie się śruby z nakrętki zachodziło nadzwyczaj wolno. Mimo to udało się przetłoczyć na maszynie 5-cio-tonnowej jedynie pręty: 1) z 20 mm  $\Phi$  na 16 mm  $\Phi$ , na 12 mm  $\Phi$ , na 8 mm  $\Phi$  i, przy znacznie mniejszej szybkości, oraz nacisku 5 tn na 4 mm  $\Phi$ . Dotyczy to ołowiu chemicznie czystego. Dla ołowiu handlowego opory przetłaczania były znacznie więk-

sze i na maszynie 5-ciotonowej, przy szybkości jak wyżej udało się przetłoczyć pręty jedynie z 20 mm  $\Phi$  na 16 mm  $\Phi$  i 12 mm  $\Phi$ .



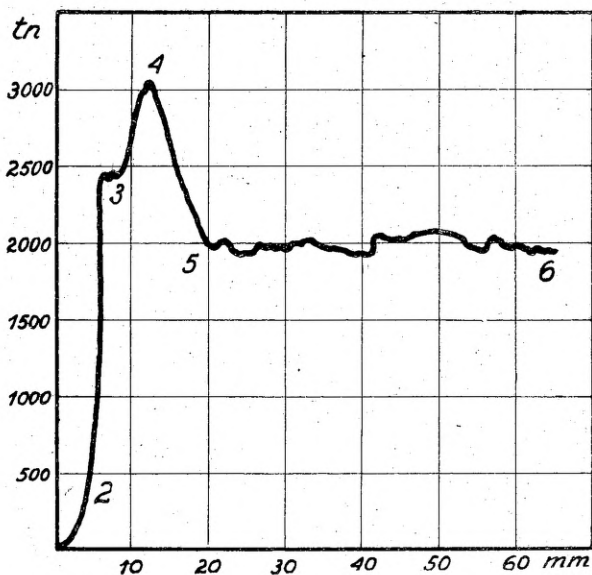
Rys. 14. Pręty z parafiny, oraz pozostałości jej, wyjęte z ustników: 20 × 16, 20 × 12, 20 × 8 mm.

Przy znacznie powolniejszym tłoczeniu można było osiągnąć jeszcze (przy 5 tn) pręt o 8 mm  $\Phi$ . Wykresy, zdejmowane automatycznie (przy stałej szybkości tłoczenia) mają postać jak na rys. 16.



Rys. 15. Wielobarwny słupek parafiny po przetłoczeniu.

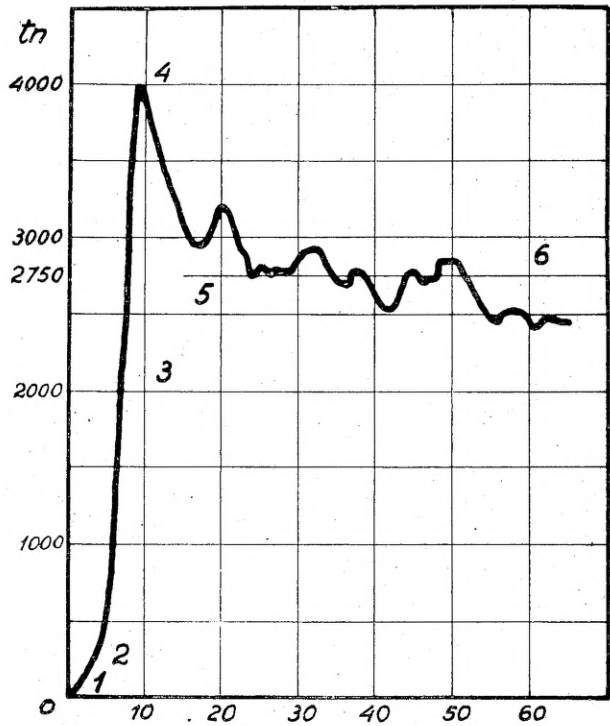
Część 1—2 odpowiada wciskaniu się słupka przetłaczanego w stózek ustnika. Punkt 3 przypomina granicę płynności na zwykłym wykresie, odpowiadającym rozrywaniu próbki. Dalej mamy wznie-sienie do punktu 4, poczem siła spada dość raptownie. Wypływ metalu odbywa się już przy stałej sile. Drobne wahania między punktami 5 i 6 dadzą się wytłomaczyć tem, że ręczne pokręcanie korby, aczkolwiek zgodne z biciem metronomu mogło spowodować chwilowe przyspieszenia. Przetłaczano w takich



Rys. 16. Wykres sił przy przetłaczaniu słupka ołowiu.

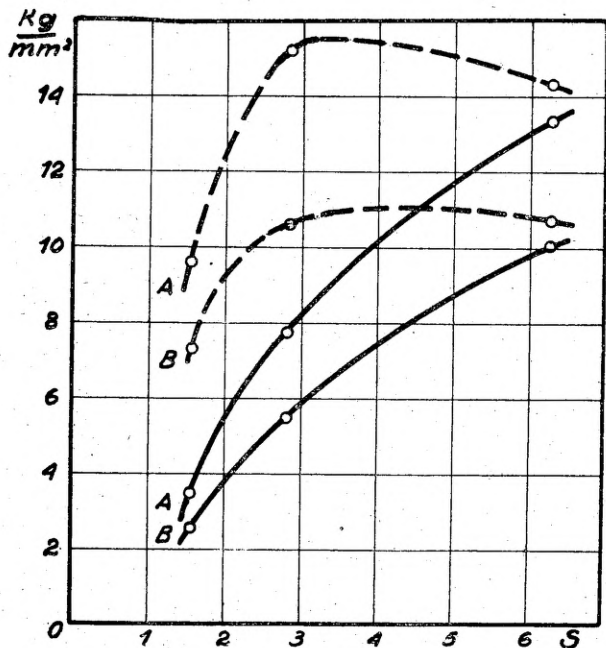
samych warunkach słupki o różnych wysokościach (od 80 do 34 mm) i ustalono, że wysokość ta nie wywiera prawie wpływu na przebieg wykresu. Prze-

tlaczano też złożone w słupek pastylki (grubość każdej 5 mm) i wtedy otrzymano wykres jak na rys. 17. Punkt 3 nie ujawnił się teraz zupełnie.



Rys. 17. Wykres sił przy przetłaczaniu słupka ołowiu podzielonego na oddzielne pastylki.

Spadek 4—5 mamy znów jak na poprzednim wykresie. Część wykresu 5—6 jest falista. Siły wypadły, dla wszystkich punktów wykresu, większe. Dla ołowiu chemicznie czystego określono, z szeregu wykresów maxim'a i przedstawiono je,



Rys. 18. Wykres przetłaczania chemicznie czystego ołowiu.

na wykresie ogólnym rys. 18, w odniesieniu do 1-go  $mm^2$  pierwotnej płaszczyzny przekroju  $S_0$  i w zależności od stopnia zgniecenia  $S_0 : S$ , gdzie  $S$



jest polem przekroju pręta wytłoczonego. Otrzymano dwie krzywe (ciągłe): *A* dla słupka odlanego do cylindrycznej części przyrządu, oraz *B* dla słupka odlanego do cylindra i djafragmy. Linje prerywane odnoszą się do rzutu powierzchni stożka djafragmy, czyli całkowita siła podzielona jest przez rzut powierzchni oporowej, lub inaczej przez  $S_0 - S$ . Liczne próby (z których podaliśmy jedynie parę wyjątków) nasunęły autorowi myśl, że przy stałej szybkości wypływu (która się da obliczyć ze wzoru  $V_0 S_0 = VS$ ) może zająć zależność:

$$\frac{P_{max}}{S_0 - S} = \text{Const.},$$

czyli że jednostkowy nacisk na rzut stożka djafrag-

my będzie stały przy stałej szybkości wypływu. Oczywiście szybkości tłoczenia winny być odpowiednio obliczone z równania:

$$V_0 S_0 = VS$$

przy zadanym stosunku  $S_0 : S$  i zadanej (stałej) szybkości wypływu  $V$ .

Dla zrealizowania planowych badań trzeba będzie niewątpliwie przezwyciężyć wiele trudności, jak uzyskanie stałej szybkości tłoczenia przy maszynach silniejszych (napędzanych mechanicznie), względnie dobranie do 5-cio tonnowej maszyny odpowiednich wymiarów aparatu tłoczącego. Ciekawym będzie zbadanie wpływu, jaki wywiera kształt ustnika i wpływu temperatury, przy jakiej odbywa się tłoczenie.

## Główki narzynkowe.

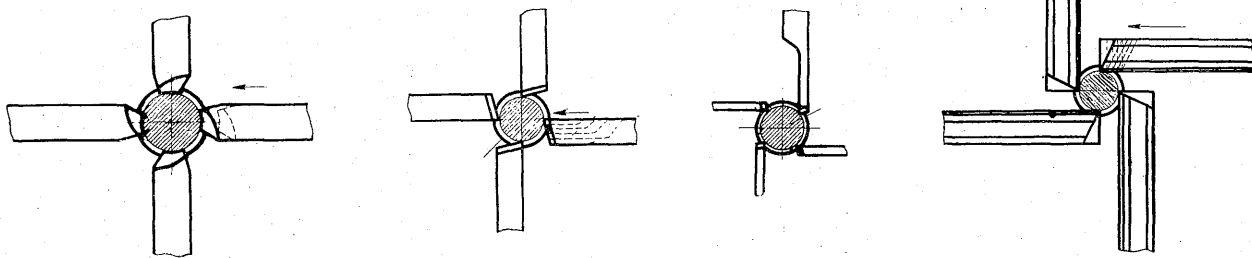
Napisał inż. E. Pietraszkiewicz.

Treść: Główki narzynkowe stałe i samootwierające się. Sposoby osadzenia noży: promieniowe i styczne. Konstrukcja i działanie główek narzynkowych, typu Landisa, wytwórni Fitzner i Gamper, wytwórni Stow. Mechaników, typu Sögesko. Przyrząd do szlifowania noży.

1. Zakres zastosowań zwykłych narzynek ogranicza się do gwintowania prętów o niewielkiej średnicy. Masowe wytwarzanie grubych gwintów o średnicy dużej, opłaca się tylko przy pomocy główek narzynkowych. Widzimy w nich racjonalniejsze wyzyskanie kosztownej stali narzędziowej, z której wykonane są tylko noże. Korpus główki i inne jej części wykonane są z materiałów tańszych. Zużycie noży nie pozostawia tak kosztownego nieużytku, jakim jest wieniec zwykłej narzynki pozostający po zużyciu krawędzi tnących. Ostrzenie noży główek narzynkowych jest prostsze i tańsze, niż ostrzenie narzynek.

Jału zbyt dużego przy gwintowaniu, co bez wątpienia musi wpłynąć ujemnie na dokładność wykonania. Wszystkie wady powyższe usunięte są w główce narzynkowej samoroztwierającej się.

Jedną z najważniejszych cech, stanowiących o główce narzynkowej, jest sposób mocowania noży. Winien on zabezpieczyć prawidłowe ustawienie krawędzi tnących względem gwintowanego trzpienia i uproszczone ostrzenie po stępieniu. Na rys. 1, 2, 3 i 4 widzimy trzy sposoby osadzenia noży: osadzenie promieniowe (rys. 1 i 2) i styczne (rys. 4).



Rys. 1—4. Osadzenie noży promieniowe i styczne.

Rozróżniamy dwa rodzaje główek narzynkowych: stałe i samoroztwierające się. Główki narzynkowe stałe wymagają biegu obrabiarki w obydwie strony, a więc pasa, otwartego i skrzyżowanego, a w razie użycia tylko jednego pasa, obrabiarka musi mieć mechanizm, umożliwiający zmianę kierunku obrotu. Oprócz tego wykręcanie główki narzynkowej stałej z przedmiotu gwintowanego powoduje często, pomijając stratę czasu, uszkodzenie gwintu: godny podkreślenia jest również brak możliwości usunięcia niedokładności miary wskutek zużycia narzynek, co jest wielką wadą przy normalizacji części i wyrobie masowym. Główki narzynkowe stałe muszą zdjąć za jednym przejściem całą warstwę mater-

Wada pierwszego sposobu osadzenia tkwi przede wszystkim w utrudnionem ostrzeniu. Jeżeli nóż w miarę zużywania krawędzi przesuwany jest w kierunku promieniowym, jak wskazuje strzałka, to każdorazowe ostrzenie wymaga całkowitego przywrócenia kształtu, co stanowi zabieg kosztowny i kłopotliwy, gdyż wymaga wyżarzania i następnie ponownego hartowania narzynek. Ostrzenie noża od strony pierśi aczkolwiek upraszcza zabieg szlifowania, powoduje jednak odsuwanie się pierśi noża od kierunku promienia, co przeczy zasadzie ustawiania prawidłowego noży kształtowych.

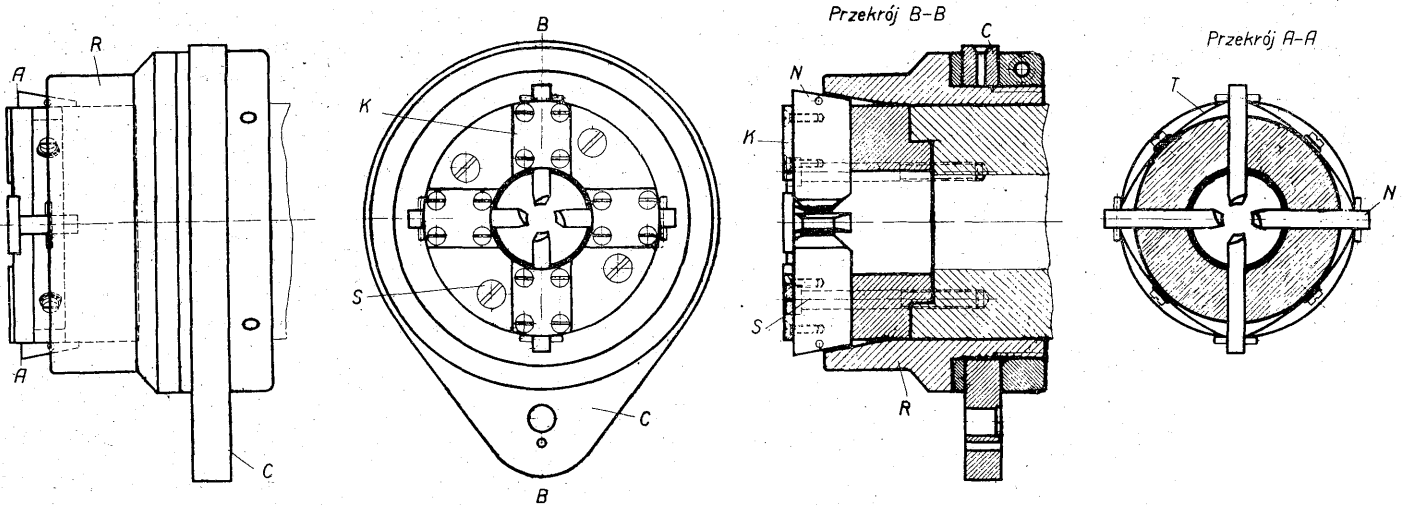
Na rys. 4 pokazany jest sposób ustawiania noża, jaki został zastosowany w główce narzynkowej sy-



stemu Landisa. Cztery grzebykowe noże pryzmowe ustawione są stycznie do pręta gwintowanego. Po stopieniu zeszlifuje się pierś nie naruszając kształtu krawędzi i przesuwa się nóż za pomocą śrubki. Nietrudno przekonać się, że ostrzenie i ustawienie odbywa się w sposób prosty i poręczny. Dzięki swym zaletom główki narzynkowe systemu Landisa

czynne rozsuwanie narzynek pod naciskiem sprężyn *T*. Przesuwanie tulei *R* odbywa się samoczynnie przy pomocy chomąta *C* i szeregu drążków.

Gdy narzędzia się stępią, należy je wyjąć i przywrócić im kształt po uprzednim wyżarzeniu a następnie ponownie zahartować. Stanowi to wadę opisanej główki, jednak dzięki prostocie swej budo-



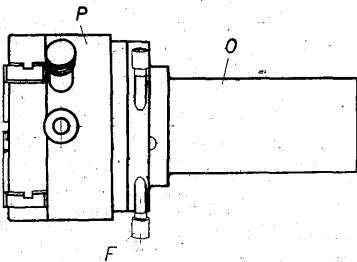
Rys. 5 — 8. Główka narzynkowa wytwórni Stow. Mechaników w Pruszkowie.

najczęściej są używane w technice nowoczesnej. Odnaczają się jednak złożoną budową, a przez to są drogie.

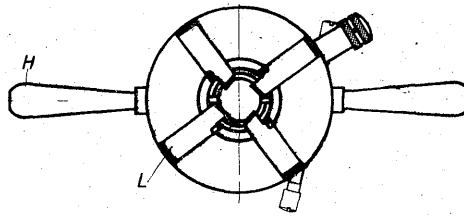
2. Główki narzynkowe, w których ustawianie noży odbywa się na zasadach pokazanych na rys. 1 i 2, znalazły również zastosowanie dzięki swej prostocie:

wy ma ona rację bytu w tych warsztatach, które mają możliwość samodzielnego wykonania narzynek.

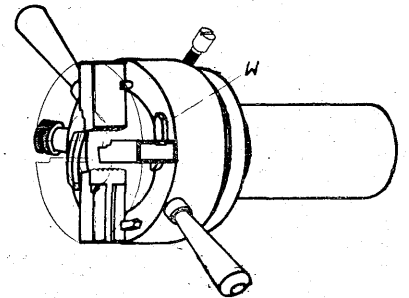
3. Z całego szeregu typów główek narzynkowych, w których ostrzenie noży odbywa się od strony pierś (rys. 2), podajemy opis typu główki Sögesko (rys. 9 — 19). Dla prowadzenia narzynek *L*,



Rys. 9.



Rys. 10.

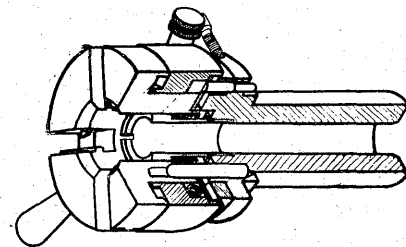


Rys. 11.

Rys. 9 — 12. Główka narzynkowa typu Sögesko.

Jedna z nich pokazana na rys. 5, 6, 7 i 8 budowana jest przez Wytwórnę Stowarzyszenia Mechaników w Pruszkowie. Korpus główki mocuje się do wałka wrzeciona gwinciarzki przy pomocy śrub *S* (rys. 6 i 7).

W rowkach, naciętych na korpusie, przesuwa się narzynki *N* w kierunku promieniowym. Nakładki *K* zabezpieczają je od wypadania. Będąc pod stałym naciskiem sprężyn *T*, narzynki mają dążność do rozsuwania się. Zbliżanie narzynek do siebie, czyli przesuwanie ich do środka odbywa się przy pomocy tulei zaciskowej *R*, mającej przesuw wzdłuż osiowy na korpusie główki. Tuleja przesuwa się naciska wewnętrzną stożkową powierzchnią na sterujące końce narzynek, posiadające skośne ścięcie, i przez to zbliża je do siebie. Z chwilą odsunięcia tulei w przeciwną (lewą) stronę następuje samo-



Rys. 12.

mogących się przesuwać w kierunku promieniowym, służą cztery rowki, mieszczące się na korpusie *K*.

Rozsuwanie odbywa się przy pomocy pierścienia *P*, mającego niewielki obrót na tymże korpusie. Na czołowej powierzchni pierścienia osadzone

są cztery wpusty spiralne *W*, które zachodzą w rowki odpowiedniego kształtu, nacięte na każdej z czterech narzynek. Rzecz oczywista, że pokręcanie pierścienia *P* w tę lub drugą stronę powoduje odpowiednie przesuwanie szczęk w kierunku promieniowym czyli zbliżanie ich lub oddalanie. Pokręcanie pierścienia *P* naokoło korpusu *K* odbywa się pod naciskiem sprężyny *S*, która mieści

wej ścianki rowka (rys. 19) ustaje obracanie pierścienia. Jeżeli chcemy całkowicie wysunąć narzynki w celu ich naostrzenia lub też zamiany na inne, wtedy odciągamy kołek *Z*, przez co umożliwiamy dalsze obracanie pierścienia *P* pod naciskiem tejże sprężyny *S* aż do zupełnego wysunięcia wpustów. Wzdłużosiowe przesuwanie korpusu wraz z pierścieniem odbywa się ręcznie przy pomocy dźwigni *H*.

Przebieg roztwierania i zamykania główki jest następujący. Odsuwamy ręcznie korpus *K* wraz z pierścieniem *P* w kierunku poosiowym. Przesuw ten powoduje wysunięcie kołka *M* i zluźnienie progu *T*. Wtedy pod naciskiem sprężyny *S* pierścień pokręca się naokoło korpusu *K* i rozsuwa narzynki *L*. Gdy narzynki są rozsunięte, korpus *K* nie może się cofnąć samoczynnie pod naciskiem sprężyny *S*<sub>1</sub>, gdyż przeciwdziała kołek *M*, upierający się w czołową powierzchnię progu *T* (rys. 18).

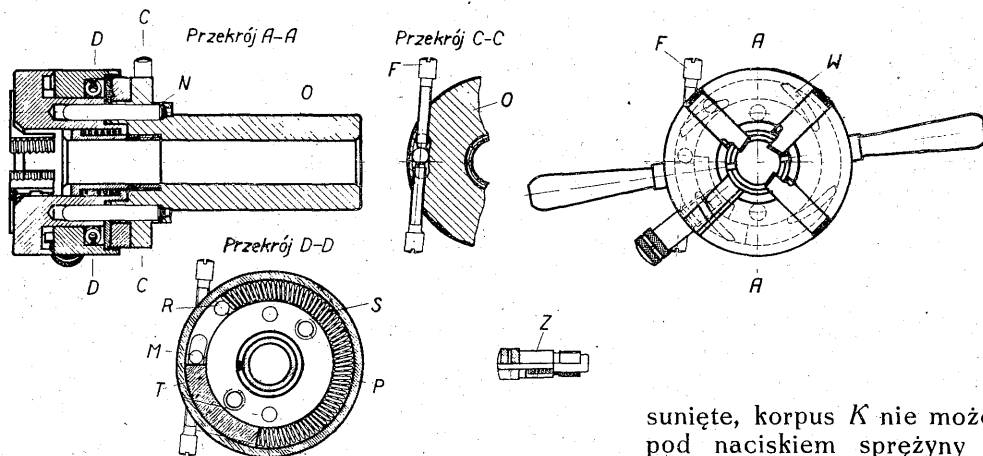
Aby ponownie ustawić narzynki do pracy, pokręcamy ręcznie pierścień *P* w stronę przeciwną, korpus *K* cofnie się na dawne miejsce, będąc pod naciskiem sprężyny *S*<sub>1</sub>, a kołek *K* zarygluje pierścień *P*. Dodać należy, że kołek *M* nie jest sztywno umocowany w obsadzie *O*, lecz może mieć niewielki przesuw

się w specjalnym wykroju z prawej strony pierścienia i ochwytuje go na większej części obwodu. Jeden koniec sprężyny naciska na próg *T*, przymocowany do samego pierścienia i posiadający kształt wycinka pierścieniowego. Drugi koniec tejże sprężyny naciska na kołek *R*, nieruchomo osadzony w krążku *E*, przymocowanym śrubami do korpusu *K*. Przy takim ustosunkowaniu sprężyna *S* ma tendencję do pokręcania pierścienia *P* naokoło korpusu *K*. Gdy narzynki ustawione są w robocze położenie, pokręcaniu pierścienia zapobiega kołek *M*, przymocowany jednym końcem do oprawki *O*, drugi koniec opiera się o próg *T* ze strony przeciwnej, i w ten sposób kołek *M* rygluje pierścień *P*. Aby pierścień *P* mógł się pokręcić, należy wysunąć kołek *M*, równoważący nacisk sprężyny *S*. Oprawka *O*, do której przymocowany jest kołek, nie może mieć żadnego obrotu względem korpusu *K*, gdyż temu zapobiegają dwa kołki prowadzące *N*, mocno osadzone z jednej strony w oprawce *O* i których końce zachodzą w odpowiednie otwory na korpusie *K*.

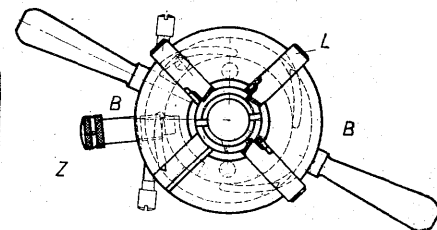
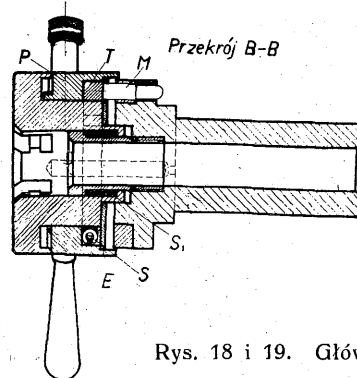
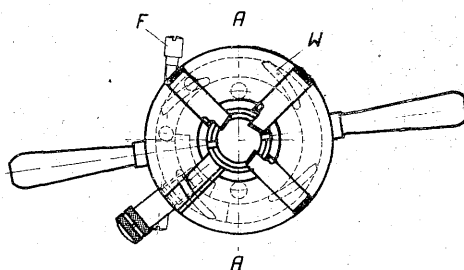
Rzecz oczywista, że taka konstrukcja nie pozwala na obracanie korpusu względem obsady, lecz dopuszcza wzajemny przesuw wzdłużosiowy. Gdy korpus jest odsunięty od obsady, jak to widzimy na rys. 18, wtedy kołek ryglujący *M* oddala się od pierścienia *P*, skutkiem czego pierścień przestaje być ryglowany i pod naciskiem sprężyny *S* pokręca się na korpusie *K*. Pokręcanie powoduje rozsuwanie narzynek. Wielkość tego pokręcenia musi być ograniczona, by nie spowodowała całkowitego wysunięcia wpustów *W* z rowków narzynek, w przeciwnym bowiem razie narzynki, nie będąc przytrzymywane, mogłyby wypaść. Dla ograniczenia obrotu służy kołek zatraskowy *Z*, (rys. 17), którego koniec mieści się w rowku, naciętym na obwodzie korpusu. *Z* chwilą dotknięcia kołka *Z* do końco-

na jej obwodzie. W tym celu jest on trzymany przy pomocy śrub *F* (rys. 15). Zmieniając w niewielkich granicach położenie kołka, zmieniamy odpowiednio położenie pierścienia na korpusie nadając rozstawieniu narzynek taką wielkość, jakiej wymaga średnica nacinanego gwintu.

4. Główka narzynkowa systemu Landisa (rys. 20 — 26). Cztery szczęki nożowe *S* mogą się obracać na niewielki kąt naokoło osi *O*. W tym celu są one osadzone na końcach tulejek *T* (rys. 23), mieszczących się w odpowiednich otworach wewnątrz korpusu. Aby szczeka stanowiła jedną sztywną całość z tuleją, jest ona do niej przymocowana śrubą *N* (rys. 20 i 26) i zabezpieczona od obracania kołkiem *K*. Wysuwaniu tulei z korpusu zapobiega śruba *N*<sub>1</sub>, opierająca się o występy szerokim łbem krążkowym, na którym mieszczą się trzy śrubki nastawne *N*<sub>2</sub>, które zapobiegają nadmiernemu dociskaniu tulei, co mogłoby uniemożliwić obraca-

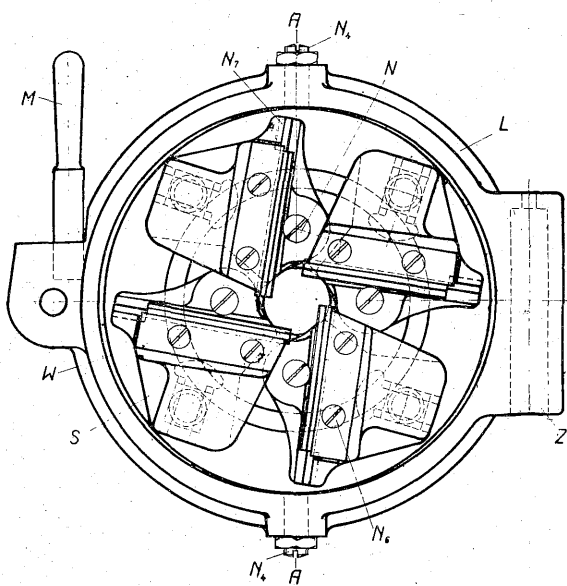
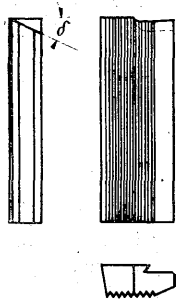


Rys. 13 — 17. Główka narzynkowa typu Sögesko.

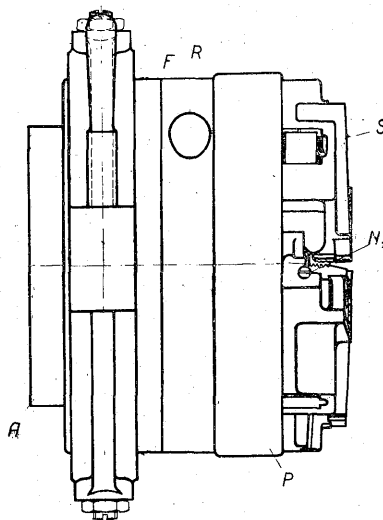


Rys. 18 i 19. Główka narzynkowa typu Sögesko.

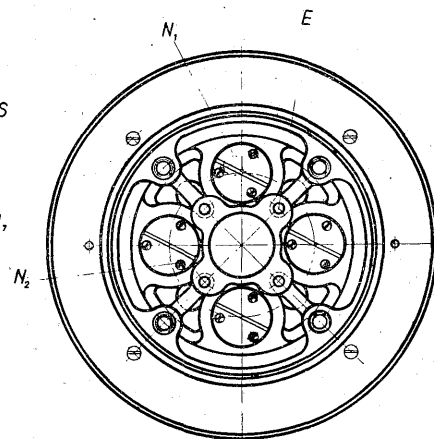
nie jej w korpusie. Obracanie szczęk powoduje zmianę rozstawu noży, czyli rozsuwanie lub zbliżanie krawędzi tnących, które odbywać się może w dwóch wypadkach:



Rys. 20.



Rys. 21.



Rys. 22.

Rys. 20 — 22. Główna narzynkowa systemu Landisa wytwórni Fitzner i Gamper w Sosnowcu.

- 1) przy roztwieraniu szczęk, celem wysunięcia krawędzi nożowych z naciętego rowka śrubowego,
- 2) przy ustawianiu noży na średnicę gwintu.

Pokręcanie szczęk naokoło swych osi odbywa się pod naciskiem czopów *C*, mocno osadzonych w pierścieniu obrotowym (*P*).

Pierścień ten luźno leży na korpusie *A* i może się na nim obracać na niewielki kąt. Ochronny pierścień (*B*), przytrzymywany dwiema śrubami (*N<sub>3</sub>*), zabezpiecza go od wypadania. Obracanie pierścienia (*P*) powoduje nacisk czopów na korpusy szczęk, dzięki czemu szczęki obracają się na pewien kąt, powodując zbliżanie noży.

Mając na względzie, że obracanie pierścienia (*P*) wywołuje pewien przesuw czopów względem szczęk, czopy te zaopatrzone są w stalowe kamienie prowadzące *D*, ślizgające się w odpowiednich rowkach w korpusach szczęk. Nacisk czopów służy tylko do zamykania główki czyli do zbliżania noży. Roztwieranie odbywa się przy pomocy sprężyn *E*, które, będąc osadzone mocno jednym końcem w korpusie główki, stale naciskają przeciwnym końcem na korpusy szczęk w kierunku ich roztwierania.

Aby zamknąć główkę, należy pokręcić pierścień w stronę przeciwną naciskowi sprężyn i unieruchomić go, aby pod naciskiem sprężyn pierścień nie pokręcił się w odwrotną stronę i nie otworzył główki. Pokręcanie pierścienia odbywa się przy pomocy urządzenia następującego. Pierścień (*F*), niosący dwa kły *G*, może się przesuwać wzdłuż — osiowo na korpusie. Końce kłów zachodzą w odpowiednie otwory z tulejami na pierścieniu obrotowym (*P*). W miarę odsuwania pierścienia w stronę lewą końce kłów wychodzą z otworów, — wtedy pod naciskiem sprężyn *E* — pierścień *P* pokręca się na pewien kąt, co powoduje rozchylenie szczęk. Gdy główka jest otwarta, a szczęki rozchylone, kły nie leżą współśrodkowo z otworami na pierścieniu (*P*). W miarę przesuwania kłów naprawo stożkowe ich powierzchnie naciskają na ścianki otworów, wskutek czego pierścień *P* pokręca się na pewien

kąt w stronę przeciwną, co powoduje zbliżenie się szczęk. Obracanie kończy się z chwilą pełnego wejścia stożkowych części kłów w otwory. Cylindryczne części kłów, leżąc szczelnie w otworach na pierścieniu obrotowym (*P*), chronią go od pokręcania i samoroztwierania szczęk.

Do przesuwania pierścienia *F* służy pałak *L* ze śrubami *N<sub>4</sub>*. Jest on podwieszony jednym końcem na korpusie główki gwinciarzki przy pomocy zawiasu *Z*. Odchylanie pałaka dla otworzenia główki odbywa się zwykle samoczynnie przy pomocy zderzaka, osadzonego na podporcie gwinciarzki. Zamykanie odbywa się ręcznie przy pomocy dźwigni *M*.

Pierścień regulujący *R* służy do ustawiania szczęk na średnicę gwintu. Sztuczne osadzenie tego pierścienia na korpusie zabezpieczone jest samohamownością śruby *N<sub>5</sub>*, której gwint kojarzy się z odpowiednim nacięciem na łukowym rowku, mieszczącym się na obwodzie korpusu *A*. Wprawiając śrubę *N<sub>5</sub>* w ruch obrotowy, nadajemy korpusowi *A* pewien obrót względem pierścienia (*P*), co, jak wiadomo, wiąże się z rozsuwaniem szczęk. Rzecz oczywista, że w trakcie obracania śruby *N<sub>5</sub>* pierścienie: regulujący (*R*), obrotowy (*P*) i prze-

suwny (*F*) nie zmieniają położenia względem siebie, gdyż są złączone zapomocą kłów *G*. Nóż do główki Landisa pokazany jest na rys. 4. Szlifowanie odbywa się od strony piersi, co w zupełności wyłącza potrzebę przywracania kształtu po stopieniu. Cztery noże przymocowane są do szczęk przy pomocy płytki *W*, dociskanej dwiema śrubami *N<sub>8</sub>*. Powierzchnia przylegania noża do szczęki posiada kształt, pokazany na rys. 26, który zapobiega przesuwaniu noża w jakimkolwiek kierunku lub wadliwemu mocowaniu. Kształt ten nadawany jest przy pomocy zespołu frezów o odpowiednich zarysach (rys. 29).

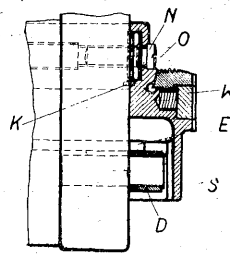
Wzdłużne krawędzie noży odchylają się od podstawy nacinanego pręta na kąt  $\alpha$ , który stanowi przeciętny kąt pochylenia tych gwintów, jakie mogą być nacinane na danej główce narzynkowej. Wynika

Dosuwanie noży odbywa się przy pomocy śrub *N*. Noże do główki Landisa ukształtowane są na zasadzie pryzmowych noży grzebykowych. Przednia ich część posiada skośny nakrój dla stopniowego zbierania materiału.

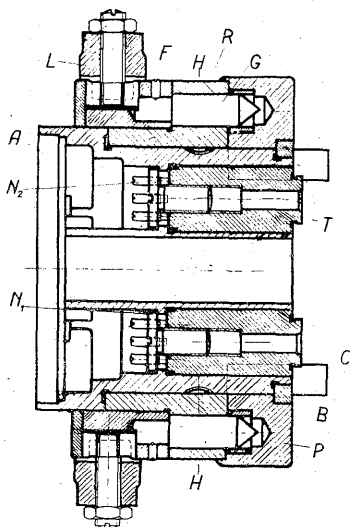
Pozostałe zęby, mające pełną wysokość, służą do prowadzenia pręta. Krawędzie skośne posiadają pewien kąt natarcia  $\delta$  (od 20° do 25°).

Na rys. 27 i 28 pokazany jest przyrząd do szlifowania tych noży.

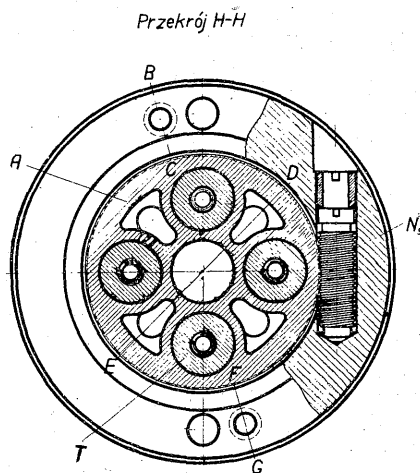
Kilka sztuk mocuje się jednocześnie między pły-



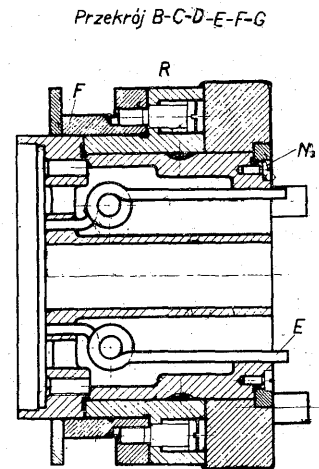
Rys. 26.



Rys. 23.



Rys. 24.



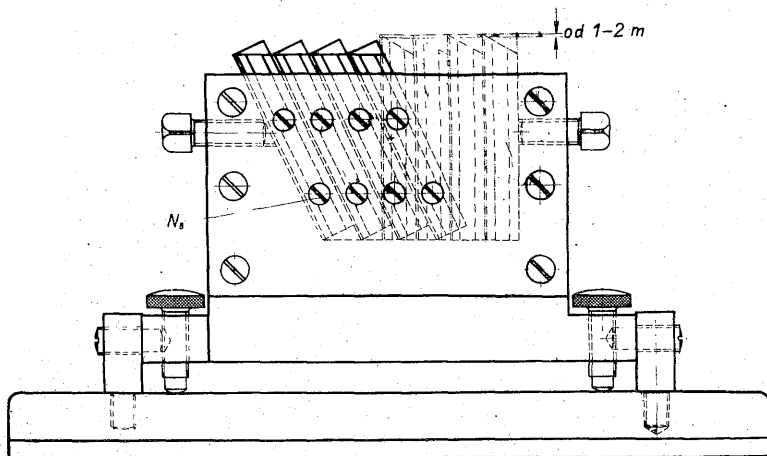
Rys. 25.

Rys. 23 — 26. Główka narzynkowa systemu Landisa wytwórni Fitzner i Gamper w Sosnowcu.

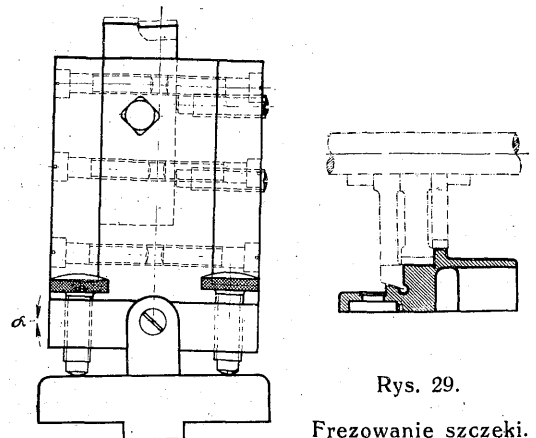
to z potrzeby nadania kąta odsadzenia bocznym krawędziom noża.

Jest rzeczą oczywistą, że wszystkie cztery noże muszą być zsunięte względem siebie o czwartą

tami przyrządu przy pomocy śrub *N<sub>8</sub>*. Do szlifowania ostrzy prowadzących nóż ustawia się prostopadle; skośnie ścięte ostrza szlifuje się przy pochyłym ustawieniu noża. Niezależnie od tego przy-



Rys. 27 i 28. Przyrząd do szlifowania noży.



Rys. 29.

Frezowanie szczęki.

część skoku. Cztery noże, stanowiące komplet, nie są jednakowe; dla łatwego rozpoznania są one oznaczane kolejnymi numerami 1, 2, 3 i 4.

rzęd ma niewielkie boczne pochylenie  $\alpha$ , którego wielkość wynosi przeciętny kąt pochylenia nacinanych śrub.

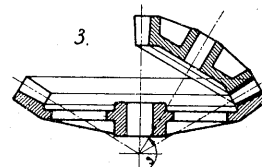
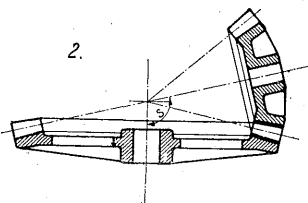
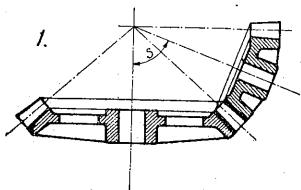
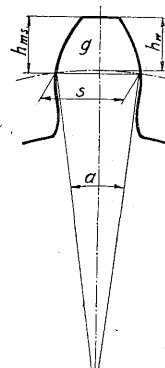
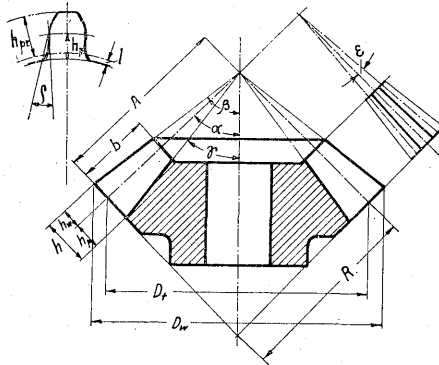
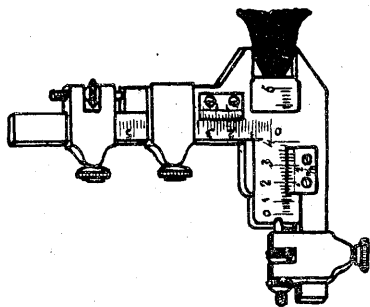
# Wzory do obliczania sposobem angielsko-amerykańskim kół stożkowych.

Napisał M. Tomkowicz.

NAZWA POLSKA	NAZWA ANGIELSKA	Ozn.	W Z Ó R	
Podziałka średnicowa . . . (liczba zębów koła na 1" jego średnicy podziałowej)	Diametral Pitch . . . . .	$t_s$	$\frac{Z}{D} = \frac{3,1416}{t_o}$	
Podziałka obwodowa . . . (zewnątrzna)	Circular Pitch . . . . .	$t_o$	$\frac{3,1416}{t_s} = \frac{3,1416 \cdot D_t}{Z}$	
Średnica podziałowa . . .	Pitch Diameter . . . . .	$D_t$	$\frac{Z}{t_s} = \frac{Z \cdot t_o}{4,1416} = Z \cdot t_o \cdot 0,3183$	
Wysokość wierzchołka zęba	Pitch Depth . . . . .	$h_w$	zqb normalny: $\frac{1}{t_s} = t_o \cdot 0,3183$	zqb korygowany: $h_w = A \cdot \operatorname{tg} \delta$ , gdzie $\delta$ — skorygowany kąt wierzchołka zęba
Pracująca wysokość zęba .	Working Depth . . . . .	$h_{pr}$	$2 \cdot h_w$	$h_w + h'_w$
Całkowita wysokość zęba .	Full Depth . . . . .	$h$	$2 \cdot h_w + t_o \cdot 0,05$	$h_w + h'_w + t_o \cdot 0,05$
Wysokość podstawy zęba .	Flank Depth . . . . .	$h_p$	$h - h_w$	
Kąt stożka podziałowego małego koła . . . . .	Pitch Angle of Pinion .	$\alpha$	$\operatorname{tg} \alpha = \frac{z}{Z}$ $\alpha = 90^\circ - \alpha'$	Osie kół stożkowych tworzą ze sobą kąt $w = 90^\circ$
Kąt stożka podziałowego dużego koła . . . . .	Pitch Angle of Gear . .	$\alpha'$	$\operatorname{tg} \alpha' = \frac{Z}{z}$	
Podwójny rzut wysokości wierzchołka zęba . . . . .	Diameter Increment . .	$2s$	$2h_w \cdot \cos \alpha$	
Średnica dużego koła wierzchołków . . . . .	Outside Diameter . . . .	$D_w$	$D_t + 2s$	
Tworząca stożka podziałowego . . . . .	Cone distance at Pitch Line . . . . .	$A$	$\frac{D_t}{2 \cdot \sin \alpha}$	
Kąt wierzchołka zęba . . .	Addendum Angle . . . .	$\delta$	zqb normalny: $\operatorname{tg} \delta = \frac{h_w}{A}$	zqb korygowany: $\operatorname{tg}(\delta + \vartheta) = \operatorname{tg}(\delta' - \vartheta) =$ $= \frac{h_w}{A} = \frac{0,3183 \cdot t_o}{A}$ gdzie $\vartheta$ znajdujemy z wykresu poprawek
Kąt podstawy zęba . . . . .	Block or Dedendum Angle	$\delta_1$	$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{h_p}{A}$	
Kąt stożka zewnętrznego .	Face Angle . . . . .	$\beta$	$\alpha + \delta$	

NAZWA POLSKA		NAZWA ANGIELSKA	Ozn.	W Z Ó R
Kąt stożka wewnętrznego . . . . .		Root Angle . . . . .	$\gamma$	$\alpha - \delta_1$
Tworząca stożka wewnętrznego . . . . .		Cone distance at Root Angle . . . . .	$B$	$\frac{A}{\cos \delta_1}$
Szerokość zęba . . . . .		Face . . . . .	$b$	
Luz wysokościowy zęba . . . . .		Clearance . . . . .	$l$	$0,05 \cdot t_o$
Podziałka obwodowa (wewnętrzna) . . . . .		Pitch at Inside . . . . .	$t'_o$	$\frac{t_o}{t'_o} = \frac{A}{A - b}$
Obwodowa grubość zęba . . . . .		Circular Thickness of Tooth . . . . .	$g$	Ząb normalny: $\frac{t_o}{2}$
<b>Z A B K O R Y G O W A N Y:</b>				
a) dużego koła		Circular Thickness Gear Tooth . . . . .	$g$	$\frac{t_o}{2} - 2 \cdot f; f = (h_w^n - h_w) \operatorname{tg} \rho$ gdzie: $h_w^n$ — wysokość zęba normalnego $= t_o \cdot 0,3183$ , a $h_w$ — wysokość zęba korygowanego
b) małego koła		Circular Thickness Pinion Tooth . . . . .	$g'$	$\frac{t_o}{2} + 2 \cdot f$
Cięciwa grubości normalnego i korygowanego zęba (mierzona suwmiarką)		Chordal Thick. of Std. and Special Tooth . . . . .	$s$	gdzie: $2 \cdot R \cdot \sin \frac{\alpha}{2}, \quad \alpha = \frac{360^\circ}{\frac{2\pi R}{g}}$
Wysokość wierzchołka zęba liczona od cięciwy grubości		Corrected Pitch Depth . . . . .	$h_{ms}$	$h_w + R \cdot \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2}\right)$
Promień rozwinięcia dużego stożka dopełniającego . . . . .		Back Cone distance . . . . .	$R$	$A \cdot \operatorname{tg} \alpha$
Promień rozwinięcia małego stożka dopełniającego . . . . .		Inside Back Cone distance . . . . .	$r$	$(A - b) \cdot \operatorname{tg} \alpha$
Zamiana modułu na podziałkę obwodową . . . . .		To change Module Pitch to Circular Pitch . . . . .	$t_s$	$0,1237'' \cdot M$
Kąt grubości zęba . . . . .		Tooth Angle . . . . .	$\varepsilon$	$\operatorname{tg} \varepsilon = \frac{\frac{g}{2} + h_p \cdot \operatorname{tg} \rho}{A}$
Promień koła zasadniczego zarysu zęba przy kącie natarcia:	$\rho = 14\frac{1}{2}^\circ$	Radius $14\frac{1}{2}^\circ$ Base Circle . . . . .	$R'$	$R \cdot \cos 14\frac{1}{2}^\circ$
	$\rho = 20^\circ$	Radius $20^\circ$ Base Circle . . . . .	$R'$	$R \cdot \cos 20^\circ$

Osie kół stożkowych nie tworzą ze sobą kąta 90°.



1. Jeśli osie kół stożkowych tworzą ze sobą kąt  $\omega$  mniejszy od  $90^\circ$ , to kąt stożka podziałowego dużego koła znajdujemy ze wzoru:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\operatorname{Sin} \omega}{\frac{z}{Z} + \operatorname{Cos} \omega}$$

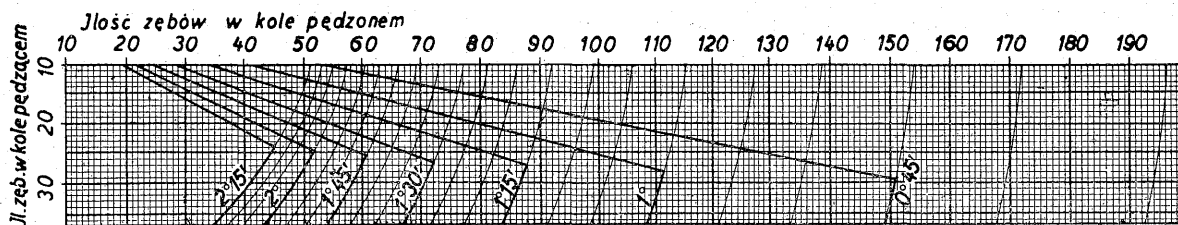
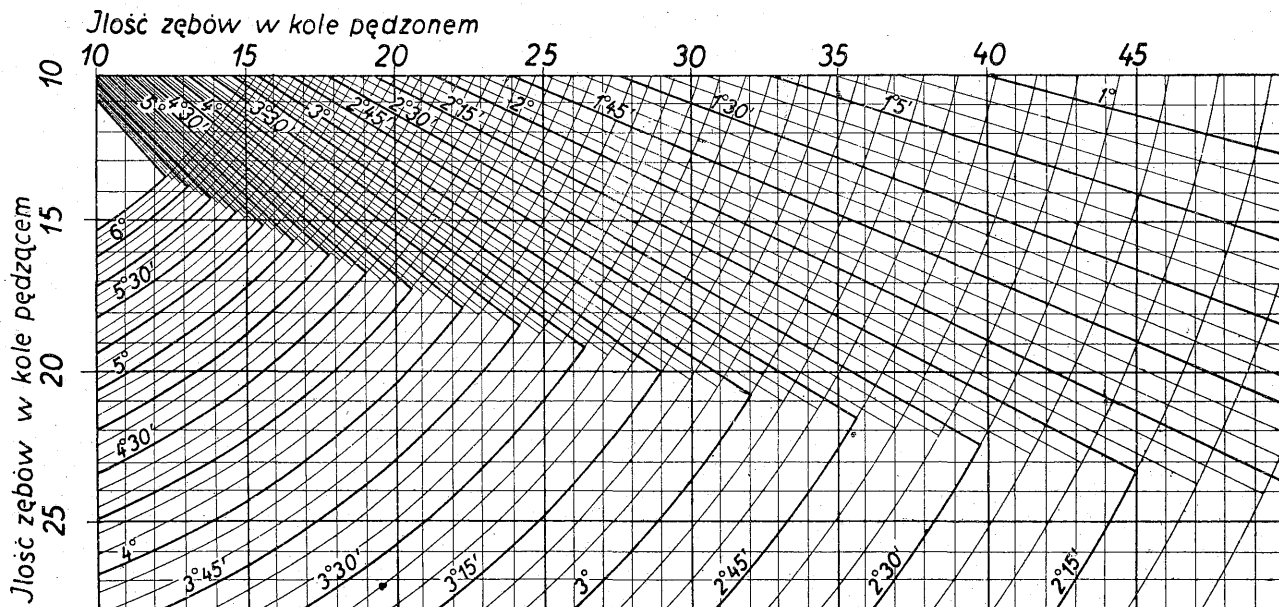
2. Jeśli osie kół stożkowych tworzą ze sobą kąt  $\omega$  większy od  $90^\circ$ , to zachodzą dwa wypadki „2” lub „3”. Dla określenia położenia kół, posługujemy się następującym: jeśli  $Z \cdot \operatorname{Sin} (\omega - 90^\circ)$  jest mniejsze od  $z$  — ilości zębów małego koła, to wówczas:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\operatorname{Sin} (180^\circ - \omega)}{\frac{z}{Z} - \operatorname{Cos} (180^\circ - \omega)}$$

3. Jeśli zaś  $Z \cdot \operatorname{Sin} (\omega - 90^\circ)$  jest większe od  $z$ , to wtedy:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\operatorname{Sin} (180^\circ - \omega)}{\operatorname{Cos} (180^\circ - \omega) - \frac{z}{Z}}$$

Kąt stożka podziałowego małego koła dla wszystkich trzech wypadków będzie:  $\alpha' = \omega - \alpha$ .



## WYSOKOŚCI NORMALNEGO ZĘBA

w zależności od podziałki obwodowej

w zależności od podziałki średnicowej

PODZIAŁKA		WYSOKOŚCI		
obwodowa	średnicowa	wierzch. zęba $h_w$	pracująca $h_{pr}$	całkowita $h$
$\frac{1}{8}''$	25,1328''	0,0398''	0,0796''	0,0858''
$\frac{1}{4}$	12,5664	0,0796	0,1591	0,1716
$\frac{3}{8}$	8,3776	0,1194	0,2387	0,2574
$\frac{1}{2}$	6,2832	0,1591	0,3183	0,3433
$\frac{5}{8}$	5,0265	0,1989	0,3978	0,4290
$\frac{3}{4}$	4,1888	0,2387	0,4775	0,5150
$\frac{7}{8}''$	3,5904''	0,2785''	0,5570''	0,6007''
1	3,1416	0,3183	0,6366	0,6866
$1\frac{1}{8}$	2,7925	0,3581	0,7162	0,7724
$1\frac{1}{4}$	2,5133	0,3979	0,7958	0,8583
$1\frac{3}{8}$	2,2848	0,4381	0,8762	0,9440
$1\frac{1}{2}$	2,0944	0,4775	0,9549	1,0300
$1\frac{5}{8}''$	1,9333''	0,5172''	1,0345''	1,1159''
$1\frac{3}{4}$	1,7952	0,5570	1,1141	1,2015
$1\frac{7}{8}$	1,6755	0,5968	1,1936	1,2873
2	1,5708	0,6366	1,2732	1,3732
$2\frac{1}{8}$	1,4784	0,6764	1,3528	1,4590
$2\frac{1}{4}$	1,3963	0,7162	1,4324	1,5449
$2\frac{3}{8}''$	1,3227''	0,7560''	1,5120''	1,6307''
$2\frac{1}{2}$	1,2566	0,7958	1,5916	1,7166
$2\frac{5}{8}$	1,1968	0,8356	1,6710	1,8022
$2\frac{3}{4}$	1,1424	0,8753	1,7506	1,8881
$2\frac{7}{8}$	1,0927	0,9152	1,8302	1,9740
3	1,0472	0,9568	1,9137	2,0637

Przy podziałce obwodowej większej od 3'', wysokość zęba robią anormalną i przeważnie przyjmują wysokość wierzchołka zęba 0,3 podziałki obwodowej, a całkowitą zaś wysokość zęba 0,65 podziałki obwodowej. Dla dużych kół zębatych niekiedy przyjmują odpowiednio 0,25 i 0,55 podziałki obwodowej.

PODZIAŁKA		WYSOKOŚCI		
średnicowa $t$	obwodowa $t$	wierzch. zęba $h_w$	pracująca $h_{pr}$	całkowita $h$
$\frac{1}{2}''$	6,2832''	2,0000''	4,0000''	4,3141''
$\frac{3}{4}$	4,1888	1,3333	2,6666	2,8760
1	3,1416	1,0000	2,0000	2,1571
$1\frac{1}{4}$	2,5133	0,8000	1,6000	1,7256
$1\frac{1}{2}$	2,0944	0,6666	1,3333	1,4380
$1\frac{3}{4}$	1,7952	0,5714	1,1428	1,2325
2''	1,5708''	0,5000''	1,0000''	1,0785''
$2\frac{1}{4}$	1,3962	0,4444	0,8888	0,9586
$2\frac{1}{2}$	1,2566	0,4000	0,8000	0,8628
$2\frac{3}{4}$	1,1424	0,3636	0,7272	0,7843
3	1,0472	0,3333	0,6666	0,7189
$3\frac{1}{2}$	0,8976	0,2857	0,5714	0,6163
4''	0,7854''	0,2500''	0,5000''	0,5393''
5	0,6283	0,2000	0,4000	0,4314
6	0,5236	0,1666	0,3333	0,3594
7	0,4486	0,1428	0,2857	0,3081
8	0,3927	0,1250	0,2500	0,2696
9	0,3419	0,1111	0,2222	0,2396
10''	0,3142''	0,1000''	0,2000''	0,2157''
11	0,2856	0,0909	0,1818	0,1961
12	0,2618	0,0833	0,1666	0,1797
13	0,2416	0,0769	0,1538	0,1659
14	0,2244	0,0714	0,1428	0,1540
15	0,2094	0,0666	0,1333	0,1438
16''	0,1963''	0,0625''	0,1250''	0,1348''
17	0,1848	0,0588	0,1176	0,1268
18	0,1745	0,0555	0,1111	0,1198
19	0,1653	0,0526	0,1052	0,1134
20	0,1570	0,0500	0,1000	0,1078
22	0,1428	0,0454	0,0909	0,0980
24''	0,1309''	0,0417''	0,0833''	0,0898''
26	0,1208	0,0384	0,0769	0,0829
28	0,1122	0,0357	0,0714	0,0770
30	0,1047	0,0333	0,0666	0,0718
32	0,0981	0,0312	0,0625	0,0674
34	0,0924	0,0294	0,0588	0,0634

## Korygowanie na wysokość wierzchołka zęba.

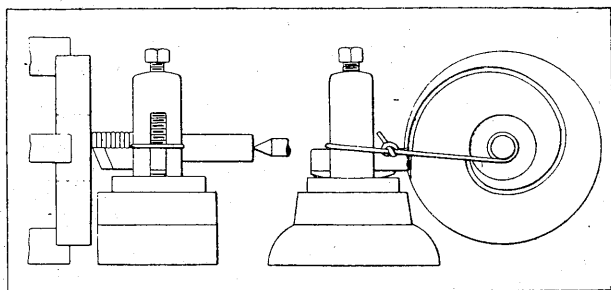
Przy korygowaniu na wysokość wierzchołka zęba, zmniejszamy kąt wierzchołka zęba dużego koła o odpowiednią wartość  $\vartheta^0$ , zaś kąt wierzchołka zęba małego koła zwiększamy o tę wartość. Wartość  $\vartheta^0$  nazywamy kątem korygowania i do określenia go posługujemy się wykresem poprawek, podanym na str. 24. Górnym wykresem posługujemy się, gdy przekładnie wynoszą do  $\frac{z}{Z} = \frac{25}{45}$ , przy przekładniach większych od  $\frac{z}{Z} = \frac{25}{45}$  korzystamy z dolnego wykresu. Sposób korzystania z wykresów rozpatrzmy na przykładzie podanym w dalszym ciągu. Dane ilości zębów są  $z = 17$  i  $Z = 60$ . Na dolnym wykresie, na przecięciu się pionowej i poziomej odpowiadających liczbom 17 i 60 znajdujemy punkt  $P$ , z którego prowadzimy równoległą do najbliższej skośnej i na górnym obrzeżu odczytujemy  $1^0 6'$ , tak zwaną najwyższą wartość poprawki. Biorąc  $\frac{2}{3}$  tej wartości otrzymamy kąt korygowania  $\vartheta = 1^0 6' \cdot \frac{2}{3} = 0^0 44'$ .



## OBRÓBKA METALI.

### Sposób nacinania spiralnych rowków.

Na załączonym rysunku mamy przedstawiony bardzo prosty sposób nacinania rowka spiralnego na płaszczyźnie. Mamy w danym wypadku okrągłą tarczę z otworem w środku, na powierzchni której chcemy wyciąć spiralny rowek. W tym celu mocujemy tarczę w szczękowym uchwycie na tokarce. Między konikiem, a wrzecionem umieszczamy wałek, na który nawijamy kilka zwojów drucianej liny.



Rys. 1. Urządzenie do nacinania rowka spiralnego na płaszczyźnie.

Swobodny koniec tej liny przywiązujemy do imadła narzędzia. Poprzeczny mechaniczny posuw suportu wyłączony. Nóż do tego rodzaju obróbki posiada kształt litery L.

W czasie pracy, obrót wrzeciona odbywa się ręcznie przez pociągnięcie pasa i jednocześnie przy tym ruchu następuje nawijanie się (lub odwijanie) liny, co pociąga za sobą ruch poprzeczny suportu.

Aby otrzymać rowek żądanej głębokości należy przeważnie zebrać wiór parę razy, a zatem cały przebieg pracy będzie się powtarzał. Ponieważ powrót narzędzia do miejsca początkowego zabiera dużo czasu, a po każdej pojedynczej operacji należy nóż oczyścić, przeto sposób ten nie jest odpowiedni przy masowej produkcji. W. C.-L.

## PRYZRZĄDY I UCHWYTY.

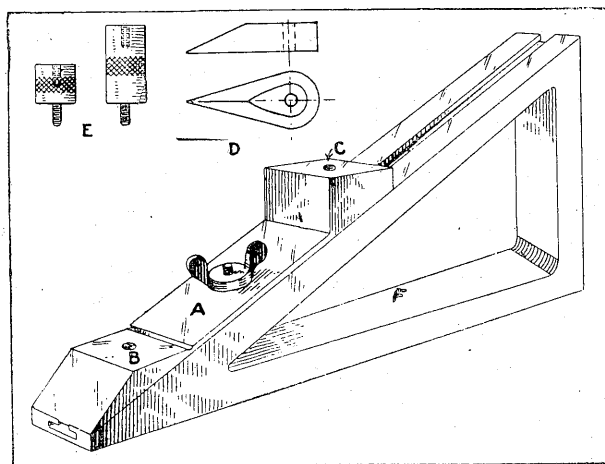
### Przyrząd do trasowania linii równoległych.

Dosyć trudną jest rzeczą wytrasować dwie linie równoległe, leżące bardzo blisko siebie. Linie takie, zrobione bez pomocy specjalnego przyrządu nie są dokładnie równoległe.

Na załączonym rysunku przedstawiony jest przyrząd, przy pomocy którego można wykonać tę pracę bardzo łatwo i dokładnie. Przyrząd ten składa się z bloku F, w formie trójkąta prostokątnego. Na ścianie, która tworzy przeciwprostokątną tego trójkąta, wycięty jest rowek o przekroju lit. T, który służy jako prowadnica dla ruchomej części A przyrządu. Część ruchoma A przymocowana jest za pomocą śruby, której łeb posiada taki sam kształt, jak rowek. Wobec tego część A może przesuwać się wzdłuż przeciwprostokątnej, jak to najlepiej uwidoczni rysunek. Śruba, której łeb przesuwa się w rowku bloku trójkątnego posiada nakrętkę, za pomocą której można część A unieruchomić w dowolnym położeniu.

Część A posiada poza to dwie równoległe do siebie i do podstawy bloku powierzchnie B i C. Powierzchnie te, celem otrzymania dokładnej równoległości ich w stosunku do siebie i do podstawy, są zahartowane i szlifowane. Przy przesuwaniu części A wzdłuż przeciwprostokątnej w dół lub w górę, odległość między podstawą, a powierzchniami B i C zmniejsza się lub zwiększa.

Odległość tę można zmierzyć dokładnie za pomocą mikromierza. W ten sam sposób można ustawić powierzchnię B lub C na żądaną wysokość. Każda z tych płaskich powierzchni posiada gwint-



Rys. 1. Przyrząd do trasowania linii równoległych.

towany otwór, który służy do przykręcania, za pomocą śruby, rysika D. Rysik ten jest zahartowany zaś powierzchnia jego, która przylega do płaszczyzny B lub C jest szlifowana. Dzięki takiemu zaśzlifowaniu rysika, linia nakreślona nim będzie się znajdowała na takiej odległości od podstawy przyrządu na jaką ustawiliśmy płaszczyznę B lub C.

Zapomocą danego przyrządu można rysować linie, oczywiście tylko do pewnej wysokości. Chcąc narysować linie wyżej, niż na to pozwalają wymiary przyrządu, można posłużyć się przedłużaczami E. Są to cylindryczne wałki, które posiadają na jednym końcu śrubę, na drugim zaś nagwintowany otwór. Śrubę tę wkręca się do otworu w płaszczyźnie B lub C zaś otwór nagwintowany służy do przykręcania rysika. Przedłużacze te są również hartowane i ich powierzchnie kołowe są szlifowane, aby były do siebie dokładnie równoległe. W. C.-L.

### Suwmiarka z kątomierzem syst. Lombard.

Poza zwykłym zastosowaniem suwmiarki i kątomierza ten precyzyjny przyrząd pozwala szybko i łatwo rozwiązywać wiele zagadnień pomiarowych, których rozwiązanie na innej drodze wymagałoby długiego rachunku.

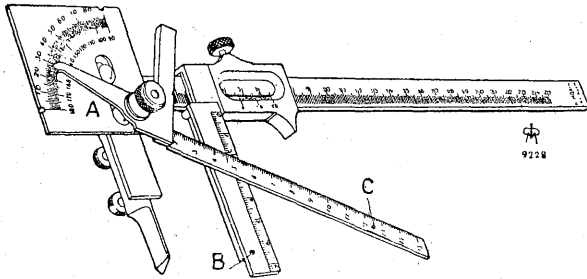
Przyrząd ten składa się z dwóch części: suwmiarki, którą można używać oddzielnie, oraz kątomierza (rys. 1).

Suwmiarka ta różni się od zwykłych tem, że przymocowany jest do niej kątomierz, który składa się z właściwego kątomierza A oraz linii z podziałką C. Część A posiada podziałkę kątową w dwóch kierunkach. Część C jest trójramienna i posiada punkt obrotu. Wobec tego przyrząd ten

pozwała mierzyć kąty, a więc można przy jego pomocy sprawdzać pochyłość stożków, kąty skreślenia noży i t. p. Ramię *C* oraz część *A* są w jednej płaszczyźnie.

Kilka przykładów zastosowania:

1. *Określenie pochylenia stożka* (rys. 2). Kąt skręcenia *X* suportu lub przewodnicy przy obróbce stożka musi być równy kątowi, jaki tworzy tworząca tego stożka z jego osią. Znając wysokość

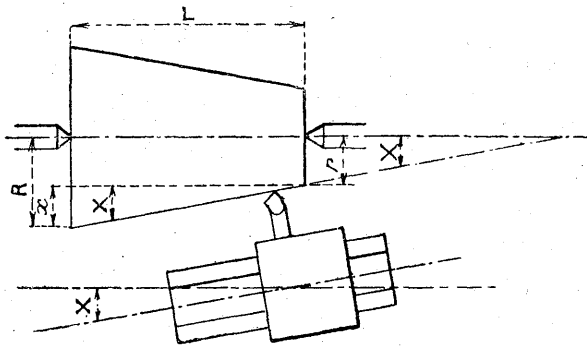


Rys. 1. Wygląd ogólny przyrządu Lombard.

stożka *L* oraz różnicę promieni jego podstaw  $R - r = x$ , możemy odnaleźć *X*.

$$\operatorname{tg} X = \frac{x}{L} = \frac{R - r}{L}$$

Zapomocą tego przyrządu można bardzo łatwo i szybko skonstruować ten kąt, mianowicie należy w tym celu rozsunąć suwmiarę na wymiar *L*, oraz



Rys. 2. Określenie pochylenia stożka.

skrócić ramię *C* tak, by odcinało na skali *B* długość  $R - r = x$ . Kąt *X* odczytuje się bezpośrednio na skali *A*.

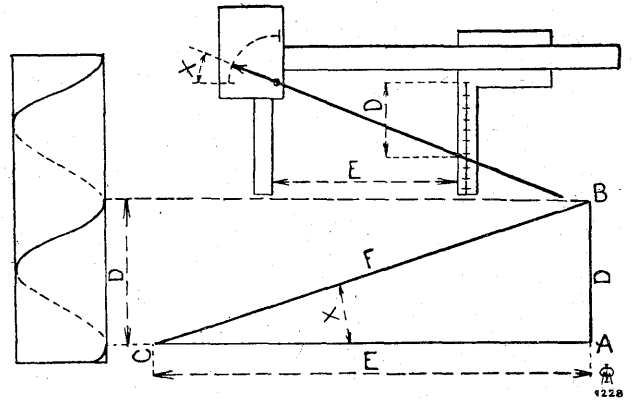
2. *Oznaczenie pochylenia śruby na rysunku* (rys. 3). Kąt nachylenia linii śrubowej otrzymuje się, jak wiadomo, z trójkąta prostokątnego, w któ-

rym przyprostokątna *D* wyraża skok, zaś przyprostokątna *E* — długość obwodu walca, kąt  $\angle ACB = X$  jest kątem pochylenia.

Możemy zatem napisać

$$\operatorname{tg} X = \frac{AB}{AC}$$

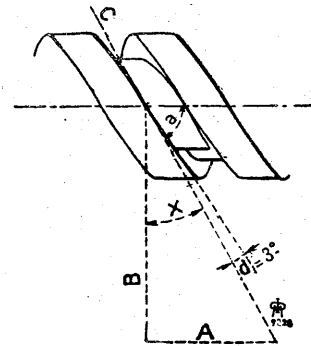
Aby oznaczyć ten kąt zapomocą opisanego przyrządu, należy rozsunąć suwmiarę na wymiar *E*,



Rys. 3. Oznaczenie pochylenia śruby na rysunku.

oraz ustawić linię *C* tak, by na skali *B* odcinała wielkość równą skokowi *D* linii śrubowej. Drugi koniec linii *C*, zakończony strzałką wskaże nam szukany kąt na skali *A*.

Gdy linia śrubowa posiada bardzo mały skok, należy celem otrzymania dokładniejszego wyniku



Rys. 4. Określenie kąta odsadzenia noża do gwintowania.

brać wielkości *E* i *D* w większej skali. Oczywiście dla *E* i *D* skala musi być ta sama.

Przypadek tego rodzaju zachodzi, gdy musimy określić kąt odsadzenia narzędzia do gwintowania (rys. 4) Aby nóż do nacinania gwintu prostokątnego nie tarł się swą powierzchnią o śrubę, należy dać mu odpowiedni kąt odsadzenia.

Wielkość tego odsadzenia jest różna dla każdej śruby, gdyż zależy od jej skoku i średnicy.

Odsadzenie takie musi być conajmniej równe pochyleniu stycznej do linii śrubowej wziętej na rdzeniu śruby. W praktyce jest ono o 2° do 3° większe. Zatem odsadzenie z lewej strony noża (rys. 4) jest równe

$$X + \alpha = X + 3^\circ$$

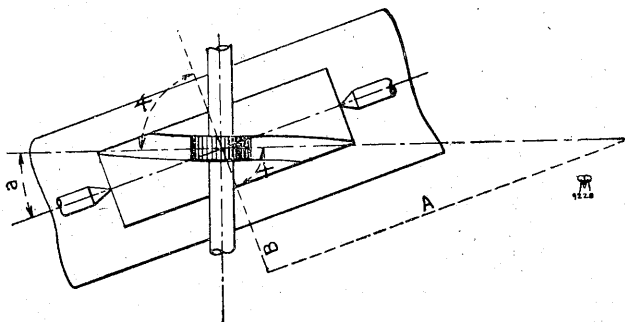
zaś kąt

$$\alpha = 90^\circ - (X + 3^\circ)$$

Odsadzenie lewego boku noża oblicza się w ten sam sposób, biorąc tylko za podstawę pochylenie

stycznej do linii śrubowej na średnicy zewnętrznej gwintu śruby.

3. *Określenie skęcenia freza przy wyfrezowywaniu linii śrubowej.* Przy frezowaniu zębów śrubowych należy przekreślać frez o pewien kąt. Zamiast skęcenia freza można obrócić stół. Pochylenie takie równe jest pochyleniu stycznej do linii śrubowej na średniej średnicy (rys. 5).



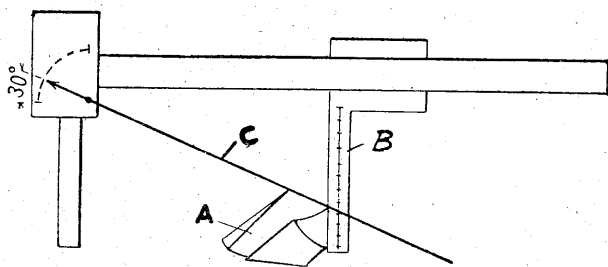
Rys. 5. Określenie skęcenia freza przy wyfrezowywaniu linii śrubowej.

Obrót stołu wynosi  $\alpha = 90^\circ - X^\circ$ . Kąt  $X$  można łatwo określić w sposób podany poprzednio.

Gdy śruba posiada bardzo duży skok, tak, że przyrząd opisany wyżej będzie zamały, można wymiary  $A$  i  $B$  śruby brać w skali odpowiednio proporcjonalnie zmniejszonej.

4. *Sprawdzanie wiertła krętych.* Kąt utworzony przez dwie krawędzie końca wiertła śrubowego (rys. 6) wynosi  $120^\circ$ . Aby wiertło prawidłowo skrawało i było centrowane, krawędzie muszą być równe.

Aby to sprawdzić ustawia się wskazówkę na podziałce  $30^\circ$  (na skali  $A$ ) i umieszcza się wiertło tak, by jego krawędzie stykały się z liniami  $B$  i  $C$ , jak to przedstawia rys. 6.



Rys. 6. Sprawdzanie kąta zaszlifowania wiertła spiralnych.

Podziałki na tych linjach pozwolą porównać długość tych krawędzi.

Podane wyżej przykłady zastosowania tego przyrządu nie wyczerpują oczywiście wszystkich możliwych wypadków, jednak stanowią dowód łatwości posługiwania się nim i licznych jego zalet. *W. C.-L.*

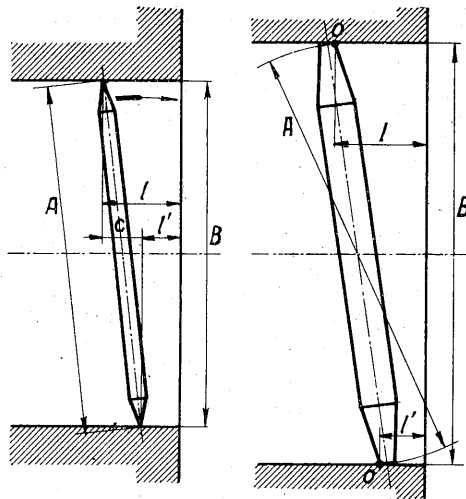
## POMIARY.

### Kalibrowanie i sprawdzanie przedmiotów o dużych średnicach.

Przy dokładnym kalibrowaniu przedmiotów o dużej średnicy powstają zagadnienia mierzenia i sprawdzania: zagadnienia te mało znane są praktykom

przyzwyczajonym do sprawdzania seryjnego za pomocą sprawdzianów tolerancyjnych. Trudności, które przy tem powstają, są łatwe do pokonania przy pomocy kilku zasad geometrii elementarnej.

Jeżeli należy wykonać na dokładną miarę otwór o dużej średnicy, bądź na tokarce zwyczajnej, bądź też na karuzelówce, to niezbędnym jest posiadanie



Rys. 1—2. Sposób sprawdzania otworów o wielkiej średnicy.

kalibru (lub pręta), o długości dokładnie odpowiadającej wymiarowi średnicy, którą należy otrzymać.

Można oczywiście, jak przy mierzeniu średnic zwykłych, zrobić dwa sprawdziany max. i min.; mając jednak wymiary które takie sprawdziany robiłyby następnie nieużytecznymi (przedmioty rzadko wykonywane) zadowolnić się można najczęściej jednym sprawdzianem a mianowicie minimalnym. Tolerancja przedstawia się wówczas jako grubość cienkiej blaszki (płytki). Wielkość tej tolerancji zależy od wymiaru, który należy otrzymać; dla otworu o średnicy jednego metra i wyżej dochodzi ona do 0,15 mm, lub więcej i może być przedstawiona bez żadnych trudności jako grubość blaszki.

Jeżeli jednak średnica otworu nie przekracza 300 mm, to kalibrowanie można ograniczyć do zastosowania wiertła lub drąga wiertniczego z nożem o dwóch ostrzach, zaszlifowanego odpowiednio, do wymaganej średnicy; dla średnic zaś dużych celem lepszego wykończenia skrawa się tylko jednym narzędziem; na tem właśnie polega trudność.

Rozważmy otwór, którego średnica minimalna musi być  $A$  mm zaś największa tolerancja winna być około 0,05 mm. Sprawdzian minimalny posiada więc dokładnie długość  $A$ ; sprawdzian ten musi przechodzić swobodnie przy wykonaniu ruchu obrotowego w kierunku wskazanym przez strzałkę (rys. 1); po założeniu zaś płytki 0,05 mm grubości ruch ten wykonany już być nie może.

Wykonanie takiego otworu musi być przed dojściem do dokładnej miary przerwane, aby ostatnie posowy nie zepsuły narzędzia — lub go nie zgięły, — warunek niezbędny do tego, aby otrzymana powierzchnia była ściśle cylindryczna.

Kiedy otwór już jest tak wytoczony, trudno sobie zdać sprawę z dokładnej ilości materiału, która pozostała jeszcze do zebrania, a tembardziej trudną jest sprawą ustawienie mikrometrycznego sprawdzianu ściśle wywzorcowanego, manipulowanie którym musi być bardzo delikatne, szczególnie zaś, kiedy ma się do czynienia ze średnicami, sięgającymi metra i wyżej.

Jeżeli wstawia się do otworu niewykończonego dokładny sprawdzian, to można skutecznie to jedynie w ten sposób, że sprawdzian wsadza się pochyłony, a minimalne pochylenie, które można nadać sprawdzianowi, daje możliwość określenia zapomocą przybliżonego i bardzo prostego rachunku różnicy między długością sprawdzianu, a rzeczywistą średnicą otworu.

Niech będzie (rys. 1) otwór: który musi być ostatecznie wykonany o minimalnym wymiarze  $A$ , a który został wytoczony tylko do wymiaru  $B$  mniejszego niż  $A$ . Sprawdzian o długości  $A$  pochyłony jest wówczas tak, że odległości punktów styczności do krawędzi prostopadłej do osi wynoszą  $l$  i  $l'$ , a ich różnica równa się  $C = l - l'$ . Jeżeli nazwiemy przez  $x$  grubość warstwy materiału, pozostałą nam do zdjęcia, aby doprowadzić otwór do wymiaru  $A$ , to napiszemy:

$$B = A - x$$

Z drugiej zaś strony twierdzenie Pythagoreasa daje możliwość napisać:

$$B^2 = A^2 - C^2 \dots (1)$$

lub też

$$B^2 = A^2 - 2Ax + x^2 \dots (2)$$

Jeżeli, jak to należy logicznie założyć,  $x$  jest bardzo małe w porównaniu z  $A$ , to  $x^2$  może być bez znacznego błędu odrzucone, a wówczas, łącząc równania (1) i (2) napiszemy:

$$A^2 - C^2 = A^2 - 2Ax,$$

skąd wynika:

$$C^2 = 2Ax \text{ lub } x = \frac{C^2}{2A} \dots (3)$$

Wzór o bardzo łatwym zastosowaniu.

Czasami pisze się ten wzór w postaci dogodniejszej:

$$C = \frac{A}{m}$$

wówczas wypada, że

$$x = \frac{A^2}{2Am^2} = \frac{A}{2m^2} \dots (4)$$

Przykład pierwszy:

Niech  $A = 1000 \text{ mm}$ ,  $C = 20 \text{ mm}$

Wzór (3) daje:

$$x = \frac{20 \cdot 20}{2 \cdot 1000} = 0,2 \text{ mm}$$

a wzór (4) ponieważ  $m = \frac{1000}{20} = 50$ , daje również

$$x = \frac{1000}{2 \cdot 50 \cdot 50} = 0,2 \text{ mm}$$

Ścisłe obliczenie  $B$  zapomocą wzoru (1) dałoby:

$$B = 999,79998 \text{ mm},$$

a więc  $x = 1000 - 999,79998 = 0,20002 \text{ mm}$

Przybliżenie więc jest dostateczne.

Przykład drugi:

Niech  $A = 850 \text{ mm}$ ,  $C = 30 \text{ mm}$

Ponieważ  $m = \frac{850}{30} \approx 28$ , to wzór (4) podaje:

$$x = \frac{850}{2 \cdot 28^2} \approx \frac{850}{1600} \approx 0,53 \text{ mm}$$

Rachunek dokładny podaje wartość

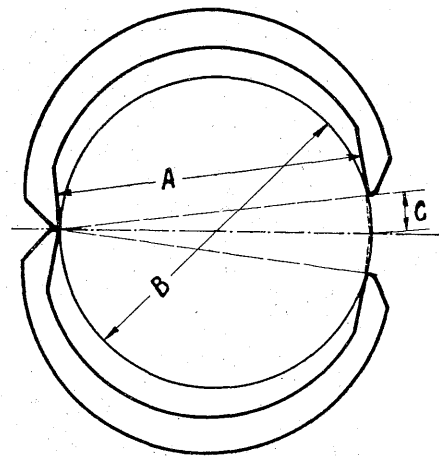
$$x = 0,527 \text{ mm}$$

Widać więc stąd, że nawet przy dość znacznym pochyleniu sprawdzianu, sposób ten daje jeszcze wyniki bardzo zbliżone, a dokładność zależy od ścisłości pomiaru wielkości  $C$ .

Rys. 1 przedstawia schematycznie sprawdzian zakończony dwoma ostrzami. W praktyce jednak ostrza te są nieznacznymi częściami kuli i jeżeli sprawdziany są wykonane dokładnie, to środki tych kul znajdują się w środku długości pręta.

Rys. 2 podaje wówczas sposób mierzenia  $C = l - l'$  z niezbędną dokładnością. Doskonały sposób polega na nacieraniu kredą powierzchni wytoczonego otworu w dwóch przeciwległych miejscach, na których końce sprawdzianu znaczą punkty styczności  $OO'$ .

Można postępować w podobny sposób również i wówczas, kiedy należy obtoczyć wewnątrz walec o dużej średnicy a do mierzenia średnicy maksymalnej posiada się tylko sprawdzian szczękowy lub też narzędzie do mierzenia grubości wyregulowane na ścisły maksymalny wymiar średnicy, którą należy otrzymać.



Rys. 3. Sposób sprawdzania wałków o wielkiej średnicy.

Rys. 3 wskazuje schematycznie sposób ustawiania sprawdzianu. W tym wypadku we wzorach (1) i (2) znak  $-$  stawia się na miejsce znaku  $+$  i wówczas

$$B^2 = A^2 + C^2 \dots (1 \text{ bis})$$

$$\text{ i } B^2 = A^2 + 2Ax + x^2 \dots (2 \text{ bis})$$

Po odrzuceniu  $x^2$ , jako bardzo małej wielkości otrzymuje się:

$$A^2 + C^2 = A^2 + 2Ax$$

skąd znów wynika:  $C^2 = 2Ax$  i  $x = \frac{C^2}{2A}$

Wyraz taki sam, jak podaje wzór (3).

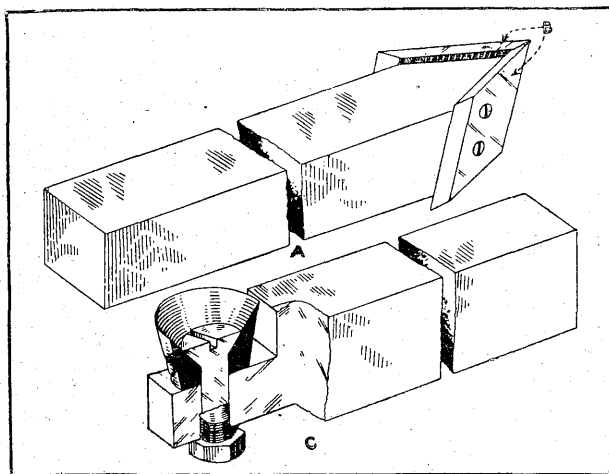
Obliczenie jest więc zupełnie takie samo, tylko  $C$  jest nieco trudniejsze do dokładnego zmierzenia, niż w wypadku otworu, z powodu nieuniknionej sprężystości sprawdzianu szczękowego. J. K.

## NARZĘDZIA.

### Noże do obróbki drzewa i fibry.

Aby naciąć dokładnie gwint w drzewie lub w fibrze trzeba, aby nóż użyty do tego celu posiadał bardzo ostre krawędzie tnące oraz możliwie mały kąt skrawania.

Najlepszym do tego celu okazał się po wielu próbach nóż przedstawiony na załączonym rysunku i oznaczony jest literą A. Nóż ten składa się z trzonka i właściwego noża B. Właściwy nóż składa się



Rys. 1. A — nóż do toczenia gwintu w fibrze lub drzewie, B — nóż do toczenia fibry drzewa.

z kolei z dwóch części. Obie te części przykręca się do trzonka zapomocą śrub. Dzięki takiemu urządzeniu można je po stopieniu zdjąć do naostrzenia lub, gdy użyją się zupełnie, zamienić nowymi. Urządzenie to ma jeszcze i tę zaletę, że bardzo łatwo można otrzymać tak mały kąt skrawania, jaki będziemy uważali za odpowiedni.

Nóż najodpowiedniejszy do toczenia fibry lub drzewa oznaczony jest na tymże rysunku literą C. Jak i poprzedni, składa się on z trzonka i przyśrubowanego do niego właściwego noża. Właściwy nóż ma kształt okrągły, tak, że krawędź tnącą tworzy obwód koła. Zaletą tego rodzaju noży jest, że gdy stępi się ostrze w jednym miejscu na obwodzie, luzujemy śrubę, obracamy właściwy nóż dookoła niej o pewien kąt i po dokręceniu śruby mamy znowu krawędź tnącą wyostrzoną. Powtarzać to można dotąd, dopóki nie zrobimy właściwym nożem pełnego obrotu dookoła śruby mocującej i nie powrócimy do tej części krawędzi tnącej, która była już stępiona. Po pełnym obrocie należy nóż zaszlifować. W tym samym czasie, gdy zwykły nóż towarzyski trzeba ostrzyć kilka razy, nóż opisany wyżej ostrzy się tylko raz jeden. W. C.-L.

### Przyczyny niszczące rozwiertaki.

Rozwiertaki można zaliczyć do tego rodzaju narzędzi warsztatowych, które bardzo szybko ulegają zniszczeniu. Postaramy się zatem zanalizować przyczyny, które wywołują szybkie zużycie się tych narzędzi i wskazać, jak należy postępować aby tego uniknąć.

Przedewszystkiem każdy rozwiertak, czy to kupiony poza warsztatem, czy też zrobiony w narzędziarni warsztatowej, należy dokładnie przejrzeć przed oddaniem go do użytku na warsztat.

Nowy rozwiertak musi posiadać największą dopuszczalną średnicę, wtedy bowiem może być używany dłuższy czas i dawać prawidłowy otwór. Otwór ten musi być taki, aby brakowa strona sprawdzianu nie wchodziła. Aby zapewnić sobie utrzymanie prawidłowego otworu, szlifierze radzą sobie w ten sposób, że ostrzą rozwiertaki na średni wymiar tolerancji. W ten sposób nie otrzymuje się otworu o średnicy większej niż dopuszczalna, ale zato rozwiertak prędzej się zużywa i trzeba częściej zastępować go nowym.

Stożkowe tulejki, w które wsadza się rozwiertaki, aby je umocować w maszynie zużywają się i gdy posługiwać się nimi w takim stanie, powodują bicie rozwiertaka, przez co otwór otrzymujemy większy od wymaganego. Na to również rzemieślnik wynalazł radę, szlifując rozwiertak na kamieniu w ten sposób, żeby przy nie prawidłowem założeniu go w maszynie, mógł, pomimo to, dać prawidłowy otwór.

Ale taki rozwiertak, założony do maszyny o prawidłowem wrzecionie, będzie dawał otwory zamałe.

Do pewnego stopnia usuwa tę wadę, a przez to i przedłuża czas pracy rozwiertaka, zastosowanie uchwytu luźnego.

Aby powiększyć średnicę rozwiertaka zdejmuje się kant z krawędzi tnącej zapomocą twardego narzędzia, co niszczy bardzo tę krawędź tnącą i rozwiertak zużywa się szybciej, niżby powinien.

Aby więc przedłużyć czas trwania rozwiertaka w dobrym stanie należy przedewszystkiem nie szlifować go na kamieniu oraz nie powiększać jego średnicy przez zdejmowanie kantu krawędzi tnących.

Skoro tylko zauważymy, że rozwiertak zaczyna zaczepliwać i trzeć się, należy go natychmiast zaostrić, gdyż inaczej szybko się zniszczy i trzeba go zastąpić nowym.

Ostrzenie to musi odbywać się z jaknajwiększą starannością, tak jakby to był nowy rozwiertak.

Ostrzy się oczywiście w ten sposób, że szlifuje się powierzchnie czołowe (piersi) noży. Szlifowanie to należy przeprowadzić na tyle, aby ta powierzchnia czołowa cofnęła się poza punkt na powierzchni cylindrycznej rozwiertaka (powierzchni ścinowej), do którego obie te powierzchnie zostały zniszczone; czyli tak, aby otrzymać ponownie krawędzie tnące na pierwotnym obwodzie walca.

Pierwszorzędną wagę, gdy chodzi o czas pracy rozwiertaków, stanowi staranne obchodzenie się z ich krawędziami tnącymi. To dotyczy zarówno rozwiertaków, będących na warsztacie jak i tych, które leżą w magazynie. Często bowiem w magazynie przy układaniu tych narzędzi, rzuca się nimi lub uderza o inne przedmioty. Takie obchodzenie się z nimi wpływa oczywiście w dużym stopniu

na ich trwałość, a niekiedy nawet czyni je niezdatnymi wogóle do pracy.

Aby temu zapobiedz, poza ostrożnym obchodzeniem przy ich przenoszeniu czy też układaniu na półkach, najlepiej umieszczać każdy rozwiertak w specjalnie do tego celu zrobionej torebce papierowej. W torebkach rozwiertaki muszą leżeć nie tylko w magazynie ale nawet i na warsztacie w czasie, gdy są zdjęte z maszyny. Torebka taka nawet przy uderzeniu rozwiertakiem o coś twardego, chroni go w bardzo znacznym stopniu od ujemnych skutków tego uderzenia.

Gdy zużycie się rozwiertaka jest już takie, że wymiary jego przekraczają dopuszczalną granicę, można go zmniejszyć do najbliższej normalnej wielkości.

Prawie wszystkie rozwiertaki można zmniejszać o 0,8 mm na średnicy i zachowują jeszcze dostateczną wielkość miejsca na wióry. Przy zmniejszeniu już większym np. o 1,6 mm na średnicy wrąb staje się zamały i rozwiertak taki już nie będzie się nadawał do stali, może być jednak użyty do rozwiercania otworów w żeliwie lub mosiądzu.

Najlepiej więc jest, gdy majster przestrzega, aby rzemieślnicy obchodzili się umiejętnie z narzędziami, a więc by ostrzyli rozwiertaki w odpowiednim czasie i t. p. Również rzemieślnik musi znać wszelkie typy tych narzędzi, aby móc do danej roboty dobrać jaknajodpowiedniejszy rozwiertak. Przestrzegając to wszystko uzyskuje się lepsze i tańsze wykonanie oraz dłuższy czas trwania pracy narzędzia.

W. C.-L.

## METALOZNAWSTWO.

### Sposób zapobiegania korozji glinu.

Pewne metale przy zetknięciu się ze sobą w obecności wilgoci lub też płynów, zawierających związki chlorowe (np. woda morska) tworzą ogniwa galwaniczne, które nadgryzają powierzchnie stykowe. Zdarza się to również wtedy, jeżeli żelazo styka się z glinem i oba te metale są zanurzone w słonej wodzie. Tego nadgryzania można uniknąć, jeżeli między te metale położy się cienką warstwę cynku, który przeszkadza tworzeniu się ogniwa, z drugiej zaś strony chroni glin od utleniającego działania czynników atmosferycznych lub płynów. Takie cynkowanie skutecznie się bądź zapomocą rozpylacza, bądź przez zanurzenie, drogą elektrolityczną, przez oklejanie, objanie i t. d.

J. K.

## POWLEKANIE METALI.

### Barwienie elektronu.<sup>1)</sup>

Elektron, jak wiadomo, jest stopem magnezowym z domieszką cynku, aluminium, oraz miedzi, lub ołowiu. Istnieje kilka odmian tego stopu, różniących się między sobą własnościami mechanicznymi. Wszystkie te odmiany elektronu posiadają tę

<sup>1)</sup> W № 12 „Mechanika“ z r. 1926 umieszczony jest artykuł omawiający szczegółowiej własności i zastosowanie elektronu.

zaletę, że bardzo łatwo przyjmują farbę. Najłatwiej ze wszystkich odmian elektronu daje się barwić odmiana, oznaczona symbolem *Z1b*, której używa się do wyrobu przedmiotów wytłaczanych, używanych przy normalnym ciśnieniu. Własności mechaniczne tej odmiany są następujące:

Granica elastyczności . . .	10—14	kg/mm <sup>2</sup>
„ „ wydłużenia . . .	16—18	„
Wytrzymałość na rozerwanie	25—27	„
„ „ zginanie . . .	25—27	„
„ „ ściskanie . . .	34—36	„
„ „ ścinanie . . .	14—15	„
Moduł elastyczności . . .	4300	„
Wytrzymałość na uderzenie	1,3	kgm/cm <sup>2</sup>
Twardość Brinell'a . . .	45	
Wydłużenie . . . . .	15—18%	
Ściśliwość . . . . .	25—30%	
Gęstość . . . . .	1,80—1,83	
Ciepło właściwe . . . . .	0,24	
Punkt topliwości . . . . .	635° C	
Skurcz . . . . .	1,23—1,6%	
Przewodnictwo cieplne . . .	0,32	
Spółczynnik rozszerzalności	0,0000265 — 277	
Przewodnictwo elektryczne	12—18	

Cienka warstwa, pokrywającej ten stop farby, chroni go od utleniania się i dlatego ta odmiana bywa chętnie i często stosowana przy konstrukcji.

Firma J. B. Soelner w Norymberdze znalazła sposób farbowania elektronu w ten sposób, że farba nie tworzy warstwy pokrywającej ten metal, lecz wiąże się ściśle z metalem, tworząc jakby jedno trwałe ciało.

Sposób ten polega na umyślnem wywołaniu utlenienia powierzchni elektronu przez pokrycie go farbą jakiegokolwiek koloru, z wyjątkiem białego; tę wierzchnią warstwę metalu w połączeniu z farbą można polerować. Dzięki temu można wyrabiać z elektronu przedmioty takie, które mogą być na powietrzu i nie podlegają utlenianiu.

Robi się więc z elektronu farbowanego maski do motoru, błotniki do samochodów, motocykli, lub rowerów pozatem papierośnice maszynki do ostrzenia ołówków i t. p.

W. C.-L.

## URZĄDZENIA FABRYCZNE.

### Przeprowadzenie przewodnika elektrycznego od ruchomej maszyny do kontaktu.

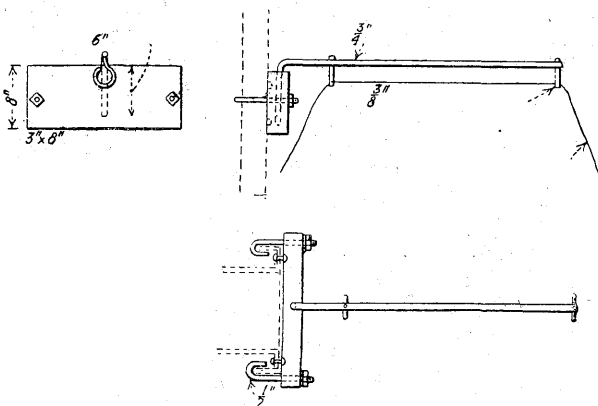
Obecnie w fabrykach istnieje dużo maszyn przenośnych poruszanych elektrycznością (wiertarki). Oczywiście w tym wypadku przewody elektryczne muszą być luźne. Najczęściej przewód taki na całej swej długości od maszyny aż do kontaktu leżał na podłodze, był więc deptany, a zatem narażony ciągle na niszczenie.

Aby temu zapobiec można zastosować ruchome wieszaki jak to przedstawia załączony rysunek.

Wieszak taki jest to pręt z haczykami, który można obracać w płaszczyźnie poziomej po półokręgu. Pozatem można go przytwierdzać do słupów czy też ścian na dowolnej wysokości.

Przewodnik z kontaktu, umieszczony na ścianie ewentualnie na słupie, prowadzony jest zatem

wzdłuż tej ściany w górę aż do wieszaka, gdzie przechodzi przez haczyki i dalej opuszcza się w dół, dochodząc do maszyny. Oczywiście wieszaki te mogą być stosunkowo dość długie i posiadać dużą ilość haczyków. Przewodnik, zależnie od odległości miejsca, gdzie znajduje się wieszak, do maszyny, może przechodzić przez wszystkie haczyki, lub tylko przez pewną ich ilość.



Rys. 1. Wieszak do przewodników elektrycznych.

W ten sposób przewodnik ten prowadzony jest górną na mniejszej lub większej odległości, przez co chroni się go od deptania nogami od jeżdżenia po nim wózkami, co bardzo ujemnie wpływa na długość okresu jego użyteczności. W. C. — L.

## BIBLIOGRAFJA.

### VIII Rocznik Polskiego Związku Przemysłowców Metalowych.

Polski Związek Przemysłowców Metalowych, skupiający w swych szeregach kilkadziesiąt fabryk polskiego przemysłu metalowego, będący oficjalną reprezentacją tej gałęzi produkcji krajowej, prowadzi żywą i bardzo staranną akcję wydawniczą.

Obok szeregu wydawnictw sporadycznych, ukazują się periodycznie następujące pisma: tygodnik „Przemysł Metalowy” jako organ Polskiego Związku Przemysłowców Metalowych, miesięcznik „Maszyny Rolnicze” — organ Grupy fabryk maszyn i narzędzi rolniczych przy Polskim Związku Przemysłowców Metalowych, oraz „Rocznik Polskiego Związku Przemysłowców Metalowych”.

Każdy z Roczników Związku, które ukazują się stale od 1922 roku, zawiera szczegółowe wiadomości o polskim przemyśle metalowym.

Rocznik VIII Polskiego Związku Przemysłowców Metalowych, który przed kilku dniami opuścił prasę drukarską, wyszedł w znacznie zwiększonym zakresie w celu uczczenia dziesięciolecia odzyskania niepodległości Polski. Rocznik ten zawiera obok obfitego materiału informacyjnego, monograficznego i statystycznego polskiego przemysłu metalowego, jeszcze szereg fachowych artykułów, poświęconych historii i znaczeniu poszczególnych działów tego przemysłu, opracowanych przez wybitnych specjalistów. Rocznik stanowi duży tom in 4-o i liczy ogółem 440 stron, w tem obficie ilustrowany dział monograficzny, charakteryzujący obrazowo wytwórczość metalowo-maszynową polską.

Dzięki starannemu opracowaniu i wszechstronności zawartego materiału, Rocznik VIII Polskiego Związku Przemysłowców Metalowych jest niezbędnym źródłem dla każdego, kto pragnąłby zorientować się w stanie tej gałęzi polskiej wytwórczości.

Cena Rocznika VIII wynosi bez oprawy zł. 20, w oprawie zł. 25. Rocznik jest do nabycia w biurze Polskiego Związku Przemysłowców Metalowych w Warszawie przy ul. Krakowskie Przedmieście 5 m. 4, oraz w księgarni M. Arcta, Warszawa, ul. Nowy-Swiat 35 i „Księgarni Technicznej” Warszawa, ul. Czackiego 3/5.

### Przegląd pism zagranicznych.

*Nouveau procédé de macrographie des métaux par impression directe sur pellicule* (Gév. Civ 9. 8. 1924 str. 131.) Przegląd rozmaitych sposobów badań, mających znaczenie dla przemysłu kiłka przykładów zastosowania i ciekawe wnioski.

*Heat treatment of steel gears.* — Wood (Amer. Mach. 9. 10. 1924 — str. 567) Wybór materiału na koła zębate, mające ulegać hartowaniu. Obróbka termiczna różnych stali. Dokładne przepisy hartowania.

*Die casting* — Barnard (Engng. 2. 1. 25 str. 28). Rozwój odlewnictwa pod ciśnieniem. Budowa nowych maszyn. Określenie składu stopów. — Stopy ołowiu, cynku, cyny i miedzi.

## S P I S T R E Ś C I.

Silnik asynchroniczny w zastosowaniu do napędu obrabiarzek, *nap. inż. Jerzy Jankowski.*

Określenie istotnej wytrzymałości tworzywa, *nap. J. Obrębski.* Główki narzynkowe, *nap. inż. E. Pietraszkiewicz.*

Wzory do obliczenia sposobem angielsko-amerykańskim kół stożkowych, *nap. M. Tomkowicz.*

Obróbka metali. Sposób nacinania spiralnych rowków. *Przyrządy i uchwyty.* Przyrząd do trasowania linii równoległych. — Suwmiarka z kątomierzem systemu Lombard.

*Pomiary.* Kalibrowanie i sprawdzanie przedmiotów o dużych średnicach.

*Narzędzia.* Noże do obróbki drzewa i fibry. — Przyczyny niszczące rozwieraki.

*Metaloznawstwo.* Sposób zapobiegania korozji glinu.

*Powlekanie metali.* Barwienie elektronu.

*Urządzenia fabryczne.* Przeprowadzenie przewodnika elektrycznego od ruchomej maszyny do kontaktu.

*Bibliografia:* VIII Rocznik Polskiego Związku Przemysłowców Metalowych. — Przegląd pism zagranicznych.

Prenumeratę kwartalną: 5 zł. przyjmuje Administracja i Poczta. Kasa Oszczędności na konto № 14.455. Cena zeszytu 2 zł.

Ceny ogłoszeń w złotych: 1 strona 200 zł., 1/2 str. 110 zł., 1/4 str. 60 zł., 1/8 str. 30 zł., 1/16 str. 15 zł.

Dopłaty: za pierwszą stronę okładki 100%; za zamówione miejsce na innych stronach 20%. Przy zamówieniach wielokrotnych ogłoszeń bez zmiany tekstu, udziela się następujących zniżek: za 3-krotne ogłoszenie 10%, za 6-krotne 15%, za 12-krotne 20%.

Dla poszukujących pracy 20% ustępstwa.

Adres Redakcji i Administracji: Warszawa, ulica Czackiego № 3 (Gmach Stowarzyszenia Techników).

Telefon № 1-47. Redakcja otwarta w środy od godz. 7 do 8 wieczorem.

Wydawca: Sekcja Warsztatowa Stow. Inż. Mech. Polskich.

Redaktor odp. inż. Edmund Oska.