

# M E C H A N I K

## MIESIĘCZNIK TECHNICZNY

WYDAWANY POD EGIDĄ CENTRALNEGO ZARZĄDU PRZEMYSŁU METALOWEGO  
I STOWARZYSZENIA INŻYNIERÓW I TECHNIKÓW MECHANIKÓW POLSKICH

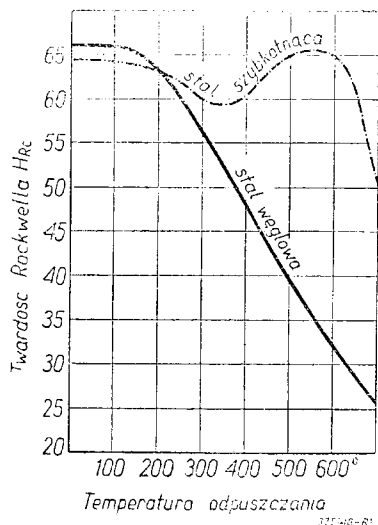
REDAKCJA: WARSZAWA, ULICA DYGASIŃSKIEGO 34. ADMINISTRACJA: WARSZAWA, ULICA MICKIEWICZA 18.

Inż.-mech. PAWEŁ KOSIERADZKI

### OBRÓBKA CIEPLNA STALI SZYBKOTNĄCEJ

Stalami szybko tnącymi nazywamy stale, które zachowują twardość i własności skrawające przy szybkościach skrawania i grubościach wióra, wywołujących nagrzewanie się narzędzi aż do ok. 600°.

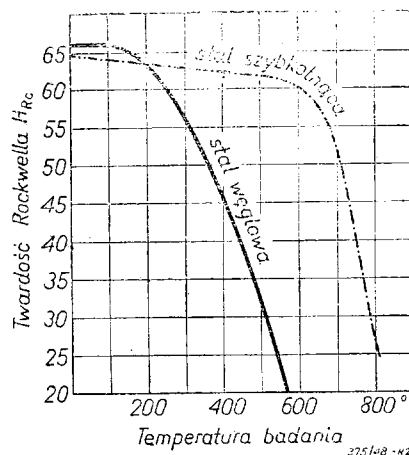
Własności te uwidaczniają się jaszkawo przy porównaniu stali szybko tnącej ze stalą węglową. W pierwszym przybliżeniu wskaźnikiem odporności narzędzia na zużycie jest jego twardość. Rys. 1 przedstawia krzywe twardości zahartowanych stali węglowej i szybko tnącej, w zależności od temperatury odpuszczania. Krzywa stali węglowej wykazuje charakterystyczny dla tej stali spadek twardości, począwszy od temperatury ok. 160°; w stali szybko tnącej, po nieznacznym początkowym obniżeniu twardości, następuje w granicach 500 — 600° zwiększenie twardości i odporności na zużycie.



Rys. 1. Zmiana twardości przy odpuszczaniu stali węglowej i szybko tnącej.

Przy następnym nagrzewaniu się w pracy, stal szybko tnąca zachowuje własności naby-

te przez odpuszczenie, jak to widać z wykresu (rys. 2), przedstawiającego zmiany twardości stali węglowej i szybko tnącej w podwyższonych temperaturach.



Rys. 2. Twardość stali węglowej i szybko tnącej w podwyższonych temperaturach.

Pierwszą typową stal szybko tnącą opracował F. W. Taylor (1900 r.). Wynalazek ten zrewolucjonizował obróbkę mechaniczną i wywołał przewrót w konstrukcji obrabiarek; wymiary, moc i wydajność obrabiarek uległy zasadniczym zmianom.

Porównanie stali Taylora i współczesnych stali szybko tnących o podstawie wolframowej (w których najważniejszym składnikiem stopowym jest wolfram — patrz tabl. I) wykazuje, że stale te od czasów Taylora uległy stosunkowo niewielkim zmianom.

W stalach szybko tnących o podstawie wolframowej rozróżniamy stale wysokostopowe (15—20% W i ok. 4% Cr) i niskostopowe (8—10% W i 4—5% Cr).

Ze względu na brak i wysoką cenę wolframu, w Ameryce i Anglii stosują jeszcze stale szybko tnące o podstawie molibdenowej (8—9% Mo) i molibdenowo-wolframowej, a w

ZSRR — chromo-wolframowe (7,0—9,0% Cr i 3,5—4,8% W).

W artykule niniejszym omówimy obróbkę cieplną stali szybko tnących wysokowolframowych (ok. 18% W, 4% Cr).

**TABLICA I.**

Skład chemiczny stali szybko tnących wg projektu normy hutniczej SW-31

Oznaczenie hutnicze stali	Zawartość w % *)					
	C	Cr	W	Mo	V	Co
Szybko tnąca**) <i>Taylora</i> z 1903 r.	0,65	2,9	17,8	0,48	—	—
S 5 K	0,70	4,0	17,0	0,5	1,2	5,0
	0,80	4,5	19,0	0,8	1,6	6,0
S 18 W	0,70	4,0	17,0	0,5	1,0	—
	0,80	4,5	19,0	0,8	1,4	—
S 15 W	0,85	4,0	14,0	0,5	1,8	—
	0,95	4,5	16,0	0,8	2,5	—
S 8 W	0,80	4,0	8,0	—	1,8	—
	0,88	4,5	9,0	—	2,2	—
S 3 V	0,95	3,5	2,0	2,0	2,5	—
	1,05	4,0	2,5	2,5	3,0	—

\*) Poza tym najwyżej 0,4% Mn; 0,35% Si; 0,03% P; 0,03% S; 0,20% Ni; 0,25% Cu;

\*\*) Dla porównania w pierwszej kolumnie podano skład chemiczny klasycznej stali *Taylora* z 1903 r.

## 1. Grzanie

Składniki stopowe: wolfram, chrom, wanad i molibden tworzą łącznie z węglem złożone węgliki (karbony), które w stali kutej i wyżarzanej występują pod postacią ziarn różnej wielkości w masie ferrytycznej (rys. 3).

Aby uzyskać możliwie wysoką twardość po zahartowaniu, węgliki te w czasie grzania muszą się w znacznej mierze rozpuścić i wejść w roztwór stały z żelazem (austenit).

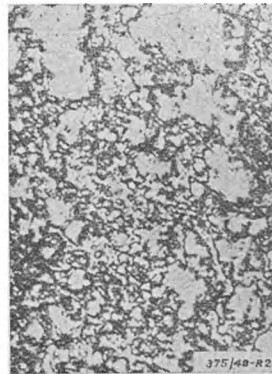
Są one jednak bardzo trudno rozpuszczalne, co pociąga za sobą konieczność stosowania odpowiednio wysokiej temperatury. Temperatura ta dla typowych stali szybko tnących o zawartości 15—18% W i ok. 4% Cr wynosi powyżej 1250°.

Węgliki drobne rozpuszczają się stosunkowo łatwiej, tworząc roztwór stały (austenit). Nadają one po zahartowaniu i odpuszczeniu budowie martenzytycznej twardość i odporność na ścieranie, zachowujące się nawet w wysokich temperaturach (do 600°).

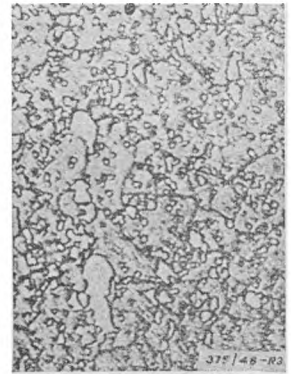
Większe węgliki rozpuszczają się tylko częściowo i z powodu wysokiej swej twardości zwiększają ogólną twardość narzędzia.

Mikrofotografie<sup>1)</sup> stali hartowanej z 1200° (rys. 4) i 1280° (rys. 5) wykazują przy grzaniu do 1280° wybitne zmniejszenie węglików dużych i zmniejszenie ilości małych przy wyższej temperaturze grzania.

Podniesienie temperatury grzania do 1350° powoduje już nadtopienie stali i tworzenie struktury, zwanej *ledeburytem* (rys. 6). Jest to stal przegrzana.



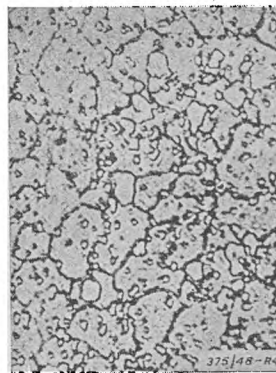
Rys. 3. Stal szybko tnąca 18% W w stanie dostarczenia z huty (x 800).



Rys. 4. Stal szybko tnąca 18% W hartowana z 1200° w oleju (x 800).

Tak więc najważniejsza temperatura grzania powinna być zawarta w granicach 1280—1300°.

Wpływ temperatury grzania przy hartowaniu na wydajność (wyrażoną czasem skrawania) noży ze stali szybko tnącej o zawartości 18% W pokazuje rys. 7. Linia ciągła odnosi się do skrawania stali o wytrzymałości  $R_r = 77$  kG/mm<sup>2</sup>, przy szybkości skrawania 19,7 m/min; linia przerywana — do stali



Rys. 5. Stal szybko tnąca 18% W hartowana z 1280° w oleju (x 800).



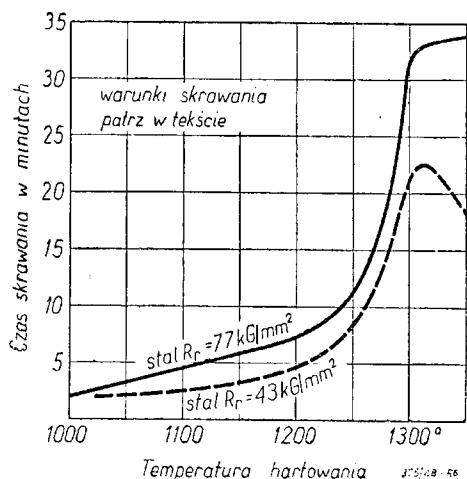
Rys. 6. Stal szybko tnąca 18% W hartowana z 1350° w oleju (x 800).

$R_r = 43$  kG/mm<sup>2</sup> i szybkości skrawania 43,7 m/min. Dla obu wypadków głębokość skrawania wynosi 7 mm, posuw — 1,5 mm. Widzimy, że w obu wypadkach narzędzia har-

<sup>1)</sup> Zapożyczone z pracy dr inż. Feszczenko-Czopińskiego i inż.-met. A. Aścika pt. „Obróbka termiczna stali szybko tnących“.

towane z 1300<sup>o</sup> wykazują prawie dwukrotne zwiększenie wydajności w stosunku do hartowanych z 1250<sup>o</sup>. Aby więc zapewnić całkowite wyzyskanie stali szybko tnących, należy je hartować z możliwie wysokiej temperatury, nie wywołując jednak przegrzania.

Jednakże wraz ze wzrostem temperatury grzania przy hartowaniu i zwiększoną na skutek tego odpornością na zużycie i temperaturę, rośnie wielkość ziarn stali i zwiększa się jej kruchość. Dlatego wysokie temperatury grzania 1280—1300<sup>o</sup> stosujemy tylko do noży tokarskich, wiertel o większej średnicy, do niektórych frezów o prostszych kształtach, służących do obróbki zgrubnej i nagrzewających się bardzo w pracy. Narzędzia o małych przekrojach, złożonych kształtach i pracujące z uderzeniami zaleca się grzać raczej do temperatury nieco niższej, w granicach 1250—1280<sup>o</sup>.



Rys. 7. Wpływ temperatury hartowania na wydajność noży ze stali szybko tnącej (wg Rapatzla).

Grzanie przed hartowaniem powinno być aż do ok. 800<sup>o</sup> powolne, a przynajmniej w ośrodku posiadającym temperaturę nie wyższą niż 800<sup>o</sup>, aby uniknąć przegrzewania ostrzy i naprężeń termicznych. Ośrodkiem takim jest kąpiel solna np. 25% NaCl (sól kuchenna) + 75% BaCl<sub>2</sub> (chlorek baru).

Zazwyczaj narzędzia drobne o prostszych kształtach, jak wiertła, rozwiertaki, drobne frezy itd. podgrzewamy od razu w piecu solnym do temperatury 800<sup>o</sup>.

Aby uniknąć naprężeń i odkształceń, narzędzia duże i o złożonych kształtach podgrzewamy najpierw w piecu elektrycznym do 400—500<sup>o</sup>, następnie w kąpeli solnej do 800<sup>o</sup>, i ostatecznie od 800<sup>o</sup> do 1300<sup>o</sup> w piecu elektrodowym.

Skok od 800 do 1300<sup>o</sup> powinien być możliwie szybki, aby uniknąć odwęglenia powierzchni, a czas przetrzymania w temp. 1300<sup>o</sup> możliwie krótki, byleby tylko nastąpiło wystarczające rozpuszczenie węglików. W pie-

cach solnych czas ten liczy się na sekundy przy drobnych narzędziach i na minuty przy większych. Czas grzania ustala się doświadczalnie z dokładnością do sekund. W pierwszym przybliżeniu można liczyć na 1 mm przekroju 3—6 sekund.

## 2. Chłodzenie

Stal szybko tnąca posiada stosunkowo niewielką, krytyczną szybkość chłodzenia, inaczej mówiąc wystarcza stosunkowo wolne chłodzenie, aby uzyskać przechłodzenie austenitu i zahartowanie.

Zazwyczaj jako środka chłodzącego używa się oleju albo nawet strumienia sprężonego powietrza. Olej stosowany jest najczęściej. Literatura amerykańska zaleca chłodzić w oleju do 250—350<sup>o</sup>, a następnie na powietrzu, aby zmniejszyć szybkość stygnięcia w zakresie przemiany martenzytycznej (ma to na celu uniknięcie naprężeń).

Po hartowaniu stal powinna posiadać twardość  $H_{RC} = 60-63$ .

Przy dużych i bardziej złożonych kształtach narzędzi niektóre warsztaty stosują hartowanie izotermiczne w saletrzance (kąpiel ze stopionej saletry potasowej), nagrzanej do temp. 400—450<sup>o</sup>. Po wyjęciu z pieca elektrodowego narzędzia ochładza się na powietrzu w ciągu 5—10 sekund, aby obniżyć temperaturę powierzchni, po czym zanurza się do saletrzanki na 5—15 min. (czas potrzebny na wyrównanie temperatury w całym przekroju) i znowu chłodzi na powietrzu.

Możliwe jest również hartowanie izotermiczne w ołowiu nagrzanym do 400—450<sup>o</sup>. Aby zapobiec przyleganiu do narzędzia ołowiu (co utrudnia bardzo szlifowanie), powierzchnię ołowiu w tyglu pokrywa się łatwotopliwą solą (np. saletrą), która jednocześnie chroni ołów od utleniania. Wadą kąpeli ołowianej jest duży ciężar właściwy — narzędzie trzeba utrzymywać siłą, ponieważ puszczane wolno, pływa jak korek po wodzie.

## 3. Odpuszczanie

Odpuszczanie stali szybko tnącej jest procesem bardzo istotnym, którego nie można pominąć, jeżeli chcemy w pełni wykorzystać zalety stali szybko tnącej.

Rys. 8 pokazuje, że stal hartowana z 1200—1280<sup>o</sup> wykazuje po odpuszczeniu w temp. ok. 600<sup>o</sup> zwiększenie twardości. Jest to spowodowane tym, że austenit, który jeszcze pozostał po hartowaniu, przechodzi w martenzyt, a więc strukturę o wyższej twardości.

Po hartowaniu, zależnie od temperatury grzania, otrzymujemy strukturę złożoną z austenitu i martenzytu, przy czym im temperatura grzania wyższa, tym większa jest ilość austenitu.

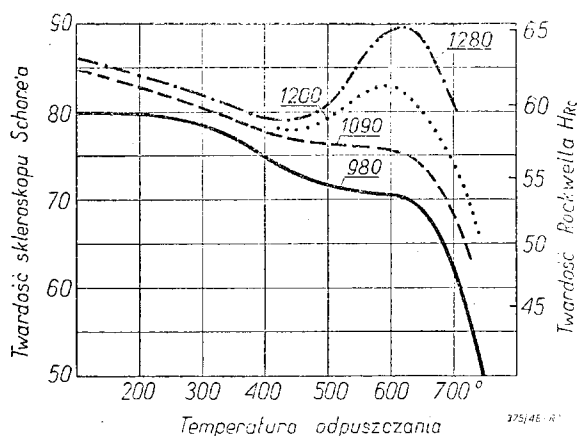
Wydawało by się wobec tego, że należy od razu grzać stal do temperatury niższej, aby otrzymać więcej martenzytu. W tym wypadku jednak ilość składników stopowych (pochodzących z rozpuszczonych węglików) w roztworze stałym, a następnie w martenzycie będzie mniejsza; w rezultacie chociaż twardość końcowa może być jednakowa, otrzymamy mniejszą odporność na zużycie i temperaturę, wywiązującą się w czasie pracy narzędzia.

Odpuszczenie konieczne jest jeszcze i dlatego, że austenit pozostający po hartowaniu, ma złe przewodnictwo cieplne; należy więc przeprowadzić go odpuszczaniem w martenzyt, odznaczający się oprócz większej twardości również lepszym przewodnictwem cieplnym, pozwalającym na intensywniejsze odprowadzanie ciepła od nagrzewającego się w pracy ostrza.

Odpuszczanie odbywa się w temperaturze 560—600° i powinno trwać, jak ustalono na podstawie prób, 2—3 razy po godzinie, lub też nieprzerwanie w ciągu trzech godzin, przy czym panuje pogląd, że odpuszczanie przerywane daje lepsze wyniki.

Dłuższy czas odpuszczania powoduje wydzielenie się z austenitu większej ilości drobnych węglików, co sprzyja łatwiejszemu tworzeniu się martenzytu.

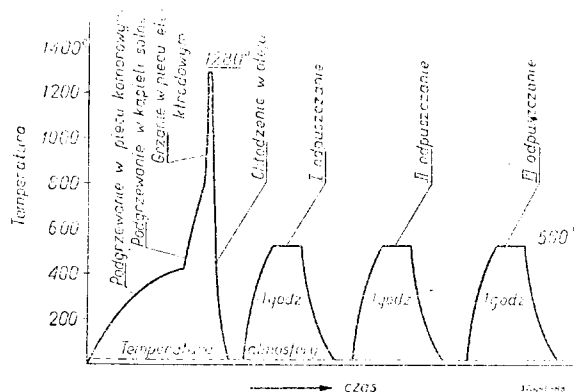
Twardość po odpuszczaniu powinna wynosić  $H_{RC} = 63—65$ .



Rys. 8. Wpływ odpuszczania na twardość stali szybko hartowanych w różnych temperaturach (wg Grossmana).

Krótsze odpuszczanie — kilkanaście minut — może dać nawet twardość tę samą, jednak wydajność i trwałość narzędzia wykazują wyższe wartości dla narzędzi odpuszczanych wielokrotnie i dłużej. Jeżeli odpuszczanie nie polepsza jakości narzędzia, to znaczy, że stal była hartowana nieprawidłowo (prawdopodobnie w temperaturze zbyt niskiej).

Jeżeli z jakichś względów warsztatowych, nie możemy osiągnąć przepisanej temperatury grzania 1250—1300°, to należy raczej zrezygnować z wysokiego odpuszczania (560—600°), gdyż spowodowało by ono spadek twardości; w wypadku tym należy odpuszczać w temperaturze 200—250° celem usunięcia naprężeń.



Rys. 9. Schemat hartowania i odpuszczania stali szybko hartującej.

Całość przebiegu obróbki cieplnej typowej stali szybko hartującej o zawartości ok. 18% W, przedstawia schematycznie rys. 9. Po kolei mamy: powolne grzanie w piecu elektrycznym komorowym do 400°, szybsze grzanie w kąpeli solnej do 800°, b. szybkie grzanie w piecu elektrodowym do 1280°, chłodzenie w oleju, 3-krotne odpuszczanie po 1 godzinie w temperaturze 560°.

Jeżeli narzędzia podlegają jeszcze cjanowaniu, to wówczas zamiast ostatniego odpuszczania będziemy mieli cjanowanie 10—25 minut w temperaturze 530—550°.

#### 4. Cjanowanie

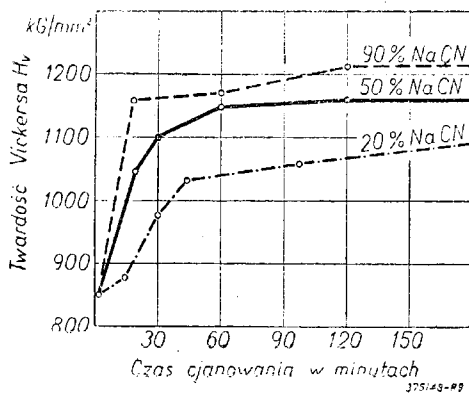
Cjanowanie narzędzi ze stali szybko hartującej (po odpuszczeniu) jest zabiegiem, który ma na celu polepszenie własności skrawających i usunięcie warstwy odwęglonej, która może powstać przy grzaniu w piecu elektrodowym.

Cjanowanie w normalnie stosowanej temperaturze ok. 850° spowodowałoby oczywiście całkowite odpuszczenie narzędzia. Dlatego cjanujemy w temperaturze równej lub niższej o 10—20° od temperatury odpuszczania.

Normalnie używany technicznie czysty cjanek sodu (NaCN) topi się dopiero w 560°, a jest całkowicie płynny ok. 580°. Dlatego też do cjanowania narzędzi używa się mieszaniny 50% NaCN + 50% KCN, która topi się w 480°.

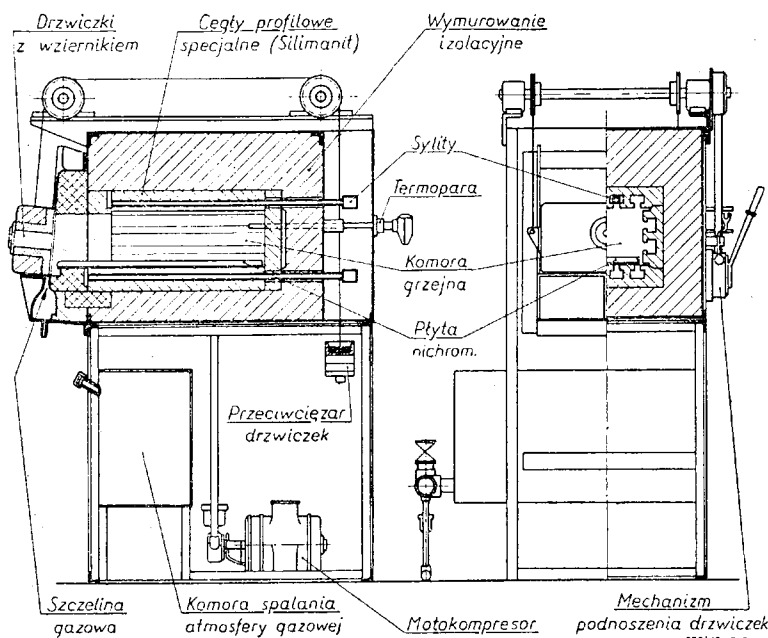
Cjanowanie trwa 10—25 minut, po czym narzędzia studzi się na powietrzu i wygotowuje w wodzie celem usunięcia resztek soli.

Dłuższy czas cjanowania jest niewskazany, ponieważ zbytne nasycenie stali azotem daje powierzchnię, bardzo twardą, ale jednocześnie kruchą warstwę azotków (pod mikroskopem na szlifie — biała nietrawiąca się warstewka). Całkowita grubość nacyanowanej warstwy wynosi 0,02—0,07 mm.



Rys. 10. Twardość nacyanowanej warstwy narzędzia ze stali szybko tnącej (18% W) w zależności od czasu cjanowania i rodzaju kąpiele. Temp. cjanowania 530—560° (wg Prokoszki).

Cjanowanie podnosi znacznie twardość narzędzia i zwiększa jego odporność na zużycie. Na wykresie (rys. 10) pokazana jest wg Prokoszki zmiana twardości powierzchniowej hartowanej stali szybko tnącej (18% W) w zależności od czasu cjanowania. Widać z niego, że twardość z normalnej wielkości  $H_V = 850$  ( $H_{RC} = \text{ok. } 65$ ) wzrasta do  $H_V = 1150$  ( $H_{RC} = \text{ok. } 70$ ). Trwałość większości narzędzi na skutek cjanowania wzrasta przeciętnie 1,5 — 2 razy.



Rys. 11. Piec sylvitowy firmy „Electric Resistance Furnace Co. Ltd.”.

Z wykresu widać również, że największy wzrost twardości otrzymujemy przez cjanowanie w kąpielach wysokoprocentowych, a więc praktycznie biorąc, mieszanie czystych cjanoków.

Pamiętać należy, że cjaniki sodu i potasu należą do najsilniejszych trucizn i używanie ich w warsztacie wymaga stosowania odpowiednich środków ostrożności.

## 5. Piec do grzania stali szybko tnących

Grzanie do hartowania wykonywano dawniej w piecach muflowych ogrzewanych gazem lub ropą. Przy piecach elektrycznych stosowane są, jako opory grzejne, sylvity<sup>2)</sup> ze względu na wysoką temperaturę.

Wadą tych pieców jest wolne grzanie, odwęglanie i utlenianie powierzchni, trudność pomiaru, a często i trudność uzyskania temperatury ok. 1300°.

Jako właściwą temperaturę do hartowania uważa się temperaturę, przy której na narzędziu zaczynają się tworzyć pęcherzyki, określone jako początek topienia się materiału. Pęcherzyki te, tworząc się na delikatnych ostrzach narzędzi, psują je wyraźnie; poza tym wydaje się, że nie są one oznakami prawdziwej temperatury topienia stali, która leży wyżej. Nadtopianie rzeczywiście zachodzi, ale jest ono spowodowane przez obecność znacznej ilości tlenu, który obniża punkt topliwości stali.

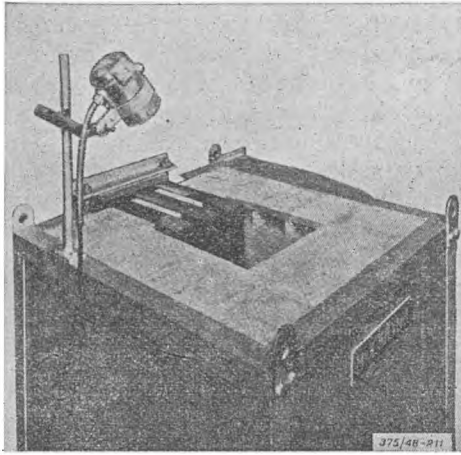
Hartownik obawia się tych pęcherzy i hartuje narzędzia przy temperaturze zbyt niskiej, co powoduje, że właściwości stali nie są należycie wyzyskane.

Nowoczesne rozwiązanie pieca sylvitowego pokazuje rys. 11. Zamiast oporów grzejnych z nichromu, który nie wytrzyma stałego grzania w temp. ok. 1300°, są tu zastosowane opory sylvitowe w formie pałeczek wsuwanych w rowki ogniotrwałego wymurowania o specjalnym profilu. Każda pałeczka sylvitowa jest oddzielnie wkładana (łatwość wymiany). Podłączenie sylvitów do przewodów doprowadzających prąd znajduje się w tylnej osłoniętej części pieca.

Spód pieca jest utworzony z płyty nichromowej ognioodpornej. Piec posiada własne urządzenie do wytwarzania atmosfery ochronnej (kontrolowanej), przez spalania gazu świetlnego, przy czym komora spalania znajduje się pod przednią częścią pieca.

Doprowadzenie sprężonego po-

<sup>2)</sup> Sylvity są to opory niemetaliczne, spiekane, składające się z węglików krzemu i spoiwa.



Rys. 12. Piec elektrodowy firmy „Max Sievert” (widok z przodu).

wietrza dla spalania i stworzenie nadciśnienia w piecu zabezpiecza mały motokompresor.

W podstawie drzwiczek znajduje się szczelina do wytwarzania zasłony płomiennej w momencie ich otwierania, celem niedopuszczenia do komory pieca powietrza.

Wszystko to razem daje możliwość odpowiedniego dogrzenia stali bez obawy tworzenia się pęcherzyków, o czym już była mowa.

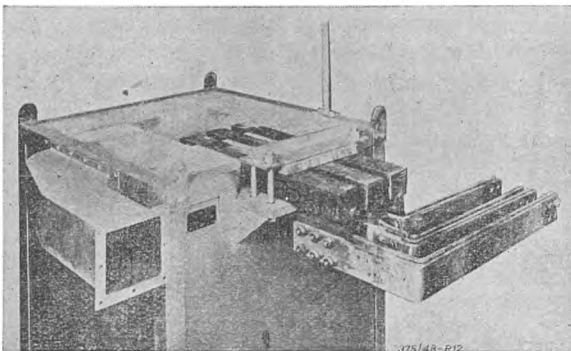
Pomiar temperatury odbywa się termoelementem dosuwanym do komory pieca tylko na czas pomiaru, ze względu na wytrzymałość drutów termoelementu.

Najlepszym piecem do hartowania, stosowanym dziś wyłącznie w większych zakładach przemysłowych, okazał się *solny piec elektrodowy*. Spotyka się piece dwóch typów:

- 1) o przekroju prostokątnym z 3 elektrodami wpuszczonymi do kotliny (rys. 12 i 13);
- 2) o przekroju sześciobocznym, gdzie 3 elektrody stanowią trzy ścianki kotliny, a wymurowanie ogniotrwałe trzy pozostałe ścianki (rys 15 i 16).

Elektrody wykonywane są z miękkiej stali (o jak najmniejszej zawartości węgla).

Grzanie polega na tym, że prąd doprowadzony elektrodami przechodzi przez stopioną



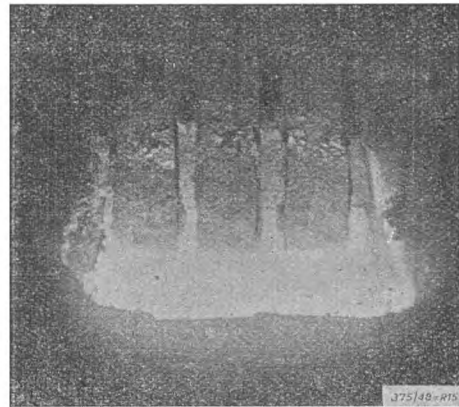
Rys. 13. Piec elektrodowy z rys. 12 (widok z tyłu).

sól, która działa jako opór i powoduje podnoszenia się temperatury; 1300<sup>0</sup> i wyżej otrzymuje się bez trudności.

Rozpalanie pieca wykonuje się zwierając na krótko elektrody kawałkiem miękkiej stali, która rozgrzewa się szybko i topi sól w bezpośrednim sąsiedztwie. Gdy warstwa stopionej soli pokryje już całą powierzchnię i zewrze elektrody, stalowy kawałek wyjmuje się i dalsze stopniowe grzanie i topienie soli odbywa się już samo. Dla szybszego grzania niektóre firmy dodają do pieca rodzaj kosza, który zanurza się do stopionej soli przed końcem pracy i który tam pozostaje po zakrzepnięciu soli.

Przy ponownym rozgrzewaniu, przepuszcza się przez kosz prąd, który powoduje szybkie topienie soli w kotlinie, po czym kosz wyjmuje się.

Rys. 12 i 13 przedstawiają piec elektrodowy solny w wykonaniu szwedzkiej firmy „Max Sievert”. Kotlina wymurowana jest



Rys. 14. Kotlina pieca z rys. 12 ze stopioną solą.

cegłą wysokoogniotrwałą, o wymiarach normalnych; na rys. 12 widać wyraźnie 3 elektrody wpuszczone do kotliny. Połączenie elektrod z szynami doprowadzającymi prąd pokazuje rys. 13. Zamiast dawniej stosowanego okapu, ostatnia warstwa cegieł nad kotliną posiada szczeliny, połączone z wentylatorem, którymi usuwa się pary soli.

Rozwiązanie takie zwiększa łatwość obserwacji i manipulowania przy piecu. Pirometr optyczny umocowany na stałe i połączony z miligalwanometrem umieszczonym na tablicy rozdzielczej umożliwia stałą kontrolę temperatury.

Rys. 14 przedstawia wnętrze kotliny z roztopioną solą i zanurzonymi w nią elektrodami. Napięcie prądu na elektrodach jest rzędu 12-36 V. Aby przejść z normalnego napięcia prądu, zazwyczaj trójfazowego 220 — 380 V, na niskie napięcie stosuje się transformator, który musi mieć dość duże wymiary ze względu na duży amperaż (moc 25 — 60 kW) i stanowi najdroższą część urządzenia.

Regulacja prądu, a więc i temperatury odbywa się przez włączanie odpowiednich zwojów transformatora.

Podobny piec z kotłową sześcioboczną w wykonaniu angielskiej firmy „General Electric Comp. Ltd.” przedstawia rys. 15; przekroje pieca pokazane są na rys. 16. Urządzenia kontrolne i rozdzielcze zmontowane są na osłonie transformatora. Usuwanie oparów jest również typu szczelinowego: pary soli przedostają się przez przełoty nad elektrodami do pudła obudowanego naokoło pieca, a stąd rurą przez wentylator do wyciągu. Pomiar temperatury odbywa się analogicznie jak przy piecu firmy „Max Sievert”.

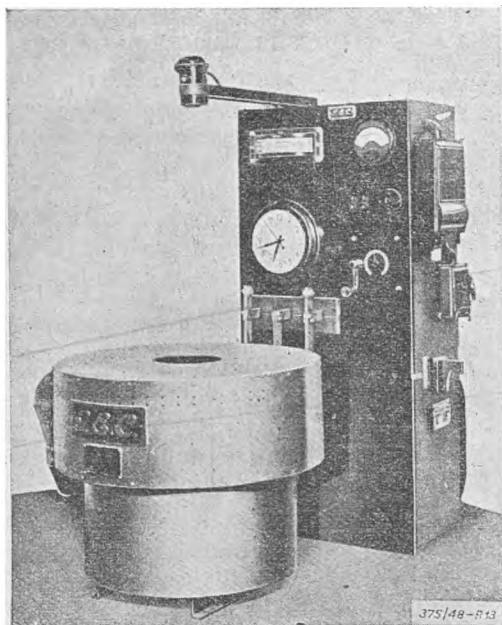
Jako sól grzejną stosuje się chlorek baru ( $BaCl_2$ ) o temp. topliwości  $960^{\circ}$ , lub, jak niektóre źródła podają, boraks.

Kąpielom takim zarzuca się często działanie odwęglające. Właściwie odwęglająco działa nie sam chlorek baru, lecz zgorzelina, przede wszystkim z elektrod. Wskutek obecności zgorzeliny kąpiel staje się czarna.

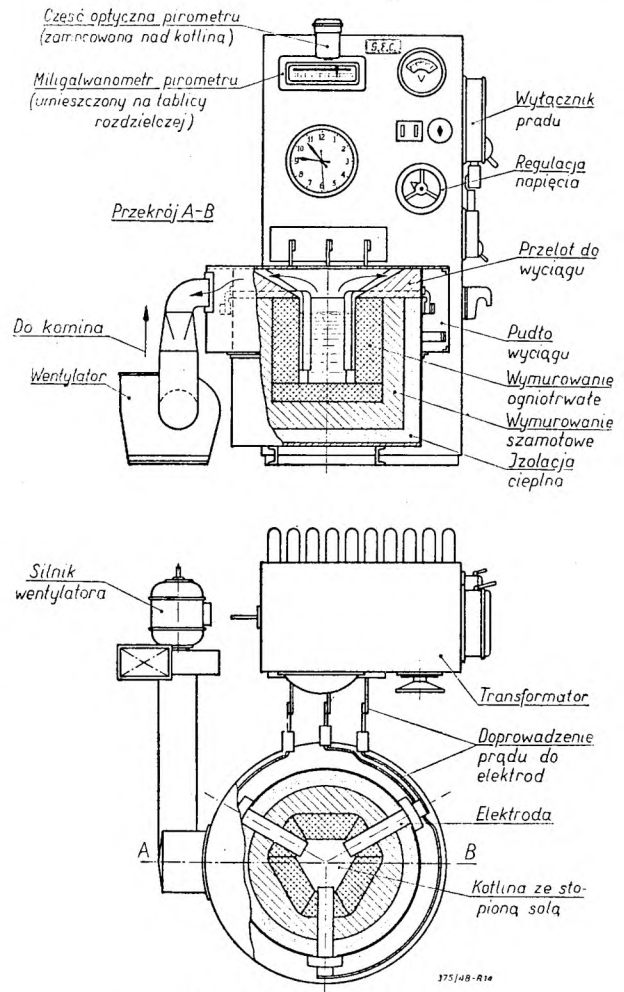
Należy więc co pewien czas odświeżyć kąpiel przez dodawanie świeżej soli i przeprowadzić odtlenienie za pomocą żelazokrzemu (0,5 — 1,0%) lub bezwodnego boraksu (2 — 3%). Przy ciągłej pracy kąpeli odtlenianie takie należy przeprowadzić raz lub nawet dwa razy w czasie 8-godzinnej pracy.

Boraks jako kąpiel nie odwęglą wprawdzie przedmiotów, ale ma za to duży opór elektryczny, co utrudnia topienie i nagrzewanie kąpeli, a po za tym mocno przylega do przedmiotów, zwłaszcza we wgłębieniach.

Zaletą pieców elektrodowych solnych jest równomierna, dająca się ściśle ustalić i zmie-



Rys. 15. Piec elektrodowy firmy „The General Electric Co. Ltd.”.



Rys. 16. Piec z rys. 15 — przekroje.

żyć temperatura, usunięcie niebezpieczeństwa przegrzania narzędzia, łatwość uzyskania wysokiej temperatury, łatwość regulacji i wreszcie olbrzymia wydajność.

Odpuszczanie stali szybko tnącej wykonuje się albo w kąpeli solnej albo w piecu elektrycznym z przymusowym obiegiem powietrza. Jako kąpiel solną używa się czystą saletrę potasową ze względu na wyższą temperaturę wrzenia.

Ponieważ piece te używane są normalnie do odpuszczania stali węglowych i narzędziowych, a poza tym były już omawiane w „Mechaniku”, więc bliżej opisywać ich nie będziemy.

#### LITERATURA

- Dr inż. I. Feszczenko-Czopiński „Metaloznawstwo” Cz. II „Stale specjalne”. 1934.
- Dr inż. F. Rapatz „Die Edelstähle”. II wyd. 1934.
- Dr inż. I. Feszczenko-Czopiński i inż.-met. A. Aścik „Obróbka termiczna stali szybko tnącej”. 1935.
- A. P. Gulajew „Bystrorieżuszczaja stal”. 1939.
- Kand. tech. nauk J. A. Geller i inż. W. S. Babajew „Instrumentalnaja stal”. 1945.
- Dr nauk tech. N. F. Bołchowitinow „Mietalowie-dienje i tiermiczeskaja obrabotka”. 1947.

Inż.-mech. KAZIMIERZ OCHĘDUSZKO

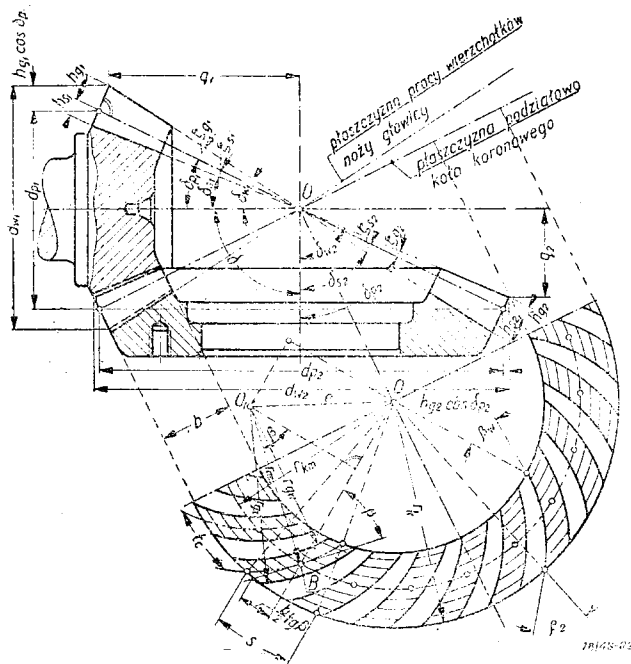
# STOŹKOWE KOŁA ZĘBATE O ŁUKOWO-KOŁOWEJ LINII ZĘBA

(dokończenie)

## Charakterystyka uzębienia firmy Gleason

Uzębienie firmy Gleason charakteryzuje się tym, że:

1) Zęby są zbieżne tj. stożki: wierzchołkowy, podziałowy i dna wrębów zbiegają się we wspólnym wierzchołku O (rys. 9).



Rys. 9. Konstrukcja przekładni stożkowej o uzębieniu łukowo-kołowym (Gleasona).

2) Znajdują zastosowanie zęby niskie o współczynnikach wysokości  $y$ : 0,70, 0,75, 0,8 i 0,85, które są uzależnione od ilości zębów w mniejszym kole oraz przełożenia przekładni (tabl. I).

3. Stosuje się kąty przyporu  $\alpha$ :  $14^{\circ}30'$ ,  $17^{\circ}30'$  i  $20^{\circ}$ . Zakres stosowania kątów przyporu podaje również tabl. I.

Przyczyną stosowania różnorodności kątów przyporu jest:

a) firma Gleason na podstawie wieloletniego doświadczenia ustaliła, że najkorzystniejszym kątem przyporu jest  $14^{\circ}30'$ , gdyż wówczas:

- 1) stopień pokrycia jest znaczny,
- 2) mimośrodowość uzębienia (wadliwie naciętego) wywiera mniejszy wpływ na hałaśliwą pracę kół oraz powstaje mniejsze niebezpieczeństwo zakleszczania się zębów,
- 3) występują mniejsze naciski poosiowe;

b) w miarę jednak jak suma zastępczych ilości zębów  $z_{zast}$  jest coraz to mniejsza od

podwójnej granicznej ilości zębów, musi być zastosowana korekcja uzębienia zarówno pod względem wysokości przez zmniejszenie współczynnika  $y$ , jak również przez obiór większych kątów przyporu (tab. I).

TABLICA I

Stosowane w uzębieniu łukowo-kołowym współczynniki wysokości zęba oraz kąty przyporu.

Ilości zębów			kąt przyporu $\alpha$	współczynnik wysokości zęba $y$
koła mniejszego	koła większego			
	od	do		
5	25	$\infty$	$20^{\circ}$	0,7
6	25	$\infty$	$20^{\circ}$	0,75
7	25	$\infty$	$20^{\circ}$	0,75
8	25	$\infty$	$17^{\circ}30'$	0,8
9	25	$\infty$	$17^{\circ}30'$	0,85
10	10	24	$17^{\circ}30'$	0,85
10	25	$\infty$	$14^{\circ}30'$	0,85
11	20	$\infty$	$14^{\circ}30'$	0,85
12	12	$\infty$	$14^{\circ}30'$	0,85

Graniczną ilość zębów można obliczyć ze wzoru:

$$z_g = \frac{2y}{\sin^2 \alpha} \quad [1]$$

gdzie:  $z_g$  — graniczna ilość zębów bez podcięcia,

$y$  — współczynnik wysokości zęba,

$\alpha$  — kąt przyporu.

4. Szerokość wieńca winna być  $b = [\frac{1}{4} \div \frac{1}{3}] r_k$  (rys. 9) ( $r_k$  — promień koła koronowego (tarczowego) = długości tworzącej stożka podziałowego), lecz mniejsza od  $\frac{1}{3}$  średnicy głowicy frezowej.

5. Znajduje zastosowanie korekcja P—O. Wielkość współczynników przesunięcia zarysu boku zęba podaje tabl. II. Wiążące się z tym grubości zębów mogą być dowolnie obierane, byleby suma grubości zębów obydwu kół była równa podziałce.

Poza przytoczonymi wielkościami charakterystycznymi dla uzębienia łukowo-kołowego Gleasona należy zwrócić uwagę na wielkość średniego kąta pochylenia zęba; średni kąt pochylenia linii zęba (rys. 9), jest to kąt, jaki zawiera styczna do zęba w połowie szerokości wieńca (w punkcie B) z tworzącą,



**TABLICA II**

Wartości współczynnika  $x$  przesunięcia zarysów  
w zależności od stosunku  $\frac{z_2}{z_1}$

$x$	$\frac{z_2}{z_1}$	$x$	$\frac{z_2}{z_1}$	$x$	$\frac{z_2}{z_1}$	$x$	$\frac{z_2}{z_1}$
0,01	1,01	0,13	1,18	0,25	1,46	0,37	2,22
2	1,022	14	1,195	26	1,50	38	2,35
3	1,035	15	1,215	27	1,535	39	2,50
4	1,045	16	1,235	28	1,575	40	2,63
5	1,06	17	1,255	29	1,62	41	2,90
6	1,07	18	1,275	30	1,67	42	3,25
7	1,085	19	1,30	31	1,72	43	3,70
8	1,1	20	1,32	32	1,78	44	4,10
9	1,115	21	1,35	33	1,85	45	5,30
0,10	1,13	22	1,375	34	1,925	46	7,4 do ~
11	1,145	23	1,40	35	2,01		
12	1,16	24	1,43	36	2,12		

Wartości  $x$  podane w tej tabeli są ważne dla  $y = 1$ . Dla innych wartości  $y$ , należy wartości  $x$  z tabeli pomnożyć przez  $y$ , a wówczas  $x' = x \cdot y$ .

przeprowadzoną przez ten punkt. Wg wskazówek firmy Gleason kąt ten winien wynosić:  $\beta = 30^\circ \div 40^\circ$ .

Stopień pokrycia wyniesie wówczas

$$\epsilon = \epsilon_c + \epsilon_\beta \quad [2]$$

gdzie:

- $\epsilon$  — sumaryczny stopień pokrycia
- $\epsilon_c$  — czołowy stopień pokrycia, występujący podczas zążeńia się kół o zębach prostych, liczony na czołowych powierzchniach kół
- $\epsilon_\beta$  — dodatkowy stopień pokrycia, wynikły ze skosu zęba. Ten stopień pokrycia winien być zawarty w granicach:

$$\epsilon_\beta = \frac{s}{l_c} = 1,25 \div 2 \quad [3]$$

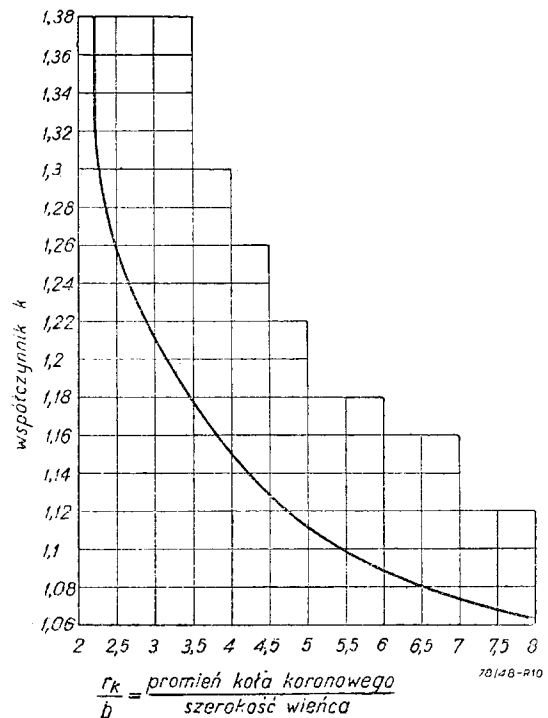
gdzie:

- $s$  — wielkość łuku objętego (rys. 9) promieniami przechodzącymi przez początek i koniec linii zęba — mm,
- $l_c$  — czołowa podziałka — mm.

Ponieważ kąt pochylenia linii zęba jest zmienny, przeto obliczenie szerokości  $s$  nastręcza wiele trudności. Wartość  $s$  oblicza się z wzoru:

$$s = k \cdot b \cdot \text{tg } \beta \quad [4]$$

gdzie:  $k$ —współczynnik z wykresu na rys. 10.



Rys. 10. Wartości współczynnika  $k$  w zależności od stosunku długości tworzącej stożka podziałowego (promienia koła tarczowego lub koronowego)  $r_k$  do szerokości wieńca  $b$ .

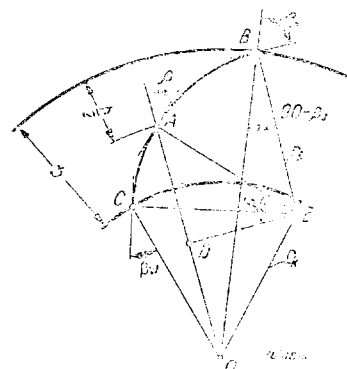
Ze względu na to, że przy obliczaniu czołowego kąta przyporu potrzebna jest znajomość zewnętrznego kąta pochylenia linii zęba  $\beta_z$ , podajemy wzór:

$$\sin \beta_z = \frac{b \cdot r_k - \frac{b^2}{4} + (2r_k \cdot r_f - b \cdot r_f) \sin \beta}{2 r_k \cdot r_f} \quad [5]$$

obliczony z trójkąta OBE (rys. 11),

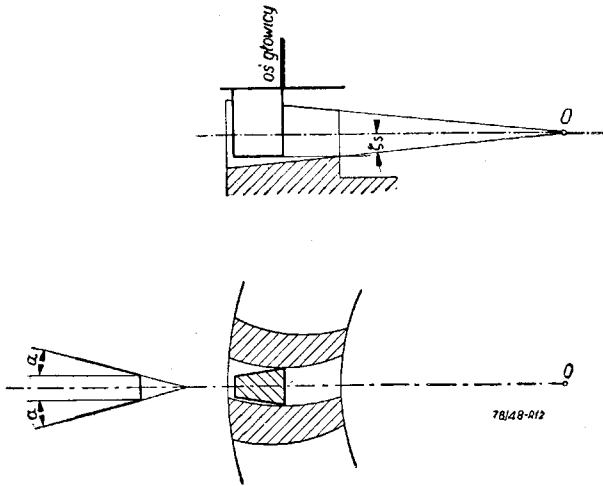
gdzie:

- $\beta_z$  — zewnętrzny kąt pochylenia linii zęba,
- $b$  — szerokość wieńca,
- $r_k$  — promień koła koronowego,
- $r_f$  — średni promień głowicy frezowej.



Rys. 11. Schemat ustawienia osi głowicy względem osi koła tarczowego (koronowego).

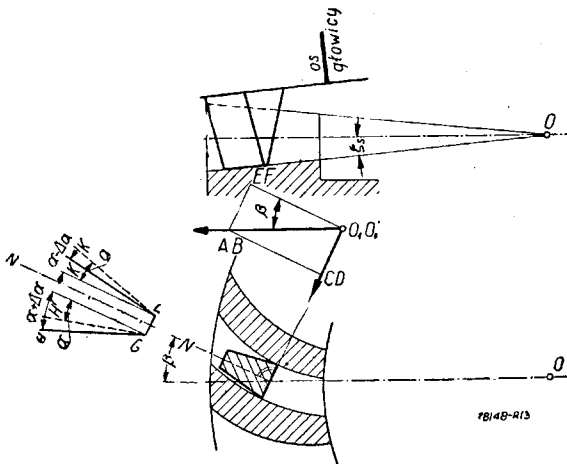
Uzyskanie jednak odpowiedniego średniego kąta pochylenia linii zęba  $\beta$  podczas nacinania zębów wiąże się ściśle z pewnymi koniecznymi poprawkami pochylenia krawędzi tnących ostrzy głowicy. W celu zrozumienia tego zagadnienia przeprowadzimy następujące rozumowanie:



Rys. 12. Położenie głowicy frezowej w wypadku nacinania zębów w kole stożkowym o dnie wrębów równoległym do stożka podziałowego oraz o kącie pochylenia linii zęba  $\beta = 0$ .

Gdyby głowica frezowa nacięła zęby o średnim kącie pochylenia linii zęba  $\beta = 0$  oraz wzdłuż powierzchni dna wrębu, równoległej do stożka podziałowego (rys. 12), wówczas krawędzie tnące ostrzy noży mogłyby być symetryczne względem płaszczyzny OO, równoległej do osi głowicy frezowej.

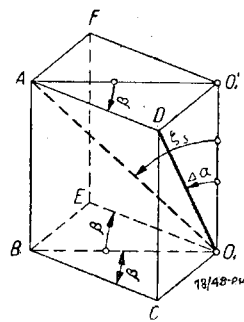
Ponieważ jednak wręb musi być obrobiony do dna pochylonego pod kątem  $\zeta_s$  (rys. 13), przeto musi się również przechylić oś głowicy w płaszczyźnie  $O_1A$ . Biorąc pod uwa-



Rys. 13. Położenie głowicy frezowej w wypadku nacinania zębów w kole stożkowym o zbieżnym zębie (dno wrębów nachylone do tworzącej stożka podziałowego pod kątem wysokości stopy zęba — oraz o pochyleniu linii zęba do tworzącej stożka podziałowego pod średnim kątem  $\beta \neq 0$ .

gę składową przechylenia w płaszczyźnie  $O_1O_1'CD$ , prostopadłej do linii zęba, zauważymy, że zewnętrzna krawędź tnąca odchyli się dodatkowo od płaszczyzny pionowej NN o kąt  $\Delta\alpha$  (zajmie położenie GH), zaś wewnętrzna krawędź tnąca o ten sam kąt zbliży. Gdybyśmy taki stan pozostawili, otrzymalibyśmy po nacięciu zębów w kole wklęsły bok o większym kącie przyporu, a bok wypukły o mniejszym kącie przyporu, czyli zęby byłyby asymetryczne. Ponieważ w kole współpracującym zaistniałby ten sam stan rzeczy, przeto doszłoby do zazębienia wypukłej strony zęba o mniejszym kącie przyporu jednego koła z wklęsłym bokiem zęba o większym kącie przyporu drugiego koła. Musimy wobec tego zmienić położenie krawędzi tnących tak, aby były symetrycznie zorientowane względem osi NN, a więc musiałyby te krawędzie zająć położenie GH i LK.

Wielkość poprawki  $\Delta\alpha$  obliczymy na podstawie rys. 14, przyjąwszy, że oś głowicy  $O_1O_1'$  przechyliła się około punktu  $O_1$  w położenie  $O_1A$ .



Rys. 14. Schemat do obliczenia wielkości poprawki pochylenia krawędzi tnącej, wynikłej z przechylenia osi głowicy o kąt  $s$

Z trójkąta:  $O_1O_1'D$

$$\text{tg } \Delta\alpha = \frac{O_1'D}{O_1O_1'}$$

a z trójkąta  $O_1'DA$  otrzymamy:  $O_1'D : O_1A = \sin \beta$ , skąd  $OD = O_1'A \sin \beta$ , zaś z trójkąta  $AO_1O_1'$

$$O_1'A : O_1O_1' = \text{tg } \zeta_s,$$

skąd

$$O_1O_1' = \frac{O_1'A}{\text{tg } \zeta_s}$$

zatem ostatecznie:

$$\text{tg } \Delta\alpha = \sin \beta \cdot \text{tg } \zeta_s \dots [a]$$

Ponieważ zarówno  $\Delta\alpha$  jak i  $\zeta_s$  są małymi kątami, przeto możemy przyjąć w przybliżeniu:

$$\text{tg } \Delta\alpha \approx \Delta\alpha, \quad \text{tg } \zeta_s \approx \zeta_s$$

wobec czego wzór [a] przyjmie postać

$$\Delta\alpha = \zeta_s \cdot \sin \beta \dots [b]$$

Ponieważ jedną głowicą obrabiamy oba koła, posiadające różne kąty wysokości stóp zębów, przeto wprowadzamy dalsze przybliżenie:

$$\Delta \alpha = \frac{\zeta_{s1} + \zeta_{s2}}{2} \cdot \sin \beta \quad [6]$$

przy czym zarówno kąt  $\Delta \alpha$  jak i kąty  $\zeta_{s1}$  i  $\zeta_{s2}$  podaje się w minutach.

Ponieważ nie można trzymać na składzie nieskończenie wielkiej ilości głowic frezowych o różnych poprawkach  $\Delta \alpha$ , przeto firma Gleason ustaliła pewien asortyment głowic, dając numery: 3,5; 4,5; 5,5; 6,5; 7,5; 8,5; 9,5; 10,5; 11,5; 12,5; 13,5; gdzie

$$\text{Nr głowicy} = \frac{\Delta \alpha}{10} \quad (\text{w min}) \quad [7]$$

Jeśli więc np. poprawka wynosi  $75'$ , wówczas głowica ma Nr 7,5. Ponieważ głowice mają stałe wielkości poprawek  $\Delta \alpha$ , ponadto zaś suma kątów wysokości stóp współpracujących kół jest wartością dla danej przekładni stałą, przeto wielkość kąta pochylenia linii zębów  $\beta$  musi być wartością zmienną.

**TABLICA III**  
Głowice frezowe.

Średnia średnica głowicy frezowej $2 r_f$	Zakres długości tworzących stożka podziałowego lub zakres promieni kół koronowych $r_h$	max moduł czolowy $m_c$ mm	max szerokość wieńca $b$ mm	max wysokość zęba $h_z$ mm
3,5'' = 88,9 mm	38 — 72	3	15	6
6'' = 152,4 mm	50 — 110	5	25	9
7,5'' = 190,5 mm	70 — 130	6	32	12
9'' = 228,6 mm	90 — 150	7,5	38	14
12'' = 304,8 mm	130 — 190	10	50	18

**Przykład.**

Obliczyć stożkową przekładnię zębatą o przełożeniu  $z_1/z_2 = 6/36$  i module  $m = 5$ .

Z tab. I odczytamy, że dla takiej przekładni przyjmuje się kąt przyporu  $\alpha = 20^\circ$  oraz współczynnik wysokości zęba  $y = 0,75$ .

Na podstawie tab. II określimy wielkość współczynnika przesunięcia zarysu zęba:

$$\text{dla } \frac{z_2}{z_1} = \frac{36}{6} = 6, \text{ odczytujemy } x = 0,45; \text{ ponieważ}$$

$$\text{jednak w danym wypadku } y = 0,75, \text{ przeto} \\ x' = y \cdot x = 0,75 \cdot 0,45 = 0,3375,$$

a stąd wielkość przesunięcia

$$p = x' \cdot m = 0,3375 \cdot 5 = 1,6875 \text{ mm.}$$

Wysokość głowy zęba wyniesie: w małym kole  $h_{g1} = y \cdot m + x' \cdot m = 0,75 \cdot 5 + 0,3375 \cdot 5 = 5,442 \text{ mm}$ , zaś w dużym

$$h_{g2} = y m - x' m = 2,06 \text{ mm.}$$

W podobny sposób można obliczyć wysokości stóp w obu kołach oraz pozostałe wymiary na podstawie znanych wzorów.

Otrzymamy więc:

	koło małe	koło duże
wysokość głowy zęba	5,44	2,06
„ stopy zęba	2,86	6,21
długość tworzącej $r_h$		91,245
średnica podziałowa	30	180
„ wierzchołk.	40,7	180,685
kąt stożka wierzchołk.	$12^\circ 52'$	$81^\circ 50'$
„ „ podziałow.	$9^\circ 28'$	$80^\circ 32'$
„ stopy zęba $\zeta_s$	$1^\circ 48'$	$3^\circ 54'$

Obliczymy obecnie dane celem dobrania głowicy oraz odpowiedniego kąta pochylenia linii zęba. W danym wypadku  $\zeta_{s1} + \zeta_{s2} = 5^\circ 42'$ . Jeślibyśmy chcieli zachować zalecany kąt pochylenia linii zęba w granicach  $\beta = 30^\circ - 40^\circ$ , wówczas na podstawie wzoru [6] (pamiętając, że  $5^\circ 42' = 342'$ ) otrzymamy:

$$\text{dla } \beta = 30^\circ, \Delta \alpha_{\min} = \frac{342}{2} \cdot \sin 30^\circ \approx 85'$$

$$\text{zaś dla } \beta = 40^\circ, \Delta \alpha_{\max} = \frac{342}{2} \cdot \sin 40^\circ \approx 105'$$

skąd wg wzoru [7] otrzymalibyśmy Nr głowicy: 8,5 do 10,5.

Przyjęlibyśmy najprawdopodobniej głowicę Nr 9,5, a wówczas na podstawie wzoru [6] otrzymamy:

$$95 = \frac{342}{2} \sin \beta, \quad \text{skąd } \sin \beta = \frac{2 \cdot 95}{342}$$

a więc

$$\beta = 33^\circ 44' 56'' \approx 33^\circ 45'$$

W uzupełnieniu podajemy w tablicy III bliższe dane dotyczące wymiarów głowic frezowych oraz zakresu ich zastosowania.

Nakładem Instytutu Wydawniczego SIMP ukazała się w druku książka

dr inż. Stefana Neumarka p. t. „MECHANIKA TECHNICZNA”. Część I. „Statyka”.

Stron XVI + 390 rysunków 317. Cena zł. 1200.—.

Książka ta została zatwierdzona reskryptem Ministerstwa Oświaty Nr VI/Oc-789/47 z dnia 17.X.1947 r. jako podręcznik dla liceów mechanicznych oraz do bibliotek szkół technicznych.

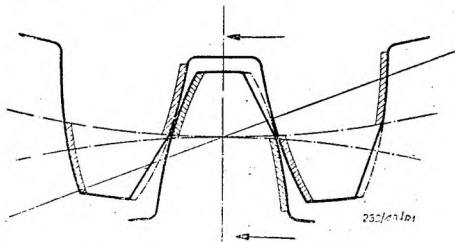
Inż.-mech. PIOTR MOROZ

## WIÓRKOWANIE KÓŁ ZĘBATYCH

### Wstęp

Stałe powiększanie szybkości obwodowej kół zębatych, przy równoczesnym dopełnieniu warunku cichobieżności, postawiło wytwórców kół zębatych przed zadaniem dość trudnym. Należało przede wszystkim ustalić przyczyny hałasów. Po dłuższych badaniach przekonano się, że źródłem hałasów są różne niedokładności wykonania, a więc nieprawidłowy zarys zęba, niedokładna i niejednostajna podziałka, bicie uzębienia, a przede wszystkim chropowatość roboczych powierzchni zębów. Starano się przez szlifowanie boków zębów usuwać te błędy zazębienia. Okazało się jednak, że pomimo najdokładniejszego wykonania, oraz uzyskania bardzo gładkiej powierzchni, koła nadal hałasowały. Dalsze badania wykazały dopiero, że przyczynami hałasów są również względy niezależne od dokładności wykonania.

Jedną z przyczyn jest uginanie się zębów podczas pracy, wskutek czego podziałka zębów w kole napędzanym zwiększa się, zaś w kole napędzającym zmniejsza. Gdy więc druga para zębów wchodzi w zazębienie, następuje gwałtowne przyspieszenie koła napędzanego (wraz z masami z nim związanymi), po czym znów opóźnienie itd., przy czym niepracujące boki zębów zderzając się ze sobą, wywołują hałasy.

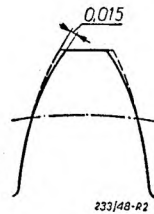


Rys. 1. Poprawka boków zębów zastosowana przez firmę „Packard“.

Powstały różne sposoby poprawienia zarysów zębów tak, aby tego przedwczesnego zazębienia drugiej pary nie było. W związku z tym firma „Packard” zastosowała przycinanie boków zębów od walca podziałowego do wierzchołka (rys. 1). Przez tego rodzaju poprawienie zazębienia, zmniejszył się jednak stopień pokrycia. Zaniechano go więc i po doświadczeniach ustalono (głównie w Ameryce) zarys zęba pokazany na rys. 2, który odbiega od prawidłowej ewolwenty, porzucając od koła podziałowego ku wierzchołkowi. Ten poprawiony zarys, nosi nazwę *zmodyfikowanego*.

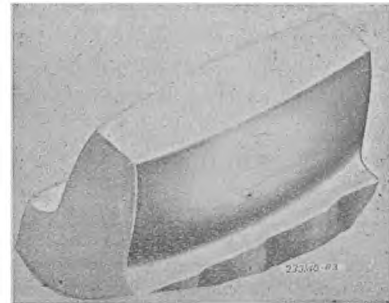
Drugą przyczyną hałasowania zębów jest to, że osie w skrzynkach przekładniowych nie

są równoległe, lecz wichrowate, wskutek czego zęby nie pracują na całej długości, lecz silniej z jednego boku (od czoła). I tutaj rów-



Rys. 2. Zmodyfikowany zarys boków zębów.

niez musiano dokonać poprawki przedstawionej na rys. 3, polegającej na tym, że ząb nie ma boków równoległych do siebie, lecz uzyskuje kształt *beczkowaty*.



Rys. 3. Beczkowaty kształt zęba.

Przedstawione przyczyny oraz dążność do potania produkcji przy uzyskiwaniu gładkich zębów doprowadziły do wynalezienia metody wykańczającej obróbki boków zębów, zwanej *wiórkowaniem*<sup>1)</sup>

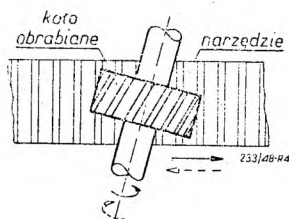
### Rozwój metod wiórkowania

Pierwsza *maszyna do wiórkowania* została zbudowana przez firmę „Pratt Whitney” (USA) w roku 1928. Zasada pracy polegała na zastosowaniu obróbki dwoma nożami na podobieństwo strugarki do stożkowych kół zębatych firmy „Gleason”. Z powodu niskiej wydajności oraz niedostatecznej gładkości boków zębów metoda ta nie znalazła zastosowania.

W roku 1932 firma „Michigan Tools” wykonała maszynę do wiórkowania, w której narzędziem była zębátka złożona z pojedynczych zębów zamocowanych we wspólnej oprawie. Boki zębów zębátki posiadały nacięte rowki od wierzchołka zęba do podstawy i w ten sposób powstały krawędzie tnące.

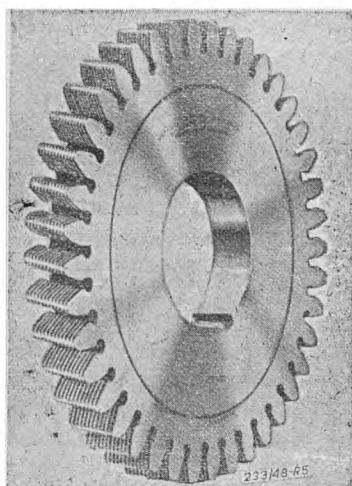
1) Angielska nazwa brzmi *shaving*, co dosłownie przetłumaczone znaczy skrobanie. Często też spotyka się spolszczoną nazwę procesu „szewingowanie”.

Zębatkę tą zamocowuje się na stole, wykonywującym ruchy posuwisto-zwrotne (rys. 4). Przez ukośne ustawienie zębatki do osi obrabianego koła uzyskuje się skrobanie zębów koła wzdłuż zębów.



Rys. 4. Zasada wiórkowania metodą firmy „Michigan Tool” przy użyciu narzędzia w postaci zębatki.

W tym samym roku firma „National Broach & Machine Co” zbudowała maszynę, w której narzędzie miało kształt koła zębatego o zębach śrubowych, zaopatrzonego również w rowki przebiegające wzdłuż wysokości zęba, równoległe do czoła (rys. 5).



Rys. 5. Narzędzie do wiórkowania w postaci koła zębatego.

W obydwu tych metodach obróbki wiórkowaniem została wykorzystana zasada przedstawiona schematycznie na rys. 6. Osie przedmiotu i skrobaka zawierają ze sobą kąt  $\gamma$ .

Z rys. 6 odczytamy, że prędkość względna wzdłuż zęba wyniesie:

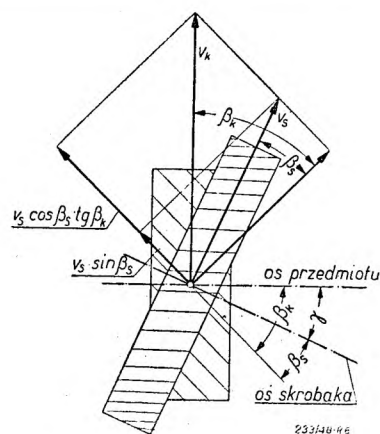
$$v = v_s \cdot \cos \beta_s \cdot \operatorname{tg} \beta_k - v_s \cdot \sin \beta_s \quad [1]$$

oraz

$$v_k \cdot \cos \beta_k = v_s \cdot \cos \beta_s \quad [2]$$

gdzie:  $v_k$  — prędkość obwodowa koła obrabianego,

$v_s$  — prędkość obwodowa skrobaka,



Rys. 6. Wzajemne zależności między prędkościami przy skrzyżowanych osiach koła obrabianego i skrobaka.

$\beta_k$  — kąt pochylenia linii zęba koła obrabianego,

$\beta_s$  — kąt pochylenia linii zęba skrobaka,

Gdy  $\beta_k = 0$ , wówczas z wzoru [1] otrzymamy:

$$v = -v_s \cdot \sin \beta_s$$

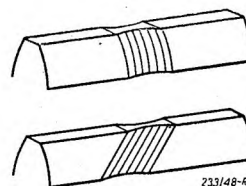
W wypadku granicznym  $\beta_s = 0$ , t. j. skrobak ma zęby równoległe do osi, gdy kąt pochylenia linii zęba przedmiotu jest równy najkorzystniejszemu kątowi skrzyżowania osi  $\gamma$ , jaki jest potrzebny podczas skrobania.

Na ogół dla kół zębatych o śrubowej linii zęba przewiduje się skrobak o pochyleniu zęba.

$$\beta_s = \beta_k - \gamma \quad [3]$$

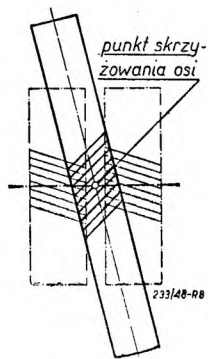
Z rys. 6 odczytamy również, że im  $\gamma$  jest większe, tym większa jest prędkość  $v$ , tj. tym energiczniejsze jest skrobanie. Z drugiej jednak strony im mniejszy jest kąt  $\gamma$  tym pewniejszy jest napęd koła obrabianego od skrobaka. Dlatego na ogół przyjmuje się

$$\gamma = 10 \div 15^\circ$$



Rys. 7. Chwilowe ślady zbierania wiórów.

Chwilowe ślady zbierania wiórów w wypadku, gdy nie ma dodatkowego posuwu poosiowego, pokazuje rys. 7. W celu umożliwienia obróbki zęba na całej szerokości wieńca nadaje się kołu obrabianemu dodatkowy poosiowy przesuw. Przesuw ten winien

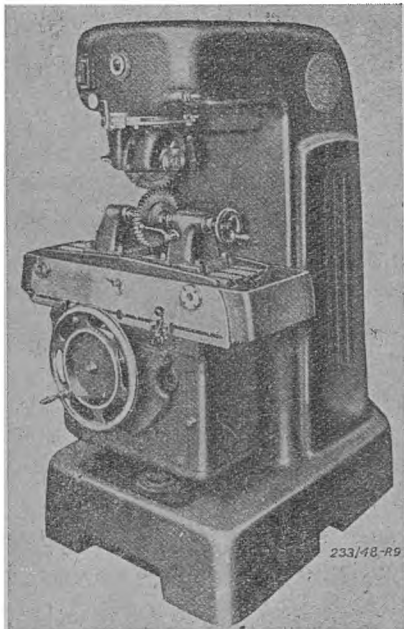


być tak dobrany, aby punkt skrzyżowania osi skrobaka i koła obrabianego w rzucie poziomym, wychodził nieco z obydwu stron poza czoła koła obrabianego (rys. 8).

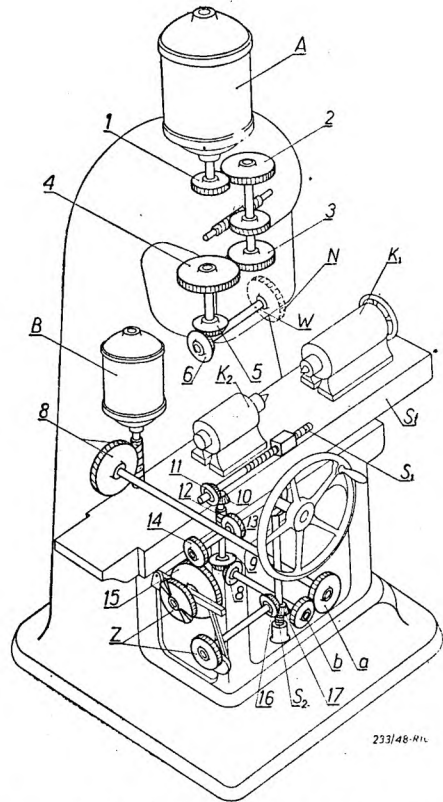
Rys. 8. Krańcowe położenia obrabianego koła w stosunku do narzędzia.

### Maszyny do wiórkowania (skrobania) kół zębatach

Spośród opisanych metod obróbki wiórkowaniem obecnie stosowana jest głównie metoda, w której narzędziem jest skrobak w postaci koła zębatego. Ma to uzasadnienie w tym, że przy skrobaniu prędkość obwodowa skrobaka winna być stosunkowo duża (wynosi bowiem około 120 m/min). W metodzie firmy „Michigan Tool Co” narzędzie w postaci zębatego koła wykonywa wraz ze stołem, na którym jest zamocowane, ruch posuwisto-zwrotny. Ze względu na znaczne masy nie można uzyskać odpowiednio dużej prędkości ruchu posuwisto-zwrotnego. Ujemną też stroną tej metody jest jeszcze i to, że ten sam ząb obrabia stale ten sam wrzół koła. Maszyna ma również znaczne wymiary, nie można wykańczać wiórkowaniem kół o wewnętrznym uzębieniu, a wreszcie nie można uzyskać pod-



Rys. 9. Maszyna do wiórkowania firmy „National Broach et Machine Co”, typ „Red Ring”.



Rys. 10. Schemat maszyny z rys. 9.

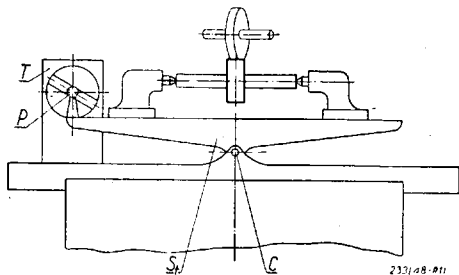
czas wiórkowania zębów o kształcie beczkowatym.

Wszystkich tych wad nie posiada metoda „Red Ring” w wykonaniu firmy „National Broach & Machine Co”, która zastosowała narzędzie w kształcie koła zębatego. Jedyną przewagą poprzedniej metody jest to, że narzędzie jest prostsze, zarówno w wykonaniu jak również w ostrzeniu. Z tych powodów ograniczymy się do opisu maszyny firmy „National Broach & Machine Co”.

Rys. 9 przedstawia fotografię, zaś rysunek 10 — schemat działania maszyny do wiórkowania wyrobu firmy „National Broach & Machine Co”, typ „Red Ring” model GCI. Narzędzie do wiórkowania (skrobak) *N* jest osadzone na wrzecionie *W* w pokrętnej głowicy i otrzymuje napęd od silnika elektrycznego *A* o mocy 1,3 kW za pośrednictwem walcowych kół zębatach 1, 2, 3, 4 oraz stożkowych kół zębatach 5 i 6. Koło obrabiane osadzone na trzpieniu zamocowuje się między kłami koników *K*<sub>1</sub> i *K*<sub>2</sub>.

Podłużny ruch posuwisto-zwrotny stołu *S* uzyskuje się od silnika elektrycznego *B* o mocy około 0,25 kW za pośrednictwem przekładni ślimakowej 8, kół zmianowych *a* i *b*, dwóch par przekładni stożkowych 8, 9 i 10 i śruby pociągowej *S*<sub>1</sub>. Posuw pionowy wspornika stołu następuje w chwili, gdy posuwisty ruch podłużny stołu zmienia kierunek. W tym momencie zmienia również kierunek obrotów narzędzie *N*. Pionowy prze-

suw stołu uzyskuje się od ślimaka 12 osadzonego na wspólnej osi z kołami stożkowymi 9 i 10, przez koło ślimakowe 13, walcowe koła zębate 14 i 15, a następnie przez mechanizm zapadkowy Z i koła stożkowe 16 i 17 na śrubę  $S_2$ . Po wykonaniu określonej ilości przesuwów stołu, ograniczonej przez nastawne urządzenie, następuje samoczynne wyłączenie ruchu maszyny. Zmiana kierunku obrotów i przesuwów odbywa się przez zmianę kierunku obrotów obydwóch silników elektrycznych sterowanych za pomocą zderzaków.

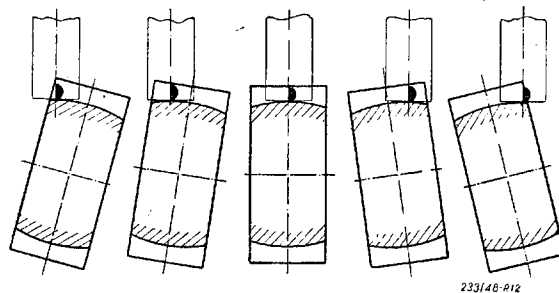


Rys. 11. Schemat urządzenia do uzyskania beczkowatych zębów.

Celem uzyskania beczkowego kształtu zęba (rys. 3) stół maszyny wykonywa ruch wahadłowy w płaszczyźnie pionowej. Schemat urządzenia dla uzyskania tego ruchu podaje rys. 11. Podczas podłużnego przesuwu stołu  $S_1$  palec  $P$  wodzi się wzdłuż żłobka tarczy  $T$ , powodując wahanie stołu dookoła czopa  $C$ . Wielkość wychyleń nastawia się przez obrót tarczy  $T$ . Pożądana wypukłość boku zęba wynosić winna 0,01 do 0,025 mm. Rys. 12 przedstawia poszczególne fazy wiórkowania przy wahającym się stole.

### Uwagi końcowe

Za pomocą wiórkowania wykańcza się jedynie zęby obrobione zgrubsza za pomocą frezowania, lub mniej korzystnie za pomocą



Rys. 12. Poszczególne fazy wiórkowania przy wahającym się stole.

strugania. Wielkość naddatków obróbkowych wynosi od 0,03 do 0,08 mm na stronę, w zależności od wielkości modułu.

Twardość materiału obrabianego może wynosić do  $H_{RC} = 36$ .

Czas trwania operacji wynosi od 20 do 40 sek. Za jednym naostrzeniem narzędzia można obrobić (wg danych firmy „National Broach & Machine Co”) 6000 do 12000 sztuk kół. Przyjmąwszy więc np dla  $m = 5$ , maksymalną ilość ostrzeń równą 7, otrzymamy do 80000 sztuk kół zębatych, które mogą być obrobione jednym narzędziem, aż do całkowitego zużycia.

Otrzymana przez wiórkowanie powierzchnia jest błyszcząca; warunek więc gładkości powierzchni jest przy tym procesie spełniony.

W wypadku kół zębatych ze stali do hartowania lub nawęglania samo wiórkowanie nie wpłynie na dokładność, gdyż w dużym stopniu wywiera wpływ sposób hartowania, oraz jakość odkówek. Przez wprowadzenie powierzchniowego hartowania prądami szybkozmiennymi można oczywiście w dużym stopniu zmniejszyć wielkość deformacji, jakie powstają podczas hartowania.

### LITERATURA

K. Kornitow „Proizwodstwo zubczatych koles”.

B. Klepikow „Szewing proces”.

Katalogi firm: „National Broach et Machine Co”, „Michigan Tool” i inne.

JERZY MIRACKI

## PRZECIĄGARKI PIONOWE

### Wstęp

W ramach gospodarki planowej dążymy do jak najdalej posuniętej unifikacji produkowanych wyrobów; ma to na celu obniżenie kosztów wytwarzania, przez zastosowanie ekonomicznych metod produkcji. Do takich metod należy obróbka przeciąganiem, którą można stosować przy produkcji seryjnej i masowej. Problem przeciągania był już wielokrotnie poruszany na łamach „Mechanika”; w obecnym artykule ograniczymy się do omówienia zasady działania i konstrukcji przeciągarek pionowych.

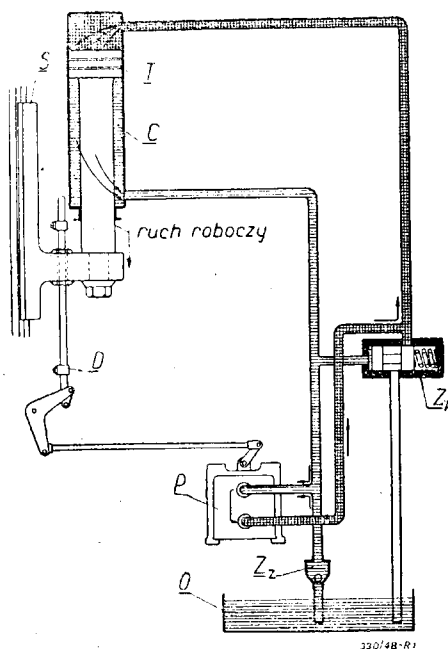
Głównym zadaniem *przeciągarki* jest wywarcie siły na narzędzie, przy jego dokładnym prowadzeniu. Nowoczesne przeciągarki odznaczają się dużą wydajnością, bezpieczeństwem pracy i łatwością dostosowania do różnego rodzaju robót. W porównaniu z innymi obrabiarkami przeciągarki są maszynami wyjątkowo prostymi. Przeciągarka posiada tylko jeden zasadniczy element wykonujący ruch w czasie pracy; nie występują tu elementy o ruchach złożonych, jak np. stoły we frezarkach, poruszające się w różnych kierunkach. Nie ma także potrzeby stosowania złożonych

zonych mechanizmów ze zmiennymi szybkościami. Ta prostota konstrukcji przeciągarek powoduje łatwość obsługi i stosunkowo niską cenę maszyn, a przez to daje przewagę obróbki przeciąganiem nad innymi metodami obróbki. Normalne przeciągarki są wytwarzane w dwóch zasadniczych odmianach, jako poziome i pionowe. Obie te odmiany mogą posiadać jeden lub więcej suwaków roboczych. Przeciągarki poziome typu normalnego budowane są przeważnie jako jednosuwakowe. Poza przeciągarkami normalnymi spotyka się cały szereg przeciągarek specjalnych dla masowej produkcji, które są konstruowane do wykonywania określonej operacji jakiegoś jednego tylko przedmiotu.

### 1. Hydrauliczny napęd przeciągarek

Nowoczesne przeciągarki posiadają wyłącznie napęd hydrauliczny, wykazujący szereg zalet wpływających na szybkość, wygodę i bezpieczeństwo pracy. Przy napędzie hydraulicznym otrzymujemy łagodny, bez wstrząsów, ruch roboczy, płynną zmianę kierunku ruchu, bezstopniową regulację szybkości roboczej oraz dużą szybkość powrotną. Warunki te są nieosiągalne przy napędach mechanicznych. Łagodny ruch roboczy posiada duży wpływ na trwałość przeciągacza, gdyż narzędzia te, wykonywane obecnie ze stali szybko tnącej, są wrażliwe na wstrząsy, które mogą spowodować jego uszkodzenie lub całkowite zniszczenie. Napęd hydrauliczny pozwala na zastosowanie urządzeń wskaźnikowych, umożliwiających obserwację rzeczywistego obciążenia maszyny podczas pracy. Ponadto możliwe jest tu zastosowanie urządzeń, które nastawia się na określone maksymalne obciążenie i z chwilą jego przekroczenia, ruch zostaje wyłączony. Wskaźniki obciążenia, które w zasadzie są manometrami odpowiednio wywzorcowanymi, pozwalają na określenie stopnia przeciągacza. Gdy obciążenie podczas pracy jest wyższe niż było na początku, znaczy to, że przeciągacz uległ stopnieniu. Ułatwia to określenie właściwego czasu, w którym przeciągacz należy naostrzyć. Urządzenie wyłączające maszynę przy określonym obciążeniu zabezpiecza narzędzie przed zniszczeniem w wypadku, np. gdy w materiale występują twarde miejsca lub też inne przyczyny powodujące nadmierne obciążenie. Olej z pompy hydraulicznej może być także użyty do napędu uchwytyłów hydraulicznych zamocowujących przedmioty przeciągane. Zamocowywanie w uchwytach hydraulicznych nie wymaga wysiłku robotnika i daje zawsze jednakowy docisk. Ciśnienie oleju w przewodach hydraulicznych dochodzi do  $50 \text{ kg/cm}^2$ , a niektóre maszyny pozwalają na obciążenie nawet do  $70 \text{ kg/cm}^2$ , gdy wymagana jest większa siła.

Dla doprowadzenia cieczy chłodzącej narzędzie, używane są osobne pompy odśrodkowe. Zapotrzebowanie mocy do napędu pompy hydraulicznej wynosi około  $2 \text{ KM}$  na  $1 \text{ tonę}$  siły przeciągarki, przy szybkościach skrawania  $4$  do  $10$  metrów na minutę. Na przykład: przeciągarka o sile  $10 \text{ ton}$  posiada silnik około  $20 \text{ KM}$ .



Rys. 1. Uproszczony schemat działania napędu hydraulicznego pionowej przeciągarki: S — suwak przeciągarki, C — cylinder roboczy, T — tłok, D — zderzak, P — pompa, O — zbiornik oleju, Zz — zawór zwrotny, Zp — zawór przelewowy.

Rysunek 1 przedstawia schemat działania przeciągarki o napędzie hydraulicznym. Ruch roboczy przeciągarki jest powodowany przez ciśnienie na tłok oleju dostarczanego przez pompę P o zmiennej wydajności. Pompy tego rodzaju mogą dostarczać strumień oleju w zakresie największej wydajności w jednym kierunku, z możliwością zmniejszenia wydajności do zera i zwiększenia do największej w przeciwnym kierunku. Dwa wyloty pompy mogą być naprzemian ssącymi i tłoczącymi bez zmiany kierunku obrotów pompy. Pompa dostarcza olej pod ciśnieniem do górnej części cylindra C i naciska tłok T powodując ruch roboczy suwaka S przeciągarki. W tym czasie olej wypływający z dolnej części cylindra jest zasysany przez pompę. Ponieważ objętość górnej części jest większa, gdyż w dolnej części cylindra znajduje się trzon tłoka, dodatkowa część oleju potrzebna do jej wypełnienia, zasysana jest ze zbiornika O przez pompę, poprzez zawór zwrotny Zz. Przy końcowym położeniu tłoka suwak naciska nastawny zderzak D powodując ruch dźwigni

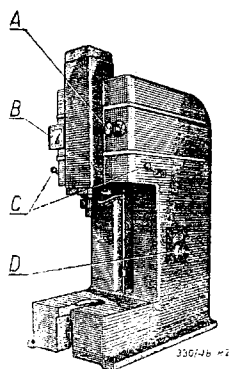


drażka łączącego i dźwigni sterującej pompy, która stopniowo zamyka pompę, a następnie otwiera wypływ oleju z przeciwnego wylotu. Łagodne przejście pompy z dostarczania oleju z jednego kierunku na drugi, daje łagodną zmianę kierunku ruchu przeciągarki. Przy ruchu powrotnym, pompa dostarcza olej do dolnej części cylindra. Ponieważ pojemność tej części jest mniejsza od górnej, wypełnianie następuje szybciej, dając szybki ruch powrotny. Objętość oleju, wypływającego z górnej części cylindra, jest większa od dostarczanej do dolnej. Nadmiar oleju, którego nie może zassać pompa, wypływa do zbiornika przez zawór przelewowy  $Z_p$ , który otwiera się wskutek zwiększenia się ciśnienia w przewodach dostarczających olej do dolnej części cylindra.

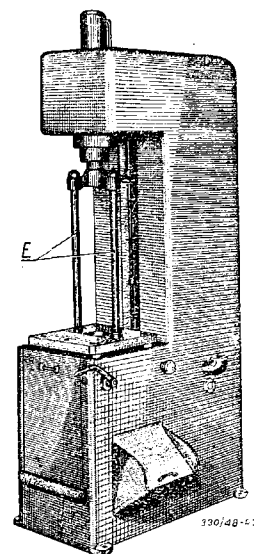
## II. Prasy pionowe hydrauliczne

Najprostszymi maszynami używanymi do obróbki przeciąganiem są pionowe prasy hydrauliczne, o konstrukcji specjalnie przystosowanej do tego celu. Te tanie i wygodne w obsłudze maszyny znajdują zastosowanie w różnego rodzaju obróbce przeciąganiem, a także i do innych robót jak wtlaczenie części przy montażu zespołów lub prostowanie. Zasadniczym przeznaczeniem tych maszyn jest przepychanie, które stosujemy przy obróbce mniejszych otworów oraz jako obróbkę wykańczającą dla otworów większych, poprzednio przeciągniętych z gruba. Często jednak, przy odpowiednim wyposażeniu, prasy te mogą być użyte do przeciągania zewnętrznego, w tym wypadku tania i prosta prasa służy jako element wywierający nacisk na narzędzie, które musi posiadać odpowiednie prowadzenie w uchwycie przedmiotu przeciąganego. Niektóre z tych maszyn mogą być wyposażone w urządzenia do przeciągania otworów. Użycie małej i czulej prasy jest szczególnie korzystne przy bardzo małych przeciągaczach. Dzięki szerokiemu zakresowi zastosowania, prasy te nadają się dla małych fabryk o różnorodnej produkcji, a także dla fabryk o wybitnie masowym charakterze produkcji. Siła nacisku tych pras waha się w granicach od 1 do 10 ton, a skok od 300 do 900 mm. Często mniejsze prasy są wykonywane bez podstaw, jako stołowe.

Rys. 2 przedstawia małą prasę hydrauliczną w wykonaniu stołowym; rys. 3 prasę z wyposażeniem do przeciągania otworów. Urządzenie *E*, składające się z dwu wałków prowadzących i odpowiednich obsad, pozwala prasę, której zasadniczym przeznaczeniem jest przepychanie, zastosować do przeciągania. Zamocowywanie przeciągacza odbywa się w automatycznej oprawce osadzonej na dolnym przedłużeniu wałków (niewidoczne na rysunku).



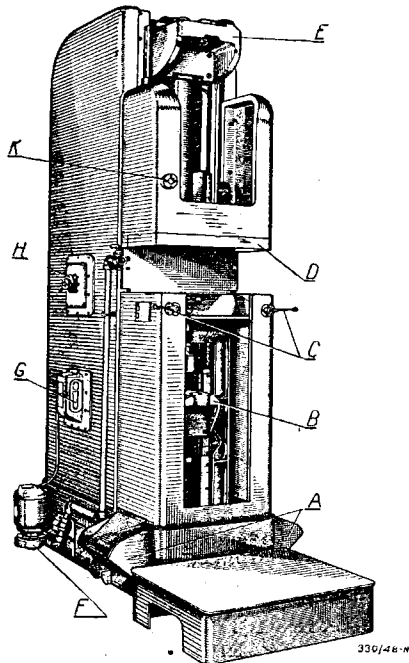
Rys. 2. Stołowa prasa hydrauliczna. A — urządzenie zaworowe do nastawiania na określony nacisk, B — wskaźnik rzeczywistego obciążenia podczas pracy, C — dźwignie do włączania maszyny, D — bezstopniowe nastawianie szybkości.



Rys. 3. Prasa hydrauliczna z urządzeniem do przeciągania otworów. E — wałki prowadzące.

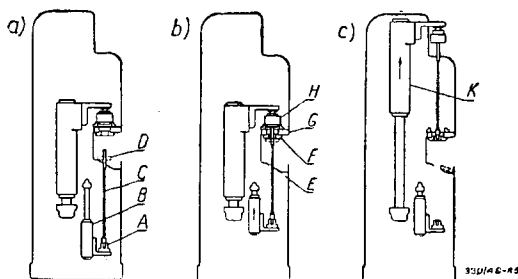
## III. Pionowe przeciągarki produkcyjne do otworów

Przy przeciąganiu dużej ilości takich samych otworów używa się pionowych przeciągarek produkcyjnych. Maszyny tego typu odznaczają się bardzo dużą wydajnością, to też używa się je tam, gdzie usprawiedliwia to odpowiednio wielka ilość wytwarzanych przedmiotów. Wydajność tych maszyn, zależnie od rodzaju roboty i ilości pracujących pracujących jednocześnie, może dochodzić do kilku tysięcy otworów dziennie. Poza dużą wydajnością, zaletą tych maszyn jest mała powierzchnia zajmowanego miejsca, oraz lepsze warunki spływu chłodziwa na narzędzie. Pionowe przeciągarki do otworów są wyrabiane w dwóch rodzajach: pierwszy w którym narzędzie wykonuje pracę podczas ruchu w dół, drugi — do góry. Pierwszy rodzaj, przeciągarek jest używany wtedy, gdy przeciągane przedmioty są ciężkie, lub muszą mieć ściśle określone położenie kształtu zewnętrznego w stosunku do otworu (jak np. zachowanie położenia kąтового rowka wieloklinu w stosunku do zębów w kole zębatym). W takich wypadkach zakładanie i zamocowywanie przedmiotu przeciąganego jest wygodniejsze na przeciągarce pracującej w dół. Przeciągarki te są czasami budowane tak, że pozwalają na przeciąganie zewnętrzne; wtedy przeciągacz przymocowuje się do suwaka maszyny. Drugi rodzaj przeciągarek (pracujących w górę) nadaje się szczególnie do przedmiotów lżejszych, w których nie zależy na zachowaniu odpowiedniego położenia otworu w stosunku do kształtu zewnętrznego oraz do otworów wieloklinowych, wykonywanych dwoma



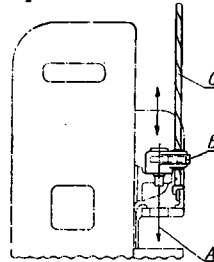
Rys. 4. Pionowa przeciągarka hydrauliczna do przeciągania w górę (osłona zdjęta dla uwidocznienia automatycznego podchwytawcza narzędzia). A — zbiornik wiórów, B — automatyczny podchwytawcza narzędzia, C — rączki dźwigni włączania i wyłączania zaopatrzone w mechanizm zabezpieczający, D — płyta stalowa ustalona za pomocą krzyżowych klinów, E — wspornik oprawki do mocowania przeciągacza, F — odśrodkowa pompa chłodziwa, G — wskaźnik zbiornika oleju, H — regulator szybkości skrawania, K — wskaźnik obiegu smaru.

przeciągaczami. Przedmiot, po wykonaniu otworu pierwszym przeciągaczem, nasadzony na prowadzenie drugiego utrzymuje się własnym ciężarem i po ukończeniu operacji zsuwa się po pochyłym boku maszyny. Rys. 4 przedstawia przeciągarkę pionową pracującą w górę. Rys. 5 a, b i c uwidacznia maszynę w poszczególnych fazach pracy. Rys. 6 przedstawia głowicę do śrubowego prowadzenia przeciągacza. Siła pociągu tych przeciągarek waha się w granicach od 5 do 25 ton, a skok — od 700 do 1500 mm.



Rys. 5. Schemat działania pionowej przeciągarki hydraulicznej, pracującej podczas ruchu w górę. A — oprawka podchwytawcza, B — cylinder napędu podchwytawcza, C — przeciągacz, D — przedmiot obrabiany, E — płyta skośna maszyny, F — płytka prowadząca, H — chwyt automatyczny, K — cylinder roboczy główny.

Rys. 5a, b i c przedstawiają schematycznie poszczególne fazy pracy przeciągarki. Podczas zakładania przedmiotu *D* do obróbki, przeciągacz *C* znajduje się w swym najniższym położeniu, w oprawce podchwytawcza *A*, poruszanej własnym oddzielnym napędem *B* (rys. 5a). Po założeniu przedmiotu uruchamia się maszynę, podchwytawcza podnosi wówczas przeciągacz i przeprowadza jego końcówkę przez otwory skośnej płyty maszyny *E*, przedmiotu obrabianego i płytki prowadzącej *F* i wprowadza ją do otworu automatycznego chwytu oprawki *H* (rys. 5 b). Następnie zaczyna pracować cylinder *K* zaciskając najpierw chwyt, a potem przeciągając już narzędzie przez otwór przedmiotu obrabianego (rys. 5c). Po zakończeniu pracy i zdjęciu przedmiotu z maszyny, włącza się ruch powrotny maszyny, celem opuszczenia przeciągacza do jego pozycji wyjściowej. Ruchy głównego tłoka ciągnącego narzędzie i tłoka podchwytawcza są sterowane automatycznie.



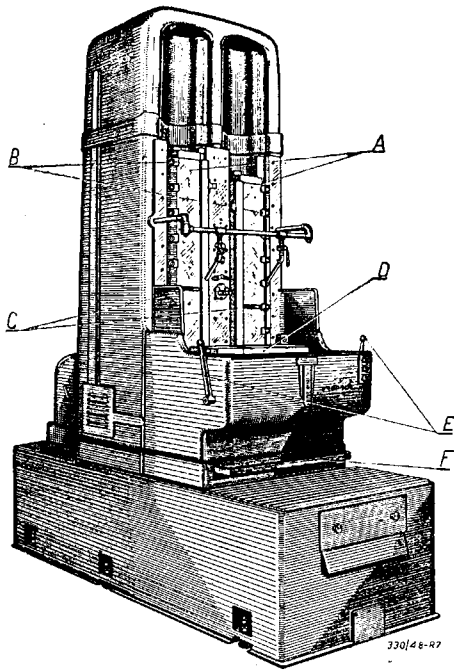
Rys. 6. Głowica do śrubowego prowadzenia przeciągacza. A — oś przeciągacza, B — koło zębate, C — wałek prowadzący, nadający ruch śrubowy przeciągaczowi.

Kierunek linii śrubowej wałka musi być odwrotny w stosunku do linii śrubowej wieloklina. Wałek jest zamocowany do nieruchomej części przeciągarki.

Przy przeciąganiu wewnętrznych wieloklinów śrubowych ważne jest, aby skok linii śrubowej przeciągacza podczas pracy uzgodniony był ze skokiem linii śrubowej wieloklina. W tym celu stosuje się specjalny przyrząd z wałkiem prowadzącym i tuleją (rys. 6). Właściwy posuw śrubowy przeciągacza zabezpiecza przed ześlizgiwaniem się przeciągacza w czasie rozpoczęcia pracy, oraz wyłącza możliwość tarcia lub hamowania, zwiększając dokładność wykonania. Taka metoda przeciągania śrubowych wieloklinów jest szczególnie korzystna w wypadkach, gdy kąt pochylenia linii śrubowej wynosi ponad  $15^\circ$  do  $60^\circ$ . Przeciągania wieloklinów o kącie pochylenia powyżej  $60^\circ$  nie stosuje się.

#### IV. Przeciągarki produkcyjne do obróbki zewnętrznej

Do przeciągania zewnętrznego używa się przeciągarek pionowych o jednym lub dwóch suwakach roboczych. Maszyny te odznaczają się bardzo dużą wydajnością, to też stosuje się je przy produkcji masowej, głównie w fabrykach samochodowych. Rys. 7 przedstawia pionową przeciągarkę o dwóch suwakach roboczych, a rys. 8 schemat działania tej ma-



Rys. 7. Pionowa przeciągarka hydrauliczna do obróbki zewnętrznej o dwóch suwakach roboczych. *A* — płaszczyny suwaków, do których mocuje się przeciągacze, *B* — tapy zaciskowe, *C* — rowki dla klinów ustalających przeciągacze, *D* — płyta stołu wahadłowego, *E* — dźwignie do uruchamiania maszyny, *F* — pedał do zatrzymywania maszyny.

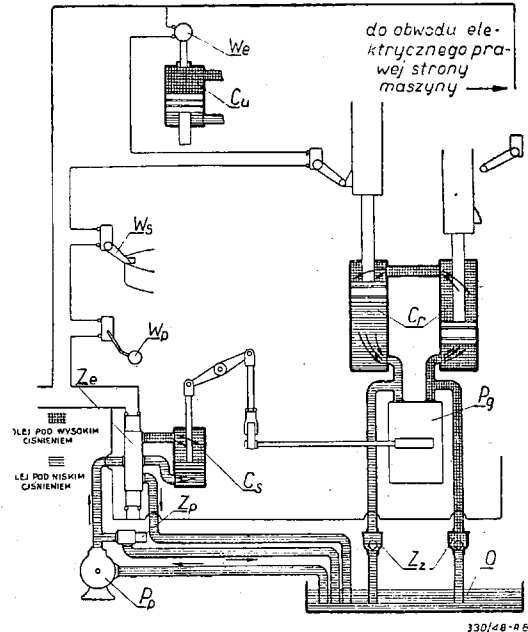
szyny. Cykl pracy tego rodzaju przeciągarek może być całkowicie automatyczny. W tym wypadku praca odbywa się w następujący sposób: po zajęciu krańcowego dolnego położenia suwaka prawego następuje dosunięcie uchwyty lewego do suwaka lewego, który jest w krańcowym górnym położeniu; teraz następuje praca suwaka lewego, a prawy suwak wykonuje ruch powrotny. W tym czasie zostaje zdjęty z uchwyty przedmiot obrabiany i założony nowy. Czas zdjęcia i założenia przedmiotu jest ograniczony, to też często dla podniesienia szybkości zamocowywania stosuje się uchwyty hydrauliczne lub pneumatyczne. Dla zabezpieczenia przed wypadkiem służy pedał, naciśnięcie którego natychmiast zatrzymuje maszynę. Cykl pracy może być także półautomatyczny, wtedy po skończeniu pracy któregośkolwiek z suwaków maszyna zatrzymuje się. Dla ponownego uruchomienia maszyny obsługujący musi nacisnąć dwie dźwignie jednocześnie dwoma rękami, w ten sposób ręce zabezpieczone są od obrażeń.

Konstrukcja stołów przeciągarek, na których zamocowuje się uchwyty, może być dwojaka. Rys. 9a przedstawia stół, którego zbliżanie do narzędzia odbywa się ruchem wahadłowym, a rys. 9b stoły o ruchu posuwistym. Zamocowanie obsady przeciągacza może mieć różne rozwiązania konstrukcyjne. Przeciągarka przedstawiona na rys. 7 posiada w suwakach prowadnice *A*, w które przy po-

mocy łap dociskowych zamocowuje się przeciągacze o obsadzie w kształcie jaskółczego ogona. Przeciągarki o dwóch suwakach roboczych budowane są w wielkościach od 5 do 25 ton nacisku i szybkościach 3 do 9 metrów na minutę. Przeciągarki o sile nacisku większej niż 15 ton mają mniejsze szybkości nie przekraczające 6 metrów na minutę. Szybkość skrawania może być zmieniana bezstopniowo. Szybkości powrotne w przeciągarkach dwusuwakowych są takie same jak robocze, co wynika z zasady ich pracy. Największy skok tych maszyn waha się w granicach 800 do 1600 mm.

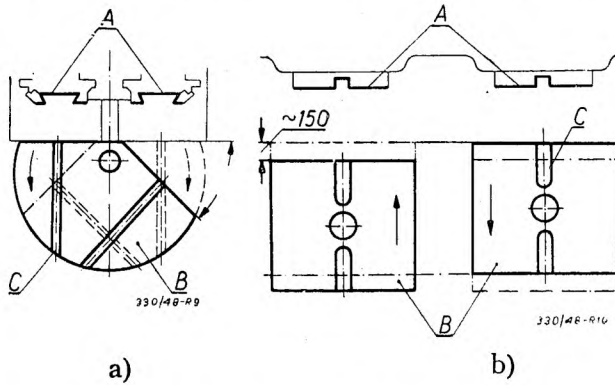
Przeciągarki jednosuwakowe pracują na podobnej zasadzie; oczywiście wydajność tych maszyn jest mniejsza. Praca odbywa się w ten sposób, że po ruchu roboczym i odsunięciu stołu następuje ruch powrotny i zatrzymanie się maszyny przy górnym krańcowym położeniu suwaka. Odsuwanie stołu, na którym zamocowuje się uchwyt odbywa się ruchem posuwistym, podobnie jak na rys. 9b. Przeciągarki te budowane są normalnie w wielkościach podobnych do dwusuwakowych z tą różnicą, że szybkości powrotne przeciągarek jednosuwakowych są większe od roboczych i dochodzą do 18 m/min.

Rys. 8 przedstawia uproszczony schemat działania napędu hydraulicznego przeciągarki pionowej o dwóch suwakach roboczych.



Rys. 8. Uproszczony schemat działania napędu hydraulicznego przeciągarki pionowej o dwóch suwakach roboczych. *O* — zbiornik oleju, *Pg* — główna pompa hydrauliczna, *Pp* — pompa pomocnicza do sterowania pompy głównej, *Cr* — cylindry robocze, *Cs* — cylinder sterujący główną pompą, *Cu* — cylindry uchwytów mocujących przedmioty, *Zz* — zawory zwrotne, *Zp* — zawór przelewowy, *Ze* — zawór hydrauliczny sterowany elektrycznie, *Wp* — wyłącznik elektryczny pompy sterującej, *Ws* — wyłącznik elektryczny ustalania stołu, *We* — wyłącznik elektryczny działający pod ciśnieniem.

Główna pompa  $P_g$  o zmiennej wydajności, mogąca dostarczyć olej w każdym kierunku zasila dwa połączone wewnątrz cylindry robocze  $C$ . W położeniu przedstawionym na rysunku, olej jest tłoczony z dolnej części



Rys. 9. Konstrukcje stołów przeciagarek dwusuwakowych (widok z góry):

a) stół o ruchu wahadlowym, b) o ruchu posuwistym.

$A$  — płaszczyzny suwaków do których mocuje się przeciagacze.  $B$  — stół, na którym mocuje się uchwyty,  $C$  — kanały dla klinów ustalających uchwyty.

prawego cylindra. Prawy tłok poruszając się do góry przetłacza olej z górnej części cylindra prawego do lewego i powoduje ruch le-

wego tłoka na dół. Olej z dolnej części lewego cylindra jest zasysany przez pompę. Objętość tego oleju jest nieco mniejsza, niż tłoczonego do dolnej części prawego cylindra, wskutek nieszczelności. Straty te uzupełnia pompa, zasysając dodatkowy olej ze zbiornika  $O$  przez zawór zwrotny  $Zz$ . Górne części cylindrów muszą mieć stałą objętość oleju, która ustala wzajemne położenie tłoków. Jeżeli wskutek nieszczelności objętość ta ulegnie zmianie, można dopełnić olej przy pomocy zaworów uruchamianych ręcznie (nie uwidoczionych na schemacie). Główna pompa jest sterowana przez ruchomy cylinder  $Cs$  do którego olej jest dostarczany z pomocniczej pompy  $Pp$ . Wpływ oleju z pompy pomocniczej jest sterowany przy pomocy zaworu  $Ze$  o sterowaniu elektrycznym (selenoid). Obwód elektryczny tego zaworu zamyka się przy współudziale krzywek i zderzaków, umieszczonych na suwakach przeciagarki oraz kilku urządzeń elektrycznych zabezpieczających. Te zabezpieczenia elektryczne są zastosowane do uchwytów mocujących przedmiot przeciagany, zapadek ustalających stoły ( $Ws$ ) oraz pompy smarującej maszynę ( $Wp$ ). Urządzenia te unieruchamiają maszynę w wypadku jakiegokolwiek nieprawidłowości w przebiegu pracy, zabezpieczając obsługującego i maszynę od wypadku.

Inż.-mech. JAN TUSZYŃSKI

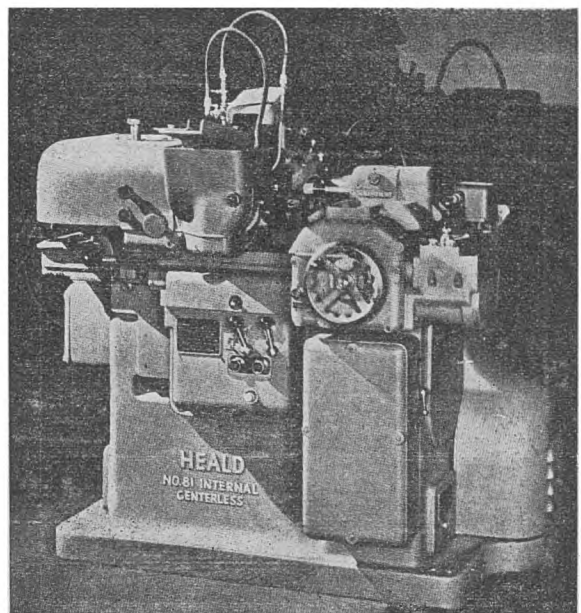
## NOWOCZESNE AMERYKAŃSKIE SZLIFIERKI BEZUCHWYTOWE

(dokończenie)

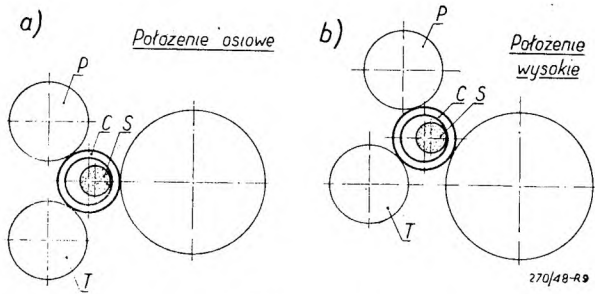
### II. Bezuchwytowe szlifowanie otworów

Pionierem w tej dziedzinie jest firma *Heald*, której bezuchwytowe szlifierki do otworów No. 81 (rys. 8) mają już za sobą kilka lat użytkowania. Położenie pierścienia lub innej części, szlifowanej na bezuchwytowej szlifierce do otworów, jest ustalone przy pomocy trzech tarcz, przedstawionych schematycznie na rys. 9. Tarcza prowadząca jest napędzana z zewnątrz i powoduje obrót obrabianej części  $C$ . W czasie obróbki część ta opiera się o tarczę podtrzymującą  $T$ , zaś należyte przyleganie części do tych tarcz jest zapewnione przez trzecią tarczę dociskową  $P$ . Na szlifierkach tych znajduje zastosowanie normalna głowica szlifierska, a sam przebieg szlifowania nie odbiega od szlifowania na normalnych szlifierkach uchwytowych, z tą tylko różnicą, że kierunek obrotu części i kierunku obrotu tarczy szlifierskiej  $S$  są tu jednakowe. Przebieg obróbki jest następujący:

1. Posuw początkowy. Po wprowadzeniu tarczy szlifierskiej do wnętrza otworu



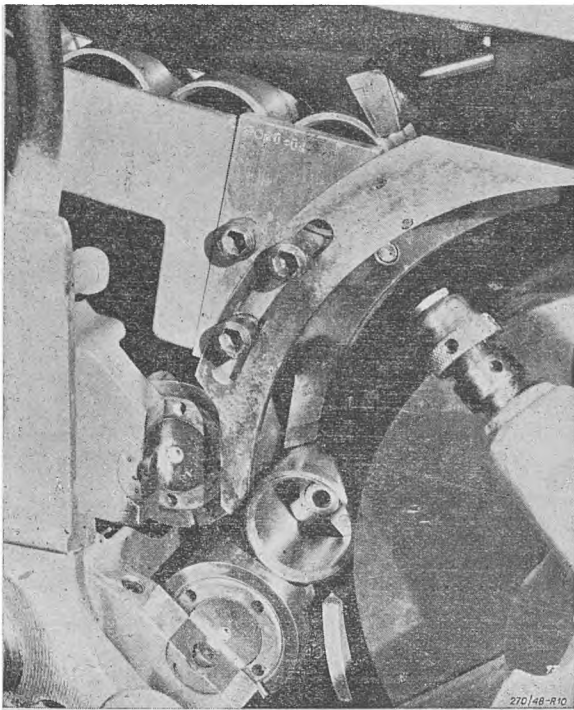
Rys. 8. Szlifierka bezuchwytowa do otworów *Heald* No. 81



Rys. 9. Prowadzenie szlifowanego przedmiotu na szlifierce bezuchwytowej Heald. T — tarcza podtrzymująca, P — tarcza dociskowa, S — tarcza szlifierska, C — szlifowany przedmiot.

wchodzi ona w zetknięcie ze szlifowaną powierzchnią w wyniku pierwszej fazy posuwu. Posuw ten zapobiega wykruszeniu krawędzi tarczy, doprowadza ją bowiem do położenia szlifowania dopiero po jej znalezieniu się wewnątrz części.

2. Szlifowanie zgrubne. Po wejściu tarczy w zetknięcie z materiałem zostaje ustalona wielkość posuwu, odpowiadająca szlifowaniu zgrubnemu. W czasie szlifowania stół maszyny wraz z trzema tarczami (patrz rys. 10) i przedmiotem odbywa ruch posuwisty zwrotny. W czasie tego etapu następuje usunięcie przeważającej części materiału.
3. Szlifowanie półwykańczające. W odpowiednim punkcie posuw zmniejsza się samoczynnie do wartości odpowiadają-



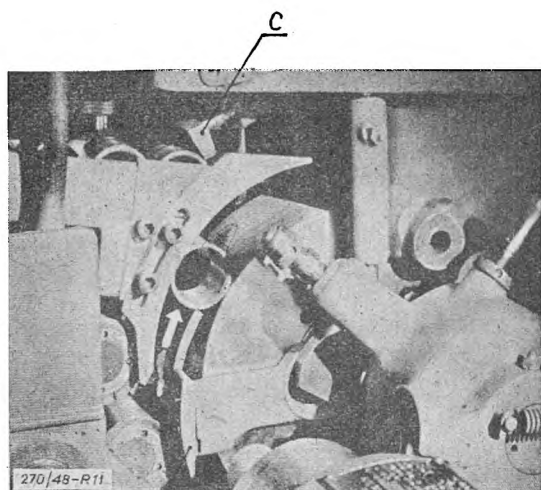
Rys. 10. Szlifowanie wewnętrzne na szlifierce firmy Heald No. 81.

cej szlifowaniu półwykańczającemu. Zmniejszenie posuwu pociąga za sobą obniżenie obciążenia wrzeciona tarczy szlifierskiej i zapewnia dokładniejszą obróbkę.

4. Obciążenie tarczy szlifierskiej. Po osiągnięciu przez otwór wymiaru, bardzo nieznacznie odbiegającego od wymiaru końcowego, stół odsuwa się na bok, oprawka diamentu opada, posuw głowicy szlifierskiej ulega wyłączeniu i następuje obciążenie tarczy przy znacznie obniżonej szybkości przesuwania stołu, do którego oprawka jest przymocowana.
5. Szlifowanie wykańczające. Po ponownym znalezieniu się wewnątrz przedmiotu tarcza zakańcza operację szlifowania przy odpowiednio obniżonym posuwie tarczy i szybkości ruchu posuwisto-zwrotnego stołu.
6. Samoczynne osiągnięcie wymiaru końcowego. Po osiągnięciu wymiaru końcowego tarcza samoczynnie odsuwa się od przedmiotu i dopiero wówczas stół od niej odchodzi, dzięki czemu unika się możliwości zarysowania wykończonej powierzchni. Systemy, zapewniające samoczynne wyłączenie posuwu, zostaną omówione w jednym z dalszych artykułów.

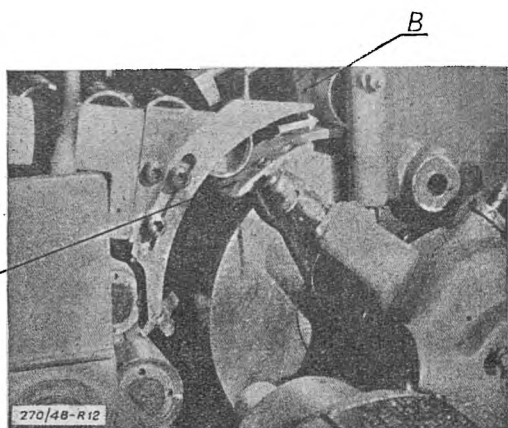
Podobnie, jak szlifierki omówione w poprzednim rozdziale, szlifierka bezuchwytowa Heald może być wyposażona w urządzenie do samoczynnego ładowania. Działanie tego urządzenia jest przedstawione na rys. 11 i 12. Jak już zaznaczono, w czasie samego szlifowania przedmiot jest dociśnięty tarczą dociskową do tarczy prowadzącej i podtrzymującej. Po zakończeniu szlifowania tarcza dociskowa unosi się, czemu towarzyszy ruch ku górze wyrzutnika A, który doprowadza oszlifowany przedmiot do wylotu rynny odprowadzającej B. W końcowej fazie ruchu wyrzutnika ku górze odchyła się zastawka C przy końcu rynny odprowadzającej, co pozwala następnemu z kolei przedmiotowi na opadnięcie i zsuniecie się do położenia obróbki wraz z opuszczającym się wyrzutnikiem. Natychmiast po tym zastawka wraca do pierwotnego położenia, zapobiegając wydostaniu się z rynny następnych części. W związku z tym zadanie obsługi szlifierki sprowadza się do wkładania przedmiotów do rynny zasila-jącej.

Ze wszystkich dotychczas opisanych szlifierek szlifierka bezuchwytowa Heald jest pierwszą całkowicie automatyczną. Poprzednio opisane maszyny posiadały również co prawda urządzenia do samoczynnego ładowania, kładły one jednak na obsługę obowiązek okresowego obciążania tarcz szlifier-



A/

Rys. 11. Mechanizm podający szlifierki Heald No. 81.



Rys. 12. Mechanizm podający szlifierki Heald No. 81: usuwanie przedmiotu po szlifowaniu.

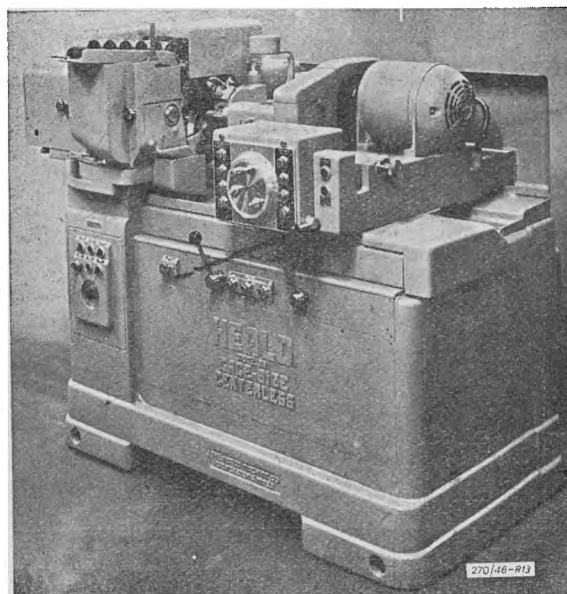
skich, czynności wykonywanej na opisanej szlifierce automatycznie. Dla uniknięcia nieporozumień należy zaznaczyć, że teoretyczna wydajność szlifierki bezuchwytowej Healda nie jest wyższa od wydajności szlifierki uchwytywnej tej samej firmy. Tłumaczy się to tym, że czas potrzebny na samoczynne usunięcie obrobionego przedmiotu i wprowadzenia na jego miejsce przedmiotu następnego nie jest bynajmniej krótszy od czasu, w przeciągu którego wprawiony robotnik potrafi wyjąć obrobioną część z uchwytu i włożyć na jej miejsce nową. Wyższość szlifierki bezuchwytowej polega na tym, że jej wydajność teoretyczna równa się wydajności praktycznej, i jest osiągana nawet w okresie nieuwagi robotnika, podczas gdy najmniejsza przerwa w obsłudze szlifierki uchwytywnej powoduje natychmiast spadek jej wydajności. Ponadto jeden pracownik potrafi bez trudności obsłużyć trzy, a nawet cztery szlifierki bezuchwy-

towe, co w wypadku szlifierek uchwytywych, wymagających indywidualnej obsługi, jest niemożliwe.

Szlifowanie na szlifierkach bezuchwytowych może odbywać się w dwóch różnych ustawieniach przedmiotu w stosunku do osi tarczy prowadzącej: położeniu osiowym i wysokim (patrz rys. 9). Pierwsze położenie nadaje się przede wszystkim do przedmiotów cienkościennych, zapewnia ono bowiem szlifowanie w punkcie zetknięcia przedmiotu z tarczą prowadzącą, dzięki czemu unika się odkształceń. Jest oczywiste, że przy położeniu osiowym zapewniona jest przede wszystkim stała grubość ścianki szlifowanych przedmiotów: metoda ta nie nadaje się więc do obróbki przedmiotów, których średnica wewnętrzna wymaga mniejszej tolerancji wymiarowej, aniżeli tolerancja wykonania średnicy zewnętrznej. W stosunku do takich przedmiotów należy stosować położenie wysokie, które zapewnia minimalną zmienność średnicy wewnętrznej przy stosunkowo dużych nawet wahaniach średnicy zewnętrznej.

Obok opisanej szlifierki bezkłowej No. 81 firma Heald wystawiła również szlifierki nowszego typu, oznaczone No. 281 (rys. 13) i No. 381. Główne charakterystyki tych maszyn podaje tablica V.

Model No. 281 ma zastąpić w przyszłości model No. 81. Różnica między nimi polega na bardziej nowoczesnym, „opływowym” wyglądzie maszyny, cięższej i sztywniejszej budowie i lepiej przemyślanym rozmieszczeniu mechanizmów kontrolnych. Oddzielne guziki, przewidziane na modelach 281 i 381, pozwa-



Rys. 13. Szlifierka bezuchwytowa do otworów Heald No. 281.

TABLICA V

	No. 81	No. 281	No. 381
Maksymalna średnica zewnętrzna:			
połączenie osiowe . . . . .	89 mm		229 mm
położenie wysokie . . . . .	114 mm	114 mm	
Minimalna średnica wewnętrzna . . . . .	6,5 mm	6,5 mm	76 mm
Maksymalna długość szlifowanego otworu . . . . .	76 mm	76 mm	152 mm

lają na niezależne nastawianie posuwów w poszczególnych fazach szlifowania. Samowolna zmiana tych posuwów jest uniemożliwiona bez odblokowania istniejącej regulacji. Do tego celu służy specjalny kluczyk, którym rozporządza oczywiście tylko wykwalifikowany personel nastawiający.

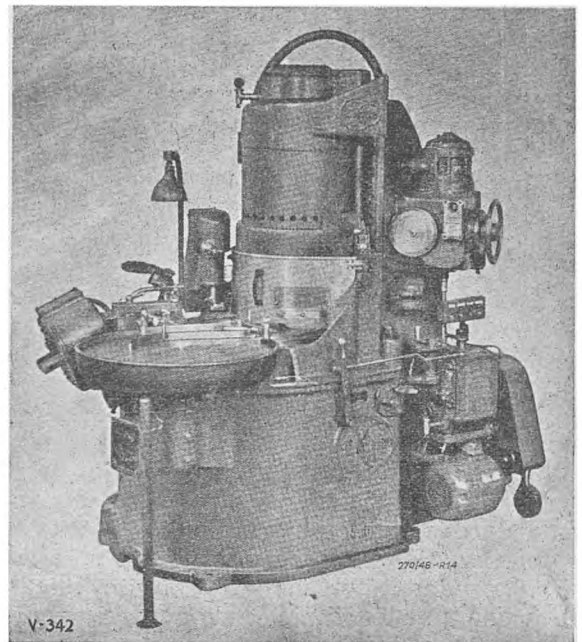
Należy zaznaczyć, że wszystkie wymienione modele szlifierek bezuchwytowych do otworów pozwalają na szlifowanie otworów stożkowych dzięki możliwości skrotnego ustawienia stołu.

Najdogodniej jest oczywiście szlifować na szlifierce bezuchwytowej do otworów przedmioty o uprzednio szlifowanej zewnętrznej powierzchni cylindrycznej. Mimo to, metoda ta może być również zastosowana do obróbki części o nieregularnym kształcie zewnętrznym. W tym celu części takie muszą być umieszczone wewnątrz specjalnych czóteńek, o zewnętrznej powierzchni szlifowanej.

### III. Bezuchwytowe szlifowanie płaszczyzn

*Szlifierka Blanchard No. 16-A.* Zaliczenie do szlifierek bezuchwytowych szlifiarki Blanchard 16-A może wywołać pewne zastrzeżenia, gdyż w chwili szlifowania przedmiot jest unieruchomiony magnetycznie. Jasne jest zatem, że szlifierka posiada uchwyt magnetyczny. Jeżeli mimo to zaliczyłem szlifierkę tę do bezuchwytowych, to uczyniłem to z tego powodu, że przy obsłudze szlifiarki nie występuje moment ustawiania przedmiotów na uchwycie magnetycznym i że ponadto uchwyt ten nie jest zbudowany na wzór normalnych uchwytów magnetycznych. Tak więc inny model szlifiarki Blanchard No. 18, posiada normalny stół magnetyczny, to znaczy, że cały stół jest w czasie pracy szlifiarki namagnesowany, i żaden z przedmiotów, znajdujących się w pewnej chwili na stole, nie może być zeń zdjęty bez wyłączenia prądu stałego.

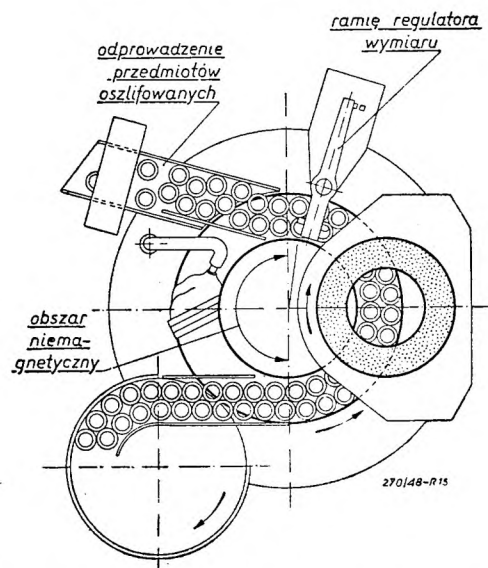
Stół szlifiarki Blanchard No. 16-A jest podzielony paskami miedzianymi, które biegną nie tylko w kształcie współśrodkowych kół, jak przy szlifierce No. 18, ale również w kierunku promieniowym. Ponadto magnes nie



Rys. 14. Szlifierka do płaszczyzn Blanchard No. 16-A.

jest wbudowany w stół, a znajduje się pod stołem i obejmuje swym zasięgiem jedynie część stołu, znajdującą się pod tarczą szlifierską. Miedziane paski promieniowe zapobiegają zwiększeniu obszaru namagnesowanego, dzięki czemu pierścienie pozostają przymocowane do stołu jedynie tak długo, jak długo znajdują się nad nieruchomym magnesem.

Jak widać z fotografii (rys. 14), szlifierka No. 16-A posiada oprócz stołu roboczego stół do ładowania. Stół ten obraca się w kierunku przeciwnym do kierunku obrotu stołu ro-



Rys. 15. Schematyczny widok z góry stołu szlifiarki Blanchard No. 16-A.

boczego. Ustawione nad stołem do ładowania przewodnice kierują strumień pierścieni, wprowadzając je na niemagnetyczny obszar stołu roboczego (rys. 15). Bezpośrednio po tym pierścienie dostają się w obszar działania magnesu, a następnie pod tarczę szlifierską, a po przeszlifowaniu przechodzą pod ramieniem regulatora wymiaru. Działanie tego regulatora jest następujące: tak długo, jak grubość obrabianych przedmiotów pozostaje w wyznaczonych granicach, tarcie między końcówką regulatora a powierzchnią przedmiotu jest niewielkie. W miarę zużywania się tarczy szlifierskiej grubość przedmiotów rośnie, a wraz z nią wspomniane tarcie. Po przekroczeniu pewnej wartości, obrotowo osadzone ramię regulatora zostaje pociągnięte wraz z pierścieniem. Obrót ten powoduje zamknięcie obwodu elektrycznego, sterującego posuw tarczy szlifierskiej ku dołowi. W miarę opuszczania się tarczy grubość szlifowanych przedmiotów maleje, tarcie między szlifowaną powierzchnią, a końcówką ramienia regulatora spada, aż wreszcie ramię wraca pod wpływem sprężyny na swojej pierwotne położenie, wyłączając tym samym posuw tarczy szlifierskiej ku dołowi. Czułość mechanizmu regulującego jest tak duża, że tolerancja na grubości może być z łatwością utrzymana w granicach 0,025 mm. Sama zasada działania mechanizmu regulującego wskazuje na to, że szlifowanie poniżej wymiaru ustalonego regulatorem jest niemożliwe.

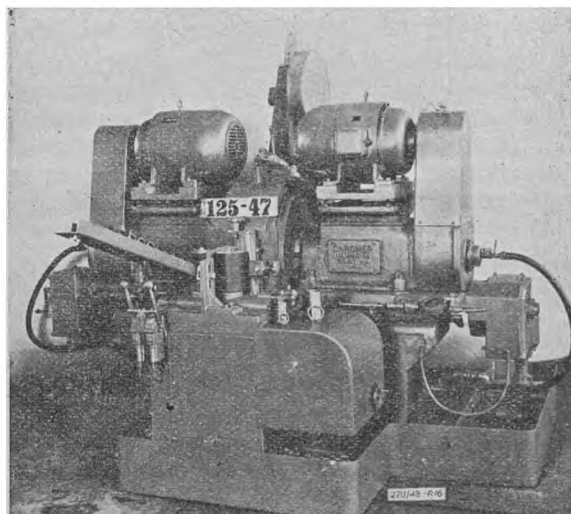
Dzięki ładowaniu automatycznemu praca obsługi tej szlifierki sprowadza się do ustawiania pierścieni na stole ładującym, zaś samo szlifowanie odbywa się nieprzerwanie w sposób ciągły. Jak wiadomo, praca bardzo zbliżonej pod względem konstrukcyjnym szlifierki Blanchard No. 18 ma przebieg okresowy, złożony z następujących czynności:

1. ustawienie pierścieni na stole roboczym, wysuniętym poza zasięg tarczy szlifierskiej,
2. wprowadzenie stołu pod tarczę szlifierską,
3. szlifowanie,
4. wyprowadzenie stołu spod tarczy szlifierskiej,
5. zdjęcie oszlifowanych przedmiotów.

*Szlifierki firmy Gardner.* Z opisanego sposobu pracy szlifierek Blanchard wynika, że dwustronne oszlifowanie pewnego przedmiotu wymaga przynajmniej dwukrotnego przepuszczenia go przez tego rodzaju szlifierkę. Mimo bardzo dużej wydajności szlifierek Blanchard okoliczność ta pobudzała wynalazczość konstruktorów obrabiarek i spowodowała powstanie konstrukcji, przy której szlifowanie obu stron przedmiotu odbywa się

jednocześnie. Na takiej właśnie zasadzie jest oparta praca szlifierek Gardner (rys. 16), posiadających dwie zwrócone ku sobie współosiowo tarcze, których czoła są ustawione w odległości, odpowiadającej grubości szlifowanych przedmiotów.

Szlifowane przedmioty są wprowadzane między tarcze przy pomocy mechanizmu, składającego się z rynny doprowadzającej części między dwie rolki, których obrót przymusowo wprowadza części między przewodnice (górną i dolną), biegnące w obrębie tarcz szlifierskich. W ten sposób powstaje strumień szlifowanych części, przy czym część, znajdująca się w pewnej chwili między rolnkami gumowymi, pcha przed sobą części, które już wyszły z zasięgu działania tych rolek. Przy szlifowaniu przedmiotów cięższych druga para rolek, umieszczonych przy wylocie z maszyny, powoduje działanie opóźniające, dzięki czemu uzyskuje się wyższą dokładność szlifowania.



Rys. 16. Szlifierka do dwustronnego szlifowania płaszczyzn firmy Gardner.

Szlifierki Gardner pozwalają na szlifowanie części o różnych kształtach, dzięki stosowaniu różnych urządzeń prowadzących szlifowane przedmioty. Przy częściach o kształcie bardziej złożonym, wymagających usunięcia większej ilości materiału, urządzenia takie stają się uchwytami. Szlifierka firmy Gardner nie jest więc w swej istocie działaniem szlifierką bezuchwytową i staje się nią tylko wtedy, gdy regularny kształt i stosunkowo niewielka grubość zdejmowanej warstwy pozwala na szlifowanie strumieniowe przedmiotów, prowadzonych między przewodnicami w opisany sposób. Taki wypadek zachodzi przy szlifowaniu pierścieni łożysk tocznych, to też szlifierki Gardner znajdują w fabrykach tego rodzaju bardzo szerokie zastosowanie, zwycięsko współzawodnicząc ze



szlifierkami firmy *Blanchard* dzięki większej wydajności, osiągniętej przez jednoczesne szlifowanie obu stron pierścienia.

Szlifierki *Gardner* są niezastąpione do masowego szlifowania powierzchni czołowych cylindrycznych rolek łożyskowych. Służące do tego celu szlifierki są wyposażone w tarcze z nacięciami na obwodzie, dostosowanymi do średnicy szlifowanych rolek. Dopro-

wadzone rynną rolki wskazują w te nacięcia i dostają się dzięki obrotowi tarczy podającej między tarcze szlifierki. W przeciwieństwie do poprzednio opisanego systemu, przy którym szlifowane przedmioty opuszczają maszynę po stronie przeciwnej od tej, z której weszły, opisana tarcza z nacięciami wyprowadza przedmioty z pomiędzy tarcz szlifierskich po tej samej stronie.

Inż. KRZYSZTOF NAWROCKI

## NIEKTÓRE MASZyny I URZĄDZENIA PRZEMYSŁU GUMOWEGO

Podstawowymi operacjami przy produkcji artykułów gumowych są:

1. wykonanie mieszanki gumowej,
2. przygotowanie mieszanki do wulkanizacji,
3. wulkanizacja,
4. wykończenie.

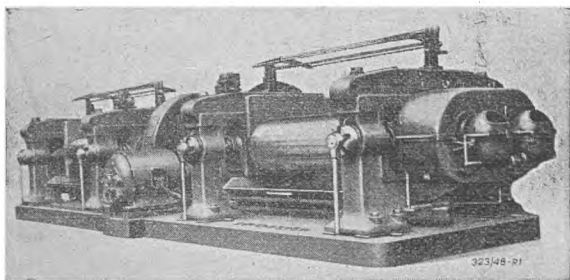
### 1. Maszyny do wykonywania mieszanki gumowej

Mieszaną gumową nazywamy niezwulkanizowany półprodukt plastyczny, w skład którego wchodzi wszystkie substancje właściwej gumy (wulkanizatu). Ilość i rodzaj tych substancji zależą od wymagań, stawianych produkowanym artykułom gumowym.

Wykonanie mieszanki gumowej może się odbyć w dwojaki sposób:

- 1) przy pomocy walcarki mieszankowej,
- 2) w mieszarce zamkniętej.

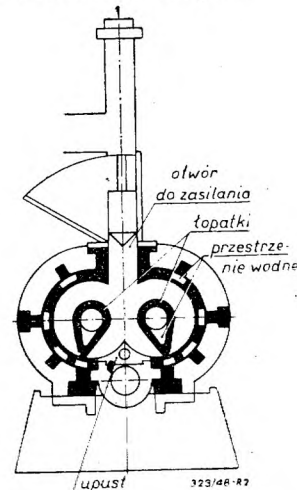
Na rys. 1 widzimy układ bliźniaczy walcerek, składający się z dwóch walcerek, napędzanych jednym silnikiem, znajdującym się pomiędzy nimi. Elementami roboczymi walcarki są dwa mocne walce żeliwne wewnątrz puste, na powierzchni utwardzone i oszlifowane, osadzone w łożyskach odpowiedniej konstrukcji. Łożyska tylnego walca są nieruchome, zaś przedni walec posiada łożyska przesuwalne w płaszczyźnie poziomej przy pomocy śrub, co umożliwia zmianę wielkości szczeliny między walcami. Obrót walców w kierunkach przeciwnych umożliwia odpowiednio dobrana przekładnia zębata.



Rys. 1. Walcarka mieszankowa.

Proces mieszania polega na zarzucaniu na obracające się walce kauczuku jako surowca podstawowego i poszczególnych składników przyszłej mieszanki gumowej, w odpowiedniej kolejności i ilości oraz przecieraniu<sup>1)</sup> w szczelinie między walcami na plastyczną masę. Wydzielają się przy tym duże ilości ciepła.

Aby uniknąć przedwczesnej wulkanizacji mieszanki (już na walcach) stosuje się chłodzenie wodą bieżącą, wtryskiwaną do wnętrza walców. W nowszych konstrukcjach stosuje się również chłodzenie łożysk.



Rys. 2. Schemat przestrzeni roboczej mieszarki

W odróżnieniu od walcerek mieszarka posiada zamkniętą przestrzeń roboczą, w której obracają się z różną prędkością dwie mocne łopatki, napędzane silnikiem elektrycznym przez przekładnię zębatą. Na rys. 2 widzimy schemat przestrzeni roboczej mieszarki.

Osie łopatek opierają się na łożyskach, szczelnie odizolowanych od przestrzeni roboczej. Ładunek kauczuku wraz z innymi składnikami dostarcza się do roboczej przestrzeni przez górny otwór, zamykany prasą pneumatyczną, której tłok stanowi jednocześnie gór-

1) Walce obracają się z niejednakową prędkością. Stosunek prędkości walców nazywa się w gwarze warsztatowej „frykcją“.

ne ograniczenie przestrzeni roboczej. Zarzucając mieszankę chwytają obracające się łopatki i intensywnie przecierają. Po ukończeniu procesu, mieszankę wyrzuca się przez dolny upust, zaopatrzony w zasuwę klinową, sterowaną pneumatycznie i stanowiącą w czasie mieszania dolne ograniczenie przestrzeni roboczej. Klinowe ukształtowanie zasuw ułatwia powstawanie dwóch strug mieszanki, poruszających się w przeciwnych kierunkach. Między ściankami obudowy mieszarki, jak też i poprzez łopatki, przepływa w czasie pracy woda, odbierająca duże ilości ciepła wydzielane podczas procesu mieszania.

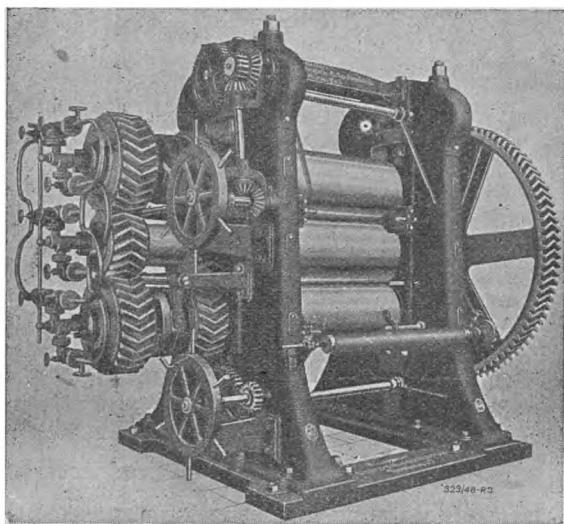
Mieszarka w porównaniu z walcarką posiada większą wydajność i sprawność oraz podnosi jakość przygotowanej mieszanki gumowej, a także jest dogodniejsza w obsłudze.

## 2. Maszyny przygotowujące mieszankę do wulkanizowania

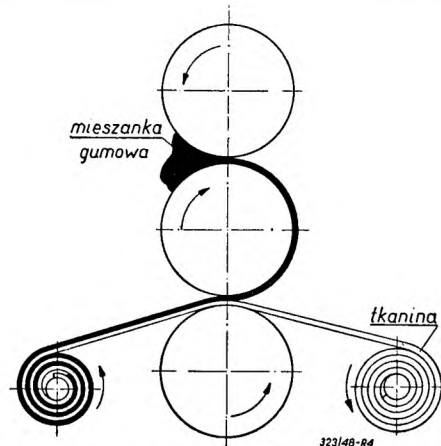
Aby uzyskać w zależności od przeznaczenia, żądanej grubości arkusze mieszanki lub produkty profilowe, przygotowana na walcarkach lub w mieszarkach mieszanka gumowa podlega dalszej przeróbce na *kalandrach*. Na kalandrach wykonuje się również *okładanie tkanin gumę niewulkanizowaną, oraz podwajanie*, czyli składanie warstwami ogumowanych tkanin.

Ze względu na charakter pracy można podzielić kalandry na następujące typy:

1) *Kalandry arkuszowe (równobieżne)*. Walce tych kalandrów posiadają jednakowe szybkości obrotowe. Są one przeznaczone do wykonywania z mieszanki gumowej arkuszy określonych grubości i szerokości, oraz dowolnej długości. W zależności od liczby walców, można na tym kaladrze okładać płótno gumą z obu stron oraz przy odpowiednim



Rys. 3. Kalander uniwersalny (równobieżno-tarciowy).



Rys. 4. Schemat okładania tkaniny mieszanką gumową.

urządzeniu dodatkowym, składać ogumowane tkaniny warstwami.

2) *Kalandry tarcowe* — przeznaczone do wcierania w tkaninę cieniutkich warstw mieszanki. Wcieranie to uzyskuje się dzięki istniejącej różnicy w szybkościach obrotowych walców.

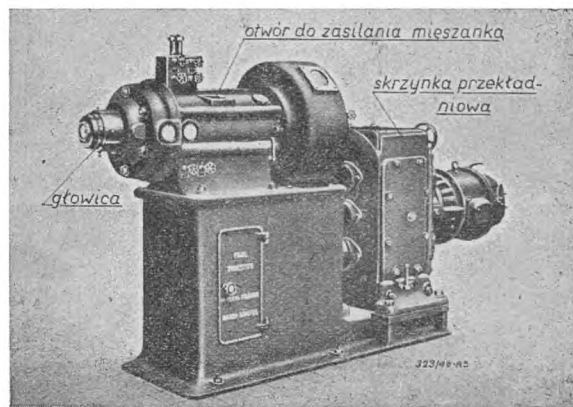
3) *Kalandry uniwersalne (równobieżno-tarciowe)*. Kalandry te łączą w sobie cechy grupy 1) i 2).

4) *Kalandry profilowe*. Dowolne profile mieszanki uzyskuje się na tych kalandrach dzięki odpowiedniemu ukształtowaniu powierzchni walców.

5) *Kalandry do podwajania*.

Na rys. 3 widzimy trójwałkowy, równobieżno-tarciowy kalander, zaś na rys. 4 schemat jednostronnego okładania tkaniny mieszanką gumową na trójwałkowym kaladrze.

Kalandry w zależności od przeznaczenia posiadają 2 do 5 walców.



Rys. 5. Wygniataрка.

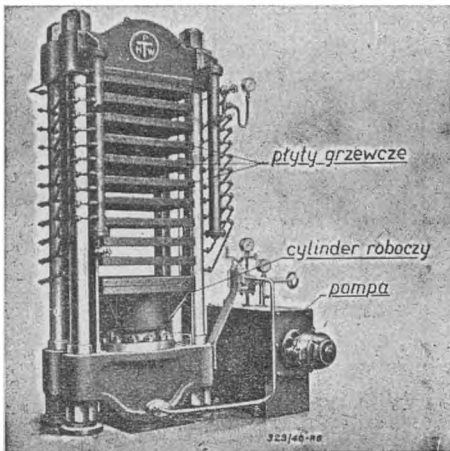
Mieszanka przed skierowaniem na kalander musi być podgrzana do odpowiedniej temperatury, co dokonuje się na *walcarkach podgrzewających*, podobnych w konstrukcji do walcarek mieszankowych. Walcarki podgrzewające, dla uniknięcia kłopotliwego transportu, ustawia się w pobliżu kalandrów.

W celu uzyskania z mieszanki gumowej taśm o żądanych przekrojach, stosuje się w przemyśle gumowym specjalne maszyny, budową i pracą przypominające stosowane w gospodarstwie domowym maszynki do mielenia mięsa. Noszą one nazwę *wygniatarek* lub *wyłaczarek* (rys. 5).

Podstawową częścią wygniataarki jest ślimak poruszany przez silnik poprzez przekładnię zębatą. Średnica ślimaka jest tą wielkością, która charakteryzuje wielkość wygniataarki (30 do 250 mm i więcej). Ślimak znajduje się w cylindrze poziomym, posiadającym w górnej swojej części otwór do zasilania mieszanką gumową. Korpus cylindra jest dwuścienny, co daje możliwość przepuszczania między ściankami pary dla podgrzania, lub wody dla chłodzenia mieszanki. Konieczne to jest dla racjonalnego przeprowadzenia procesu wygniataania, który wymaga określonej temperatury. Pod naciskiem obracającego się ślimaka, mieszanka przesuwa się w kierunku głowicy i wyciskana zostaje na zewnątrz przez otwory o odpowiednim kształcie.

### 3. Maszyny do wulkanizacji

Mieszankę gumową charakteryzuje duża plastyczność, mała wytrzymałość na rozrywanie, oraz mała odporność na temperaturę (przy temp. ok. 0 C mieszanka twardnieje, zaś przy ok. 75 C bardzo mięknie).

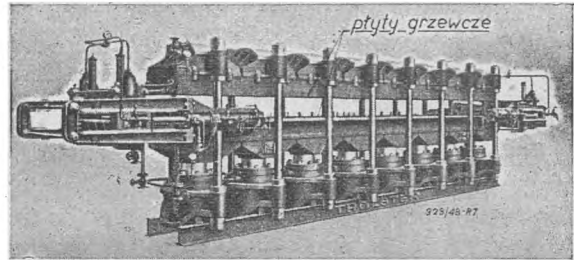


Rys. 6. Dolnotłokowa prasa wulkanizacyjna.

Wady te uniemożliwiają stosowanie mieszanki gumowej w surowym stanie do celów technicznych. Dlatego poddaje się mieszankę gumową uszlachetniającemu procesowi *wulkanizacji*, który polega na przetrzymaniu jej w temperaturze 130 ÷ 150 C przez odpowiedni okres czasu<sup>2)</sup>. W tych warunkach następuje chemiczne połączenie siarki z kauczukiem, w rezultacie czego zmieniają się właściwości mieszanki.

2) Jest to klasyczna, stosowana niemal wyłącznie, metoda wulkanizacji cieplnej (termicznej).

*Guma*<sup>3)</sup> posiada znaczną wytrzymałość na rozerwanie, jest odporna na zmiany temperatury i zależnie od ilości i rodzaju składników wykazuje mniejszą lub większą elastyczność. Miękka guma zawiera 2 do 3,5% siarki (w stosunku do kauczuku w mieszance), twarda zaś (ebonit) — 30 do 40% siarki.



Rys. 7. Prasa do wulkanizacji pasów pędnych i przenośników.

Rozróżniamy dwa zasadnicze sposoby *wulkanizacji cieplnej*:

1) *wulkanizacja swobodna* — gdzie mieszankę gumową po uprzednim nadaniu jej żądanych kształtów poddaje się działaniu ciepła, oraz

2) *wulkanizacja w formach* — która odbywa się w metalowych rozbiernych formach pod naciskiem.

Do przeprowadzenia procesu wulkanizacji służą różnego rodzaju aparaty wulkanizacyjne, jak kotły i prasy.

*Kotły wulkanizacyjne* służą do swobodnej wulkanizacji artykułów gumowych o niewielkich wymiarach. Wykonuje się je z blach stalowych nitowanych lub spawanych. Po wprowadzeniu artykułów przeznaczonych do wulkanizacji, kocioł zostaje szczelnie zamknięty przy pomocy kilkunastu śrub, równomiernie rozmieszczonych na jego obwodzie, lub też (w nowszych kotłach) specjalnym urządzeniem bagnetowym, umożliwiającym b. szybkie otwieranie i zamykanie.

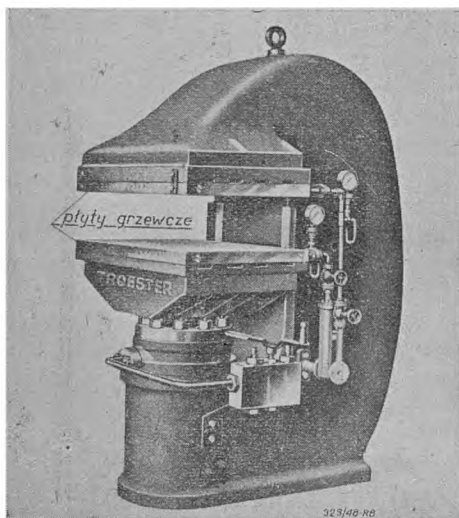
Temperaturę wulkanizacji uzyskuje się przez wprowadzenie do wnętrza kotła pary wodnej pod odpowiednim ciśnieniem. Ciepło pary bezpośrednio działa na artykuły wulkanizowane. Woda otrzymywana na skutek skraplania się pary jest odprowadzona poprzez garnki kondensacyjne na zewnątrz.

Kocioł jest pokryty na całej swej powierzchni grubą warstwą izolacyjną, zmniejszającą straty ciepłne. Prawidłowość przebiegu wulkanizacji kontroluje się przy pomocy manometrów i termometrów.

W przemyśle gumowym stosuje się kotły wulkanizacyjne poziome lub pionowe, o najróżniejszych wymiarach. Do wulkanizacji węży gumowych używa się rur wulkanizacyjnych o średnicy 400 ÷ 600 mm i długościach dochodzących do 40 m.

3) Gumą nazywamy zwulkanizowaną mieszankę gumową.

Aparatami powszechnie stosowanymi w przemyśle gumowym są *prasy wulkanizacyjne*. Konstrukcja pras wulkanizacyjnych oparta jest na następującej zasadzie: energia cieplna konieczna do przeprowadzenia procesu wulkanizacji, dostarczana jest do mieszanki gumowej za pośrednictwem płyt, nagrzewanych parą i znajdujących się pod odpowiednim naciskiem pras hydraulicznych. Pomiędzy płyty wkłada się rozbiernalne formy metalowe odpowiedniego kształtu, wypełnione mieszanką gumową. Stosowanie form nie jest konieczne we wszystkich wypadkach; np. dla wulkanizacji pasów pędnych czy przenośnych, płyty grzewcze prasy spełniają już rolę formy, a przez zastosowanie listew bocznych umożliwiają uzyskanie pasa o odpowiedniej grubości i szerokości. Na rys. 6 widzimy dziesięciopiętrową, dolnołokową prasę wulkanizacyjną. Posiada ona 11 płyt grzewczych, do których para doprowadzana jest rurkami przegubowymi, nie krępującymi zmiany wysokości poszczególnych płyt. Po prawej stronie prasy, widzimy pompę tłoczącą wodę do cylindra roboczego.

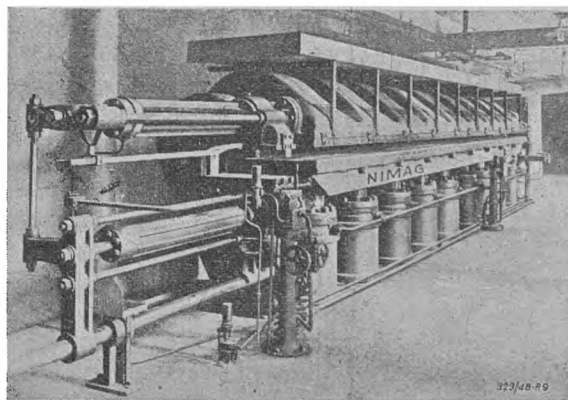


Rys. 8. Prasa wulkanizacyjna jednocylindrowa.

Duża ilość pięter prasy zwiększa jej wydajność.

Wymiary płyt pras produkcyjnych wahają się od  $400 \times 400$  mm do  $1000 \times 1000$  mm.

Na rys. 7 widzimy prasę hydrauliczną stosowaną do wulkanizacji pasów pędnych i przenośników. Jest to jednopiętrowa prasa dolnołokowa o 8 cylindrach. Wydajność jej jest zależna od wymiarów powierzchni płyt grzewczych, których długość w nowszych konstrukcjach pras dochodzi do kilkunastu metrów. Prasa powyższa nie nadaje się do łączenia końców pasów i przenośników. Do tych celów stosuje się prasy o innej konstrukcji, które widzimy na rys. 8 i 9. Są to *prasy jednostojakowe szcękowe*. Sam przebieg procesu wulkanizacji jest taki sam, jak poprzednio opisany.



Rys. 9. Prasa wulkanizacyjna wielocylindrowa.

Walcarki, mieszarki, kalandry, wygniataarki, kotły i prasy wulkanizacyjne są tylko drobną częścią stosowanych w przemyśle gumowym maszyn i urządzeń, że wymienimy tutaj: powlekarki tkanin klejami gumowymi, za pośrednictwem których uzyskuje się np. taśmy izolacyjne do przewodów elektrycznych; mieszadła do otrzymywania klejów gumowych; maszyny do ciągłej wulkanizacji, zaopatrzone w obrotowe bębny ogrzewane parą, które spełniają rolę płyty grzewczej w normalnej prasie wulkanizacyjnej; specjalne aparaty wulkanizacyjne; walcarki do rozdrabniania starej gumy, z której produkuje się tzw. regenerat itd.

Polski przemysł gumowy w stosunku do państw takich jak Stany Zjedn. A. P., Anglia, Z.S.R.R., a przed wojną i Niemcy stoi na bardzo niskim poziomie. W wielu fabrykach spotyka się zacowane metody pracy, jak brak mechanizacji czynności związanych z przygotowaniem artykułów do wulkanizacji, transportu itp. Przyczyn tego stanu należy doszukiwać się przede wszystkim w tym, że polski przemysł gumowy jest dość młody, gdyż jego rozwój nastąpił dopiero w latach 1925 — 1939, a nieliczne fabryki zostały w 60 proc. zniszczone w czasie ostatniej wojny.

W roku 1937 ogólne spożycie kauczuku naturalnego i syntetycznego w Polsce wynosiło 7,6 proc. w stosunku do Z.S.R.R. i 7,8 proc. w stosunku do Niemiec, zaś na głowę przypadało w tymże roku u nas 0,24 kg, gdy w Niemczech 1,36 kg.

Obecnie sytuacja nie przedstawia się o wiele lepiej, gdyż spożycie kauczuku na głowę i rok wynosi 0,27 kg. Według danych z czasopisma „Przemysł Chemiczny” (lipiec — sierpień 1947), planuje się zwiększenie spożycia w roku 1935 do 0,5 kg, zaś w roku 1956 do 1 kg na głowę. Osiągnięcie tych zamierzeń wymaga dość dużego dopływu sił technicznych do przemysłu gumowego, co wiąże się ściśle ze zwiększeniem ogólnego zainteresowania produkcją artykułów gumowych.

# POLSKA ENCYKLOPEDIA MECHANIKI

Prof. dr inż. M. T. HUBER

## MOMENTY BEZWŁADNOŚCI I ZBOCZENIA

### 1. Określenia

Oprócz momentów mas rzędu pierwszego, zwanych także momentami statycznymi<sup>1)</sup>, w mechanice grają rolę bardzo ważną momenty rzędu drugiego, a mianowicie *momenty bezwładności* i *momenty zбочzenia*. Obie wielkości są określone również sumami, rozciągniętymi na wszystkie punkty materialne, lub cząstki danego układu materialnego, przy czym:

a) *Momentem bezwładności układu materialnego względem danej prostej (osi) s* (oznaczonym przez  $J_s$  albo  $J$ ) nazywamy sumę iloczynów mas  $m_i$  ( $i=1, 2, \dots, n$ ) wszystkich punktów materialnych przez kwadraty ich odległości od tej prostej.

$$J = \sum_i m_i r_i^2 \quad \dots \quad [1]$$

b) *Momentem zбочzenia układu materialnego względem osi x, y, z, wzajemnie prostopadłych nazywamy sumę iloczynów postaci*

$$m_i y_i z_i,$$

albo

$$m_i z_i x_i,$$

albo

$$m_i x_i y_i$$

wszystkich punktów materialnych układu.

Oznaczamy je odpowiednio w sposób dwójaki widoczny z równań określających

$$\left. \begin{aligned} D_x &= J_{yz} = \sum_i m_i y_i z_i \\ D_y &= J_{zx} = \sum_i m_i z_i x_i \\ D_z &= J_{xy} = \sum_i m_i x_i y_i \end{aligned} \right\} \quad \dots \quad [2]$$

Stosownie do tego pojmujemy np. sumę  $\sum m_i y_i z_i$  bądź to jako moment zбочzenia względem osi  $x$ , bądź też jako moment zбочzenia względem obu płaszczyzn współrzędnych przechodzących przez oś  $x$ .

*Momenty zбочzenia nazywają także momentami odśrodkowymi*. Obie nazwy są usprawiedliwione ich znaczeniem dynamicznym przy ruchu obrotowym ciała sztywnego.

Dla ciał traktowanych jako układy materialne ciągłe zamienia się w określeniach powyższych sumowanie na wszystkie elementy  $dM$  masy ciała  $M$ , na całkowanie, a więc piszemy

$$J = \int r^2 dM, \quad \dots \quad [3]$$

1) Patrz: „Momenty i środki masy“.

gdzie  $r$  oznacza odległość elementu  $dM$  od obranej osi momentu, a całkowanie odnosi się do wszystkich elementów  $dV$  objętości ciała  $V$ .

Ponieważ  $dM = \mu dV$ , gdzie  $\mu$  oznacza gęstość wyrażaną w mechanice technicznej jako iloraz ciężaru właściwego przez przyspieszenie ciężkości  $g$  ( $\mu = \gamma/g$ ), więc

$$J = \int \mu r^2 dV \quad \dots \quad [4]$$

dla ciał niejednorodnych, w których  $\mu$  jest funkcją miejsca w ciele. Dla ciał jednorodnych zaś, w których  $\mu = \text{stała}$  jest

$$J = \mu \int r^2 dV = \mu I \quad \dots \quad [5]$$

Wielkość czysto geometryczną  $I$  o wymiarze  $\text{cm}^5$ , którą zwykle oznaczamy także przez  $J$ , jeżeli nie zachodzi obawa nieporozumienia, nazywamy *geometrycznym momentem bezwładności* danego ciała.

Każdy moment bezwładności da się wyrazić:

1) Jako iloczyn masy ciała  $M$  i kwadratu stosownej długości  $k$  zwanej *ramieniem* lub *promieniem bezwładności*.

$$J = M k^2; \quad k = \sqrt{J/M} \quad \dots \quad [6]$$

2) Jako iloczyn kwadratu odległości  $d$  dowolnie obranej i odpowiedniej masy  $M_{red}$  pomyślanej jako rozłożona na pobocznicę walca o promieniu  $d$ , którego oś jest osią danego momentu bezwładności  $J$

$$J = M_{red} d^2, \quad M_{red} = \frac{J}{d^2} \quad \dots \quad [7]$$

$M_{red}$  nazywamy *masą sprowadzoną* (zastępczą) lub zredukowaną do odległości  $d$  od osi momentu bezwładności.

### 2. Związki między momentami bezwładności i zбочzenia względem różnych osi

Dla osi  $x, y, z$  prostokątnego układu współrzędnych w obranym punkcie ciała jako początku  $O$  mamy następujące wyrażenia dla  $J$  względem każdej z osi:

$$\begin{aligned} J_x &= \sum m_i (y_i^2 + z_i^2), & J_y &= \sum m_i (z_i^2 + x_i^2), \\ J_z &= \sum m_i (x_i^2 + y_i^2) \quad \dots \quad [8] \end{aligned}$$

Z dodania tych równań wynika

$$\begin{aligned} J_x + J_y + J_z &= 2 \sum m_i (x_i^2 + y_i^2 + z_i^2) = \\ &= 2 \sum m_i \rho_i^2 = 2 J_b \quad \dots \quad [9] \end{aligned}$$

Wielkość  $J_b$  (o tym samym wymiarze co  $J$ ) nazywamy *biegunowym momentem bezwładności* względem punktu (bieguna)  $O$ . Jest to

więc suma iloczynów  $m_i$  przez kwadraty ich odległości  $\rho_i$  od  $O$ .

Jeżeli  $J_0$  oznacza moment bezwładności względem osi przechodzącej przez środek masy  $S$  ciała, to moment bezwładności  $J$  względem osi do niej równoległej leżącej w odległości  $a$  wyraża wzór (twierdzenie Huygensa).

$$J = J_0 + M a^2 \dots [10]$$

Natomiast momenty zbroczenia nie ulegają zmianie, jeżeli układ osi  $x, y, z$  przesuniemy wzdłuż jednej z nich.

Gdy jednak układ osi przesuniemy tak, aby nowy początek  $O'$  miał względem pierwotnego  $O$  współrzędne  $x_0, y_0, z_0$ , to momenty zbroczenia względem osi  $x', y', z'$  układu nowego są:

$$\begin{aligned} D_x' &= D_x + M y_0 z_0; & D_y' &= D_y + M z_0 x_0; \\ D_z' &= D_z + M x_0 y_0 \dots [11] \end{aligned}$$

Znając momenty bezwładności  $J_x, J_y, J_z$  i momenty zbroczenia  $D_x, D_y, D_z$  względem obranych osi układu prostokątnego znajdujemy moment bezwładności  $J$  względem osi przechodzącej przez początek układu  $O$  i tworzącej z osiami  $x, y, z$  kąty  $\alpha, \beta, \gamma$  z wzoru

$$\begin{aligned} J &= J_x \cos^2 \alpha + J_y \cos^2 \beta + J_z \cos^2 \gamma - \\ &- 2 D_x \cos \beta \cos \gamma - 2 D_y \cos \gamma \cos \alpha - \\ &- 2 D_z \cos \alpha \cos \beta \dots [12] \end{aligned}$$

Rozmieszczenie momentów  $J$  w zależności od kierunku osi uzmysławia elipsoida bezwładności (Poinsota) tj. miejsce geometryczne końców odcinków  $\rho = C/\sqrt{J}$  odmierzonych na osiach od początku  $O$  w obie strony, przy czym  $C$  jest stałą dowolnie obraną.

Równanie elipsoidy bezwładności uzyskane z wzoru [12] ma postać:

$$\begin{aligned} J_x x^2 + J_y y^2 + J_z z^2 - 2 D_x yz - 2 D_y zx - \\ - 2 D_z xy = C^2 \dots [13] \end{aligned}$$

Gdy początek  $O$  obierzemy w środku masy  $S$  ciała, to odpowiednią elipsoidę bezwładności nazywamy centralną lub środkową. Kierunki osi głównych tej elipsoidy określają kierunki osi współrzędnych dla których momenty zbroczenia są równe 0, albowiem wtedy równanie [13] sprowadza się do

$$J_1 x^2 + J_2 y^2 + J_3 z^2 = C^2 \dots [14]$$

gdzie  $J_1, J_2, J_3$  oznaczają odpowiednie wartości  $J_x, J_y, J_z$ . Długościami półosi głównych tej elipsoidy są

$$a = \frac{C}{\sqrt{J_1}}, \quad b = \frac{C}{\sqrt{J_2}}, \quad c = \frac{C}{\sqrt{J_3}} \dots [15]$$

z czego wynika, że najdłuższej półosi odpowiada  $J_{min}$ , a najkrótszej  $J_{max}$ .

Momenty bezwładności  $J_1, J_2, J_3$ , nazywamy głównymi. Znając ich wartości obliczamy moment bezwładności  $J$  względem osi nachylonej do osi głównych pod kątami  $\alpha, \beta, \gamma$  z wzoru

$$J = J_1 \cos^2 \alpha + J_2 \cos^2 \beta + J_3 \cos^2 \gamma \dots [16]$$

Szukanie głównych osi bezwładności (centralnych) danego ciała ułatwia w wielu przypadkach praktycznych łatwe do uzasadnienia twierdzenie:

Głównymi osiami bezwładności ciała są: 1) każda oś symetrii 2) każda prosta prostopadła do płaszczyzny symetrii i 3) każda prosta na której leżą środki masy warstw elementarnych, otrzymanych przez podział ciała płaszczyznami prostopadłymi do tej prostej.

### 3. Momenty bezwładności i zbroczenia figur płaskich

(jako płaskich układów materialnych jednorodnych)

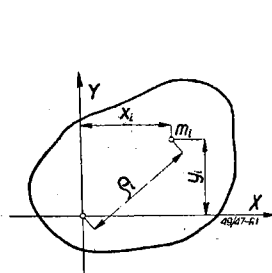
Przy obiorze osi  $X$  i  $Y$  na płaszczyźnie figury (rys. 1) jest

$$J_z = \sum m_i (x_i^2 + y_i^2) = \sum m_i \rho_i^2 = J_b \dots [17]$$

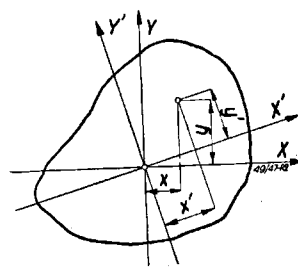
z czego wynika nadto

$$J_b = J_x + J_y \dots [18]$$

To wyrażamy twierdzeniem: Biegunowy moment bezwładności figury płaskiej względem punktu  $O$  na jej płaszczyźnie równa się sumie dwóch momentów równikowych względem jakichkolwiek dwu osi wzajemnie prostopadłych i przechodzących przez  $O$ .



Rys. 1.



Rys. 2.

Znając momenty bezwładności  $J_x, J_y$  figury płaskiej i odpowiedni moment zbroczenia  $D = \sum m_i x_i y_i$  znajdujemy moment bezwładności  $J$  względem prostej, przechodzącej przez

początek  $O$  i nachylonej do osi  $X$  pod kątem  $\alpha$  (rys. 2) z wzoru

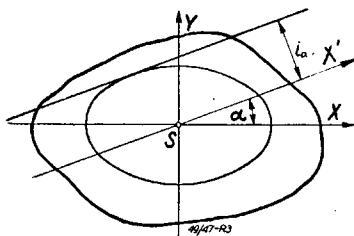
$$J = J_x \cos^2 \alpha + J_y \sin^2 \alpha - 2 D \sin \alpha \cos \alpha. \quad [19]$$

Gdy na prostych przechodzących przez  $O$  odmierzymy po obu stronach  $O$  długości  $\rho = C/\sqrt{J}$ , to miejscem punktów tak wyznaczonych jest *elipsa bezwładności*

$$J_x x^2 + J_y y^2 - 2 D x y = C^2. \quad [20]$$

Dla osi  $X', Y'$  obróconych względem  $X, Y$  o kąt  $\alpha$  znajdujemy odpowiednie momenty bezwładności i zbieżności z wzorów

$$\begin{aligned} J_{x'} &= J_x \cos^2 \alpha + J_y \sin^2 \alpha - D \sin 2 \alpha \\ J_{y'} &= J_x \sin^2 \alpha + J_y \cos^2 \alpha + D \sin 2 \alpha \\ D' &= \frac{1}{2} (J_x - J_y) \sin 2 \alpha + D \cos 2 \alpha \end{aligned} \quad [21]$$



Rys. 3.

Obróciwszy osie  $X', Y'$  o kąt  $\alpha = \alpha_1$  taki, aby było  $D' = 0$ , dla którego zatem jest

$$\operatorname{tg} 2 \alpha_1 = - \frac{2 D}{J_x - J_y} \dots [22]$$

znajdujemy z wzorów [13] główne momenty bezwładności

$$\begin{aligned} \left. \begin{matrix} J_1 \\ J_2 \end{matrix} \right\} &= \frac{1}{2} (J_x + J_y) \pm \frac{1}{2} \sqrt{(J_x - J_y)^2 + 4 D^2} = \\ &= \left\{ \begin{matrix} J_{\max} \\ J_{\min} \end{matrix} \right\}, \dots [23] \end{aligned}$$

przy czym oś momentu  $J_{\max}$  tworzy z osią  $x$  kąt ostry, gdy  $D$  jest wielkością ujemną, a rozwarty, gdy  $D$  jest dodatnie. Gdy równanie elipsy bezwładności

$$J_1 x^2 + J_2 y^2 = C^2$$

odniesione do osi głównych jako osi współrzędnych podzielimy obustronnie przez pole figury uważanej za jednorodną, to uwzględniając określenia ramion bezwładności  $i_1$  i  $i_2$  otrzymamy

$$i_1^2 x^2 + i_2^2 y^2 = C_1^2$$

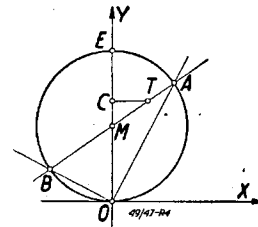
gdzie  $C_1$  jest inną stałą dowolną. Jeżeli jej wartość obierzemy tak, aby było

$$C_1^2 = i_1^2 i_2^2,$$

to otrzymamy szczególną elipsę bezwładności

$$\frac{x^2}{i_2^2} + \frac{y^2}{i_1^2} = 1 \dots [24]$$

zwaną *Culmannowską*. Jej półoś  $a$  leżąca na



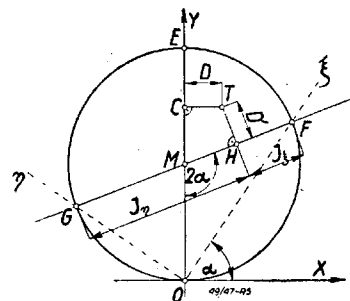
Rys. 4.

osi  $x$  przedstawia ramię bezwładności względem osi  $y$  i nawzajem.

*Elipsa Culmannowska* pozwala znaleźć ramię bezwładności  $i_a$  względem osi nachylonej pod kątem  $\alpha$  do osi  $x$  jako długość prostopadłej poprowadzonej z początku  $O$  do stycznej elipsy równoległej do tej osi (rys. 3).

Obliczenie kierunków i długości osi głównych z danych  $J_x, J_y$  i  $D$  według równań [22] i [23] zastępujemy prostą konstrukcją wykreślną *koła bezwładności*.

Na osi  $OY$  (rys. 4) odmierzymy  $\overline{OC} = J_x$ ,  $\overline{CE} = J_y$ , znajdziemy środek  $M$  odcinka  $OE$  i promieniem  $\overline{MO} = \frac{1}{2} (J_x + J_y)$  zakreślamy z tego środka okrąg. W punkcie  $C$  wystawiamy następnie prostopadłą do  $OY$  i odmierzymy na niej długość  $\overline{CT} = D$  z uwzględnieniem znaku. Średnica  $AB$ , poprowadzona przez  $T$  wyznacza swymi końcami  $A$  i  $B$  kierunki osi głównych  $OA$  i  $OB$ , zaś wielkości głównych  $J$  długością odcinków  $\overline{AT} = J_{\min}$  i  $\overline{TB} = J_{\max}$ .



Rys. 5.

*Koło Culmanna-Mohra* i punkt  $T$  zwany *głównym punktem bezwładności* pozwalają nadto wyznaczyć  $J_\xi, J_\eta$  i  $D'$  dla układu osi obróconego względem układu danego o kąt dowolny  $\alpha$  (rys. 5). Wystarczy w tym celu połączyć punkty przecięcia tych osi z okręgiem średnicą  $FG$  i spuścić z  $T$  prostopadłą  $TH$  na tę średnicę. Wtedy bowiem

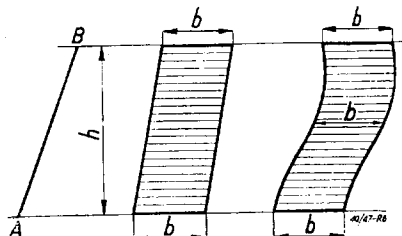
$$\begin{aligned} GH &= GM + MH = \\ &= GM + \text{rzut } CM + \text{rzut } CT = J_\eta, \\ HF &= MF = MH = J_\xi; \\ TH &= \text{rzut } MC - \text{rzut } CT = D'. \end{aligned}$$

### 4. Przykłady obliczenia $J$ i $D$ ciał jednolitych

A. Przy masie  $M$  o wielkości tej samej dla figur materialnych przedstawionych na rys. 6 zawartych między prostymi równoległymi o odstępzie  $h$ , jest

$$J_x = M \cdot \frac{h^2}{3} = M \left( \frac{h}{\sqrt{3}} \right)^2 = \frac{M}{3} h^2,$$

jeżeli tak równoległobok zwykły jak i krzywoliniowy ma szerokość mierzoną w prze-



Rys. 6.

krojach  $\parallel X$  wartością stałą  $b$ . Z wzoru powyższego odczytujemy łatwo wartość ramienia bezwładności  $i_x$  oraz masy sprowadzonej na odległość  $h$ .

Dla osi równoległej do  $X$ , a przechodzącej przez środki masy tychże ciał, znajdujemy według wzoru Huygensa:

$$J = J_x - M \left( \frac{h}{2} \right)^2 = M \frac{h^2}{12}$$

Dla osi  $XY$  o początku  $O$ , przez który przechodzi przedłużenie odcinka materialnego o długości  $l$  i masie  $M$  jest (rys. 7)

$$D = \frac{4}{3} M x_0 y_0 = \mu \frac{l^3}{6} \sin 2\beta.$$

jeżeli  $x_0, y_0$  są współrzędnymi środka odcinka,  $\mu$  gęstością liniową, a  $\beta$  kątem jego nachylenia do osi  $X$ .

Dla równoległoboku (rys. 8) znajdujemy łatwo

$$D = \frac{4}{3} M x_0 y_0 = J_x \operatorname{ctg} \beta;$$

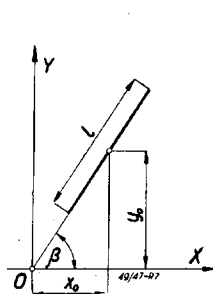
$$J_y = M \left( \frac{b^2}{12} + \frac{h^2 \operatorname{ctg}^2 \beta}{3} \right).$$

B. *Prostopadłościan* (rys. 9). Główne momenty bezwładności względem trzech osi symetrii są

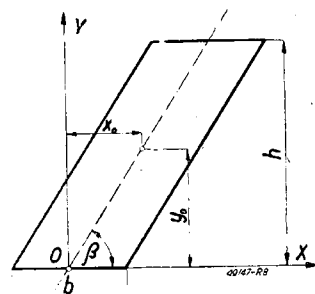
$$J_1 = M \cdot \frac{b^2 + c^2}{12}; \quad J_2 = M \cdot \frac{c^2 + a^2}{12};$$

$$J_3 = M \cdot \frac{a^2 + b^2}{12}$$

C. *Koło i walec obrotowy pełny* (rys. 10). Biegunowy moment bezwładności względem środka koła o promieniu  $a$  i masie  $M$  jest



Rys. 7.



Rys. 8.

$$J_b = M \frac{a^2}{2}, \text{ zaś geometryczny } I_b = \frac{\pi a^4}{2}$$

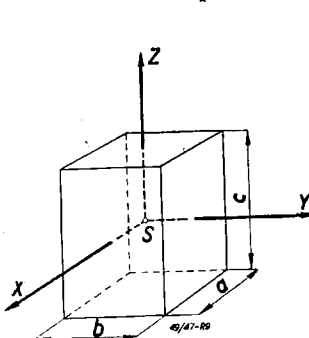
Momenty bezwładności względem średnicy są:

$$J = M \frac{a^2}{4}, \quad I = \frac{\pi a^4}{4}.$$

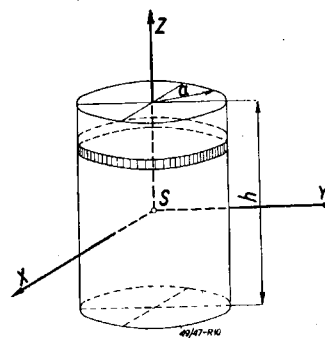
Dla walca o masie  $M$  i wysokości  $h$  znajdujemy po rozłożeniu go na warstwy kołowe elementarne:

$$J_z = M \cdot \frac{a^2}{2}, \quad J_x = J_y = \frac{M}{4} \left( a^2 + \frac{h^2}{3} \right).$$

Elipsoida bezwładności walca jest oczywiście obrotowa, a w przypadku szczególnym gdy  $h = a\sqrt{3}$  staje się kulą. (Liczne inne przykłady podaje odnośny dział w poradniku technicznym „Mechanik”).



Rys. 9.



Rys. 10.

### 5. Momenty bezwładności brył nieregularnych

Momenty te wyznacza się doświadczalnie z pomiarów ich okresów wahnięcia po zawieszeniu jako wahadła fizyczne. Dla figur płaskich danych na rysunku stosujemy sposoby wykreślne *Culmanna* i *Mohra* przy pomocy wieloboków sznurowych, albo sposób wykreślny *Vojačeka* i *Nehls*, albo przyrządy, jak *integral Abakanowicza* i inne integratory wykonywujące mechanicznie całkowanie wzdłuż krzywej określającej funkcję daną w postaci konturu figury. Wreszcie stosuje się znane z matematyki wzory „kwadratury mechanicznej”, co ułatwiają bardzo nowoczesne maszyny do rachowania.



# POLSCY MECHANICY MÓWIĄ PO POLSKU

Prof. dr inż. M. T. HUBER

## OKREŚLANIE, WYZNACZANIE, USTALANIE

Już niejednokrotnie zwracałem uwagę na przyczyny chwiejności terminologii polskiej, zwłaszcza w naukach technicznych. Jedną z najgłówniejszych jest wpływ języków obcych, który wprawdzie nigdy nie zaniknie zupełnie, ale z którym należy się liczyć we wszystkich dążeniach do ustalenia pojęć kryjących się pod wyrazami polskimi. Trzy wyrazy podane w nagłówku oraz odpowiadające im czasowniki: *określać*, *wyznaczać* i *ustalać*, wyrażają pojęcia pokrewne, a jednak różniące się zasadniczo.

*Określanie* jest przede wszystkim powszechnie zrozumiałym odpowiednikiem polskim dla terminu filozoficznego łacińskiego *definitio*, spolszczonego już dawno jako *definicja*. W językach obcych odpowiada mu ang. *definition*, franc. *définition*, niem. *Definition* i ros. *opriedielenje*.

Natomiast czasownikowi *wyznaczać* wyrażającemu (między innymi) czynność znalezienia wartości liczbowej pewnej wielkości fizycznej odpowiada ang. *determine*, franc. *déterminer*, niem. *bestimmen*, a tylko w języku rosyjskim znowu *opredieliat*. Tu znajdujemy powód, dlaczego polscy inżynierowie lub przyrodnicy znający lepiej pokrewny język rosyjski, niż inne z wymienionych, nie *wyznaczają* np. niewiadomej z danego równania, lecz *określają* ją. Ale ci sami autorzy mówią i piszą o zagadnieniach *statycznie wy-*

*znaczalnych* lub *niewyznaczalnych*, chociaż w języku rosyjskim czytamy wszędzie „statyczny opredielmyje i nieopredielmyje“.

Z tego wynika, że aby uniknąć niekonsekwencji, należy w polszczyźnie (w tym wypadku) iść raczej za dawną tradycją i odróżniać *określanie* od *wyznaczania*. Tak np. *określamy* pierwiastek równania jako tę wartość niewiadomej, która mu czyni zadość, a *wyznaczamy* ją metodami uzasadnionymi w matematyce; podobnie *określamy* wytrzymałość doraźną materiału jako tę wielkość, którą *wyznaczamy* na podstawie zwykłej próby rozciągania itp.

Innego rodzaju niekonsekwencję znaczeniową spotykamy w zdaniu, pojawiającym się dość często w naszym piśmiennictwie technicznym, jak np. „N... *ustalił* wzór do obliczenia wielkości... X” zamiast *podał*, albo *znalazł*, *ustawił*, *zbudował*, *obmyślił* itp.

Termin *ustalić* (ang. *establish*, fr. *fixer*, niem. *feststellen*, ros. *ustanowit'*) ma znaczenie raczej prawodawcze i nadaje się do scharakteryzowania wyniku uchwały lub wyboru, gdy zachodzą różne wypadki możliwe, a nie wyniku myśli badawczej teoretyka-autora. Można więc np. wyrażać się, że ustalono komisyjnie ilość obrabiarek pewnego typu koniecznych do rozpoczęcia produkcji w nowej wytwórni; ustalono potrzebną ilość surowca, paliwa i t. p.

## STEREOMECHANIKA, CZYLI MECHANIKA CIAŁ STAŁYCH RZECZYWISTYCH

Prof. M. T. Huber w artykule pt. „Mechanika”<sup>1)</sup>, stanowiącym zaczątek cyklu artykułów z mechaniki w Polskiej Encyklopedii Mechaniki, wprowadził wyraz *stereomechanika* na oznaczenie mechaniki ciał stałych rzeczywistych, zwanej dotychczas wytrzymałością materiałów.

Ponieważ wprowadzony przez prof. Hubera wyraz *stereomechanika* został przez niektórych czytelników rozumiany jako „mechanika przestrzenna”, wyjaśniamy na podstawie korespondencji z prof. Huberem co następuje:

Pogląd, że *stereomechanika* oznacza dosłownie mechanikę przestrzenną jest błędny i powstał zapewne przez reminiscencję *stereometrii*, stanowiącej geometrię utworów przestrzennych.

Grecy natomiast zbudowali tę naukę jako wiedzę o pomiarze ciał stałych, o czym świadczy etymologia słów, tworzących wyraz *stereometria*. Przysłowiowy *στερεός* oznacza w języku polskim tęgi, mocny, twardy, krzepki.

Wyraz *στέρεον*, oznaczający ciało stałe, przez abstrakcję geometryczną *Euklidesa* nabrał znaczenia, jakie ma obecnie w *stereometrii* i *stereochemii*.

W klasycznym dziele „Handbuch der Physik” użyto wyrazu *Stereomechanik* na oznaczenie mechaniki ciał sztywnych tj. wyidealizowanych ciał stałych, które nie zmieniają swej postaci podczas ruchu. Uczeń niemiecki byli zatem bliscy tego znaczenia, które prof. Huber przyjął za podstawę wprowadzenia nowej nazwy *stereomechanika* na oznaczenie *mechaniki ciał stałych rzeczywistych*.

1) Czasopismo „Mechanik”. Rocznik XIX, zeszyt 5—6, Warszawa 1946

# DZIAŁ SAMOCHODOWY

Inż.-mech. ADAM MINCHEJMER

## PRZYKŁADY ZASTOSOWANIA PRZENOŚNIKÓW W PRZEMYSLE MOTORYZACYJNYM

Charakterystyczną cechą ciągłej oraz masowej produkcji jest szerokie zastosowanie przenośników (konweyjerów) i specjalnych urządzeń transportowych.

W Polsce przed wojną przenośniki zastosowane już zostały w wytwórniach samochodowych, niektórych uzbrojeniowych i elektrotechnicznych, ale tylko w dwóch podstawowych postaciach: jako stoły, linie, albo podajniki rolkowe do przesuwania części od obrabiarki do obrabiarki, oraz jako taśmy lub łańcuchy montażowe do ostatecznego montażu wytwarzanych maszyn.

Posiadaliśmy dotychczas ogólnikowe wiadomości o nadzwyczaj szerokim i różnorodnym zastosowaniu przenośników w wielkich wytwórniach amerykańskich, a nawet całkowicie automatycznych linii obróbkowych, ale brak nam było właściwego zrozumienia ogólnych zasad stosowania przenośników w organizacji produkcji.

Dziś, gdy zgodnie z apelem Konferencji Narzędziowo-Obrabiarkowej w Poznaniu stajemy wobec wielkiego zadania unowocześnienia i usprawnienia naszych metod wytwórczych, zagadnienie to staje się szczególnie doniosłe.

\* \* \*

W angielskich czasopismach technicznych ukazały się w ciągu ostatniego roku opisy organizacji produkcji w kilku większych wytwórniach angielskich, które dokonały przestawienia z produkcji wojennej na pokojową. Opisy dwóch takich wytwórni podajemy poniżej, aby na tych przykładach zwrócić uwagę na niektóre ogólne zasady stosowania przenośników. Przykłady te są dla nas specjalnie ciekawe, ponieważ ilości wytwarzane przez te fabryki leżą w granicach cyfr, planowanych przez nasz przemysł.

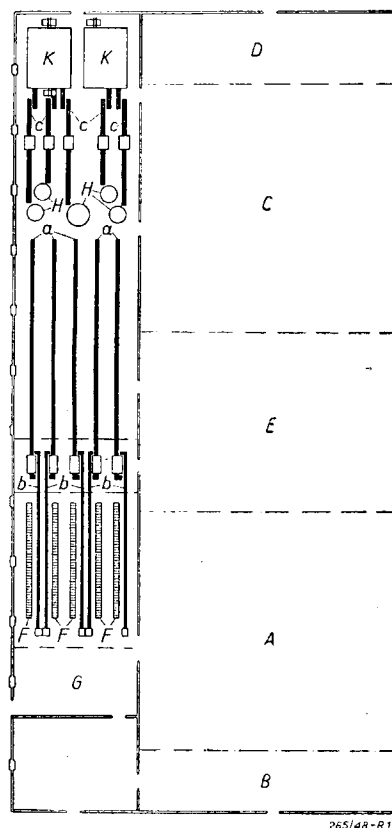
Pierwszy przykład dotyczy fabryki silników samochodowych zakładów „Austin Motor Co Ltd” w Longbridge<sup>1)</sup>.

Fabryka stanowi samodzielny oddział zakładów i jej przestawienie na produkcję pokojową dokonane zostało bez zakupu nowych maszyn i bez zasadniczej przeróbki budynku. Jedynie przez odpowiednie przegrupowanie

obrabiarek, wprowadzenie nowego systemu montażu i wprowadzenie nowego systemu ruchu materiałów na warsztacie i w magazynach, oraz lepsze wykorzystanie rozporządzalnej przestrzeni znacznie zwiększono wydajność.

W oddziale tym obrabiane są wszystkie części 5 typów silników (4 do samochodów osobowych i 1 do ciężarowych), z wyjątkiem części drobnych, wyrabianych w odrębnym warsztacie, w którym są skupione wszystkie automaty zakładów, oraz z wyjątkiem niektórych części specjalnych i akcesorii, zakupowanych w innych wytwórniach.

Dla zasadniczych części składowych poszczególnych typów silników jak np. kadłuby, głowice, wały korbowe, korbowody, koła



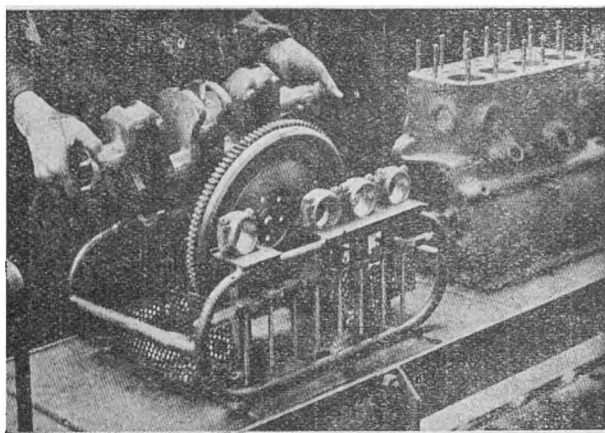
Rys. 1. Plan fabryki silników Zakładów „Austin”: a — główne taśmy montażowe, b — przenośniki magazynu przejściowego, c — końcowe taśmy montażowe, A — linie obróbkowe odlewów, B — magazyn odlewów, C — linie obróbkowe części kutek, D — magazyn odkuśców i części tłoczonych, E — gniazda obróbcze lżejszych części, F — stojaki magazynu przejściowego, G — magazyn przejściowy kadłubów, H — urządzenia do docierania silników, K — kabiny do lakierowania.

<sup>1)</sup> Na podstawie „Engine assembly system and layout employed by the Austin Motor Co. Ltd” „Automobile Engineer Vol XXXVII No 486, March 1947.

zamachowe, wałki rozrządowe, obrabiarki ustawione są w oddzielne linie. Dla mniejszych części jak zawory, popychacze, pokrywy łożysk, dźwigniki zaworowe, małe wałki, pompki wodne i t. d. obrabiarki zgrupowane są w gniazda obróbcze, wspólne dla wszystkich typów silników.

Ogólne rozplanowanie fabryki silników „Austin” pokazane jest na rys. 1. Linie obróbkowe dla kadłubów, głowic i innych większych odlewów znajdują się w części A. Wzdłuż krótszej ściany budynku, przylegającej do tej części, umieszczone są magazyny odlewów B, które dostarczane tu są wprost z odlewni przy pomocy podwieszonych mechanicznego przenośnika. Po przeciwnej stronie, w części C znajdują się linie obróbkowe wałów korbowych i rozrządowych, korbowodów i innych większych odkuć. Obok znajdują się magazyny D odkuć i części prasowanych, które również dostarczane są tu przy pomocy mechanicznych przenośników. W środkowej części E znajdują się gniazda obróbcze dla drobnych części oraz oddział obróbki cieplnej.

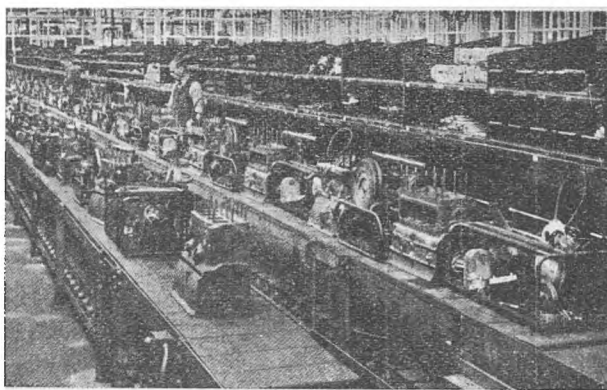
Na warsztacie nie ma specjalnych mechanicznych urządzeń transportowych. Wzdłuż linii obróbkowych przebiegają jedynie podajniki rolkowe, które zaczynają się w magazynie odlewów lub odkuć tak, że półfabrykaty wędrują z magazynów na linie od razu na tych podajnikach.



Rys. 2. Kadłub silnika na przenośniku magazynu przejściowego i kosz na części do mycia.

Samoczynne przenośniki zastosowane są dopiero przy montażu i w magazynach przejściowych, które są umieszczone wzdłuż dłuższego boku budynku. Magazyny przejściowe spełniają bardzo ważną rolę w organizacji produkcji. Znajduje się w nich stale dwudniowy zapas gotowych części i na ich terenie odbywa się kompletowanie części do montażu. Wielkość zapasu w magazynach przejściowych ustalono na podstawie do-

świadczeń z ubiegłych lat. Stwierdzono mianowicie, że uszkodzenia obrabiarek lub oprzyrządowania, powodujące przerwę pracy na linii, mogą być zawsze naprawione w przeciągu 24 godzin, a powstająca w takim wypadku luka w zapasie magazynowym niektórych części może być wyrównana w ciągu 4 dni przez przedłużenie po 2 godziny obu dziennych ośmiogodzinnych zmian. Wobec tego, że w magazynach odlewów i odkuć znajduje się 2-dniowy zapas, a czas przejścia materiałów i części przez obróbkę i montaż wynosi przeciętnie po  $\frac{1}{2}$  dnia — całkowity czas przejścia materiałów przez magazyny i produkcję wynosi 5 dni. Z tego



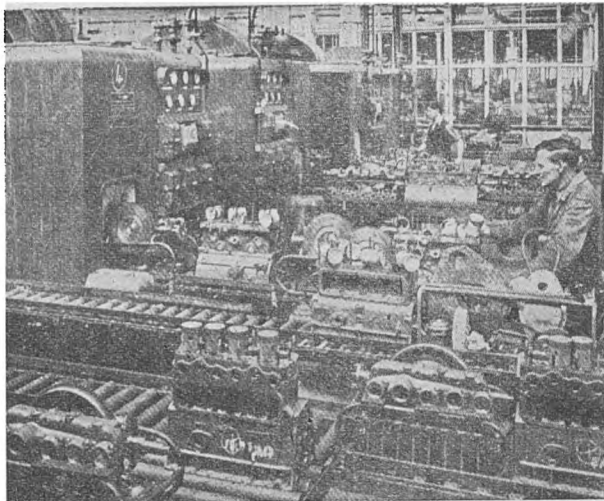
Rys. 3. Fragment magazynu przejściowego.

widać, że kapitał uwięziony w materiałach i półfabrykatkach jest bardzo mały.

Dla montażu każdego z 5 typów silników przeznaczona jest oddzielna płytowa taśma montażowa a (rys. 1). Wstępnym odcinkiem każdej z tych taśm jest również płytowy mechaniczny przenośnik b, przebiegający wzdłuż stojaków F magazynu przejściowego i który służy do kompletowania części silników do montażu. Kadłuby silników magazynowane są w części G.

Kadłub ustawiony zostaje na ruchomym przenośniku, a przed nim i za nim zostają umieszczone dwa specjalne kosze. W miarę przesuwania się kadłuba i koszy wzdłuż stojaków, robotnicy magazynowi wkładają do koszy poszczególne części tak, że na właściwą taśmę montażową dociera kadłub wraz z kompletem części na 1 silnik. Na rys. 2 i 3 pokazane są fragmenty przenośników magazynu przejściowego.

Jeden z koszy przeznaczony jest na części, które wymagają umycia przed montażem, drugi zaś na części, które tego nie wymagają, jak np. akcesoria, instalacje elektryczne lub części zewnętrzne. Między przenośnikami magazynowymi, a właściwymi taśmami montażowymi znajdują się samoczynne maszyny do mycia (rys. 4), przez które prze-



Rys. 4. Koniec przenośnika magazynu przejściowego i maszyny do mycia.

chodzi kadłub i jeden z koszy. Drugi kosz omija maszynę do mycia po rolkowym podajniku.

Stojaki magazynu przejściowego składają się z dość wysokiego rusztowania, na którym znajdują się dwupiętrowe blaszane półki z przegrodami (rys. 3), przeznaczone na drobne części i akcesoria, które są dostarczane z zewnątrz. Stały magazyn tych części znajduje się w podziemiach pod magazynem przejściowym i taśmami montażowymi. Jest w nim już znacznie większy zapas, uwarunkowany możliwościami dostaw. Raz na dzień jednodniowy komplet poszczególnych części dostarczany jest z magazynu stałego do przejściowego przy pomocy wiszącego samoczynnego przenośnika. Części obrabiane na warsztacie magazynowane są na specjalnych wózkach, które ustawiane są pod rusztowaniem. Wózki te zaopatrzone są w półki i gniazda lub wieszaki, dostosowane do kształtu i wymiarów poszczególnych części. Wózki te krążą stale między warsztatem i magazynem. Na rys. 5 pokazany jest taki wózek dla wałów korbowych. Kontroler na końcu linii obróbkowej kładzie kolejno sprawdzone części na wózek. Gdy wózek się zapełni — przeznaczony on jest na określoną ilość części — odwożony zostaje do magazynu, a pusty wózek wraca z magazynu na warsztat.

Wózki (rys. 5) zaopatrzone są w dwa zwrotne ogumione kółka i dwie podpórki. Do przewożenia wózków służą małe dyszlowe podnośniki, z dwoma wąsko rozstawionymi zwrotnymi kółkami. Podkłada się je pod jeden bok wózka i unosi nieco podpórki, po czym można wózek zwobodnie toczyć.

Sposób i kolejność ustawiania wózków w magazynie przejściowym jak i przeznaczenie półek stojaków są dokładnie rozplanowa-

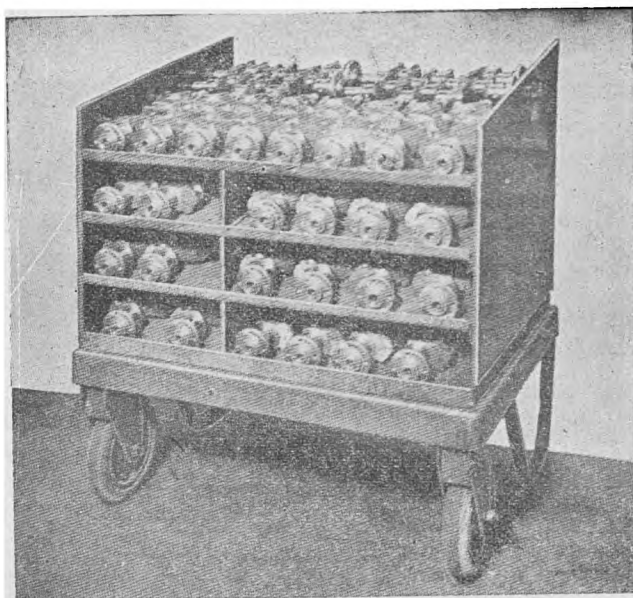
ne i dostosowane do planu operacyjnego kompletowania części.

Jak już wspomniano, taśmy montażowe są typu płytowego. Posiadają one specjalne uchwyty, na których ustawiony zostaje kadłub, a w miarę przesuwania się taśmy, na poszczególnych stanowiskach roboczych odbywa się składanie silnika. Niektóre ze stanowisk zaopatrzone są w specjalne uchwyty do montażu podzespołów. Robotnik wyjmuje z kosza zbliżającego się do jego stanowiska potrzebne części, montuje podzespół i kładzie go z powrotem do kosza. Na następnym stanowisku podzespół ten zostaje wmontowany do silnika.

Niektóre drobne części normalne jak np. nakrętki i podkładki nie są kompletowane wraz z innymi częściami w magazynie przejściowym, lecz wydawane na poszczególne stanowiska na cały dzień pracy.

Na końcu głównych taśm montażowych a znajdują się samoczynne urządzenia *H* (patrz rys. 1) do biernego docierania silników, które trwa około 20 minut przy 800 obr/min. Urządzenie to posiada stanowiska do równoczesnego docierania 6 silników.

Po dotarciu silniki przechodzą na krótkie końcowe taśmy montażowe *c*, na których odbywa się ostateczny montaż i sprawdzanie. 5% montowanych silników, sprawdzane jest po dotarciu przy pomocy hydraulicznych hamulców typu *Frouda*.



Rys. 5. Wózek magazynowy wałów korbowych.

Przed opuszczeniem taśmy montażowej silniki są jeszcze lakierowane w kabinach natryskowych *K*.

Długość głównych taśm montażowych i przenośników magazynowych jest dla wszystkich typów silników jednakowa. Szybkości

zaś ruchu, ilość stanowisk i odstępów między nimi uzależnione są od planu montażowego, czasu montażu danego typu, oraz wymaganej wydajności lub taktu produkcji. Mechanizmy napędowe taśm i przenośników posiadają przekładnie napędowe pozwalające na zmianę taktu produkcji w granicach od  $2\frac{1}{2}$  do  $7\frac{1}{2}$  minut.

Doświadczenie wykazało, że gdy wymagana wydajność produkcji, a zatem i takt, ulegają znaczniejszej zmianie, należy dla uzyskania właściwej oszczędności robocizny nie tylko zmieniać szybkość ruchu taśmy i przenośnika magazynowego, ale stosować inny plan montażowy i plan „operacyjny” kompletowania części w magazynie przejściowym i zmieniać rozkład i ilość stanowisk roboczych.

Zwrócić jeszcze warto uwagę na to, że przy wydajności tygodniowej 3000 silników

wszystkich typów, dla kompletowania części w magazynie wystarcza 10 ludzi, co stanowi znaczne zaoszczędzenie robocizny w porównaniu z dawniej stosowanym systemem wydawania części partiami na poszczególne stanowiska montażowe.

Ciekawym szczegółem organizacyjnym jest jeszcze i to, że gdy jakaś część wskutek przecoczenia kontroli na warsztacie nie pasuje lub jest uszkodzona, montaż silnika nie zostaje przerwany, lecz po dojściu do końca głównej taśmy montażowej silnik taki przeniesiony zostaje na specjalne stanowisko, gdzie dopiero niewłaściwa część zostaje wymieniona lub silnik ulega całkowitemu rozmontowaniu i wraca na początek taśmy montażowej po dobraniu z magazynu nowych właściwych części.

(c. d. n.)

Inż.-mech. MARIAN KOZŁOWSKI

## STOPY GLINU JAKO MATERIAŁ NA TŁOKI

### Wstęp

Głównym powodem trudności, jakie sprawiają konstruktorom tłoki silników spalinowych, jest zmienność ich wymiarów i pogorszenie własności mechanicznych pod wpływem temperatur panujących w cylindrze.

Przez nadanie tłokom odpowiednich kształtów, można w pewnym stopniu obniżyć ich temperaturę, jak również zmniejszyć jej wpływ na niekorzystną zmianę wymiarów. Niestety, możliwości konstruktora są tu ograniczone koniecznością stosowania małych luzów i jak najniższych ciężarów tłoka.

Obok kształtów, decydujący wpływ na ciężar, wysokość i rozkład temperatury oraz na wielkość zmian kształtu przez nią spowodowanych posiada materiał tłoka.

### 1. Materiały stosowane na tłoki

Do pierwszej wojny światowej, na tłoki silników spalinowych używano wyłącznie żeliwa. W roku 1914 pojawiły się tłoki aluminiowe, po tym tłoki ze stopów magnezu (elektron), następnie ze stopów typu Al-Cu z dodatkiem innych metali, a w końcu rozpowszechniły się tłoki ze stopów Al-Si (silumin). Obecnie znalazły również zastosowanie stopy glinu zawierające ok. 7% Cu, 5% Si, 0,4% Mg i 0,5% Ni, dające możliwość wykorzystania istniejących zapasów różnych stopów glinu.

O wyborze materiału na tłoki decydują następujące jego własności: ciężar właściwy, przewodnictwo cieplne, współczynnik

rozszerzalności cieplnej oraz ścieralność, twardość i wytrzymałość na stałe i zmienne obciążenia w podwyższonych temperaturach, a także obrabialność i właściwości odlewnicze.

W tablicy I podano zestawienie własności mechanicznych kilku stopów lekkich, używanych na tłoki silników samochodowych.

Dla porównania, zamieszczono również dane dotyczące żeliwa.

Ciężar właściwy stopów glinu, wynoszący  $2,65 \div 2,9 \text{ G/cm}^3$ , zdecydował o ich zastosowaniu na tłoki silników samochodowych. Tłok żeliwny, mimo cieńszych ścianek, na co pozwala wysoka wytrzymałość żeliwa w wysokich temperaturach, jest cięższy od tłoka ze stopów glinu. Tak małego ciężaru, jaki mają tłoki ze stopów glinu, nie można osiągnąć, nawet przy zastosowaniu żeliwa z dodatkiem miedzi, której domieszka pozwala na otrzymanie odlewu o bardzo cienkich ściankach.

**Przewodnictwo cieplne.** Im lepsze przewodnictwo cieplne materiału, tym niższa temperatura tłoka.

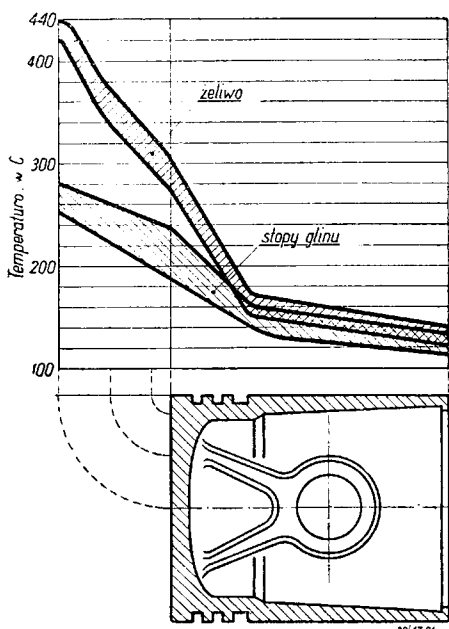
Na rysunku 1 przedstawiony jest rozkład i wysokość temperatury w tłokach żeliwnych i ze stopów glinu silników samochodowych chłodzonych wodą.

W tłokach ze stopów glinu, ciepło szybko odpływając od dna, przechodzi poprzez ścianki do tulei, a stamtąd zabierane jest przez środek chłodzący. Nie powoduje ono tak wielkiego wzrostu temperatury, jak w tłokach żeliwnych, gdzie szybkość odpływu ciepła (przewodnictwo) jest mniejsza.

TABLICA I

Postać i stan		Udki ulepszone cieplnie				Odlewy kokilowe ulepszone cieplnie					
Symbol		AlCu 4 Ni	AlSi 13 Ni	Stopy magnezu	Zeliwo specjalne	AlCu 4 Ni	AlCu 10	AlSi 13 Ni	AlSi 14 Cu	AlSi 20	AlSi 21
Dodatki stopowe w % Własności mechaniczne		Cu=3,8-4,2 Mg=1,3-1,6 Ni=1,8-2,2	Cu ≈ 1 Si ≈ 13 Ni ≈ 1 Mg ≈ 1			stop eutektyczny			stop nadeutektyczny		
				Cu ≈ 4,5 Ni ≈ 2 Mg ≈ 1,5	Cu = 9-11 Si ≈ 0,2 Mg ≈ 0,3	Cu ≈ 1 Si ≈ 13 Mg ≈ 1 Ni ≈ 1	Cu ≈ 4,5 Si ≈ 14 Mn ≈ 0,8 Mg ≈ 0,7 Ni ≈ 1,5	Cu = 1-2 Si = 20-21 Fe < 0,7 Ni > 0,7	Cu ≈ 1,5 Si = 21-22 Mn ≈ 0,7 Mg ≈ 0,5 Ni ≈ 1,5 Co ≥ 1,2		
Ciężar właściwy G/cm <sup>3</sup>		2,8	2,71	1,8	7,3	2,8	2,9	2,71	2,73	2,67	2,7
Przewodnict. cieplne kal/cm sek. 1 C		0,36	0,34	0,15 — 0,3	0,12	0,33	0,34	0,3	0,27	0,27	0,25
Współcz. rozsz. ciepl. 10 <sup>-3</sup> /cm/cm 1 C		24	20	25	12	24	23	20	21	18	17,5
Ścieralność w porównaniu z AlCu10		0,9	0,8	1,7 — 2	0,4	0,9	1	0,8	0,8	0,7	0,7
Twardość H <sub>B</sub> kG/mm <sup>2</sup>	20 C	100 — 130	100 — 130	50 — 80	180	100 — 120	100 — 120	100 — 120	100 — 120	90	100
	200 C	90 — 100	90 — 100	30 — 40	180	90 — 100	90 — 100	90 — 100	90 — 100	75	80
	250 C	70 — 80	70 — 80	17 — 25		75 — 85	75 — 85	75 — 85	75 — 85		
	300 C	28 — 30	28 — 30	7 — 15	150	30 — 32	30 — 32	30 — 32	30 — 32		
Wytrzymałość na rozciąganie kG/mm <sup>2</sup>	70 C	39	33	20 — 30	25	24	23	23	20	17	13
	300 C	16	14	3 — 8	20	11		12			
Wydłużenie A <sub>5</sub> %	20 C	17	3	3 — 11	0,1	0,7	0,5	0,4	0,3	0,1	0
	300 C	14	8	50 — 80		6		2			0,6
Wytrzymałość na obciążenia zmienne przy 20.10 <sup>6</sup> zmian obciążenia kG/mm <sup>2</sup> .	20 C	12	10,5	6 — 9		7	7	7			7
	300 C	8,5	7,5			4,5		4,5			
Moduł elastyczności kG/mm <sup>2</sup> . 1000		6,8	7,5	4 — 5,2	10,5	6,8	6,8	7,5	0,7	8	8,3

Glin czysty, którego przewodnictwo ciepłe wynosi 0,51 cal/cm. sek. 1C, przewyższa pod tym względem swoje stopy. Najgorzej przewodzące ciepło stopy glinu, mianowicie Al-Si (siluminy), posiadają przewodnictwo około dwa razy mniejsze, niż czyste glin. Jednak nawet te stopy przewyższają pod tym względem prawie dwukrotnie żeliwo. Ulepszenie stopu zmniejsza nieznacznie przewodnictwo ciepłe. Stopy prasowane (kute) przewodzą o 5 — 10% lepiej niż stopy lane. Tłoki ze stopów lekkich, oprócz swej małej wagi, posiadają również i tę zaletę, że dzięki ich niższej temperaturze można stosować wyższe ciśnienie przy sprężaniu, a przez to uzyskać większą sprawność silnika.



Rys. 1. Rozkład temperatur w tłokach żeliwnych i ze stopów glinu.

**Rozszerzalność cieplna.** Aby wielkość szczeliny między tłokiem a tuleją nie ulegała zmianie w zależności od temperatur, współczynnik rozszerzalności materiału tłoka musiałby być nieco mniejszy, niż żeliwa.

W rzeczywistości materiały na tłoki, a szczególnie stopy lekkie, posiadają znacznie większy współczynnik rozszerzalności cieplnej.

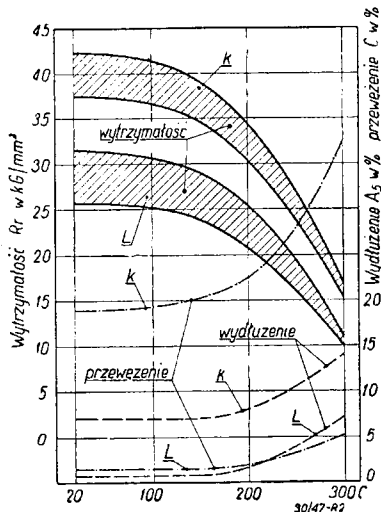
**Ścieralność.** Ścieralność stopów lekkich jest znacznie większa od ścieralności żeliwa, które pod tym względem przoduje dzięki swej dużej twardości w podwyższonych temperaturach, oraz dzięki siatce grafitu, ułatwiającej oliwienie. W stopach lekkich dodatek miedzi, a znacznie bardziej jeszcze dodatek krzemu, zmniejsza ścieralność. W tablicy I podane są ilości metalu, startego w jednakowych warunkach, przy czym za jednostkę przyjęta jest ilość startego sto-

pu AlCu10, który, poza elektronami wymagającymi specjalnie dobrych warunków chłodzenia i smarowania, jest najmniej odporny na ścieranie.

Podobnie jak w stopach łożyskowych, struktura stopów glinu, używanych na tłoki, składać się powinna z twardych składników, rozmieszczonych równomiernie w miękkiej masie. Składnikami twardymi są, w zależności od składu chemicznego stopu, związki Al-Cu, Al-Cu-Ni, lub kryształki krzemu. Dzięki tej strukturze, oliwa pozostaje na powierzchni tłoka przy podwyższonej temperaturze zmniejszającej lepkość, a nawet wtedy kiedy warstewka oliwy, otaczająca tłok została już przerwana. Tłoki z materiału o nikłej siatce twardych składników, jak stopy Al-Cu-Ni (stop Y) muszą mieć zapewnione bardzo dobre smarowanie powierzchni. Najwięcej składnika twardego, w postaci kryształków krzemu, posiadają nadeutektyczne stopy Al-Si. Kryształki te powinny być równomiernie rozmieszczone w miękkim podłożu. Ich skupienia powodują wykruszanie materiału i pogorszenie przewodnictwa ciepłego, co w rezultacie może spowodować zatarcie się tłoka.

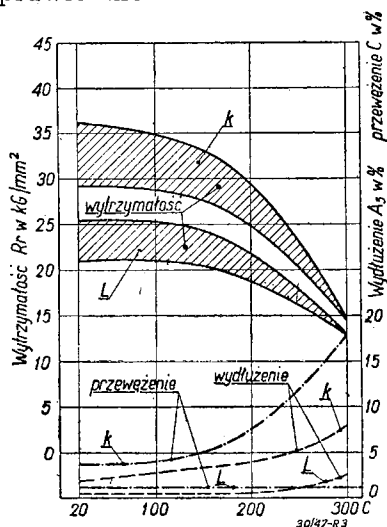
Tłoki są specjalnie wrażliwe na wzrost temperatury, spowodowany np.: złym chłodzeniem, rozcieńczeniem smaru paliwem, lub też brakiem smaru na skutek przeciążenia silnika lub zdmuchiwania oliwy przez gazy. W tych wypadkach wielkość uszkodzeń tłoka zależy w dużym stopniu od materiału. Przy lepszym materiale nastąpią niewielkie uszkodzenia, gorszy zaś spowoduje zatarcie tłoka na całym obwodzie.

**Twardość.** Twardość stopów glinu otrzymana po odlaniu, względnie odkuciu tłoka, może być podniesiona przez obróbkę cieplną, która prócz tego daje takie korzyści, jak: wzrost wytrzymałości materiału, usunięcie naprężeń pozostałych po odlaniu lub przekuciu, usunięcie skłonności do wzrostu objętości materiału pod wpływem temperatury. Obróbka cieplna, zależna od składu chemicznego stopu, polega na ogrzewaniu tłoków w temperaturze, przy której w stanie stałym następuje wzajemne rozpuszczenie się składników t. zn. przy około 500 C, na szybkim ostudzeniu w wodzie letniej (20 C) lub wrzącej i wreszcie na ogrzewaniu wielogodzinnym przy około 200 C. Przez szybkie ostudzenie następuje zatrzymanie rozpuszczonych składników w roztworze stałym. Późniejsze podgrzewanie powoduje wydzielenie się tych składników, przez co wzrasta twardość i wytrzymałość. Dłuższe ogrzewanie skupia składnik wydzielony w kryształki (takiej wielkości, że można je już zaobserwować przez mikroskop) i zmniejsza twardość stopu. Niecelowym jest ulepszenie



Rys. 2. Wytrzymałość na rozciąganie, wydłużenie i przewężenie stopów Al-Cu-Ni w zależności od temperatury: L — stopów lanych, k — kutech.

łoków do twardości wyższej niż 130 Br, a to ze względu na kruchość. Zresztą tłok straciłby tę wysoką twardość, pracując w silniku w temperaturze powyżej 200°C. Niecelowym jest również zbyt długie grzanie i obniżanie twardości, należy bowiem pamiętać, że część prowadząca tłoka nie osiąga tak wysokiej temperatury jak dno, i że nie nastąpi w niej spadek twardości początkowej. Ze względu na obrabialność pożądana jest twardość około 90  $H_B$ . Ogrzewanie przeprowadzone jest zwykle tak, aby twardość tłoków wynosiła 90 ÷ 130  $H_B$ . Tak ulepszonym tłokom nie grozi już szkodliwy przyrost objętości, spowodowany wydzielaniem się składników z roztworu stałego. W wyższych temperaturach twardość tłoków maleje; dla wszystkich stopów glinu spadek twardości jest prawie jednakowy i do ok. 200°C niewiele się obniża. Żeliwo prawie nie zmienia twardości do ok.



Rys. 3. Wytrzymałość na rozciąganie, wydłużenie i przewężenie stopów Al-Si eutektycznych, w zależności od temperatury: L — stopów lanych, k — kutech.

350°C. Twardość stopów magnezowych, jak widać z tabeli jest niska i bardzo zależna od temperatury, nawet w zakresie poniżej 200°C.

**Wytrzymałość.** Podobnie jak twardość, wytrzymałość stopów glinu szybko spada w temp. powyżej 220°C. W żeliwie szybki spadek wytrzymałości następuje dopiero od 350°C. Z tablicy I i rys. 2 i 3 widać, że przy tym samym składzie chemicznym, stopy kute posiadają w temperaturze ok. 200°C wytrzymałość 30 — 50% większą od wytrzymałości stopów lanych, jednak w wyższych temperaturach różnica ta maleje, a przy 300°C prawie zanika.

**Wydłużenie.** Małe wydłużenie stopów Al-Si, szczególnie stopów krzemowych nad-eutektycznych, nie stanowi przeszkody w ich rozpowszechnianiu się, gdyż tłoki samochodowe zwykłej konstrukcji, w normalnych warunkach pracy, nie są wrażliwe na tą właściwość materiału.

**Wytrzymałość na obciążenia zmienne.** W przeciwieństwie do twardości i wytrzymałości statycznej, wytrzymałość na obciążenia zmienne nie spada gwałtownie już powyżej 220°C. Przy 300°C posiada ona jeszcze przeszło 60% wartości, jaką posiadała w temperaturze 20°C. Kucie (prasowanie) oraz obróbka cieplna znacznie zwiększają wytrzymałość na obciążenie zmienne.

## 2. Wykonywanie tłoków

Odlewy piaskowe mają zastosowanie tylko przy dużych tłokach, lanych w małej ilości. Są one gorsze od odlewów kokilowych, które są bardziej drobnoziarniste i posiadają lepsze własności mechaniczne. Ten sposób odlewania stosuje się do tłoków samochodowych. Do silników lotniczych, silników samochodów wyścigowych, oraz do niektórych silników samochodowych wysokoprężnych używa się tłoków kutech. Przez kucie następuje korzystna zmiana w strukturze materiału, gdyż wydzielony składnik twardy stopu zostaje rozdrobniony i jego ziarna zaokrąglone.

Obróbka mechaniczna tłoka (toczenie) odbywać się powinna w kilku operacjach, a po każdej z nich należy zrobić chociaż parogodzinną przerwę. Po zgrubnym toczeniu tłoki ze stopów glinu ogrzewa się w temp. ok. 200°C.

Otworki na sworzeń wykonywane być powinny z dokładnością do kilku tysięcznych mm. Przy dobieraniu sworzni, tłoki dzieli się na dwie grupy o otworach różniących się o 0,002 — 0,004 mm. Dno tłoka bywa polerowane dla zmniejszenia przyczepności produktów spalania. Wymiary rowków winny być takie, aby nie powodując zakleszczania pierścienia, uniemożliwiały przenikanie gazów. Zaokrąglenie dna rowka



pierścieniowego należy wykonać możliwie duże, aby unikać zwiększenia naprężeń wskutek działania karbu, z drugiej jednak strony zbyt duży promień spowodować może zakleszczenie pierścienia.

Pozostałe po obróbce mechanicznej rysy są usuwane przez docieranie tłoka do gładzi. Tłok musi być więc tak wykonany aby docieranie to powodowało tylko bardzo nieznaczne starcie materiału. Osiąga się to przez toczenie nożem o ostrzu diamentowym, z posuwem poniżej 0,1 mm/obr., przy czym głębokość rowków po nożu nie powinna przekraczać 0,007 mm.

Przez dobrą konstrukcję, odpowiedni materiał i prawidłową obróbkę uzyskano tak małe zużycie tłoków, że konieczność wymiany następuje nie z powodu ich wytarcia, lecz z powodu zużycia się górnej części gładzi cylindra.

W Stanach Zjedn. Am. Półn. dla tłoków samochodów osobowych wprowadzono elektrolityczne pokrywanie powierzchni tłoka bardzo twardą warstwą tlenków glinu. Warstewka ta, wchłaniając oliwę chroni tłok przy uruchamianiu silnika, kiedy są gorsze warunki smarowania. Zabieg ten znany jest pod nazwą „Eloxal” (elektrolityczne oksydowanie aluminium). Eloksowanie chroni również przed korozją. Nie-

stety stosować je można tylko do siluminów; inne stopy glinu, chociaż bardziej podlegające korozji, nie mogą być poddawane temu zabiegowi, gdyż wytworzone na nich elektrolitycznie tlenki są zbyt twarde i powodują uszkodzenia gładzi cylindra. Eloksowanie bywa również stosowane celem przeszkodzenia w nadtapianiu się tłoków silników lotniczych. Otwory na sworznie w żadnym wypadku nie mogą być eloksovane, gdyż mogłyby to spowodować bardzo szybkie wytarcie sworzni.

Innym sposobem ochrony tłoków przed zacieraniem jest pokrywanie ich powierzchnią warstwą cyny. Proces polega na gotowaniu tłoków w płynie, zawierającym cynę, która osadza się na powierzchni w miejsce rozpuszczonej warstewki materiału rodzimego. Zabieg ten pozwala na zmniejszenie czasu docierania tłoka do jednej godziny, jak również umożliwia chwilową pracę w niegodnych warunkach.

Jeśli na dno tłoka działa w czasie pracy silnika bardzo wysoka temperatura, stosowane bywają tłoki z dnem odlanym z czystego glinu, który, jak wspomniano, posiada wyższą temperaturę topliwości i lepsze przewodnictwo cieplne od siluminu, z którego odlana jest w tym wypadku pozostała część tłoka.

Inż.-mech. ADAM MINCHEJMER

## TYPY SAMOCHODÓW UŻYWANYCH W POLSCE

### I. Fordy Kanadyjskie (dok)

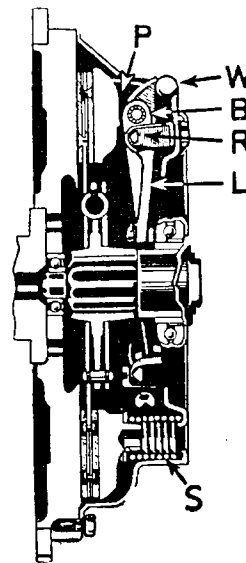
Sprzęgła Fordów kanadyjskich są półśrodkowe: siła odśrodkowa, działająca na ciężarki *W* (rys. 7) umieszczone na zewnętrznych końcach dźwigienek wyłączających powoduje dodatkowy docisk pierścienia *P* w miarę wzrostu obrotów silnika.

Sprężyny *S* pierścienia dociskowego są słabsze niż w normalnych sprzęgłach tej wielkości, a moment obrotowy przenoszony przez sprzęgło wzrasta wraz z obrotami silnika. Urządzenie to łagodzi włączanie sprzęgła, co jest ważne w wypadku ruszania ciężkimi wozami w trudnym terenie, a równocześnie skraca czas poślizgu przy rozpędzaniu wozu i szybkim wzroście obrotów silnika.

Skrzynka biegów — 4 biegi w przód i 1 wstecz — jest normalnego typu z przesuwnymi kołami zębatymi o prostych zębach. Charakterystyczne jest zastosowanie tych samych wielkości przełożeń poszczególnych biegów zarówno dla lżejszych jak i cięższych wozów tej grupy. Wozy cięższe mają natomiast inną wielkość przełożenia głównych przekładni napędowych oraz dodatkową podwójną przekładnię (redukcyjną)

w skrzynce rozdzielczej, która podwaja ilość przełożeń.

Wóz 15 cwt 4 × 4 (F-15 A) posiada skrzynkę rozdzielczą, skierowującą napęd do przedniej i tylnej osi, o stałym przełożeniu 1:1.



Rys. 7. Sprzęgło półśrodkowe.

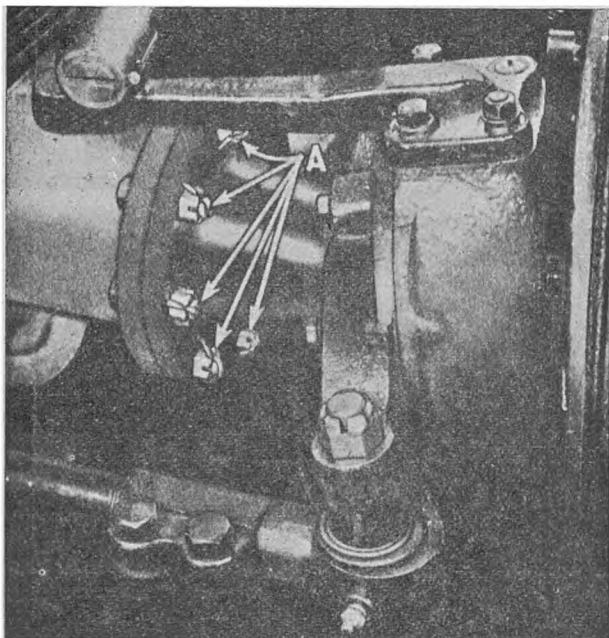
Ponieważ skrzynki rozdzielcze zastosowane w kanadyjskich Fordach i w analogicznej grupie kanadyjskich Chevroletów są identyczne, szczegółowy ich opis podany zostanie oddzielnie. Zaznaczmy tu jedynie, że skrzynki te posiadają urządzenie sterujące z oddzielną dźwignią, umieszczoną obok dźwigni zmiany biegów. W skrzynkach rozdzielczych o stałym przekładni dźwignia ta służy do włączania i wyłączania napędu

przedniej osi, w skrzynkach zaś dwuprzekładniowych służy do włączania i wyłączenia napędu przedniej osi i dodatkowo — napędu wciągarki bębnowej oraz do zmiany przekładni, przy czym wodziki urządzenia sterującego są w ten sposób ryglowane, że napęd przedniej osi może być wyłączony tylko na wyższej przekładni (1:1) natomiast przy włączonej przekładni redukującej (1,87:1) napęd przedniej osi jest zawsze włączony, ponieważ zwiększony moment obrotowy przenoszony tylko na jedną oś, mógłby spowodować skrócenie lub zerwanie półosiek. Przy włączeniu natomiast wciągarki koło przesuwne przekładni redukcyjnej znajduje się w położeniu jałowym i napęd obu osi jest wyłączony, aby samochód był nieruchomy podczas pracy wciągarki.

Wciągarka bębnowa przewidziana jest dla wozów 1,5 i 3 tonowych, jednakże nie wszystkie wozy są w nią zaopatrzone.

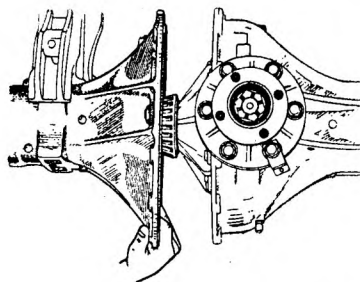
Poza tym dla wozów tych przewidziana jest mała sprężarka do pompowania opon, umieszczona na prawym boku skrzynki biegów, i napędzana poprzez przesuwne koło zębate, które może być zazębione z kołem zębatym trzeciego biegu wałka pośredniego skrzynki. Koło to przesuwane jest przez obracanie śrubokrętem pionowego wałka, którego górny koniec z nacięciem znajduje się w otworze podłogi budki kierowcy.

Przednie osie samochodów z jedną osią pędną (typu  $4 \times 2$ ) są normalnej typowej budowy: kute o dwuteowym przekroju z głowicowymi zakończeniami.



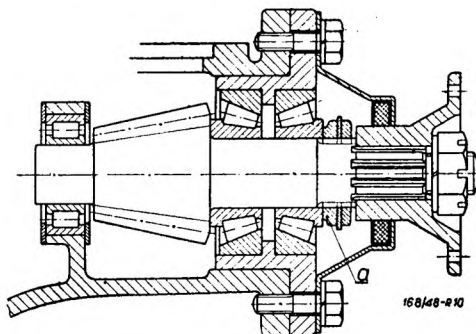
Rys. 8. Umocowanie zwrotniczowego zespołu przedniej osi pędnej.

Osie samochodów o dwóch osiach pędnych (typu  $4 \times 4$  i  $6 \times 4$ ), a zwłaszcza osie przednie, są zespołami w których spotyka-



Rys. 9. Rozbieranie dzielonego mostu napędowego.

my największą ilość odmian w poszczególnych seriach. Typową cechą konstrukcyjną pędnych osi fordowskich jest dzielona pochwa; we wcześniejszych jednak seriach można spotkać się z osiami chevroletowskimi o jednolitej pochwie. Jest to szczególnie dość ważny: w razie braku oryginalnej fordowskiej osi zamiennej można ją zastąpić kompletną osią z analogicznego typu kanadyjskiego Chevroleta, dostosowując jedynie uchwyty resorów.

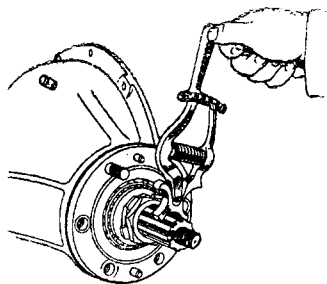


Rys. 10. Łożyska pędzącego koła stożkowego głównej przekładni napędowej wozów typu  $4 \times 2$ .

Fordowskie tylne osie pędne typów  $4 \times 4$  są identyczne z wyjątkiem samej przekładni napędowej i hamulców wozu F-15 A. Tylne osie pędne wozu F-60 H ( $6 \times 4$ ) różni się tylko wspornikiem resorowym i uchwytem drążków reakcyjnych. Różnica rozstawienia kół tylnych poszczególnych modeli spowodowana jest jedynie zastosowaniem kół i opon różnych wymiarów.

Półoski są całkowicie odciążone, a piasty kół spoczywają na końcach pochw. na dwóch tocznych łożyskach stożkowych. Regulowanie tych łożysk należy dokonywać następująco: nakrętkę pierścieniową, ustalającą łożysko, dokręcić do oporu jedną ręką, posługując się specjalnym kluczem o długości ramienia 60 cm a następnie cofnąć ją z powrotem o  $1/8$  obrotu i zabezpieczyć prze-

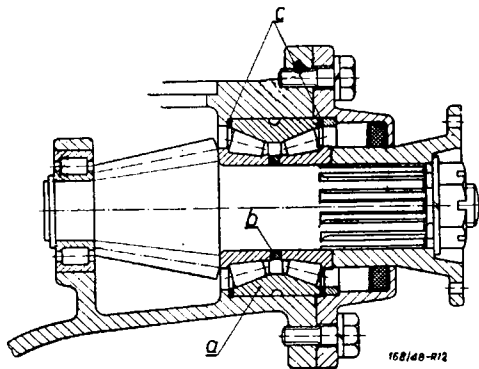
widzianym zabezpieczeniem oraz przeciwnakrętką.



Rys. 11. Pomiar oporu wyregulowanych łożysk dynamometrem sprężynowym.

Nośna tylna oś wozu F — 60 H ( $6 \times 4$ ) jest rurowa, piasty natomiast i hamulce ma te same co osie pędne wozów typu  $4 \times 4$ .

Tylne osie wozów typu  $4 \times 2$  różnią się od poprzednio omówionych przede wszystkim tym, że przekładnia napędowa nie jest przesunięta na prawo, lecz znajduje się na środku. Pod względem ogólnych wymiarów (piasty itp.) tylna oś wozu F — 15 nie różni się od osi wozów typu  $4 \times 4$ . Oś tylna wozu F — 8 ma mniejsze wymiary.



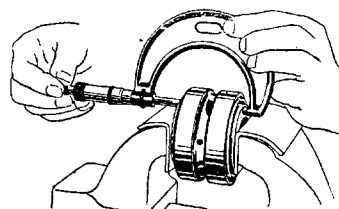
Rys. 12. Łożyska pędzącego koła stożkowego głównej przekładni napędowej wozów typu  $4 \times 4$  i  $6 \times 4$ .

Cechą charakterystyczną przednich osi pędnych jest to, że końce ich, obejmujące głowicę pochwy, łożyska i sworznie zwrotnicy, samą zwrotnicę, dźwignie kierownicze, przeguby napędowe, piasty oraz hamulce stanowią oddzielne zespoły, przykręcone do kołnierza na końcu pochwy (rys. 8). Właściwa pochwa przedniej osi jest identyczna we wszystkich typach, końcowe zaś zespoły różnią się rodzajem zastosowanych przegubów *Bendix-Weiss*, albo *Rzeppa*, ich wymiarami oraz różnymi sposobami regulacji położenia i luzów w przegubach. Ponieważ zespoły zwrotnicowe przednich osi Fordów są identyczne z zespołami zwrotnicowymi Chevroletów i zawierają te same odmiany — zagadnienie to będzie omówione w oddzielnym artykule.

Konstrukcyjne rozwiązanie głównych przekładni napędowych osi odznacza się brakiem możliwości regulacji wzajemnego położenia stożkowego koła pędzącego i koła talerzowego. Zastosowanie tego systemu umożliwiające zostało tylko dzięki temu, że przy obróbce obu części pochwy, stanowiących zarazem obsadę przekładni, jak również przy obróbce części składowych przekładni zachowywane są bardzo wąskie tolerancje wykonania, a poza tym jeszcze, części te są selekcjonowane i odpowiednio dobierane przed montażem dla uzyskania najkorzystniejszych warunków współpracy. Części zamienne, dobrane przypadkowo ale wykonane w granicach tolerancji zapewniają gorszą współpracę

Pierścienie zewnętrzne łożysk stożkowych, niosących oprawę mechanizmu różnicowego wraz z kołem talerzowym, osadzone są bezpośrednio w obu półpochwach i po rozkręceniu pochwy zespół ten można wyjąć nazewnątrz (patrz rys. 9). Pędzące koło stożkowe głównej przekładni osadzone jest w prawej półpochwie, i w celu uzyskania dostatecznej sztywności, podparte dwustronnie: z przodu na dwóch łożyskach tocznych stożkowych, przejmujących również naciski poosiowe, a z tyłu na jednym łożysku tocznym wałkowym.

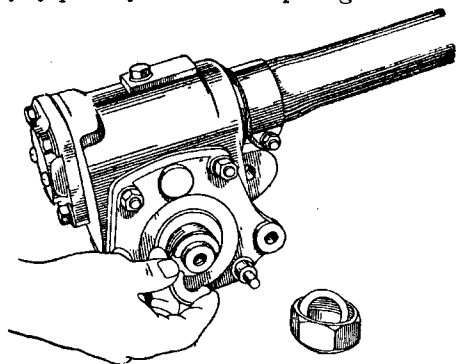
Przekładnie napędowe osi wozów typu  $4 \times 2$  oraz  $4 \times 4$  różnią się systemem ułożyskowania pędzącego koła stożkowego. W wozach typu  $4 \times 2$  tylne łożysko podpierające unieruchomione jest w półpochwie, na przodzie zaś są dwa oddzielne łożyska toczne stożkowe, których zewnętrzne pierścienie osadzone są w oprawie wsuwanej do obsady w półpochwie. Do regulacji łożysk służy nakrętka *a* (rys. 10). Instrukcja fabryczna wymaga, aby moment oporu przy obracaniu wałka koła pędzącego wynosił 165 do 220 kGcm. Pomiar tego momentu może być wykonywany dynamometrem pokazanym na rys. 11.



Rys. 13. Pomiar ścisniętych w imadle łożysk

W wozach typu  $4 \times 4$  i  $6 \times 4$  tylne łożysko podpierające unieruchomione jest na wałku koła stożkowego przy pomocy pierścienia sprężynującego i wsuwane jest do gniazda w półpochwie. Przednie łożyska stożkowe mają wspólny podwójny zewnętrzny pierścień *a* (rys. 12) osadzone bezpośrednio

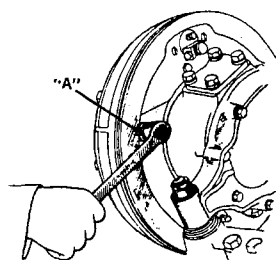
w korpusie półpochwy. Do regulacji łożysk służy tulejka odległościowa i podkładki regulacyjne *b*. Łożyska są dokręcone nakrętką, mocującą piastę kołnierza przegubu.



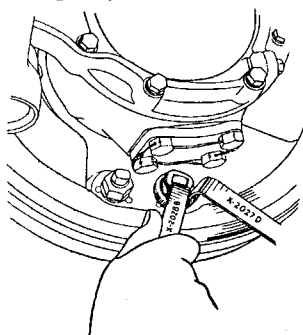
Rys. 14. Regulacja przekładni kierowniczej o przełożeniu 24,4 : 1.

Regulację łożysk należy wykonywać następująco: założyć oba łożyska do zewnętrznego pierścienia bez wkładania tulejki odległościowej, ścisnąć w imadle tak, żeby pierścien nie mógł się obracać i zmierzyć mikrometrem odległość między zewnętrznymi czołami pierścieni wewnętrznych (rys. 13). Następnie należy powtórzyć tę czynność zakładając tulejkę i tak dobrane podkładki odległościowe aby po ściśnięciu odległość między zewnętrznymi czołami była o 0,05 do 0,075 mm większa od poprzednio zmierzonej.

W wozach z wcześniejszych serii stosowane były jeszcze dodatkowo podkładki odległościowe *c* (rys. 12), które służyły do ustalania położenia napędzającego koła stożkowego. W późniejszych pochwach, gdy opanowano już wymagane dokładności wykonania, podkładki te okazały się zbędne i jeżeli wylania się konieczność zastąpienia uszkodzonej pochwy, w której zastosowane były te podkładki, nową pochwą zamienną, to można użyć dotychczasowe przekładnie i łożyska bez wkładania tych podkładek odległościowych.



Rys. 15. Regulacja skoku jałowego szczęk hamulcowych.



Rys. 16. Regulacja położenia szczęk hamulcowych.

Przekładnie napędowe przednich i tylnych osi są identyczne, co pozwala na wykorzystanie przekładni osi przednich, które w normalnych warunkach drogowych nie są

potrzebne i nie powinny być używane, jako części zamiennych do tylnej osi. Wymontowanie przekładni napędowej z przednich osi Fordów jest jednakże kłopotliwe, ponieważ wymaga uprzedniego wymontowania całej osi i przeróbek w przegubach.

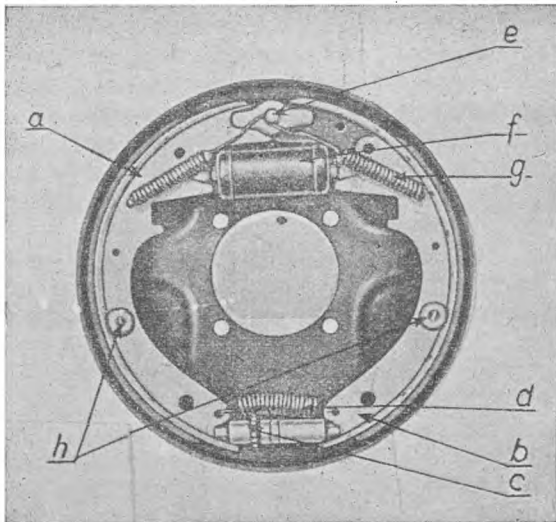
W napędzie wciągarki bębnowej zastosowana jest również przekładnia stożkowa o przełożeniu 6,61 : 1, takim samym jak w osi pędnej wozu F — 8 i o tym samym układzie łożysk.

Przekładnie kierownicze kanadyjskich Fordów mają globoidalny ślimak z podwójną rolką. Do regulacji łożysk stożkowych ślimaka służą cienkie podkładki odległościowe pod dolną pokrywę przekładni. Do regulacji położenia poziomego wałka z rolką, w przekładniach o przełożeniu 18,4:1, 20,2:1, służy wkręt oporowy, unieruchamiany przeciwnakrętką. Natomiast regulacja poziomego wałka przekładni o przełożeniu 24,4:1 jest następująca: koniec wałka wystaje poza boczną pokrywę przekładni i ma wytoczony rowek, w który wchodzi dwudzielny pierścień ustalający (rys. 14). Z wewnętrznej strony, między tym pierścieniem i pokrywą, oraz z zewnętrznej — między pierścieniem oraz wewnętrzną płaszczyzną kapturowej nakrętki, osłaniającej końcówkę wałka, znajdują się cienkie podkładki odległościowe; dla potrzebnego przy regulacji przesunięcia wałka do wewnątrz należy wyjąć obie połówki pierścienia ustalającego, przełożyć odpowiednią ilość podkładek odległościowych do wnętrza nakrętki kapturowej, założyć ponownie pierścień i dokręcić nakrętkę.

W prawidłowo wyregulowanej przekładni kierowniczej przy poruszaniu ręką ramienia kierowniczego (drażek kierowniczy odłączony), nie powinno odczuwać się żadnego luzu ani bicia poosiowego kolumny kierowniczej. Kierownica powinna obracać się po przyłożeniu do jej obwodu siły 1 kG (sprawdzać przy pomocy dynamometru sprężynowego) i podczas całkowitego obrotu kierownicy w obu kierunkach nie powinno występować zacieranie się ślimaka i rolki.

Hamulce hydrauliczne w wozach o ładowności od  $\frac{3}{4}$  t są typu normalnego z usuwaniem nadmiernego skoku jałowego szczęk przez obracanie krzywek oporowych *A* (rys. 15) i regulacją szczęk w miarę zużycia się okładzin przez obracanie mimośrodowych sworzni, na których osadzone są szczęki (rys. 16).

Hamulce hydrauliczne w wozie F — 8 są typu samozaciskającego (mechaniczne serwo). Regulacja wykonywana jest zasadniczo przez pokręcanie śrubokrętem gwiazdzistej nakrętki *c* na łączniku dolnym między szczękami (rys. 17). Należy przy tym przy pomocy tego łącznika docisnąć przednią (dociskają-



Rys. 17. Samozaciskające hamulce hydrauliczne wozu F — 8. *a* — przednia dociskająca szczeka, *b* — tylna dociskana szczeka, *c* — nakrętka gwiazdzista łącznika szczek, *d* — dolna sprężyna ściągająca szczeki, *e* — sworzeń tylnej szczeki, *f* — mechanizm rozpierający, *g* — górne sprężyny ściągające, *h* — sprężynki ustalające poprzeczne położenie szczek.

ca) szczękę *a* do bębna i sprawdzać przy pomocy szczelinomierza poprzez odpowiednie otwory w tarczy hamulcowej czy uzyskany luz między okładziną tylną (dociskanej) szczęki *b*, a bębniem na górze i na dole wynosi po 0,35 — 0,40 mm. Jeżeli nie można tym sposobem uzyskać równomiernego luzu, należy dodatkowo wyregulować tylną szczękę przez obrót mimośrodowego sworznia *e*, na którym ta szczeka jest osadzona. Sworzeń ten znajduje się w górnej części tarczy, nad mechanizmem rozpierającym *f*.

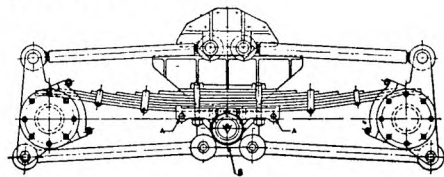
W wozach F — 30, F — 60 S i F — 60 L dla wzmocnienia skutku nacisku na pedał zastosowany jest serwo-mechanizm próżniowy z jednym cylindrem wspomagającym, w wozie zaś F — 60 H (6 × 4) serwo-mechanizm próżniowy z dwoma cylindrami wspomagającymi i zaworami reakcyjnymi. Wóz ten posiada poza tym dwa cylindry tłoczące układu hydraulicznego. Ponieważ w kanadyjskich Fordach i Chevroletach zastosowane są te same serwomechanizmy próżniowe, różniące się w swym działaniu

od znanych na terenie europejskim systemu *Bosch-Devander*, opisane one zostaną oddzielnie.

W wozach F — 8, F — 15 i F — 15 A hamulec ręczny połączony jest z dodatkową dźwignią, rozpierającą tylne szczęki hamulcowe. W wozach zaś cięższych uruchamia on normalnego typu zewnętrzny hamulec taśmowy na bębnie na wyjściowym wale skrzynki rozdzielczej, napędzającym tylną oś. W wozie F — 60 H (6 × 4) uruchamia on poza tym hydrauliczny mechanizm tłoczący przedniej osi.

Resory we wszystkich wozach czterokołowych są piórowe normalnego typu i przenoszą siły i momenty napędowe. Tylne resory wozów typu 4 × 4 o ładowności powyżej 1,5 t mają dodatkowe zderzakowe pióra, działające przy dużym obciążeniu.

Wóz F — 60 H (6 × 4) posiada na tyle po jednym resorze piórowym odwróconym, umocowanym środkową częścią w wahliwej oprawie na ramie i opierającym się ślizgowo na osiach. Siły i momenty przenoszone są przez dwie pary równoległych drążków reakcyjnych (rys. 18).



Rys. 18. Resor i drążki reakcyjne tylnych osi wozu sześciokołowego.

Kanadyjskie Fordy zaopatrzone są w pojedyncze koła o dwudzielnych tarczach oraz duże opony terenowe. Zagadnienie obsługi i konserwacji tych opon, posiadających zresztą liczne odmiany omówione zostanie oddzielnie. Zwrócić tu jedynie należy uwagę na dość duże różnice ciśnień (patrz tablica I) wymaganych dla właściwej pracy tych opon przy różnych warunkach obciążenia i przy różnych nawierzchniach. Ciekawe jest, że wcześniejsze instrukcje wymagały znacznie niższych ciśnień niż podane w tablicy I, doświadczenie jednak wykazało później, że ciśnienia te były niewłaściwe.

## SAMOCHÓD OSIĄGNAŁ SZYBKOŚĆ 650 km/h

We wrześniu 1947 r. Anglik *John Cobb* pobił na specjalnym samochodzie „*Railton*” dotychczasowy rekord światowy bezwzględnej szybkości dla samochodów, osiągając w czterech przebiegach na odcinkach 1 km i 1 mili przeciętną szybkość 394,2 mil/h czyli blisko 635 km/h i rozwijając podczas jednego z tych przebiegów szybkość 403,14 mil/h czyli 650 km/h. Próba ta, jak i wszystkie poprzednie próby tego rodzaju, dokonana zo-

stała na dnie wyschniętego słonego jeziora Bonneville Salt Flats w stanie Utah, które jest dostatecznie rozległą i idealnie płaską powierzchnią.

W umyśle niejednego czytelnika może zrodzić się wątpliwość, czy pobijanie tego rodzaju rekordów ma jakiś sens i praktyczną wartość? Otóż nie są one bezcelowe — rozwiązywanie trudności technicznych, związanych z budową tak szybkich samochodów,

staje się źródłem szeregu wynalazków i nowych konstrukcji, i stanowi ciekawy teren doświadczalny dla wytwórni. Wspomnieć tu można chociażby, że inż. Porsche, konstruktor niemieckich samochodów rekordowych, zastosował następnie w popularnym *Volks-wagenie* szereg rozwiązań konstrukcyjnych, powstałych na tle opracowywania wyścigówek.

Wyniki praktyczne konstrukcji samochodu *Cobba* może nie będą tak bezpośrednie, ale w każdym razie przedstawiają dużą wartość techniczną.

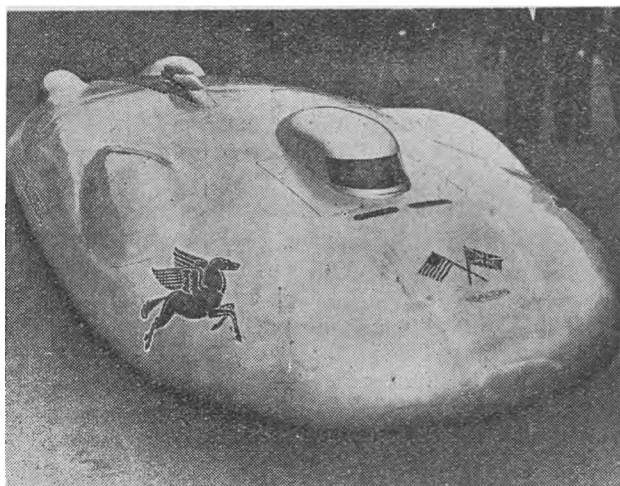
Trudności w budowie najszybszych samochodów tkwią w splocie przeciwstawnych czynników, co zresztą jest typowe i dla innych dziedzin techniki. Największą trudnością do pokonania są olbrzymie wartości oporu powietrza przy tak dużych szybkościach, ale tu z pomocą przychodzą zdobycze, osiągnięte już przez lotnictwo. Samochód rekordowy musi mieć idealnie opływowe kształty przy jak najmniejszym przekroju czołowym, ale mimo to potrzebny jest silnik o dużej mocy rzędu paru tysięcy koni.

Tu jednak wylania się inna przeciwstawna trudność: siła rozwijana przez silnik przenoszona jest na obwód kół samochodu i przez wykorzystanie przyczepności kół do nawierzchni może być dopiero użyta jako siła napędzająca samochód. Ta siła napędowa przy określonej wartości przyczepności będzie mogła być tym większa, im większy będzie docisk kół do nawierzchni, czyli im cięższy, a zarazem większy będzie samochód. Zbyt duży ciężar samochodu jest znow szkodliwy, ponieważ utrudnia należyte rozpędzenie samochodu do maksymalnej szybkości. Do rozpędzenia samochodu może być wykorzystana jedynie nadwyżka siły napędowej ponad wielkość oporu powietrza, która, jak wiadomo, wzrasta proporcjonalnie do kwadratu szybkości oraz ponad wielkość oporu tocznienia.

Im większa szybkość jazdy, tym mniejsza jest ta nadwyżka, a im cięższy jest samochód, a zatem i większa jego masa, tym mniejsze jest przyspieszenie, wywołane nadwyżką siły napędowej i tym dłużej będzie samochód rozpędzać się. Im cięższy jest samochód, tym zarazem są większe opory tocznienia.

Samochód *Cobba* waży około 3800 kg i zapatrzonej jest w dwa silniki lotnicze starszego typu *Napier Lion* o łącznej mocy 2500 KM, a dla pełnego wykorzystania przyczepności napędzane są wszystkie 4 koła. Dla uzyskania dobrych kształtów opływowych miejsce kierowcy znajduje się na samym przodzie przed kołami, a rozstaw kół przednich (1,65 m) jest większy niż tylnych (1,05 m) — tak, że wóz zwęża się do tyłu. Rozstaw osi — 3,45 m, całkowita długość wo-

zu — 8,55 m, największa szerokość — 2,4 m, wysokość — 1,3 m, powierzchnia czołowa — 2,7 m<sup>2</sup>. Nadwozie wykonane jest w postaci skorupy z blachy aluminiowej, osłaniającej również całkowicie koła i dla dotarcia do mechanizmów wozu, musi być za każdym razem zdejmowane. Głowa kierowcy wystaje nieco ponad powierzchnię nadwozia i osłonięta jest owiewką. Istota kompromisu polega na tym, że silniki mają tak dobraną moc maksymalną, że przy maksymalnej szybkości siła napędowa równoważy się z oporami powietrza i tocznienia, a przyczepność jest wykorzystana tylko częściowo, przy jeździe natomiast z mniejszymi szybkościami, rozporządzała wielkość przyczepności pozwala na wykorzystanie jedynie części mocy silników. Jak to się dzieje? Przy jeździe z pełną szybkością 650 km/h siła napędowa wynosi około 1000 kG, przy szybkości natomiast 300 km/h przy użyciu innej przekładni i pracy silników na pełnej mocy siła napędowa wynosiłaby już około 2200 kG<sup>1)</sup>, co już przekracza przyczepność, która pozwala prawdopodobnie wykorzystać około 1500—1800 kG.



Rys. 1. Samochód *Cobba*.

Ze tak było w rzeczywistości świadczą dane co do rozpędzania się samochodu *Cobba*: po pierwszych 10 sek. osiągnął on 100 mil/h (160 km/h), po 50 sek. 200 mil/h, po 70 sek. 300 mil/h, całkowity zaś okres jazdy przy pracujących silnikach wynosił 100 sek, po czym następował okres hamowania, trwający również około 100 sek. Czas przejazdu przez pomiarowy odcinek kilometra wynosił niecałe 6 sek, a przez odcinek mili niecałe 9 sek! W okresie pierwszych 10 sek przyspieszenie było największe, co jest zrozumiałe wobec małego jeszcze stosunkowo oporu powietrza,

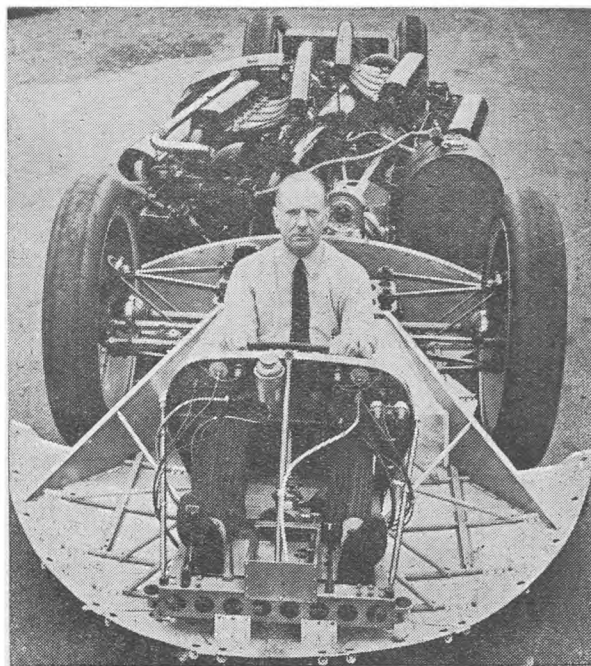
1) Wynikła z prostego wzoru  $N = P \cdot v$ , wyrażającego, że moc w kGm/sek równa się iloczynowi siły w kG przez szybkość w m/sek.

w dalszym ciągu mniejsze już przyspieszenie pozostawało jednak niemal stałe, pomimo kilkunastokrotnego wzrostu oporu powietrza, co na pozór może wydawać się paradoksalne.

Cyfry te świadczą jeszcze o niesłychanej trudności samego przeprowadzenia próby bicia rekordu. Przestrzeń, na której odbywało się rozpędzanie wynosiła około 9—10 km, a hamowanie nastąpiło na odcinku 6—7 km.

Na tak dużej przestrzeni, a zarazem w tak krótkim przeciągu czasu kierowca musiał wciąż regulować pracę silników i zmieniać przekładnie skrzynki biegów, aby jaknajskuteczniej rozpędzać samochód bez przekraczania rozporządzałnej przyczepności, co spowodować mogło by nadmierny poślizg kół i zniszczenie opon, pracujących i tak w bardzo trudnych warunkach. Rozpędzać wóz należało przy tym tak, aby wjechać na krótki stosunkowo odcinek pomiarowy z największą szybkością.

Z dalszych cech charakterystycznych samochodu Cobba warto zwrócić uwagę jeszcze na następujące szczegóły. Silniki ustawione są na ukos i z pewnym wzajemnym przesunięciem. Przedni silnik napędza bezpośrednio tylną oś — sztywną, a tylny silnik niezależnie zawieszony i kierowany koła przednie. Dla usunięcia straty mocy silników na poślizgi i zmniejszenie bezwładności mas wirujących nie ma kół zamachowych ani sprzęgieł, a zmiana przekładni w skrzynkach biegów umożliwiona została przez zastosowanie „wolnych kół”. Dla ruszenia z miejsca i uruchomienia silników, samochód Cobba popychany był przez ciężarówkę. Silniki są chłodzone wodą, ale nie zastosowano chłodnic, aby nie stwarzać dodatkowych oporów dla przepływu powietrza. Wzajemian za to wbudowany został blisko 350 litrowy zbiornik napełniony wodą z lodem, co w zupełności wystarczało dla tak krótkiego okresu pracy silników. Jako resory zastosowane zostały sprężyny spiralne z przekładkami gumowymi.



Rys. 2. Podwozie samochodu Cobba.

Na zakończenie trochę historii: szybkość 330 km/h osiągnięta została po raz pierwszy przez Seagrave'a w roku 1927. W roku 1929 również Seagrave osiągnął 370 km/h, Campbell osiągnął w 1931 r. — 395, w 1932 r. — 410, w 1933 r. — 440, w 1935 r. — 460 i 485 km/h. W latach 1937 i 38 nowy współzawodnik Eyston osiągnął 505 km/h i 575 km/h. Cobb przystąpił też do współzawodnictwa w tym okresie i osiągnął w 1939 r. — 595, przekraczając wreszcie 635 km/h w roku 1947.

Wszyscy ci współzawodnicy byli Anglikami.

A. M.

Opracowane na podstawie czasopisma „Motor”, September 1947. Fotografie dostarczyło Biuro Informacji Naukowych British Council.

Już ukazał się w druku pierwszy zeszyt Kwartalnika Naukowo-Technicznego  
„TECHNIKA LOTNICZA”

Organu Związku Polskich Inżynierów i Techników Lotniczych

Czasopismo redaguje Kolegium w składzie; przewodniczący inż. Władysław Fiszdon, członkowie: inż. Bronisław Bochenek, dr inż. Zbigniew Brzoszko, inż. Franciszek Janik, płk. inż. Henryk Krajewski, dr inż. Franciszek Misztal, inż. Romuald Rowicki, inż. Jan Pączoski (Redaktor techniczny).

Czasopismo „TECHNIKA LOTNICZA” poświęcone jest naukowym i konstrukcyjnym zadaniom lotnictwa.

Adres Redakcji: Warszawa, 6 Sierpnia 24; Adres Administracji: Warszawa, Mickiewicza 18, Tel. 8-29 85  
Cena pojedynczego zeszytu formatu A 4, stron 32 wynosi zł 120.—.

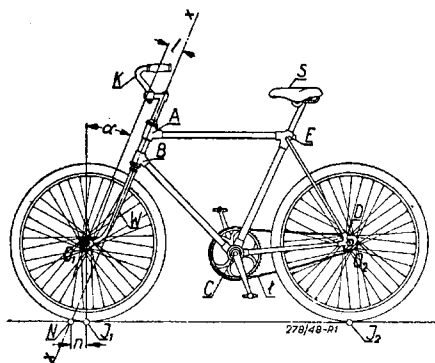
# M Ł O D Y M E C H A N I K

Inż. mech. ANTONI BOGLEWSKI

## JAZDA NA ROWERZE W ŚWIELE PRAW MECHANIKI

Artykuł niniejszy ma na celu poglądowe wyjaśnienie zjawisk, towarzyszących jeździe na rowerze, w świetle praw mechaniki.

Rozważania nasze zaczniemy od zaznajomienia się z budową roweru, jako typowego pojazdu dwukołowego. Te same zasady budowy dotyczą motocykla oraz t. zw. „hulajnogi” (oczywiście racjonalnie zbudowanej).



Rys. 1.

Rys. 1 przedstawia schematycznie typowy rower. Częścią łączącą składowe elementy, jak kierownik  $K$ , koła, napęd  $I$  i siodełko  $S$  jest rama, zbudowana przeważnie z rur stalowych, które przy znacznej wytrzymałości są stosunkowo lekkie. Rury stalowe połączone są ze sobą sztywno w węzłach  $A, B, C, D, E$ . Część ramy  $A - B$ , wykonana jest w kształcie tulei, zaopatrzonej w dwa łożyska kulkowe, w których obraca się trzon widełek  $W$ . Na osi umocowanej sztywno w widełkach, osadzone jest luźno obracające się koło przednie  $O_1$ .

Jak widać z rysunku przednie koło  $O_1$  może wraz z widełkami obracać się dookoła osi  $x - x$ , umożliwiając w ten sposób jazdę na zakrętach przez wykonanie skrętu koła przedniego w żądanym kierunku za pomocą kierownika  $K$ , sztywno zamocowanego na trzonie widełek.

Widełki wygięte są nieco ku przodowi roweru tak, że oś koła przedniego  $O_1$  nie leży w osi  $x - x$ , lecz w odległości  $l$  mierzonej na prostopadłej do kierunku  $x - x$ .

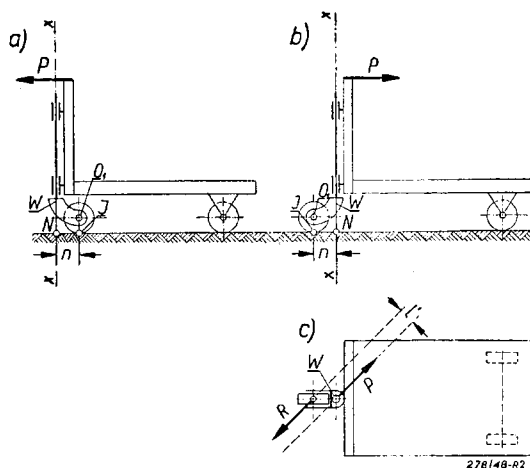
Wobec tego podczas wykonywania skrętu oś, a zarazem i środek ciężkości koła przedniego  $O_1$ , opisuje łuk koła o promieniu równym  $l$  dookoła osi  $x - x$ .

Na rys. 1 widzimy dalej, że oś skrętu  $x - x$  przecina powierzchnię jezdni w punkcie  $N$  położonym przed punktem styku koła

przedniego z jezdnią  $J_1$ . Odległość  $n$  między punktami  $N$  i  $J_1$  nazywa się *wyprzedzeniem*. Istnienie wyprzedzenia umożliwia samoczynne nastawianie się koła przedniego w kierunku jazdy.

Działanie wyprzedzenia możemy wyjaśnić przykładowo na powszechnie znanych, używanych często do przewozu towarów w składach i na kolejach, trzykołowych wózkach transportowych (rys. 2). Oś skrętu koła kierującego  $O_1$ , oznaczona przez  $x - x$ , ma tu położenie pionowe, a ośka, na której obraca się koło  $O_1$  dzięki wygiętym widełkom  $W$  przesunięta jest względem osi  $x - x$  o wielkość  $n$ .

Podczas jazdy w przód (rys. 2a) koło kierujące ustawia się w takim położeniu, że punkt  $N$  wyprzedza punkt styku koła z jezdnią  $J$ . Podczas jazdy w tył (rys. 2b), koło samoczynnie ustawia się w pozycji obróconej o  $180^\circ$  od poprzedniej tak, że punkt  $N$  znów wyprzedza punkt  $J$ . Przy tego rodzaju konstrukcji kierownik staje się zbyteczny, gdyż nadawanie pożądanego kierunku jazdy odbywa się za pomocą kierowania całym wózkiem,



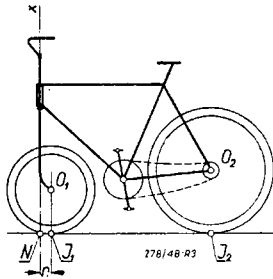
Rys. 2.

przy czym koło kierujące zawsze przyjmuje samoczynnie pozycję zgodną z kierunkiem jazdy. Dzieje się to dzięki temu, że gdy wózek zaczniemy pchać z siłą  $P$ , skierowaną ukośnie (rys. 2c), to wówczas w punkcie zetknięcia się koła z jezdnią wystąpi wskutek tarcia siła oporu  $R$ , równoległa do  $P$ , ale przeciwnie zwrócona. Ponieważ siła  $R$  nie przechodzi przez oś  $x - x$ , wytworzy ona moment, który obróci widełki  $W$  (na przykładzie pokazanym na rys. 2c — w lewo), aż do



ustawienie się ich w kierunku działania siły  $P$ . W tym położeniu siła  $R$  przechodzić już będzie przez oś  $x-x$  i nie będzie już dalej obracać osady koła.

Z powyższych rozważań mogłoby na pierwszy rzut oka wydawać się, że i do rowerów, które zawsze jeżdżą do przodu najlepiej byłoby stosować analogiczne rozwiązanie, przy którym oś obrotu widełek  $x-x$  byłaby pionowa, a widełki wygięte do tyłu, jak to jest pokazane na rys. 3.

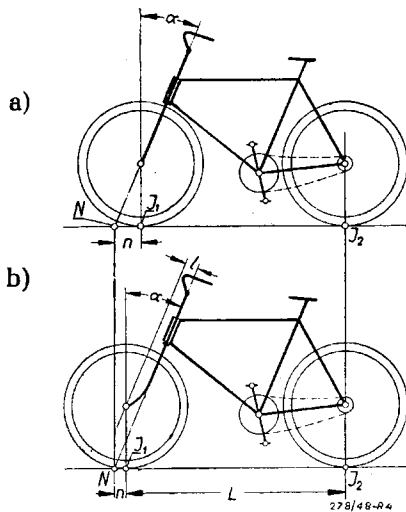


Rys. 3.

W zwykłych rowerach stosowane jednak jest zawsze pochylenie osi  $x-x$  pod kątem  $\alpha$  i wygięcie widełek do przodu.

Pochylenie osi  $x-x$  daje potrzebne wyprzedzenie  $n$  jak to pokazane jest na rys. 4a, wygięcie zaś widełek do przodu, zmniejsza wielkość wyprzedzenia  $n$ , ponieważ przy tym samym położeniu punktu  $N$  punkt  $J_1$  oparcia koła o ziemię zbliża się do niego (rys. 4b).

Poco więc wyginamy widełki do przodu i zmniejszamy wielkość wyprzedzenia? Decydują tu względy ułatwienia kierowania rowerem przez jeźdźca.

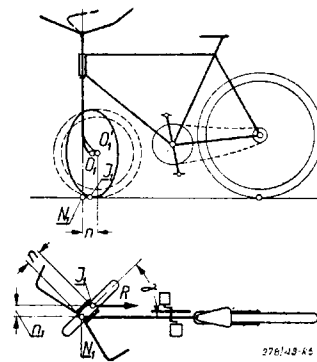


Rys. 4.

Pochylając oś kierownika i wyginając widełki do przodu przesuwamy również do przodu punkt  $J_1$  styku przedniego koła z jezdnią i zwiększamy rozstaw osi  $L$  (rys. 4b), czyli odległość między punktami styku z jezdnią

przedniego i tylnego koła  $J_1$  i  $J_2$ . Ponieważ położenie siodełka, które znajduje się w pobliżu tylnego koła, nie ulega przy tym zmianie, więc obciążenie przypadające na przednie koło maleje i dzięki temu maleje również siła, jaką musimy przyłożyć do kierownika przy skręcaniu koła.

Gdy koło przednie zostanie już skręcone, wówczas znacznie występować opisane już działanie, usiłujące sprowadzić koło do położenia zgodnego z kierunkiem ruchu roweru i chcąc utrzymać skręt przedniego koła trzeba przeciwdziałać momentowi obrotowemu, wywołanemu istnieniem wyprzedzenia. Im wyprzedzenie jest większe, tym większą siłę musimy przyłożyć do kierownika, aby utrzymać skręt koła i tym bardziej męcząca będzie jazda na rowerze. Wyprzedzenie dajemy więc tylko takie, aby rower sam utrzymywał kierunek jazdy na wprost przy jeździe bez trzymania za kierownik lub przy prowadzeniu roweru popychanego za siodełko, ale żeby nie odczuwać wyraźnie tego wyprzedzenia przy wykonywaniu skrętów.



Rys. 5.

W rowerze z pionową osią kierownika i wygiętymi do tyłu widełkami wielkość wyprzedzenia  $n$  jest stała i nie zmienia się przy skręcie. O wielkości jednak momentu, który stara się wyprostować koło decyduje nie sama wielkość wyprzedzenia, ale ramię, na którym jest przyłożona siła oporu  $R$  i które zależy od wielkości kąta skrętu koła. Wyjaśnia to rysunek 5, na którym pokazany jest w widoku z boku i z góry rower z pionową osią kierownika z kołem skręconym w lewo o kąt  $\gamma$ . Linią ciągłą narysowane jest w postaci elipsy skręcone przednie koło, gdy jego środek znajduje się w punkcie  $O_1$ , linią zaś przerywaną koło w czasie jazdy na wprost kiedy jego środek znajduje się w punkcie  $O_1$ . Środek koła porusza się przy skręcie po poziomym łuku koła o promieniu równym wyprzedzeniu  $n$ . Na widoku z góry widzimy, że siła oporu  $R$  działa względem punktu  $N_1$ , przecięcia się osi obrotu widełek z jezdnią, na ramieniu  $n_1$ , które równa się:

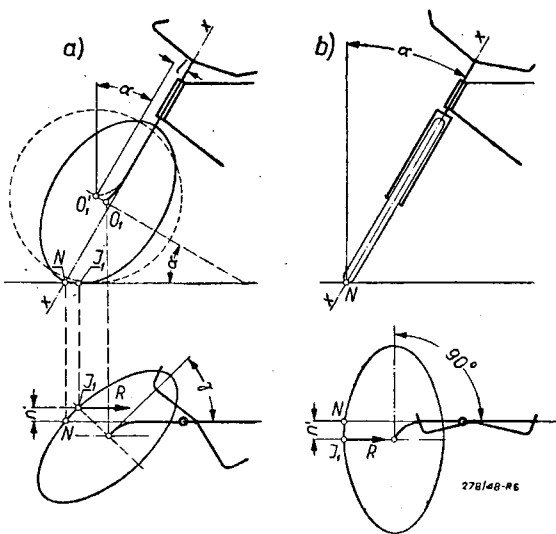
$$n_1 = n \cdot \sin \gamma$$

Wielkość momentu starającego się wyprostować koło wynosi więc

$$M_w = R \cdot n_1 = R \cdot n \cdot \sin \gamma.$$

Widzimy więc, że im bardziej będziemy skręcać koło w rowerze o pionowej osi widełek, tym większej musimy użyć siły.

Inaczej przedstawia się sprawa w rowerze o pochylonej osi i widełkach wygiętych do przodu. Przy skręcenie kierownika o kąt, przednie koło nie tylko zostanie skręcone, lecz również pochyli się na bok, jak to pokazane jest na rys. 6a. Środek koła  $O_1$  porusza się w tym wypadku po łuku o promieniu równym długości wygięcia widełek  $l$  i leżącym w płaszczyźnie prostopadłej do osi  $x-x$ , a więc pochylonej do jezdni pod kątem  $\alpha$ .



Rys. 6.

Przy niedużym kącie skrętu kierownika, np. w lewo, punkt  $J_1$  zetknięcia koła z jezdnią przesunie się w prawo od płaszczyzny roweru i siła oporu  $R$  będzie mogła wytworzyć względem punktu  $N$  moment starający się wyprostować koło.

Co się jednak stanie jeżeli kierownik skręcimy o  $90^\circ$ ? Jak widzimy z rysunku 6b, punkt zetknięcia koła z jezdnią  $J_1$  znajdzie się wówczas na lewo od płaszczyzny roweru i siła oporu  $R$ , nie tylko że nie będzie wyprostowywała koła, ale będzie się starała skręcić zwiększyć.

Nie wnikając w szczegółową analizę matematyczną stwierdzić możemy, że początkowo przy małych skrętach, np. w lewo, punkt  $J_1$  przesuwa się w prawo i następuje wyprostowywanie koła, po czym punkt  $J_1$  zaczyna zbliżać się do punktu  $N$ , działanie wyprostowujące maleje, aż wreszcie punkt  $J_1$  przechodzi na przeciwną stronę i powstaje działanie, usiłujące samoczynnie zwiększyć skręt koła.

Rower więc z pochyloną osią widełek, które są wygięte do przodu, wykazuje samo-

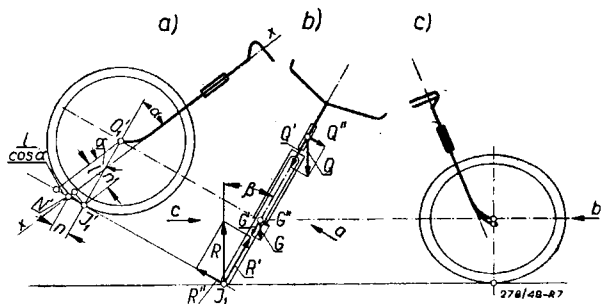
czynne prowadzenie w kierunku jazdy tylko przy małych skrętach koła i wymaga mniejszego wysiłku przy kierowaniu, ale posiada pewien graniczny kąt skręcenia kierownika, po przekroczeniu którego rower traci swą stateczność na zakręcie.

W praktyce możemy zaobserwować uczących się rowerzystów, którzy przy nieostrożnym, zbyt dużym skręceniu kierownika tracą nagle panowanie nad rowerem.

O właściwościach skrętnych roweru decyduje kąt pochylenia  $\alpha$  i wygięcie widełek do przodu  $l$  w zależności od średnicy zewnętrznej koła. W praktyce przeważnie  $\alpha = 25^\circ$  i  $l = 6$  cm przy średnicy zewnętrznej koła około 70 cm.

Układ kierowniczy roweru posiada jeszcze jedną ciekawą i praktyczną właściwość: przy pochyleniu roweru koło przednie samoczynnie skręca w kierunku pochylenia. Dla wykonania więc zakrętu wystarczy pochylić się wraz z rowerem.

Teoretyczna strona tego zjawiska wyjaśniona jest na rysunku 7, na którym pokazane jest przednie koło wraz z kierownikiem w widoku z przodu, z boku i w kierunku prostopadłym do pochylonej płaszczyzny koła. Rower odchylony jest od pionu o kąt  $\beta$ . Na oś widełek w miejscu uchwycenia ich w głowicy ramy działa pionowa siła  $Q$ , którą stanowi ciężar kolarza i ramy, przypadająca na przód roweru. W środku koła przyłożona jest pionowa siła  $G$  ciężaru koła, a w punkcie zetknięcia koła z jezdnią działa pionowo do góry skierowana siła  $R$ , która stanowi reakcję całkowitego nacisku przedniego koła na jezdnię.



Rys. 7.

Siły te rozłożyć możemy na składowe działające w płaszczyźnie koła:  $Q'$ ,  $G'$  i  $R'$ , oraz na składowe prostopadłe do płaszczyzny koła:  $Q''$ ,  $G''$  i  $R''$ . Składowa  $Q''$  przechodzi przez oś  $x-x$  i nie spowoduje obrotu widełek wraz z kołem, natomiast składowe  $G''$  i  $R''$  przyłożone są w punktach oznaczonych na widoku a literami  $O_1'$  i  $J_1'$ .

Składowe  $G''$  i  $R''$  są przeciwnie skierowane, ale przyłożone są w punktach leżących po przeciwnych stronach osi  $x-x$  i dzięki

temu spowodują zgodnie skrócenie koła w kierunku pochylenia roweru.

Składowa  $G''$ , która równa się  $G \cdot \sin \beta$  działa na ramieniu  $l$ , równym wygięciu widełek do przodu, zaś składowa  $R''$ , która równa się  $R \cdot \sin \beta$  działa na ramieniu  $n'$ , równemu odległości punktu  $J_1'$  od osi  $x-x$ , a więc  $n' = n \cdot \cos \alpha$ .

Całkowity moment, który powoduje skręt koła przy pochyleniu roweru o kąt  $\beta$  równa się

$$M = G \cdot l \cdot \sin \beta + R \cdot n \cdot \cos \alpha \cdot \sin \beta.$$

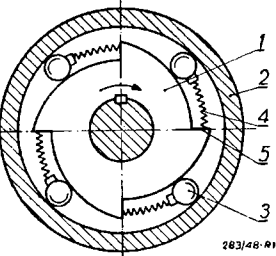
Postarajmy się jeszcze zastąpić w tym wzorze wielkość wyprzedzenia  $n$  innymi wymiarami konstrukcyjnymi roweru. Biorąc pod uwagę zewnętrzny promień  $r$  koła z łatwością spostrzeżemy z rysunku 7 (widok  $a$ ), że

$$n + \frac{l}{\cos \alpha} = r \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

Inż.-mech. ADAM MINCHÉJMER

## ZASADA BUDOWY I DZIAŁANIA MECHANIZMU WOLNEGO KOŁA

Mechanizm wolnego koła jest urządzeniem dość często spotykanym w mechanizmach napędowych obrabiarek, samochodów, w silnikach lotniczych, rowerach itp. Jest to samoczynne sprzęgło cierne, które przenosi napęd tylko przy jednym kierunku obrotu i które samoczynnie wyłącza się, gdy część napędzająca zatrzymuje się lub zmieni kierunek obrotu, bądź też gdy część napędzana zacznie obracać się z szybkością większą niż część napędzająca. Samoczynne włączenie następuje, gdy część napędzająca zaczyna obracać się we właściwym kierunku, lub gdy część napędzana, obracająca się początkowo z szybkością większą od części napędzającej, zwolni szybkość swych obrotów i zrówna ją z szybkością obrotów części napędzającej.



Rys. 1.

Budowa najczęściej spotykanego mechanizmu wolnego koła przedstawiona jest schematycznie na rys. 1. Na końcu wałka napędzającego umieszczona jest tarcza 1 o kilku odpowiednio ukształtowanych powierzchniach. Częścią napędzaną jest zewnętrzny pierścień 2, a do przenoszenia napędu z tarczy na pierścień służą kulki lub

skąd

$$n = \frac{r \cdot \sin \alpha - l}{\cos \alpha}.$$

Podstawiając tę wartość do wzoru na moment skracający koło przy pochyleniu roweru o kąt  $\beta$  otrzymamy

$$M = [G \cdot l + R \cdot (r \cdot \sin \alpha - l)] \sin \beta.$$

**Przykład.** Obliczyć wielkość tego momentu przy pochyleniu roweru o kąt  $\beta = 10^\circ$ .

Ciężar roweru wynosi 14 kG, a ciężar kolarza 70 kG, nacisk koła przedniego będzie w przybliżeniu  $R = 30$  kG;

ciężar koła  $G = 2$  kG;

promień koła  $r = 35$  cm;

wygięcie widełek  $l = 6$  cm;

kąt pochylenia osi widełek  $\alpha = 25^\circ$ .

$$\begin{aligned} M &= [2 \cdot 6 + 30 (35 \cdot \sin 25^\circ - 6)] \cdot \sin 10^\circ = \\ &= [12 + 30 (35 \cdot 0,4226 - 6)] \cdot 0,1736 = \\ &= [12 + 30 \cdot (14,79 - 6)] \cdot 0,1736 = 276 \cdot 0,1736 = \\ &= 47,9 \text{ kGcm} \end{aligned}$$

(c. d. n.)

rolki 3, umieszczone w zwięzających się klinowo przestrzeniach między pochyłymi powierzchniami tarczy a pierścieniem. Rolki dociskane są zazwyczaj sprężynami 4 do tarczy i wewnętrznej powierzchni pierścienia. Sprężyny są jednak tylko elementem pomocniczym, ułatwiającym włączenie się sprzęgła i nie biorą żadnego udziału w przenoszeniu napędu.

Mechanizm wolnego koła przenosi napęd, gdy tarcza 1 obracając się w kierunku strzałki spowoduje zakleszczenie rolek między pochyłymi powierzchniami tarczy i pierścieniem. Przy obrocie tarczy w kierunku przeciwnym rolki zostają przesunięte w kierunku powierzchni oporowej 5, gdzie odległość pochyłych powierzchni tarczy od pierścienia jest większa niż średnica rolki i połączenie między tarczą i pierścieniem zostaje przerwane.

Przy działaniu wolnego koła mamy do czynienia z tarciem w punktach zetknięcia rolki z tarczą i pierścieniem, a przy włączaniu się i wyłączeniu — z toczeniem się rolki, przy którym występuje tarcie toczone, a ściślej mówiąc opór przeciw toczeniu się.

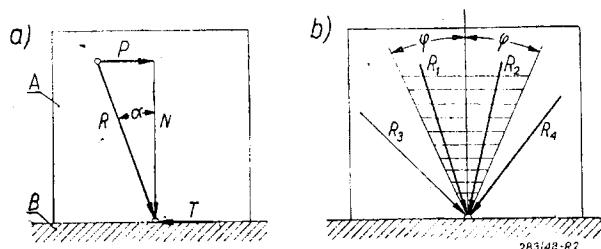
Przed przystąpieniem do analizy zjawisk mechanicznych, występujących w wolnym kole, przypomnijmy sobie podstawowe pojęcia o tarciu i oporze przeciw toczeniu się.

Gdy jakieś ciało A (rys. 2a) dociskane jest do płaskiej powierzchni ciała B z siłą  $N$ , prostopadłą do powierzchni zetknięcia, to

przy przesuwaniu ciała  $A$  z szybkością  $v$ , stwierdzamy na powierzchni opór  $T$ , który jest skierowany przeciwnie do szybkości ruchu. Wielkość tego oporu, nazywanego *tarciem*, zależy od rodzaju i stanu powierzchni stykających się ciał i od wielkości nacisku. Zależność tę wyrażamy wzorami

$$\frac{T}{N} = \mu = \operatorname{tg} \varphi \dots \dots \dots [1]$$

w których wielkość  $\mu$  nazywamy *współczynnikiem tarcia*, a wielkość  $\varphi$  *kątem tarcia*.



Rys. 2.

Aby ruch ciała  $A$  mógł się odbywać ze stałą lub wzrastającą szybkością, musi być do niego przyłożona siła  $P$ , równoległa do płaszczyzny zetknięcia, posiadająca kierunek szybkości i o wielkości nie mniejszej od siły tarcia, czyli że:

$$P \geq T \dots \dots \dots [2]$$

Obie siły działające na ciało  $A$  możemy zastąpić ich wypadkową  $R$ , która tworzy z naciskiem normalnym  $N$  kąt  $\alpha$ , przy czym istnieje zależność

$$\frac{P}{N} = \operatorname{tg} \alpha \dots \dots \dots [3]$$

Na podstawie zależności [1] i [3] możemy napisać

$$\operatorname{tg} \alpha \geq \operatorname{tg} \varphi \quad \text{gdyż} \quad \frac{P}{N} \geq \frac{T}{N}$$

a więc

$$\alpha \geq \varphi \dots \dots \dots [4]$$

Wyciągamy stąd wniosek, że jeżeli na ciało działa siła, odchylona od kierunku normalnej do powierzchni zetknięcia, to siła ta spowoduje wzajemne przesunięcie ciał tylko wtedy, gdy kąt tego odchylenia jest nie mniejszy od kąta tarcia.

Na rys. 2b pokazany jest graficzny sposób sprawdzania działania takich sił. Kąt tarcia  $\varphi$  zaznaczony jest po obu stronach normalnej. Siły  $R_1$  i  $R_2$ , których kierunki leżą wewnątrz kąta tarcia nie spowodują przesunięcia ciała  $A$ , niezależnie od ich wielkości, natomiast siła  $R_3$  przesunie ciało  $A$  w prawo, a siła  $R_4$  w lewo.

Przypomnieć należy, że współczynnik tarcia  $\mu$  podczas ruchu jest zwykle nieco mniej-

szy od współczynnika  $\mu_0$ , który charakteryzuje opór przeciwko przesunięciu ze stanu spoczynku:

$$\mu < \mu_0$$

Współczynnik  $\mu_0$  nazywamy *współczynnikiem przyczepności* (*współczynnikiem tarcia zczepnego*). Odpowiada jemu kąt  $\varphi_0$ .

Przy toczeniu się walca, dociśniętego siłą  $N$  do podstawy, występuje w punkcie styczności opór, dla pokonania którego przyłożony musi być do walca odpowiedni moment obrotowy  $M$  (rys. 3a). Wielkość tego momentu oporu przeciw toczeniu się spełnia w przybliżeniu zależność:

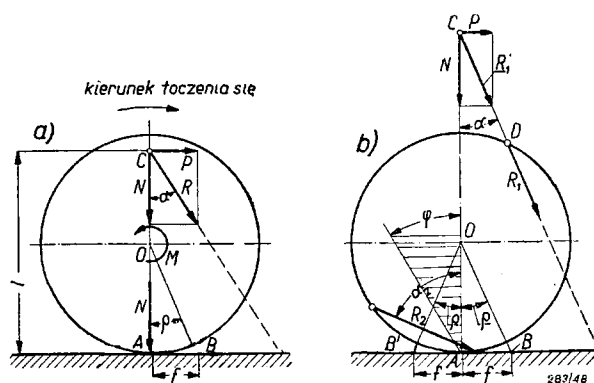
$$M = N \cdot f \dots \dots \dots [5]$$

gdzie współczynnik  $f$ , mający wymiar długości, zależy od materiału walca i płyty oraz od stanu ich powierzchni. Współczynnik ten nazywamy *ramieniem oporu przeciw toczeniu się*.

Odkładając na płaszczyźnie płyty odcinek  $AB = f$  od punktu styczności  $A$ , który jest zarazem chwilowym środkiem obrotu walca i łącząc następnie punkt  $B$  z geometrycznym środkiem walca, wyznaczamy kąt  $\rho$ , który nazywamy *kątem oporu przeciw toczeniu się* danego walca. Z trójkąta  $AOB$  mamy zależność

$$\operatorname{tg} \rho = \frac{f}{r}, \dots \dots \dots [6]$$

gdzie  $r$  jest promieniem walca.



Rys. 3.

Dla pokonania momentu oporu przeciw toczeniu się można np. w punkcie  $C$  przyłożyć siłę  $P$ , prostopadłą do nacisku  $N$ , która względem chwilowego środka obrotu daje moment o ramieniu  $l$ . Dla podtrzymania toczenia się musi być spełniona zależność

$$P \cdot l \geq M \dots \dots \dots [7a]$$

a więc

$$P \cdot l \geq N \cdot f \dots \dots \dots [7b]$$

Przenosząc do punktu  $C$  siłę nacisku  $N$ , wyznaczamy wypadkową  $R$ , odchyloną o kąt

$\alpha$  od normalnej do płaszczyzny płyty w punkcie styczności.

Biorąc pod uwagę zależności [3] [6] i [7b] możemy napisać

$$N \cdot l \cdot \operatorname{tg} \alpha \geq N \cdot f$$

$$l \cdot \operatorname{tg} \alpha \geq r \cdot \operatorname{tg} \rho \quad [8]$$

Oznacza to, że kierunek działania siły  $R$  musi przeciąć płaszczyznę toczenia się poza punktem  $B$ , wyznaczonym przez ramie lub kąt oporu przeciwko toczeniu się.

Zależność [8] różni się tym od zależności [4], wyprowadzonej dla warunków przesuwania się po sobie dwóch ciał, że wchodzi w nią wielkości wyznaczające punkt przyłożenia siły  $R$ . O ile w poprzednim wypadku o możliwości ruchu decydował tylko kierunek działania siły  $R$ , o tyle przy toczeniu się decyduje również punkt przyłożenia tej siły.

W szczególnym przypadku, wchodzącym w grę w mechanizmie wolnego koła, jeśli rzeczywista siła  $R_1$  przyłożona jest w jakimś punkcie  $D$  na obwodzie walca (rys. 3b), to można ją przenieść jako siłę  $R'_1 = R_1$  do punktu  $C$  na normalnej do płaszczyzny w punkcie styczności i tam rozłożyć ją na składowe  $N$  i  $P$ , sprowadzając analizę do przypadku ogólnego.

Zajść może poza tym następujący przypadek: siła oznaczona na rys. 3b literą  $R_2$  przecina płaszczyznę toczenia w odległości od punktu  $A$  mniejszej niż  $l$ , ale odchyłona jest od normalnej o kąt  $\alpha_2$  większy od kąta tarcia  $\varphi$ ; wówczas pod wpływem tej siły walec może się jedynie przesuwac bez toczenia się.

### Przenoszenie napędu przez mechanizm wolnego koła

Rys. 4 przedstawia jedną rolkę mechanizmu wolnego koła przy przenoszeniu napędu z tarczy krzywkowej na pierścien. Z powierzchnią tarczy rolka styka się w punkcie  $A_1$  a z pierścieniem w punkcie  $A_2$ . Proste  $KA_1$  i  $KA_2$  są to wspólne styczne do rolki oraz do powierzchni tarczy i pierścienia. Przecinają się one pod kątem  $\beta$ , który nazywamy *kątem zakleszczenia*.

Zadaniem wolnego koła jest przeniesienie momentu  $M_1$  z tarczy na pierścien, który przeciwstawia mu równy co do wielkości i odwrotnie skierowany moment reakcji  $M_2$ .

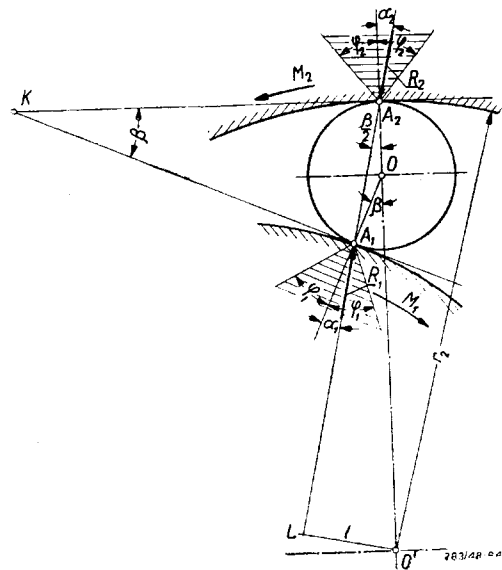
Tarcza naciska na rolkę siłą  $R_1$ , a pierścien siłą  $R_2$ . Są to jedyne zewnętrzne siły działające na rolkę i, aby były one w równowadze, muszą działać wzdłuż jednej linii łączącej punkty  $A_1$  i  $A_2$ , być sobie równe co do wielkości i przeciwnie skierowane.

Wielkości sił  $R_1$  i  $R_2$ , które nazywamy *siłami zakleszczenia*, zależą od wielkości przenieszonego momentu wolnego koła i równe są

$$R_1 = R_2 = \frac{M}{l}$$

gdzie  $l$  oznacza odległość linii ich działania od osi wolnego koła  $O'$ .

Aby nie nastąpił poślizg rolki po powierzchni tarczy lub pierścienia, siły  $R_1$  i  $R_2$  muszą przechodzić wewnątrz kątów tarcia  $\varphi_1$  i  $\varphi_2$ . Kąty tarcia na tych powierzchniach mogą być różne, jeżeli tarcza i pierścien wykonane są z różnych materiałów lub posiadają powierzchnie o różnej gładkości.



Rys. 4.

O zachowaniu tego warunku decyduje wielkość kąta zakleszczenia  $\beta$ . Z rysunku 4 łatwo jest sprawdzić, że  $\sphericalangle A_1 O O' = \beta$ , a kąty  $\alpha_1$  i  $\alpha_2$ , które tworzą linie działania  $R_1$  i  $R_2$  z normalnymi  $O A_1$  i  $O A_2$  są oba równe  $\frac{\beta}{2}$ .

Warunek przenoszenia napędu przez mechanizm wolnego koła bez poślizgu rolek wyrazić możemy w sposób następujący

$$\alpha_1 < \varphi_1 ; \quad \alpha_2 < \varphi_2 ;$$

$$\frac{\beta}{2} < \varphi_1 ; \quad \frac{\beta}{2} < \varphi_2 .$$

Dodając stronami ostatnie nierówności, otrzymujemy:

$$\beta < \varphi_1 + \varphi_2 , \dots [9a]$$

a jeżeli

$$\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi$$

$$\beta < 2 \varphi \dots [9b]$$

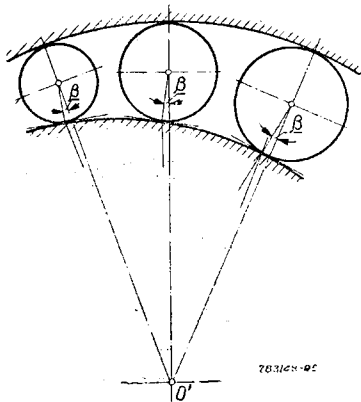
Przy kącie zakleszczenia, większym od podwójnego kąta tarcia, rolki będą ślizgały się i mechanizm wolnego koła nie będzie sprzęgał tarczy z pierścieniem.

Wielkość siły, z jaką rolki zostają zakleszczone między tarczą i pierścieniem zależy od wielkości kąta zakleszczenia, od wielkości promienia pierścienia oraz wielkości momentu, przenoszonego przez wolne koło. Z trójkąta  $O'LA_2$  widzimy, że ramię działania siły  $R_1$  i  $R_2$  wynosi  $l = r_2 \sin \frac{\beta}{2}$ .

Stąd wielkość siły zakleszczenia

$$R_1 = R_2 = \frac{M_1}{l} = \frac{M_1}{r_2 \cdot \sin \frac{\beta}{2}} \dots \dots \dots [10]$$

Aby powierzchnie pracujące zabezpieczyć przed nadmiernym zużyciem, należy dążyć do osiągnięcia możliwie małej siły zakleszczenia, co przy danej wielkości przenoszonego momentu osiągnąć można przez zwiększenie kąta zakleszczenia i przez zwiększenie ilości współpracujących rolek. W niektórych wypadkach stosuje się po kilka rolek różnej średnicy, umieszczonych w jednym wycięciu tarczy (rys. 5). Aby zapewnić możliwie rów-



Rys. 5.

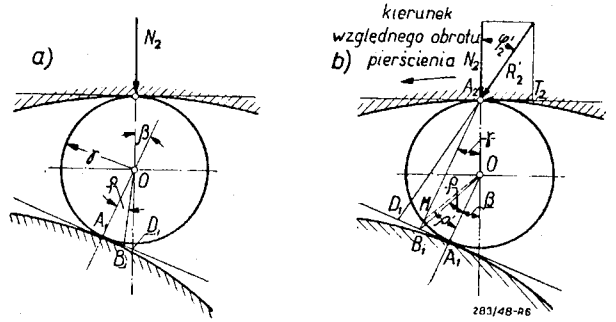
nomierny rozkład obciążenia, wszystkie rolki muszą mieć ten sam kąt zakleszczenia, co osiąga się przez wykonanie pochyłych powierzchni tarczy w kształcie spirali logarytmicznej.

**Samoczynne wyłączenie się mechanizmu wolnego koła**

Z chwilą, gdy mechanizm wolnego koła przestaje przenosić moment napędowy, znikają siły zakleszczenia, pozostają jednak siły sprężystości  $N_2$  (rys. 6a), spowodowane odkształceniem pierścienia, tarczy i rolek w okresie zakleszczenia.

Jak widać z rysunku, siła  $N_2$  może spowodować przetoczenie się rolki w kierunku po-

szerzonej części wrębu między tarczą i pierścieniem, a zatem samoczynne wyłączenie się wolnego koła bez współudziału jakichkolwiek sił dodatkowych, o ile odcinek  $A_1D_1$  jest większy od odcinka  $A_1B_1$  określonego w zależności od  $\rho$  — kąta oporu przeciwko toczeniu się (porównaj rys. 3b).



Rys. 6.

Warunek ten można wyrazić zależnością:

$$A_1 D_1 > A_1 B_1 \text{ , czyli } r \cdot \text{tg } \beta > r \cdot \text{tg } \rho$$

skąd otrzymujemy

$$\beta > \rho \dots \dots \dots [11]$$

**Samoczynne włączenie się mechanizmu wolnego koła**

W stanie wyłączenia, rolki znajdują się w szerszej części wrębu i nie stykają się równocześnie i z tarczą i z pierścieniem.

Włączenie wolnego koła powinno nastąpić wtedy, gdy pierścień zacznie obracać się względem tarczy w kierunku przeciwnym do obrotów wskazówki zegara (rys. 6b).

Aby włączenie mogło nastąpić, należy rolkę docisnąć z pewną siłą do powierzchni pierścienia; wówczas siła tarcia  $T_2$ , spowodowana poślizgiem pierścienia po rolce, wciągnie ją w kierunku zewężającej się części wrębu.

Do wywołania tego wstępnego docisku służą właśnie zaznaczone na rys. 1 sprężynki 4. Nie są one jednak niezbędne, ponieważ podczas obrotów wolnego koła rolki są dociśnięte do pierścienia siłą odśrodkową, a przy zaznaczonym na rys. 6b względnym ruchu pierścienia, lepkość smaru spowoduje przesunięcie rolki aż do zetknięcia z pochyłą powierzchnią tarczy. Natomiast gdy ma nastąpić włączenie nieruchomego przed tym wolnego koła, tarcza zaczyna obracać się we właściwym kierunku, a bezwładność rolek spowoduje ich przetoczenie się w przeciwnym kierunku, ku zewężającej się części wrębu, aż do zetknięcia się z pierścieniem.

Wspomniane sprężynki stosuje się, gdy mechanizm wolnego koła pracuje „na sucho”, lub gdy zależy na szybkim i sprawnym włą-

czaniu się wolnego koła bez wstępnego poślizgu.

Gdy przy włączaniu się wolnego koła rolka styka się równocześnie z tarczą i z pierścieniem i występuje poślizg pierścienia po rolce, to siła  $R'_2$ , jaką wywiera pierścień na rolkę, ma ściśle określony kierunek, uwarunkowany kątem tarcia  $\varphi_2$ . Niezależnie od swej wielkości siła ta powinna spowodować przetoczenie się rolki po pochyłej powierzchni tarczy, aby nastąpiło jej zakleszczenie, ustał poślizg i wolne koło zaczęło przenosić napęd.

Aby ten warunek samoczynnego włączania się wolnego koła był spełniony, punkt  $D_1$  przecięcia się linii działania siły  $R'_2$  ze wspólną styczną rolki i tarczy musi wypadać poza punktem  $B_1$ , wyznaczonym przez kąt  $\rho$  oporu przeciwno toczeniu się.

Musi więc zachodzić nierówność

$$A_1 D_1 > A_1 B_1, \dots [12a]$$

lub

$$\varphi_2' > \gamma \dots [12b]$$

gdzie  $\gamma$  jest kątem, który tworzy prosta  $OA_2$  z prostą, łączącą punkty  $A_2$  i  $B_1$ , i który można obliczyć z trygonometrycznej zależności

$$\frac{2 \sin \gamma}{\sin (\beta - \gamma)} = \operatorname{tg} \beta + \operatorname{tg} \rho.$$

Zależność ta nie pozwala na otrzymanie przejrzystego i praktycznego wzoru dla warunku, jaki musi spełnić kąt zakleszczenia.

Zastępując natomiast kąt  $\rho$  nieco większym kątem  $\rho'$ , jaki tworzy prosta  $OA_1$  z prostą, łączącą  $O$  z punktem  $M$  przecięcia z obwodem rolki prostej  $A_2 B_1$  otrzymujemy zależność

$$\gamma = \frac{\beta + \rho'}{2} \dots [13]$$

Podstawiając tę wartość do [12b] otrzymujemy warunek jaki musi być spełniony aby nastąpiło samoczynne włączenie się wolnego koła w postaci

$$\beta < 2 \varphi_2' - \rho', \dots [14]$$

Użyliśmy w tych rozważaniach innego kąta tarcia  $\varphi_2'$  niż przy omawianiu warunków przenoszenia napędu, ponieważ tam mieliśmy do czynienia z dużymi wartościami docisku rolki do pierścienia, a więc z tarcieciem półsuchym, natomiast w okresie włączania się mamy do czynienia w przeważającej ilości wypadków z tarcieciem płynnym, a więc

$$\varphi_2' < \varphi_2.$$

Zestawiając wszystkie wyprowadzone powyżej warunki dla poszczególnych okresów pracy mechanizmu wolnego koła, otrzymujemy ogólny warunek dla wielkości kąta zakleszczenia:

$$\rho \leq \beta \leq 2 \varphi_2' - \rho' \dots [15]$$

Wartości współczynników i kątów tarcia zależą, jak wspomnieliśmy od rodzaju zastosowanych materiałów, stopnia gładkości powierzchni i warunków ich smarowania.

Dla warunków przeciętnych pracującego na sucho wolnego koła przyjmować należy

$$\mu = 0,1 \text{ do } 0,125; \quad \varphi = 5^{\circ}45' \text{ do } 7^{\circ}$$

$$f = 0,01 \text{ do } 0,05 \text{ mm}, \quad \rho = 20' \text{ do } 40'$$

Wobec małych wartości kąta oporu przeciwno toczeniu się i wobec tego, że pożądana jest możliwie duża wartość kąta zakleszczenia, w praktyce kąt ten stosowany jest w granicach  $5^{\circ} < \beta < 10^{\circ}$ .

Inż.-mech. EDWARD JANKE

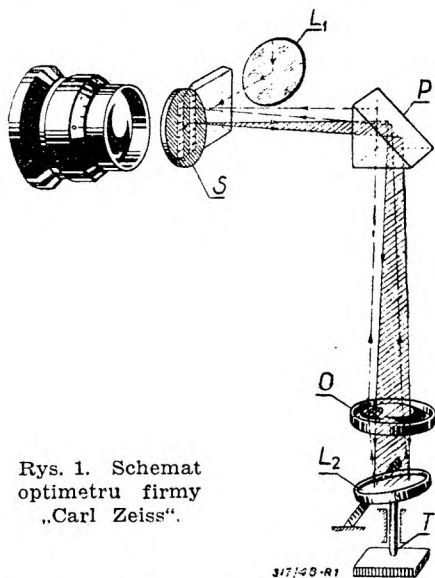
## CZUJNIKI — ICH KONSTRUKCJA I CECHY CHARAKTERYSTYCZNE <sup>1)</sup>

### Czujniki optyczne

Udoskonaleniem czujników mechanicznych jest bez wątpienia zastosowanie układu optycznego jako środka do osiągnięcia żądanej przekładni. Zasadę konstrukcji takiego czujnika, zwanego *optimetrem* przez firmę „Carl Zeiss”, widzimy na rysunku 1. Promień świetlny po odbiciu od lustra oświetlającego  $L_1$  przechodzi przez mały pryzmat tylko połową

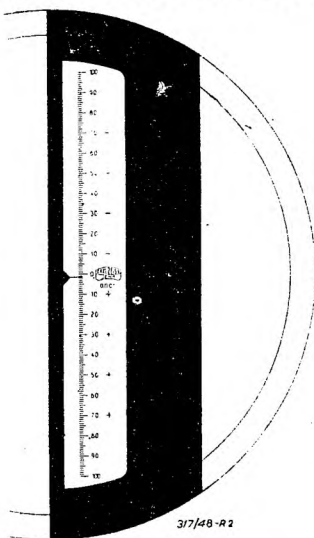
poła widzenia, następnie przez szybkę  $S$  z podziałką, dalej odbija się znowu pod kątem prostym od pryzmatu  $P$ , umieszczonego w zgięciu tubusa, przechodzi przez obiektyw  $O$  i pada na lustro, które wychyla się pod działaniem tłoczka dotykowego  $T$ . Po odbiciu się od lustra  $L_2$  promień biegnie tą samą drogą w odwrotnym kierunku. Wskutek obrotu lusterka obraz podziałki, umieszczonej na szybcie  $S$  zostaje przesunięty. Wielkość przesunięcia można odczytać przez okular, obserwując nieruchomy wskaźnik w postaci kresy na szybcie  $S$  na tle obrazu podziałki. Obraz pola widzenia *optimetru* widzimy na rys. 2. Obszar mierniczy jest zawarty w granicach

1) Czujniki mechaniczne zostały omówione w artykule pt. „Czujniki mechaniczne — ich konstrukcja i cechy charakterystyczne”. „Mechanik”, zes. 1—3/48. W artykule niniejszym zostaną omówione czujniki optyczne, hydrauliczne, pneumatyczne i elektryczne oraz urządzenia pomocnicze.



Rys. 1. Schemat  
optimetru firmy  
„Carl Zeiss“.

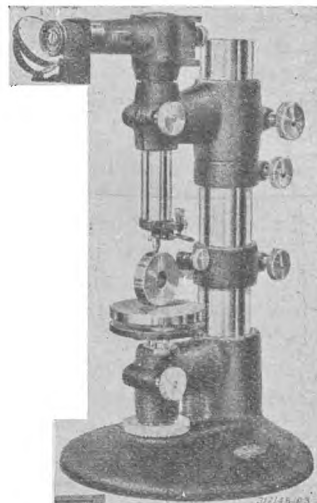
od  $-0,1$  mm do  $+0,1$  mm; przesunięcie wskaźnika o jedną działkę odpowiada przesunięciu kowadełka o  $0,001$  mm. Kowadełka wykonane są zazwyczaj z szafiru; kształt ich jest różny i zależy od kształtu mierzonego przedmiotu.



Rys. 2. Obraz pola widzenia optimetru.

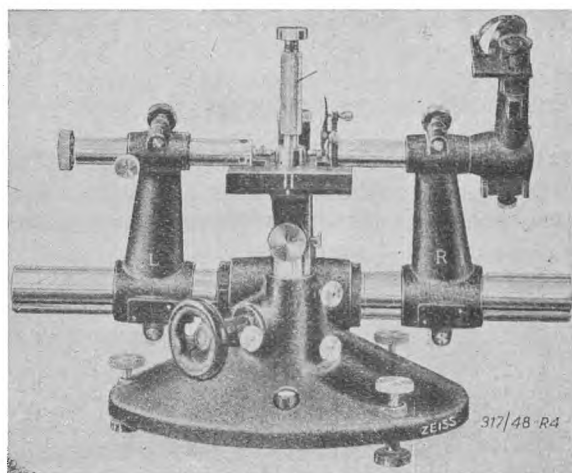
Ogólny widok *optimetru* wraz ze stolikiem pomiarowym pokazano na rys. 3. Jest to konstrukcja bardzo starannie przemyślana i z małymi zmianami stosowana jest przez różnych wytwórców. W większych laboratoriach pomiarowych chętnie jest również stosowany *optimetr poziomy* (rys. 4). Jego główny element konstrukcyjny, tj. tubus jest taki sam, jak i w poprzednio opisanym *optimetrze*. *Optimetr poziomy* jest szczególnie wygodny przy pomiarach sprawdzianów tłczkowych, szczękowych, łopatkowych, pierścieniowych i t. p.

W wypadkach gdy wymagana jest jeszcze większa dokładność pomiarów, w szczególności do porównywania płytek wzorcowych, stosowany bywa między innymi tzw. *ultra-*



Rys. 3. *Optimetr* firmy „Carl Zeiss“.

*optimetr*, którego schemat pokazano na rys. 5, a ogólny widok na rys. 6. Cechą charakterystyczną tego układu jest dwukrotne odbicie promieni światła od lusterka  $L_1$ , które wychyla się pod wpływem przesunięcia kowadełka  $K$ . Wskutek tego dwukrotnego od-



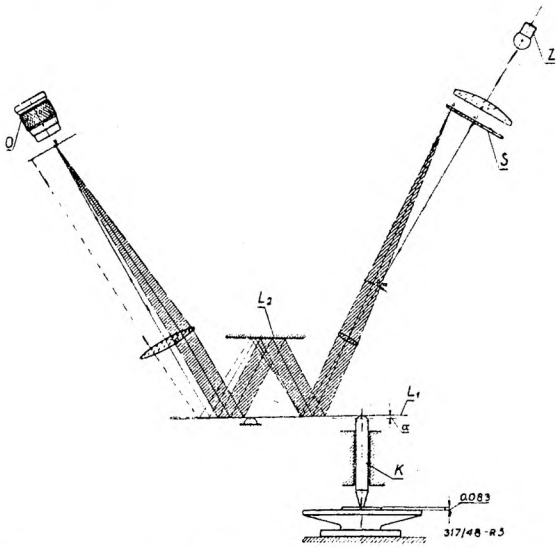
Rys. 4. *Optimetr poziomy* firmy „Carl Zeiss“.

bicia znacznie uwielokrotnia się obserwowane przez okular przesunięcie obrazu podziałki w stosunku do nieruchomego wskaźnika. Odległość sąsiednich kresek podziałki odpowiada przesunięciu kowadełka o  $0,0002$  mm; obszar mierniczy jest niewielki, bo wynosi tylko  $\pm 0,083$  mm. Ostatnio opisane typy czujników wykazują już dużą wrażliwość na zmiany temperatury i z tego powodu oddziela się je ekranem od przeprowadzających pomiary.

### Czujniki hydrauliczne

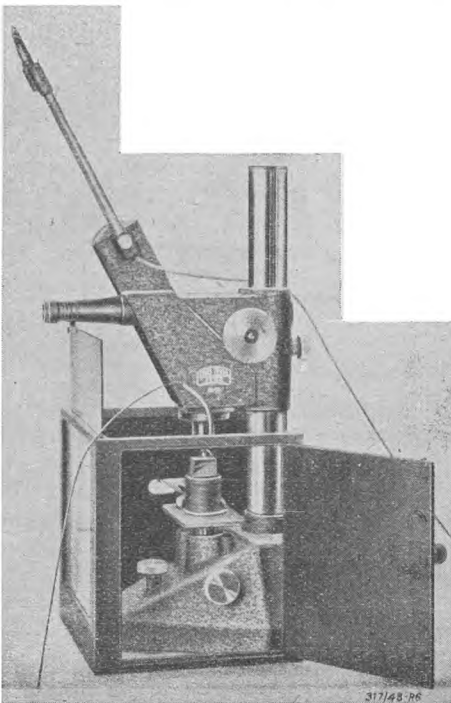
*Czujniki hydrauliczne* pozwalają na osiągnięcie znacznej przekładni, bądź przy pomocy przepony hydraulicznej, bądź też poziomnicy.





Rys. 5. Schemat ultra-optimetru firmy „Carl Zeiss”.  
O — okular,  $L_1$ ,  $L_2$  — lusterka, K — kowadełko, S — szybka z podziałką, Z — źródło światła.

Istotną częścią składową czujnika przeponowego (rys. 7) jest zbiorniczek o stosunkowo dużej średnicy (np. 80 mm) i małej głębokości. Jedno dno tego zbiorniczka zamknięte jest szczelnie przeponą z cienkiej blachy miedzianej B, zamocowanej wzdłuż obrzeża, drugie zaś dno posiada grube ścianki i stanowi obudowę (korpus) czujnika; środek przepony styka się z kowadełkiem pomiarowym. W dowolnym miejscu korpusu czujnika wmontowana jest długa rurka włoskowata D, w sąsiedztwie której znajduje się skala. Zbiorniczek jest napełniony cieczą, nie zawierającą



Rys. 6. Ultra-optimetr firmy „Carl Zeiss”.

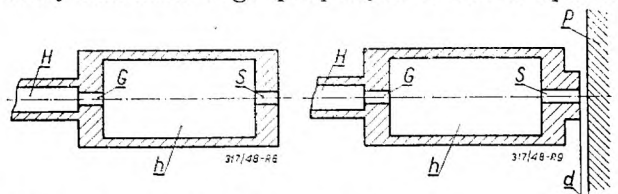
pęcherzyków powietrza. Kowadełko, wychylone przy pomiarze naciska na przeponę i powoduje jej ugięcie; wówczas ciecz zostaje wepchnięta do rurki włoskowatej, a wznieśnienie poziomu cieczy, odczytane na skali, jest miarą przesunięcia kowadełka. Dobierając odpowiednio średnicę przepony oraz rurki włoskowatej można osiągnąć dowolną przekładnię.

Ze względu na histerezę sprężystych odkształceń przepony, czujnik ten nie pozwala jednak na osiągnięcie dokładności większej od 0,2 do 0,3 mikrona; pomiary powinny być dokonywane szybko, gdyż ze względu na znaczną rozszerzalność cieczy, czujnik jest wyjątkowo wrażliwy na zmiany temperatury.

Bardzo dokładnymi przyrządami mierniczymi są poziomnice budowane obecnie z czułością (przekładnia wskazania) 0,01 mm na 1 metr, tzn. pęcherzyk takiej poziomnicy przesuwa się o jedną działkę, gdy podniesiemy jeden z końców liniału metrowej długości (na którym spoczywa poziomnica) o 0,01 mm. Jeżeli więc umieścimy poziomnicę na jednym końcu dźwigni, a drugi będzie się lekko wychylał pod działaniem ruchu kowadełka mierzącego, to otrzymamy czujnik o wielkiej czułości (przekładni). Wadą tak zbudowanego czujnika jest jego niestateczność, gdyż pęcherzyk powietrza nie od razu zajmie swe ostateczne położenie, a trzeba trochę odczekać aż jego ruchy się uspokoją.

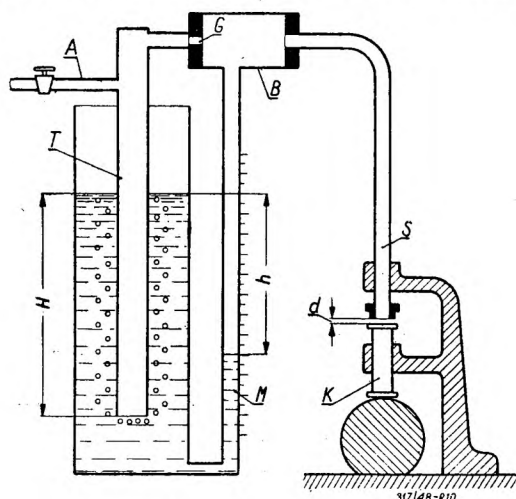
### Czujniki pneumatyczne

Odrębną grupę stanowią czujniki, działające na zasadzie zmiany ciśnienia gazu przy zmianie przekroju przepływu. W zasadzie są one bezdotykowe, gdyż przy pomiarze zupełnie zbędny jest kontakt między elementem mierzącym przyrządu i przedmiotem. Zasadę działania tego przyrządu widać z rys. 8.



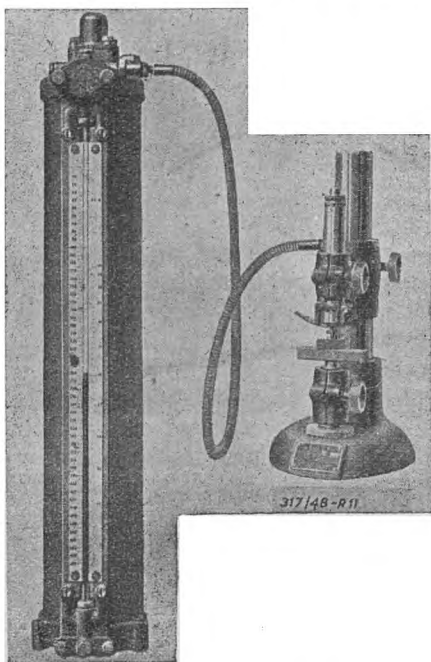
Rys. 8. Zasada działania czujnika pneumatycznego. Rys. 9. Schemat pomiaru czujnikiem pneumatycznym.

Dna zbiorniczka posiadają dysze  $G$  i  $S$ ; jeżeli dyszę  $G$  połączymy ze zbiornikiem powietrzem o ciśnieniu stałym  $H$ , to zależnie od wielkości dysz  $G$  i  $S$ , w zbiorniczku powstanie ciśnienie  $h$ . Zwiększając średnicę dyszy  $S$  otrzymamy zmniejszenie ciśnienia  $h$  i odwrotnie. Identyczne efekty zmiany ciśnienia  $h$  otrzymamy, stosując zgodnie z rys. 9 dysze  $G$  i  $S$  o stałej wielkości, natomiast



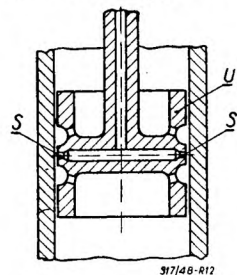
Rys. 10. Schemat działania czujnika pneumatycznego.

zbliżając lub oddalając ściankę przedmiotu  $P$  od krawędzi dyszy  $S$ . Wtedy zależnie od odległości  $d$  zmienia się ciśnienie  $h$ , a więc z pomiaru ciśnienia  $h$  możemy wnioskować o wielkości szczeliny  $d$ . Podstawowym warunkiem prawidłowych pomiarów tym przyrządem jest niezmiennosc ciśnienia  $H$ . Urządzenie do dokładnej regulacji ciśnienia  $H$



Rys. 11. Czujnik pneumatyczny firmy „Solex”.

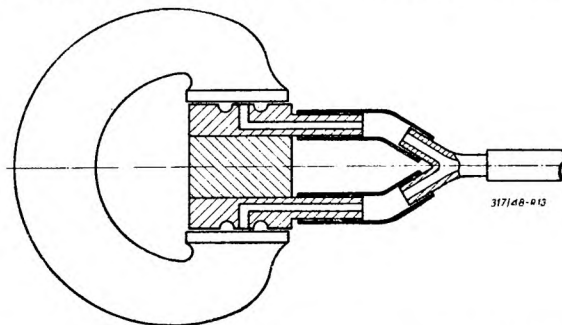
oraz przyrząd do pomiarów pokazano schematycznie na rys. 10. Sprężone powietrze (bezpośrednio ze sprężarki lub z ogólnego przewodu rozpraszającego) jest doprowadzone przez rurkę  $A$  do naczynia  $B$  przez dyszę  $G$  oraz do rury  $T$ , zanurzonej w wodzie na głębokość  $H$ . Jeśli ciśnienie doprowadzonego powietrza jest wyższe od ciśnienia odpowiadającego wysokości słupa wody  $H$ , to część powietrza uchodzi na zewnątrz, przez co jest zapewniona niezmiennosc ciśnienia przed dyszą  $G$ . W zbiorniczku  $B$  panuje zmienne ciśnienie, zależne od wielkości szczeliny  $d$  pomiędzy wylotem dyszy  $S$  i kowadełkiem pomiarowym  $K$ . Ciśnienie  $h$  odczytuje się na skali, umieszczonej obok rurki  $M$ . Ogólny widok takiego czujnika wraz z manometrem i stabilizatorem ciśnienia pokazany jest na rysunku 11. Dobierając od-



Rys. 12. Końcówka do pomiaru średnicy otworu przy pomocy czujnika pneumatycznego

powiednio dysze  $G$  i  $S$  oraz ciśnienie  $H$  można bez wielkiego trudu osiągnąć dużą dokładność. Czujnik powinien być dobrze izolowany od zmian temperatury wywołanych bliskością wykonującego pomiaru.

Przy pomiarach o charakterze masowym stosuje się specjalne końcówki pomiarowe. Np. rys. 12 pokazuje w sposób schematyczny końcówkę do pomiaru średnicy otworu,



Rys. 13. Końcówka do pomiaru odległości szczęk sprawdzianu przy pomocy czujnika pneumatycznego.

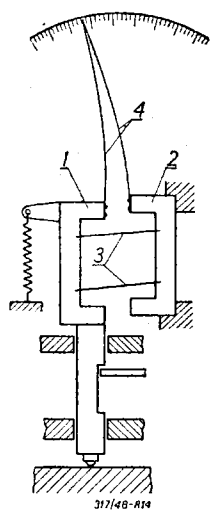
a rys. 13 — końcówkę do pomiaru odległości szczęk sprawdzianu. Są też specjalne końcówki do mierzenia owalizacji wałków, grubości płytek i t. d.

### Czujniki elektryczne

Ze względu na sposób działania czujniki elektryczne można podzielić na kilka rodzajów z których najważniejsze są:

1. kontaktowe,
2. indukcyjne<sup>2)</sup>,
3. pojemnościowe,
4. fotoelektryczne.

Jako przykład czujnika kontaktowego niech posłuży czujnik w wykonaniu firmy „Sheffield”. Istotną jego częścią składową jest *minimetr sprężynowy* (rys. 14), w którym

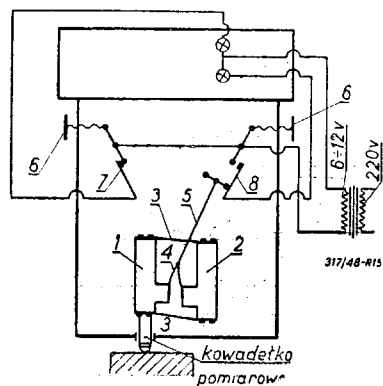


Rys. 14. Minimetr sprężynowy czujnika kontaktowego.

dwóch słupki 1 (ruchomy) i 2 (nieruchomy) związane są ze sobą przy pomocy dwóch sprężyn 3 (poziomych), ponadto do obu słupków przytwierdzone są pionowe sprężyny 4, tworzące wskazówkę.

Działanie minimetru jest zrozumiałe z rysunku. Jeśli pozostać na czysto mechanicznym wykonaniu jak wyżej opisane, to czułość takiego przyrządu nie będzie wiele większa niż 0,01 mm. Jeżeli natomiast wskazówkę takiego minimetru użyć jako wyłącznika elektrycznego, służącego

do zapalania względnie gaszenia różnokolorowych lamp przy przekroczeniu wymiarów granicznych, to czułość jego znacznie się zwiększa. Wspomniane urządzenie elektryczne schematycznie pokazano na rys. 15.

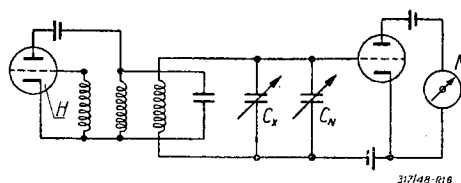


Rys. 15 Schemat urządzenia elektrycznego czujnika kontaktowego.

Ustawianie przyrządu na określone wymiary graniczne (minimalny i maksymalny) uskutecznia się przy pomocy śrub 6. Strzałka 5 odchyła kontakty 7 lub 8 zależnie od tego, czy badany przedmiot przekracza wymiar maksymalny czy minimalny, od tego też bę-

2) Czujnik indukcyjny w rozwiązaniu najczęściej stosowanym w praktyce pomiarowej, opisał inż. J. Obalski w artykule „Zastosowanie zjawisk elektrycznych do pomiarów wielkości nieelektrycznych”, — „Mechanik”, zeszyt 1—3/48.

dzie zależało, która lampa (zielona czy czerwona) będzie świeciła. W wypadku, gdy wymiar przedmiotu leży w granicach tolerancji świecą obie lampy jednocześnie.



Rys. 16. Schemat urządzenia elektrycznego czujnika pojemnościowego.

Czujnik pojemnościowy (kondensatorowy) jest jednym z najbardziej czułych przyrządów, gdzie z łatwością można uzyskać przekładnię 500.000-krotną.

Jeden z prostszych układów połączeń, stosowanych w czujnikach pojemnościowych, pokazano na rys. 16, gdzie H oznacza generator wysokiej częstotliwości,  $C_x$  — kondensator, którego pojemność zmienia się pod wpływem przesunięcia kowadeczka pomiarowego,  $C_n$  — kondensator o zmiennej pojemności, służący do dostrajania obwodów drgających, M — przyrząd wskazujący. Osiągalna przekładnia wskazania przy tym układzie połączeń wynosi  $10^6$ .

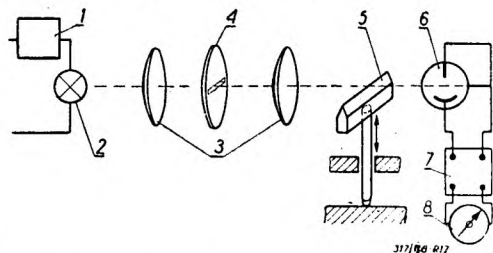
Zasada działania czujników fotoelektrycznych oparta jest na właściwości metali i niektórych tlenków wysyłania elektronów pod działaniem fal świetlnych określonej częstotliwości. Zmiana natężenia światła powoduje odpowiednie zmiany natężenia prądu w obwodach elektrycznych.

Zasada działania czujnika fotoelektrycznego, przedstawionego schematycznie na rys. 17, jest bardzo prosta. Zależnie od położenia kowadeczka pomiarowego i związanej z nim zasłony 5, mniejsza lub większa część wiązki światła, przechodzącego przez szczelinę w przysłonie 4 dociera do fotokomórki 6, wpływając w ten sposób na wielkość prądu w obwodzie elektrycznym, do którego jest ona włączona.

Czujniki fotoelektryczne są przyrządami o dużej czułości, jednak dotąd nie znalazły w przemyśle szerszego zastosowania, ponieważ dla prawidłowego ich działania należy utrzymywać napięcie zasilające w określonej ściśle wysokości, ponadto same fotokomórki podlegają starzeniu się.

Kilka wyżej podanych przykładów czujników elektrycznych bynajmniej nie wyczerpuje możliwości pomiarów długości przy pomocy prądu elektrycznego. Nie wspominaliśmy dotąd, np. o czujniku bolometrycznym, w którym przesunięcie końcówki czujnika powoduje oziębienie nagranych drutów oporowych i tym sposobem zmianę równowagi oporów mostka pomiarowego. Całkowite wyczerpanie tematu pomiarów długości przy po-

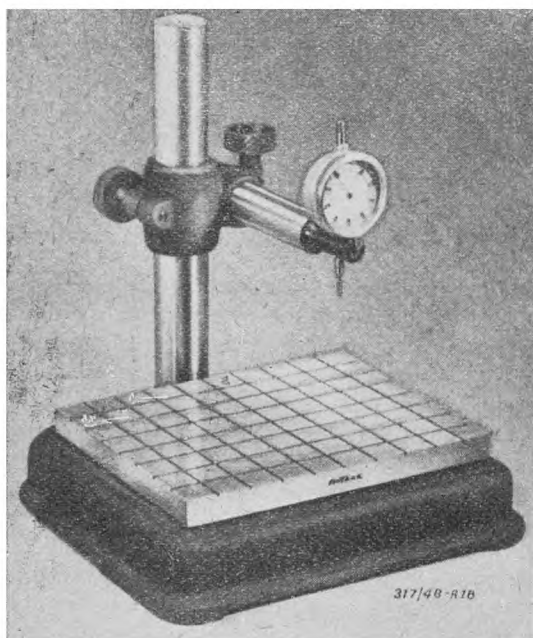
mocy prądu elektrycznego znacznie wykracza poza ramy niniejszego artykułu, gdyż ten rodzaj pomiarów stanowi sam w sobie bardzo bogatą i obszerną dziedzinę.



Rys. 17. Schemat czujnika fotoelektrycznego. 1 — stabilizator napięcia (przyrząd utrzymujący napięcie na stałej wysokości) zasilającego aparat, 2 — źródło światła, 3 — soczewki (układ optyczny), 4 — przesłona szczelinowa, 5 — zasłona poruszana czujnikiem mechanicznym, 6 — fotokomórki, 7 — wzmacniacz, 8 — elektryczny przyrząd wskazujący.

### Urządzenia pomocnicze

Z równą uwagą jak i czujniki, muszą być traktowane i same postumenty oraz stoliki pomiarowe.

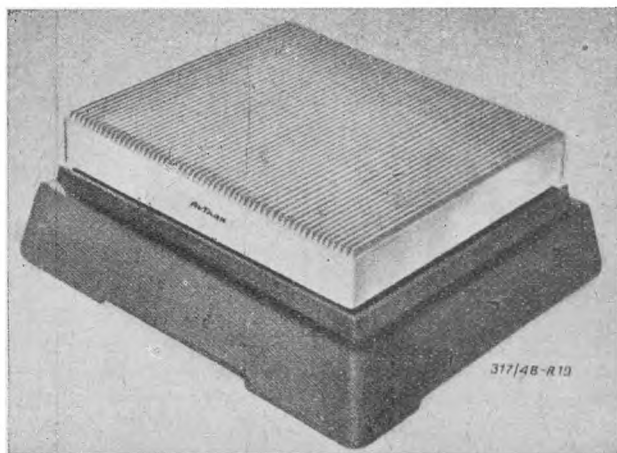


Rys. 18. Stolik pomiarowy z narezowanymi kanałkami.

Od postumentów przede wszystkim wymaga się sztywności, oraz zdolności zachowania kształtów niezależnie od zmian temperatury

otoczenia; ponadto konstrukcja ich powinna umożliwiać zachowanie przez długi czas pierwotnej dokładności.

Stoliki pomiarowe powinny być nadzwyczaj starannie wykonane oraz posiadać odpowiednią twardość, aby zbyt szybko się nie zużywały. W ostatnich czasach coraz częściej wchodzi w użycie stoliki utwardzane i szlifowane z narezowanymi kanałkami (rys. 18), w których zbiera się brud przy ustawianiu na nich przedmiotów; stoliki te mimo że są znacznie lepsze od zwykłych gładkich, posiadają jednak dość duże płaszczyzny, na których tworzy się „błonka” smaru, uniemożliwiająca dokonanie dokładnych pomiarów. Z tych względów coraz częściej są stosowane stoliki żłobkowane, utwardzane, szlifowane i docierane (rys. 19). Dokładność wykonanie stolików pomiarowych jest znacznie większa niż najlepszych skrobanych płyt.



Rys. 19. Stolik pomiarowy żłobkowany.

Dokładność wykonania stolików pomiarowych określa się wzorem

$$\pm \left( 2 \mu + \frac{L}{500.000} \right) \text{ do } \pm \left( 0,75 \mu + \frac{L}{500.000} \right)$$

natomiast płyty skrobane posiadają dokładność określoną wzorem

$$\pm \left( 3 \mu + \frac{L}{200.000} \right)$$

(odpowiada to 19 do 22 punktom na 4 cm<sup>2</sup>).

W wyżej podanych wzorach  $L$  — oznacza długość większego boku płyty, wyrażoną w mm.

Nakładem Instytutu Wydawniczego SIMP ukazała się w druku książka inż.-mech. *Heliodora Chmielewskiego* p. t. „LOGARYTMICZNY SUWAK RACHUNKOWY” obejmująca: I. Wiadomości ogólne i II. Technikę liczenia.

Format B 6, stron 27, rysunków 23.

Cena zł 120.—.

Inż.-mech. WŁADYSŁAW TRYLIŃSKI

## SZLIFOWANIE WAŁKÓW

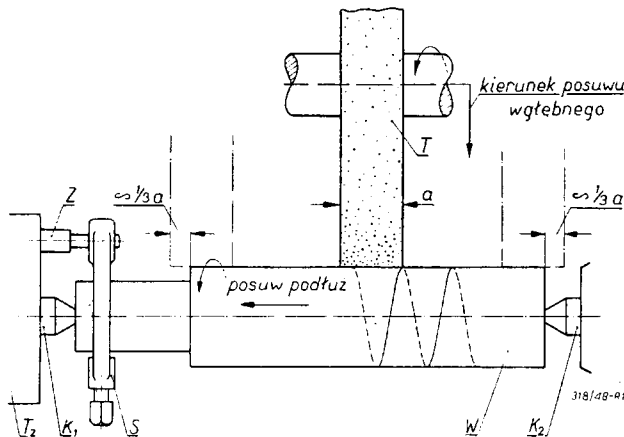
## Wstęp

W miarę rozwoju techniki stwierdzono, że od dokładności wykonania części składowych zależy trwałość i prawidłowość działania wszelkich maszyn i urządzeń. Osiągnięcie tolerancyj nie przekraczających niejednokrotnie kilkunastu mikronów przedstawia duże trudności zwłaszcza przy toczeniu, frezowaniu i struganiu. Tak dokładne wymiary można jednak szybko i sprawnie osiągnąć na szlifierkach. Szlifowanie pozwala poza tym na wykańczanie twardych powierzchni przedmiotów hartowanych i nawęglanych.

Jedną z najczęściej spotykanych części maszyn są wałki, dlatego też w każdym niemal warsztacie znajdują się szlifierki przeznaczone do ich obróbki. W artykule niniejszym omówimy metody szlifowania wałków oraz maszyny przeznaczone do tej obróbki, pomijając szlifierki bezuchwytowe, stanowiące specjalny rodzaj obrabiarek.

## 1. Szlifowanie wzdłużne

Szlifowanie wzdłużne wałków odbywa się w następujący sposób. Wałek obrabiany *W* (rys. 1) zamocowany w kłach  $K_1$  i  $K_2$  obraca



Rys. 1. Szlifowanie wzdłużne. *W* — wałek obrabiany,  $K_1, K_2$  — kły, *S* — sercówka, *Z* — zabierak,  $T_z$  tarcza zabierakowa, *T* — tarcza szlifierska.

się w kierunku strzałki i równocześnie przesuwa się w kierunku wzdłużnym wraz ze stołem szlifierki. Tarcza szlifierska *T*, obracająca się w kierunku wskazanym na rysunku, skrawa śrubową warstwę materiału w miarę obrotu wałka i ruchu wzdłużnego głowicy szlifierskiej. Po zeszlifowaniu warstwy grubości *c* na całej długości wałka, stół zmienia kierunek ruchu, a równocześnie tarcza szlifierska zostaje dosunięta o odległość *c* w kierunku środka wałka (*posuw wgłębny*). Potem wałek szlifowany przesuwa się przed tarczą w odwrotnym kierunku i tarcza skra-

wa następną warstwę materiału. Przy drugim końcu wałka następuje znowu zmiana kierunku ruchu stołu i ponowne zagłębienie się tarczy o wielkość *c*. W ten sposób za każdym przejściem tarcza skrawa warstwę równą posuwowi wgłębniemu *c*. Kierunki obrotu wałka i tarczy szlifierskiej są zgodne.

Prędkość obwodową szlifowanego wałka przyjęto obliczać w metrach na minutę. Jeśli średnica przedmiotu wynosi *d* mm, ilość obrotów na minutę *n*, to prędkość obwodową *v* obliczymy wg wzoru :

$$v = \frac{\pi d \cdot n}{1000} \text{ m/min.}$$

Na dobór odpowiedniej prędkości obwodowej szlifowanego wałka wpływa wiele czynników, jak wymagana gładkość powierzchni, średnica, sztywność i materiał przedmiotu, średnica i materiał tarczy. Wobec trudności uwzględnienia tych czynników drogą rachunku najkorzystniejszą prędkość obwodową ustala się wykonując próby. Szybkości obwodowe przedmiotu stosowane przy szlifowaniu wałków podaje orientacyjnie tablica I.

Posuw wzdłużny, czyli przesunięcie stołu przypadające na jeden obrót wałka wynosi orientacyjnie:

przy zdzieraniu stali  $\frac{2}{3}$  do  $\frac{3}{4} a$ ,  
przy zdzieraniu żeliwa  $\frac{3}{4}$  do  $\frac{5}{6} a$ ,  
przy gładkim szlifowaniu  $\frac{1}{4}$  do  $\frac{1}{3} a$ ,  
gdzie *a* jest szerokością tarczy.

Ruch zwrotny stołu winien następować już wtedy, gdy tarcza nie zesza jeszcze z końca przedmiotu, jak pokazano na rys. 1. liniami przerywanymi, i w chwili zmiany kierunku ruchu stołu powinna wystawać poza krawędź przedmiotu o około  $\frac{1}{3}$  swej szerokości. Jeśli by cała szerokość tarczy zesza poza krawędź przedmiotu, jego końce otrzymalibyśmy cieńsze.

TABLICA I.

Szybkości obwodowe przedmiotu przy szlifowaniu wałków

Materiał szlifowany	Szybkość obwodowa przedmiotu przy zdzieraniu *) w m/min
Stal i żeliwo . . . . .	10 do 15
Mosiądz . . . . .	15 „ 18
Lekkie stopy . . . . .	30 „ 40

\*) Przy wykańczaniu i gładkim szlifowaniu stosuje się szybkości mniejsze, przeciętnie o  $\frac{1}{3}$ .

Tablica II podaje stosowane w praktyce wielkości posuwu głębnego *c* przy szlifowaniu wałków w kłach.

TABLICA II.

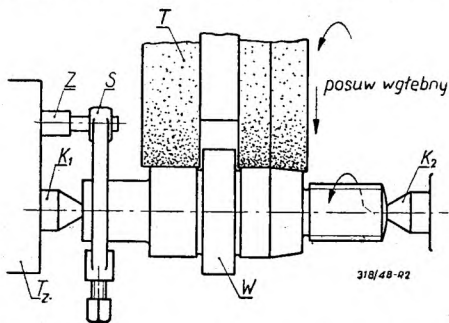
Wielkości posuwu wglębnego przy szlifowaniu wałków.

Materiał szlifowany	Posuw wglębny w mm	
	Zdzieranie	Wykańczanie
Stal . . . . .	0,02 do 0,05	0,005 do 0,01
Żeliwo . . . . .	0,08 do 0,15	0,02 do 0,05

Zły stan szlifierki, zastosowanie tarczy o niewłaściwej twardości lub ziarnistości, cienkie ścianki przedmiotu, jego mała sztywność i skłonność do drgań powodują konieczność zmniejszania posuwu wglębnego.

## 2. Szlifowanie wglębne

Szlifowanie wglębne jest stosowane do szlifowania wałków o kształtach profilowych oraz o krótkich powierzchniach walcowych, np. gdy długość szlifowanej powierzchni jest mniejsza od szerokości tarczy. Przy tej metodzie (rys. 2) stół szlifierski jest nieruchomy,



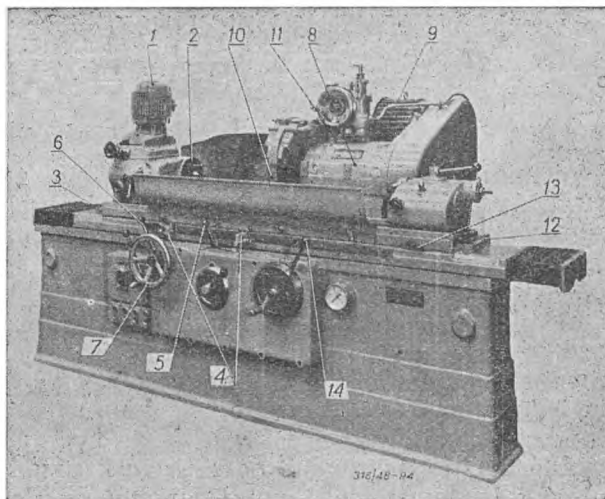
Rys. 2. Szlifowanie wglębne. W — wałek obrabiany,  $K_1$ ,  $K_2$  — kły, S — sercówka, Z — zabierak,  $T_z$  — tarcza zabierakowa, T — tarcza szlifująca.

a włączony jest tylko posuw wglębny głowicy szlifierskiej (ręczny lub automatyczny). Nowoczesne szlifierki są zaopatrzone w mechanizmy ułatwiające obsługę maszyny, a m. in. w specjalne przyrządy do diamentowania tarczy.

## 3. Szlifierka do wałków

Szlifierka do wałków (rys. 3) składa się ze sztywnej podstawy żeliwnej zaopatrzonej w prowadnice, po których porusza się stół z teowym rowkiem, służącym do zamocowania z lewej strony głowicy przedmiotowej, a z prawej — konika. Poza stołem znajduje się głowica szlifierska, poruszająca się po prowadnicach prostopadłych do prowadnic stołu.

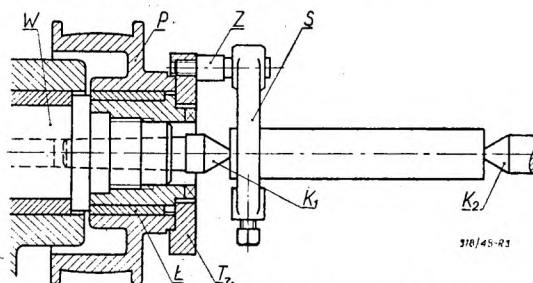
Przedmiot szlifowany jest zamocowany w kłach głowicy przedmiotowej i konika, lub jeśli jest krótki — w uchwycie samocentrującym osadzonym na wrzecionie głowicy przedmiotowej. W odróżnieniu od tokarki oba kły są stałe (nie obracają się). Tarcza zabierakowa  $T_z$  (rys. 4) ułożyskowana na zewnątrz kła w łożysku Ł, obraca wałek szlifowany za pomocą zabieraka Z, oraz ser-



Rys. 3. Nowoczesna szlifierka do wałków.

cówki S. Nieruchome kły  $K_1$  i  $K_2$  zapewniają znacznie dokładniej współosiowość przedmiotu szlifowanego względem nakiełków, aniżeli kły ruchome stosowane w tokarkach (łożysko wrzeciona zawsze nieco „bije”).

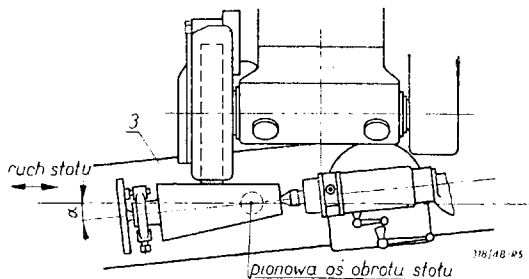
Kieł  $K_2$  umieszczony w koniku jest dociskany do przedmiotu za pomocą sprężyny, a nie śrubą jak w tokarce. Dzięki temu przedmiot może swobodnie wydłużać się od nagrzania w czasie obróbki i nie ma obawy jego wyboczenia się. Podczas szlifowania na przedmiot działają znacznie mniejsze siły niż podczas toczenia, więc nie trzeba go tak silnie zamocowywać.



Rys. 4. Głowica przedmiotowa. P — koło pasowe, W — wrzeciono, T — łożysko,  $T_z$  — tarcza zabierakowa, Z — zabierak, S — sercówka,  $K_1$  — kieł głowicy przedmiotowej,  $K_2$  — kieł konika.

Rys. 3 pokazuje nowoczesną szlifierkę do wałków. Silnik elektryczny 1 za pomocą tarczy zabierakowej 2 nadaje ruch obrotowy przedmiotowi. Stół 3 posiada ruch zwrotny wzdłużny, ograniczony za pomocą zderzaków 4 umocowanych do stołu, które przerywają dźwignię 5 i powodują w ten sposób zmianę kierunku ruchu stołu. W większości nowoczesnych szlifierek napęd stołu jest hydrauliczny (t. zn. za pomocą oleju pod ciśnieniem). Za pomocą dźwigni 6 można wyłączyć ruch automatyczny stołu i przesuwać go ręcznie kółkiem 7.

Stół szlifierki (rys. 5) daje się skręcać wokół osi pionowej. Do skręcania służy śruba 13,



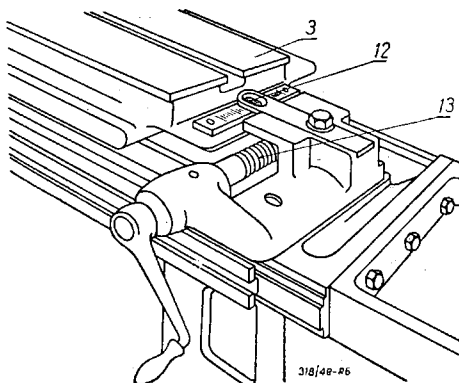
Rys. 5. Stół szlifierki (widok z góry).

(rys. 6) a na skali 12 można odczytać kąt skreślenia.

Głowica szlifierska 8 łącznie z silnikiem elektrycznym 9 napędzającym tarczę szlifierską 10 może przesuwać się prostopadle do prowadnic stołu (posuw wgłębny). Napęd posuwu wgłębego odbywa się ręcznie kółkiem 11 lub za pomocą urządzenia hydraulicznego, które przy każdej zmianie kierunku ruchu stołu obraca automatycznie kółko 11 o jednakowy kąt. Na skali możemy nastawić ogólną ilość materiału, jaką chcemy zeszlifować z wałka. Przy nastawianiu musimy pamiętać, że podziałka skali odpowiada podwójnemu przesunięciu głowicy szlifierskiej wgłęb materiału i że przy szlifowaniu wzdłużnym rzeczywiście zeszlifowana grubość materiału będzie zawsze nieco mniejsza od nastawionej na skali, bo podczas szlifowania tarcza zużywa się („siada”). Jedynie przy przedmiotach małych „siadanie” jest niewielkie i można go nie uwzględniać.

#### 4. Opis pracy podczas szlifowania wzdłużnego

Przed przystąpieniem do szlifowania wałka trzeba ustawić stół szlifierki tak, aby zamiast walca nie otrzymać powierzchni zbieżnej w jednym kierunku, to jest stożka. W tym celu trzeba przede wszystkim sprawdzić na skali 12 (rys. 3 i 6) na końcu stołu 3 czy jest ona ustawiona na 0. Jest to jednak tylko zgrubne ustawienie stołu do szlifowania walca i dlatego należy następnie wykonać próbne szlifowanie przedmiotu, jeśli posiada on dostateczny nadmiar materiału, lub też wałka specjalnie wykonanego do próby. Po usta-



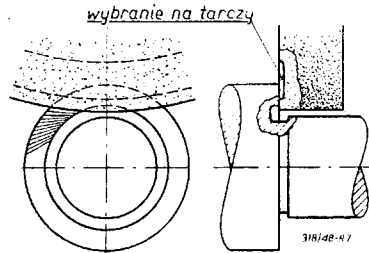
Rys. 6. Mechanizm skreślenia stołu.

wieniu i zamocowaniu konika w takiej odległości od głowicy przedmiotowej, jaka odpowiada długości przedmiotu szlifowanego, należy starannie oczyścić i nasmarować nakiełki w przedmiocie i założyć go wraz z sercówką między kły. Oczyszczenie nakiełków i sprawdzenie, czy nie ma w nich zgorzeliny, lub innych zanieczyszczeń, zwłaszcza po obróbce cieplnej, a przy przedmiotach „miękkich” (nie obrabianych termicznie) stwierdzenie, czy nie ma w nakiełkach zatłuczeń jest bardzo ważną czynnością. Drobne zanieczyszczenie nakiełka może odpaść po oszlifowaniu i następne operacje obróbkowe będą wykonane niewspółosiowo z powierzchnią szlifowaną. Dlatego zaleca się przeczyszczać nakiełki za pomocą płótna ściernego, a przy dokładnych robotach wykonywa się to na tokarce za pomocą kamienia zakończonego stożkiem 60° zamocowanego w koniku.

Po założeniu przedmiotu pomiędzy kły, można dosunąć tarczę szlifierską na odległość 1 do 2 mm od przedmiotu i włączyć jego ruch obrotowy. Następnie należy przesuwać przed tarczą obracający się przedmiot wraz ze stołem na całej długości szlifowanej. Robimy to lewą ręką za pomocą kółka 7 (rys. 3). Równocześnie prawą ręką po każdym przesunięciu stołu przed tarczą powoli dosuwamy kółkiem 11 głowicę szlifierską do przedmiotu. Gdy tarcza dotknie przedmiotu i zacznie szlifować, należy dalej postępować jak poprzednio, aż cała powierzchnia zostanie „zabielona” (czyli nie będzie na niej plam nieoszlifowanych). Wówczas należy sprawdzić mikrometrem, czy średnica na obu końcach wałka jest jednakowa. Jeśli nie, to trzeba wówczas nieco skreślić stół za pomocą śruby regulacyjnej 13. Gdy niedokładność była duża, należy ponadto cofnąć nieznacznie tarczę (przy mierzeniu wyłączyć obrót przedmiotu; mierzenie przy obracającym się przedmiocie niszczy kowadełko mikrometru). Teraz trzeba ponownie przeszlifować wałek na całej długości i zmierzyć jak poprzednio. Te czynności powtarzamy dopóty, aż powierzchnia szlifowana będzie walcowa (t. zn. na obu końcach będzie ten sam wymiar). Wówczas możemy nastawić na skali, ile materiału chcemy zeszlifować i włączyć posuw wgłębny hydraulicznym dźwignią 14. Zwykle nastawiamy posuw wgłębny tak, aby jego wyłączenie nastąpiło przed osiągnięciem średnicy żądanej i dalej szlifujemy ręcznym posuwem wgłębny, co pewien czas zatrzymując ruch stołu i obrót przedmiotu i mierząc średnicę. Ostatnich kilka skoków wykonywamy bez posuwu wgłębego. Podczas tych skoków zauważymy, że pomimo to tarcza skrawa („iskrzy”). Jest to spowodowane elastycznością maszyny i przedmiotu szlifowanego (tarcza szlifierska wywiera nacisk na przedmiot

szlifowany, tym większy im większy jest posuw wgłębny).

Podczas mierzenia średnicy przedmiotu szlifowanego należy odsunąć od niego tarczę szlifierską, bo jeśli tego nie uczynimy, wyszlifuje ona w przedmiocie wgłębienie. Powodem tego jest elastyczność przedmiotu i maszyny. W nowoczesnych szlifierkach z napędem hydraulicznym do szybkiego odsuwania tarczy przy mierzeniu służy dźwignia



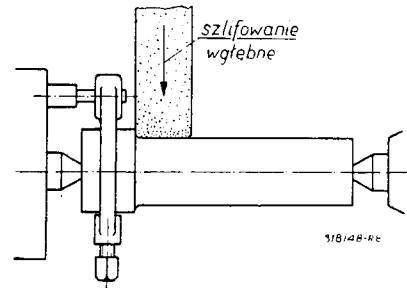
Rys. 7. Szlifowanie czola kołnierza.

nia 14 (rys. 3). Po zmierzeniu można za pomocą tej dźwigni ponownie dosunąć tarczę szlifierską do przedmiotu zupełnie dokładnie w poprzednie położenie.

### 5. Opis pracy podczas szlifowania wgłębego

Dla ustawienia szlifierki do szlifowania wgłębego serii takich samych przedmiotów, należy wpierw założyć jeden z tych przedmiotów na maszynę i szlifować go wgłębnie, pokręcając ręcznie kółko 11 (rys. 3). Po oszlifowaniu przedmiotu na żadaną średnicę odsuwamy od niego głowicę szlifierską szybkim ruchem za pomocą dźwigni 14, następnie zakładamy nowy przedmiot i obracamy dźwignię w odwrotnym kierunku. Tłok urządzenia hydraulicznego, który porusza wtedy głowicę szlifierską ku przedmiotowi jest tak zbudowany, że z początku podsuwa ją do przedmiotu szybko. Ostatnich kilka dziesiątych milimetra tłok dosuwa tarczę szlifierską bardzo wolno i w ten sposób, że szybkość dosuwania można regulować za pomocą dźwigni 14. Gdy dźwignia dojdzie do oporu, przedmiot jest oszlifowany dokładnie na taką samą średnicę, jak przedmiot pierwszy, oszlifowany za pomocą posuwu wgłębego ręcznego.

Po oszlifowaniu w ten sposób kilkudziesięciu wałków tarcza zużywa się. Wówczas należy dodatkowo dosunąć tarczę ręcznym posuwem wgłębny (kółko 11 rys. 3), tak, aby przedmiot miał żadaną średnicę i szlifować jak poprzednio. Po oszlifowaniu kilkuset sztuk, tarcza traci zwykle dokładny kształt i trzeba ją wyrównać. Należy zaznaczyć, że przy szlifowaniu wgłębny na szlifierce z opisanym urządzeniem można nie mierzyć każdej sztuki, lecz dokonywać pomiaru co kilka sztuk, co bardzo przyspiesza robotę.



Rys. 8 Szlifowanie podstawy kołnierza.

### 6. Szlifowanie przedmiotów z kołnierzami

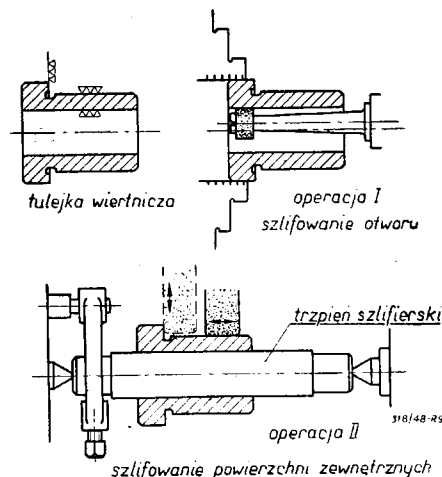
Wykonanie ostro zakończonyj podstawy kołnierza za pomocą tarczy szlifierskiej jest niemożliwe, dlatego też u podstawy kołnierza powinien być wytoczony rowek. Z początku szlifujemy część walcową, ustawiając zderzaki ograniczające 4 (rys. 3) tak, aby zmiana kierunku ruchu stołu odbywała się przed dotknięciem tarczy do kołnierza. Jeśli szlifujemy dużo takich samych wałków należy pamiętać, że nakielki mogą być nawiercone w poszczególnych przedmiotach na różną głębokość i po założeniu każdej sztuki należy sprawdzić, czy zderzaki ograniczające ruch stołu są dobrze ustawione.

Dla oszlifowania czola kołnierza należy tarczę nieco podebrać diamentem (rys. 7) i szlifować kołnierz ruchem wgłębny.

Niekiedy rowek wytoczony u podstawy kołnierza jest niepożądany, bo osłabia przedmiot (np. wały korbowe). Wówczas wpierw szlifujemy wałek wgłębnie (rys. 8), otrzymując zaokrąglenie u podstawy kołnierza, a potem szlifujemy w sposób zwykły resztę części walcowej.

### 7. Szlifowanie przedmiotów z otworem szlifowanym

Gdy zależy na dokładnej współosiowości powierzchni zewnętrznej i otworu, przedmiot



Rys. 8. Szlifowanie tulejki wiertniczej.



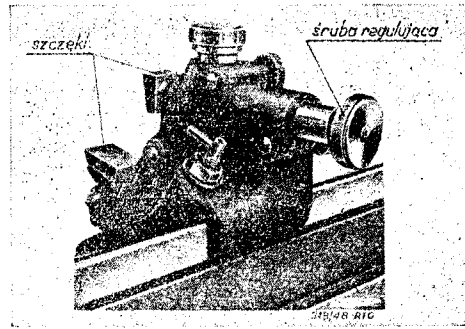
szlifowany należy nasadzić na lekko zbieżny, szlifowany trzpień szlifierski, zaopatrzony w nakiełki. Na rys. 9 widzimy kolejność operacji przy szlifowaniu tulejki wiertniczej.

### 8. Podtrzymki i okulary

Przy szlifowaniu przedmiotów długich i cienkich, stosuje się na szlifierkach do wałków podtrzymki (rys. 10) i okulary. Podtrzymki przymocowuje się do stołu szlifierki za pomocą śrub, szczęki ich zaś reguluje się za pomocą śrub regulacyjnych.

### 9. Chłodzenie

Szlifowanie zewnętrzne wałków stalowych zwykle wykonywamy na mokro, a żeliwnych często na sucho. Dlatego każda szlifierka do wałków posiada urządzenie do chłodzenia



Rys. 10.

(pompe, filtr, przewody, zbiornik cieczy) i osłony celem zapobiegania rozpryskiwaniu cieczy chłodzącej. Jako cieczy chłodzącej używa się zwykle wody z domieszką około 2% oleju emulgującego, pasty lub sody.

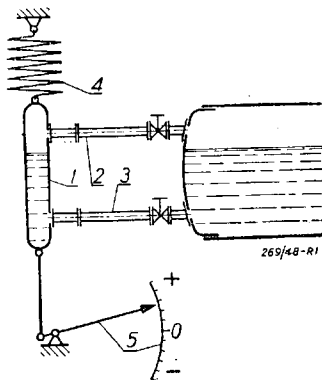
## POMYSŁY I WSKAZÓWKI PRAKTYCZNE POMIAR POZIOMU CIECZY W ZBIORNIKACH WYSOKIEGO CIŚNIENIA

*Pan Z. P. zapytuje: Jak wykonać wskaźnik poziomu cieczy w zamkniętym zbiorniku o wysokim ciśnieniu (300 at).*

*Odpowiedź.*

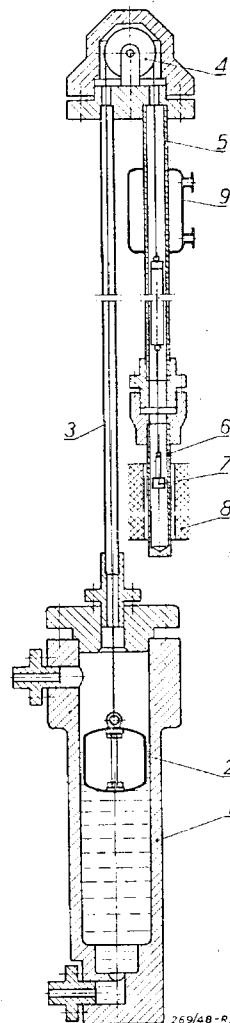
Z możliwych przyrządów do pomiaru poziomu cieczy w zbiornikach wysokiego ciśnienia (rzędu kilkuset atmosfer) należy wyeliminować urządzenia ze szklanymi wodowskazami jak również wszelkie urządzenia, w których części ruchome wewnątrz i zewnątrz zbiornika są połączone mechanicznie przy zastosowaniu dławnic.

Poniżej podane są dwa ze stosowanych rozwiązań: jedno czysto mechaniczne i drugie — magnetomechaniczne.



Rys. 1.

Rys. 1 przedstawia pierwsze z nich. Stalowe naczynie 1 łączy się dołem z przestrzenią cieczy zbiornika, a górą z przestrzenią parową



Rys. 2.

(względnie powietrzną). Rurki łączące 2 i 3 są sprężyste i uginają się pod wpływem ciężaru naczynia 1.

U góry naczynie to jest odciążone sprężyną 4, u dołu zaś łączy się przegubowo układem dźwigni z przyrządem wskazującym 5. Zależnie od wysokości wspólnego poziomu cieczy w zbiorniku i naczyniu 1 ciężar naczynia ulega zmianie, zatem zmienia się też ugięcie rurek 2 i 3, a więc również wskazania przyrządu 5.

Przyrządy takie wykonywały przed wojną firmy *Hübner* i *Mayer* oraz *Kuhlmann*. Największą trudność w konstrukcji przyrządu tego rodzaju stanowią niewątpliwie rurki 2 i 3, które powinny posiadać zalety miernicze, podobnie jak rurki manometrów *Bourdona* a przy tym dużą wytrzymałość.

Rys. 2 przedstawia przyrząd pływakowy,

nadający się szczególnie przy bardzo wysokich ciśnieniach. W naczyniu 1 połączonym ze zbiornikiem, w którym chcemy ustalić poziom, znajduje się pływak 2, zawieszony na drucie przechodzącym wewnątrz rurki 3 i przerzuconym przez krążek 4. Po drugiej stronie krążka drut przebiega w rurce 5, łączącej się z brązową rurką 6 u dołu zamkniętą. Wnętrze rurek, jak również obudowa krążka 4, stanowią przestrzeń łączącą się tylko z naczyniem 1. Na końcu drutu jest zawieszony pręt 7 z miękkiego żelaza. Rurka 6 jest otoczona zwojnicą 8, przez którą płynie prąd zmienny. Zależnie od poziomu cieczy w zbiorniku (i w naczyniu 1) ustala się położenie pręta 7, a od tego zależy znów indukcyjność i prąd w zwojnicy 8.

W ten sposób na odpowiednio wywzorcowanym amperomierzu możemy odczytać poziom cieczy. Przyrząd ten ma tę zaletę w stosunku do poprzedniego, że wskazania można z łatwością przenosić na odległość.

Uproszczona odmiana tego przyrządu polega na zastosowaniu zamiast pręta 7 magnesu stałego, a na zewnątrz rurki zamiast zwojnicy szeregu kłapek, mogących się odchylić pod wpływem przyciągania magnesu. Odchyłona kłapka wskazuje więc poziom cieczy w zbiorniku.

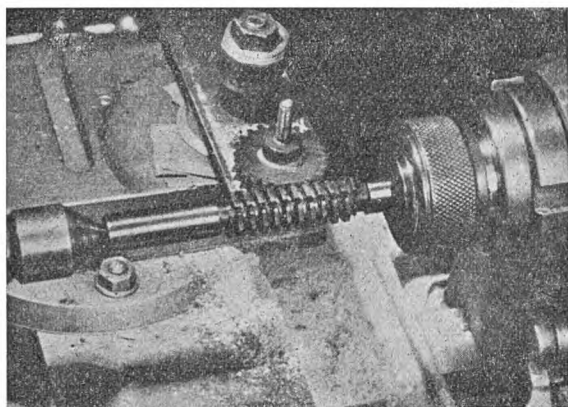
Przyrządy takie budowała przed wojną firma *Siemens i Halske*.

Zbiorniczek 9 stanowi chłodnicę i ma zastosowanie do zbiorników parowych.

J. O.

## UPROSZCZONY SPOSÓB NACINANIA ŚLIMACZNIC

Ślimacznice można obrabiać w sposób uproszczony nawet w tych wypadkach, gdy warsztat nie posiada nie tylko właściwej do tego celu frezarki obwiedniowej, ale nawet zwykłej frezarki, a pozostają do dyspozycji jedynie tokarki.



Rys. 1.

Do obróbki ślimacznicy musimy posiadać frez ślimakowy, który wymiarami odpowiadałby ślimakowi współpracującemu z obrabianą ślimacznicą.

Frez taki powinien być w zasadzie zataczany, można go jednak wykonać, szczególnie

w wypadku pojedynczych ślimacznic, w sposób uproszczony, mianowicie: po wytoczeniu ślimaka, frezujemy żłobki prostopadłe do zwojów i następnie wykańczamy go pilnikiem nadając mu kształty zbliżone do powierzchni zatoczonej.

Właściwa obróbka ślimacznicy (rys. 1) odbywa się w ten sposób, że frez ślimakowy łączymy z wrzecionem, podpierając go kłębem konika, a obrabianą ślimacznicę osadzamy swobodnie (obrotowo) na trzpieniu, zamocowanym w płycie, którą przytwierdzamy do sanek suportu (zamiast imaka nóżowego).

Frez, wykonujący ruch obrotowy, przy umiejętnym postępowaniu tokarza, spowoduje również ruch obrotowy obrabianej ślimacznicy, tak jakby frez ślimakowy współpracował z obrabianą ślimacznicą.

Lepsze wyniki uzyskuje się jeśli uprzednio na obrabianej ślimacznicy wykonamy wstępnie żłobki.

Sposób ten nadaje się przede wszystkim do obróbki niewielkich ślimacznic z brązu i mas plastycznych.

W opisany sposób zostało wykonane w pracowni autora szereg ślimacznic do reduktorów, które przy 3 przekładniach ślimakowych redukowały obroty z 3000 na 0,25 obr/min.

Roman Calikowski — mechanik precyzyjny

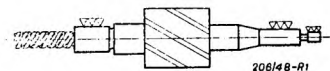
### CZAS ODNOWIĆ PRENUMERATĘ ZA ROK 1949!

Należności z tytułu prenumeraty prosimy wpłacać na konto nasze PKO I-624 podając na blankiecie w sposób czytelny: 1) imię i nazwisko, 2) dokładny adres, 3) ilość egzemplarzy, 4) okres, za który prenumerata została opłacona.

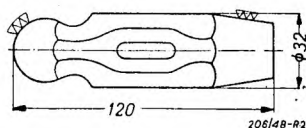
# PRZEGLĄD CZASOPISM TECHNICZNYCH

## BEZKŁOWE SZLIFOWANIE WGLĘBNE

Powojenne trudności produkcji spowodowane brakiem sił fachowych i kosztami robocizny wpłynęły na silny rozwój obrabiarek automatycznych wszędzie, gdzie to było możliwe. Ten rozwój nie zaznaczył się nigdzie tak silnie, jak w odniesieniu do szlifowania bezkłowego, tj. metody wyróżniającej się zawsze wysoką wydajnością.

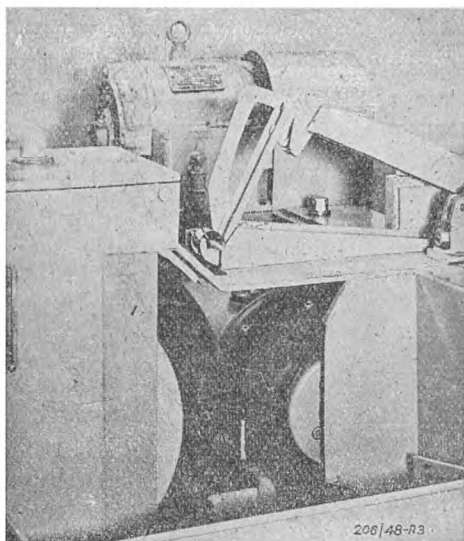


Rys. 1.



Rys. 2.

Jednym z najbardziej interesujących rozwiązań z dziedziny automatyzacji jest zastosowanie automatycznego przebiegu do operacji szlifowania wglębnego. Automatyczny przebieg stał się możliwy dzięki zastosowaniu cyklu sterowanego do ruchu wprzód i w tył głowicy tarczy posuwowej w wypadku szlifowania wałków stopniowanych, stożkowych lub profilowych. W tym celu został rozwinięty cały szereg niezwykle ciekawych mechanizmów, które ogólnie można podzielić na osiem głównych typów.

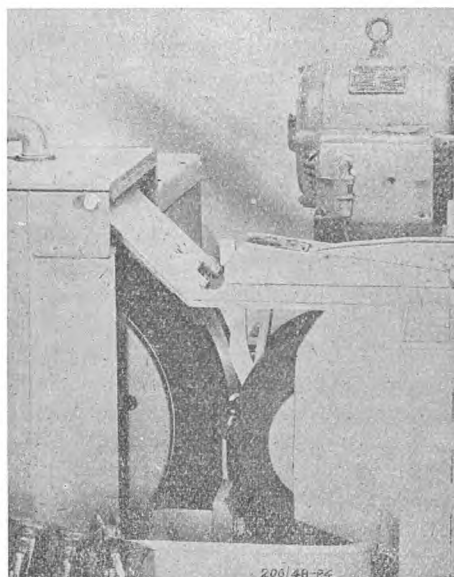


Rys. 3.

Dla szlifowania małych przedmiotów jak np. zespół wirnika małego silnika elektrycznego (rys. 1) lub młotka ślusarskiego (rys. 2), używa się mechanizmu nazwanego „podajnikiem pionowym”, założonego na bezkłową szlifierkę „Scriver” typu o sterowanym przebiegu zamkniętym (czyli cyklu). Jest rzeczą bezsporną, że szlifowanie obydwu przedmiotów na zwykłej szlifierce bezkłowej następuje znaczne trudności, gdyż ruch głowicy takiej

szlifierki wynosi zwykle około 2 mm między położeniem pracy, a rozsunieniem tarcz.

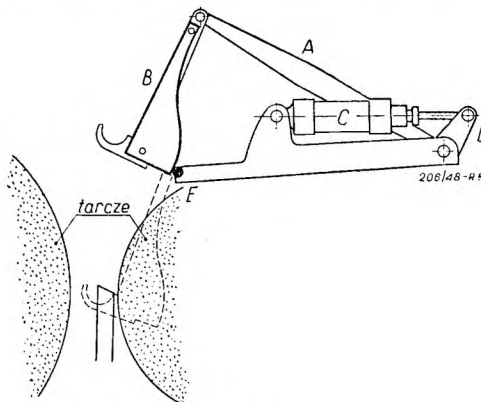
Przy tak małym ruchu uszkodzenia przedmiotów szlifowanych wskutek przypadkowego dotknięcia o tarczę są prawie pewne. Tę trudność usuwa zastosowanie półautomatycznego mechanizmu podającego do szlifierki o sterowanym cyklu, jak na rys. 3 i 4. Zasadę pracy tego mechanizmu można poznać ze schematu rys. 5. Mały cylinder hydrauliczny *C* przestawia dźwignię *A* i połączone z nim ramię podnośnika *B*. Drażek tłoka



Rys. 4.

w cylindrze ma ruch ograniczony zderzakami. Porusza on ramię *D* zaklinowane na wspólnym sworzniu z ramieniem *A*. Przedmiot szlifowany zawieszony na ramieniu podnośnika *B* odbywa ściśle żądaną drogę, gdyż ramię *B* ma od spodu kształt krzywki, która ślizga się po stałym sworzniu *E* pod wpływem własnego ciężaru.

Ruchy podnośnika są sterowane przy pomocy zaworu hydraulicznego z kolei sterowanego selenoidem należącym do zespołu sterującego szlifierki. Zespół ten powoduje



Rys. 5.

naprzemian dosuw tarczy do przedmiotu i jej cofnięcie po wykonaniu cyklu.

Obsługa umieszcza przedmiot szlifowany na ramieniu podajnika — gdy ten znajduje się w górnym położeniu, następnie przesuwa na szlifierce główną dźwignię uruchamiającą cykl. Odład cykl odbywa się samoczynnie; podajnik opada wraz z przedmiotem i stawia go na nożu szlifierki, po czym następuje dosuw tarczy i szlifowanie. Przy cyklu sterowanym wszelkie ruchy obrabiarki są niemożliwe dopóki przedmiot nie jest umieszczony na nożu we właściwej pozycji. Po oszlifowaniu przedmiotu tarcze rozsuwają się, po czym podajnik wraz z oszlifowanym przedmiotem podnosi się do górnego położenia — zasilania — nie wcześniej jednak zanim tar-

cze nie rozsuną się całkowicie. Wówczas obsługa może zdjąć przedmiot oszlifowany i założyć na podajniku nowy. Podczas wymiany przedmiotów automatyczna zasłona bezpieczeństwa osłania tarcze, zapobiegając aby przedmiot przypadkiem nie wpadł między tarcze.

Wspomniany zespół wirnika silnika elektrycznego posiada zapas na zeszlifowanie 0,125 mm i jest szlifowany wgłębnie na trzech częściach cylindrycznych z tolerancją  $\pm 0,0025$  mm i wydajnością 300 szt./godz. Zapas materiału na młotku wynosi od 0,5 do 1,25 mm i jest szlifowany na stożku i kuli z wydajnością 200 szt./godz.

S. S.

(A. Scrivener, Ltd, Birmingham).

## SZTUCZNY ŚNIEG

W laboratoriach „General Electric Research“ w Nowym Jorku przeprowadzone zostały badania nad powstawaniem kryształków śniegu w celu zbadania sprawy pokrywania się lodem skrzydeł samolotów w niskich temperaturach. W doświadczeniach tych wytwarzano tzw. przechłodzoną chmurę wprowadzając wilgotne powietrze do skrzynki o wymiarach 60 cm długości, 45 cm szerokości i 50 cm głębokości, umieszczonej w chłodzarce, w ten sposób, że temperatura w górnej części skrzynki wynosiła  $-10$  C, w środkowej części  $-15$  C, a w dolnej  $-20$  C. Wykonano ponad 1000 doświadczeń i w żadnym z nich nie otrzymano kryształków śniegu, dopóki nie zastosowano specjalnych środków. Przechłodzona chmura utrzymywała się w wymienionej skrzyni w czasie od 4 do 10 minut, następnie osiadała w postaci kropeł na ściankach. W celu wytworzenia kryształków śniegu wprowadzano podczas tworzenia się chmury sproszkowane substancje, jak grafit, węgiel, siarkę, tlenek manganu i inne — wszystko bezskutecznie.

Do wykrywania kryształków śniegu posługiwano się metodą optyczną, wpuszczając do skrzynki wąski snop światła. Kropelki wody, w tych doświadczeniach mające wymiary od 5 do 20 mikronów, rozpraszały światło, podczas gdy kryształki śniegu powinny odbijać światło, dając charakterystyczne błyski.

Gdy w skrzyni umieszczono kawałek tzw. suchego lodu (zestalony  $\text{CO}_2$ ) chmura zamieniła się w przeciągu 10 sekund w kryształki śniegu — dostarczanie dalszych kropełek wody w czasie tego procesu powodowało jedynie wzrost kryształków.

Badania pod mikroskopem wykazały, że kształt ich był taki sam, jak powstających drogą naturalną np. podczas mroźnych poranków; kryształki tego typu noszą nazwę diamentowego pyłu (*diamond dust*).

Zamiast zestalonego  $\text{CO}_2$  można użyć do wytwarzania śniegu w takiej przechłodzonej chmurze pręta metalowego, ochłodzonego uprzednio w ciekłym powietrzu. Przesuwając go szybko przez chmurę widzimy ślad w postaci kryształków śniegu o bardzo drobnych wymiarach, wytwarzający się wzdłuż drogi pręta. Kryształki te rozchodzą się po całej chmurze, po-

wodując dalszą krystalizację. Dla przykładu przytoczę, że w jednym z doświadczeń miedziany pręt, ochłodzony do  $-35$  C, zanurzony do chmury o średniej temperaturze  $-12$  C, spowodował prawie natychmiastową zamianę jej w kryształki śniegu.

Dla sprawdzenia, jak dalece wyniki otrzymane w laboratoriach odpowiadają warunkom wytwarzania śniegu w atmosferze, postanowiono wykonać analogiczne doświadczenia rozsypując z samolotu zestalony  $\text{CO}_2$  nad chmurami. Zrobiono to na trasie trzech mil — w ciągu paru minut zauważono strugi śniegu, padające ze spodniej części chmur. Chmury były typu tzw. *stratus*; ciekawe, iż z chwilą gdy z dolnej ich części zaczął padać śnieg, z górnej części zaczęły się wznosić w formie słupów chmury typu *cumulus*.

Lecąc pod chmurami przed doświadczeniem i po nim zaobserwowano efekty świetlne, o których już wspominałem, charakterystyczne dla kropeł wody i dla kryształków śniegu.

Dr Irving Langmur, współpracownik tegoż laboratorium wskazał na szereg doniosłych praktycznych zastosowań tego odkrycia. Przez rozrzucanie z samolotów zestalonego  $\text{CO}_2$  można wywołać opady śnieżne wtedy, gdy są one potrzebne, np. na terenach narciarskich. Można nie dopuścić śniegu do miast, spowodowawszy opady przed przybyciem chmur nad daną miejscowość. Na zakończenie należy zaznaczyć, że proces tworzenia kryształków śniegu pod wpływem tzw. suchego lodu ma charakter łańcuchowy, to znaczy raz zapoczątkowany, powoduje spontaniczne wydzielanie się śniegu z dalszych części chmury. A więc przy pomocy małej ilości suchego lodu możemy spowodować olbrzymie opady śnieżne.

Oblodzenie samolotów występuje podczas przelotu przez przechłodzoną chmurę. Gdy takie chmury znajdują się na jakiejś ważnej trasie przelotów lub wokół lotniska, to posypując je zestalonym  $\text{CO}_2$  można spowodować zamianę ich w chmury śniegowe i w ten sposób „oczyścić powietrze“ z chmur groźących oblodzeniem.

inż. R. W.

Mechanical Engineering,  
Vol. 69 Nr. 1 pp. 32, 33.

## ELEKTRYCZNE SUSZENIE FORM

Stosowane dotąd najczęściej suszenie form i rdzeni przy pomocy paliwa kokсового, posiada sporo wad. Dlatego ten sposób suszenia zastępuje się coraz częściej suszeniem elektrycznym, odznaczającym się czystością, łatwością i prostotą obsługi, oraz możliwością zastosowania automatycznej regulacji.

Suszarka elektryczna potrzebuje mniej miejsca, gdyż odpada konieczność budowania pieca.

Podczas bezpośredniego suszenia form, nakłada się na nie pewnego rodzaju ramy uzwojone drutem i prze-

puszczając przez nie prąd — ogrzewa, przy pośrednim zaś ogrzewaniu, podgrzane powietrze jest kierowane za pomocą wentylatora do formy i suszy ją.

Sprawność suszarek elektrycznych jest b. duża i dochodzi do 90%, podczas gdy przy suszeniu paliwem kokсовym wynosi zaledwie 40%.

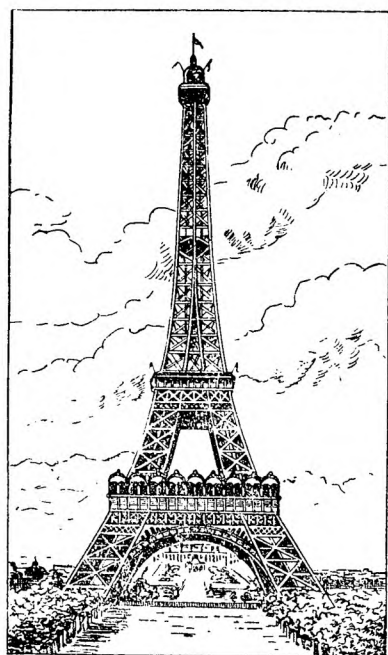
Jedną z wybitnych zalet suszarek elektrycznych jest wydatne skrócenie czasu suszenia form, a więc zwiększenie wydajności odlewni.

(Wg „Technická Pracé“ Nr 7—8/48)

H. Ch.

RZECZY CIEKAWE  
WIEŻA EIFFLA CHWIEJE SIĘ

Gdy w 1889 roku francuski inżynier *Aleksander Eiffel* opracował projekt i zmontował wielką, 300-metrowej wysokości, stalową wieżę, która miała stać się ozdobą i atrakcją ówczesnej wystawy paryskiej, nie przypuszczał zapewne, mimo śmiałości swego pomysłu, że jego dzieło uznane zostanie przez ówczesną światową opinię publiczną, jako t.zw. ósmy cud świata i że ścierać będzie co rok ze wszystkich zakątków ziemi ludzi, żądnych wrażeń oglądania tego kolosa.



343/48-R1

Rys. 1.

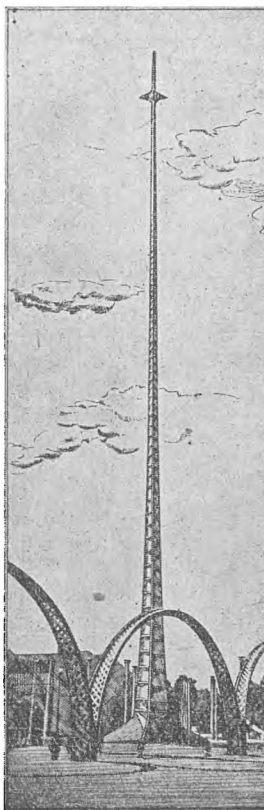
Nie przypuszczał zapewne również *Eiffel*, że jego dzieło stanie się po latach takim samym symbolem dla Paryża, jakim dla Warszawy była kolumna Zygmunta, a dla Krakowa jest Wawel.

Nie wiele brakowało, a w 1943 roku Paryż pozbawiony zostałby swej chluby. Oto Niemcy w pogoni za surowcem, postanowili wieżę *Eiffla* użyć na złom. Dopiero prośby Francuzów i przyrzeczenia, że dostarczą 9000 t złomu, t.j. taką samą ilość żelaza, jaką zawiera wieża, uchroniły słynny kolos od zagłady.

Wieża *Eiffla* jest obecnie przedmiotem wzmoczonych zainteresowań Paryżan. Oto bowiem w roku przyszłym obchodzić będzie swój piękny jubileusz — pół wieku istnienia. Dlatego też przeprowadza się skrupulatnie

jej oględziny, sprawdza wytrzymałość i przy okazji przypomina światu, iż jest ona w stałym ruchu, zwiaszcza jej wierzchołek, odchylający się od pionu w przeciwną stronę, aniżeli znajduje się słońce (odwrotnie jak słońce).

Dzieje się to na skutek nierównomiernego nagrzewania się wieży pod wpływem promieni słonecznych, a więc i nierównomiernych wydłużeń poszczególnych belek. W ten sposób wierzchołek wieży, na którym za-



Rys. 2.

instalowano latarnię, radio, stację telewizyjną i stację meteorologiczną — odchyła się w dzień słoneczny co rano na zachód pońoć aż o 150 mm, w południe — o 100 mm na północ, wieczorem — na wschód o 70 mm, a dopiero w nocy, gdy słońce nie świeci i temperatura wyrównuje się, stoi pionowo i chyba tylko wicher kołysze go w różne strony.

Ale wieża *Eiffla* choć stoi mocno na czterech słupach, tworzących ścietą piramidę, która za podstawę ma kwadrat o boku 129,22 metrów, nie tylko że się

chwieje, ale wydłuża i skraca. Jest wyższa w dzień, a niższa w nocy. Wydłuża się w lecie — nawet o 50 mm, a maleje w zimie o 40 mm. I tylko na wiosnę i na jesień ma swą normalną wysokość.

I choć jest wyniosła, piękna, sędziwa, „żelazo z żelaza“ i chociaż nie upadła pod toporem Niemca, to jednak chyli czoła codziennie przed przemożnym prądem natury, zaklętym w skromnym wzorze:

$$\Delta l = \alpha l \Delta t \quad 1)$$

przed tym prawem, które honorować musi również i najmłodsza siostrzyca wieży *Eiffla* — nasza iglica wrocławska.

H. Ch.

1) Przyrost długości = współczynnikowi wydłużenia cieplnego pomnożonego przez długość i przyrost temperatury.

## BIBLIOGRAFIA

*Inż.-mech. Marian Wakalski.* SKRAWANIE NARZĘDZIAMI ZE STOPÓW SPIEKANYCH. Instytut Wydawniczy SIMP, Format A5, stron 127 + XV, rysunków 127, tablic 28. Warszawa 1947 r.

Praca *inż. M. Wakalskiego* stanowi typową „książkę warsztatową“. Celem tego typu wydawnictw jest przedstawienie pewnego zagadnienia, ujmującego zazwyczaj wąski zakres treści, pod kątem widzenia potrzeb warsztatowych.

Zagadnienie narzędzi ze stopów spiekanych posiada doniosłe znaczenie dla naszej gospodarki narodowej. Problem ten stosunkowo nowy, bo liczący około 20 lat, nie był nigdy obszerniej potraktowany w naszej literaturze, dlatego też ukazanie się pracy *inż. M. Wakalskiego* należy powitać z jak największym zadowoleniem. Wprowadzenie stopów spiekanych, jako materiału narzędziowego spowodowało poważną rewolucję w metodach obróbki skrawaniem, umożliwiając kilkakrotne zwiększenie szybkości skrawania w stosunku do narzędzi ze stali szybko tnących, a przez to obniżenie czasu obróbki i kosztów fabrykacji.

Zwiększenie zastosowania narzędzi ze stopów spiekanych w ostatnich latach spowodowane zostało ponad to poważną niżką ich ceny na rynku światowym, na skutek ulepszenia metod wytwarzania oraz przystosowania kształtu geometrycznego narzędzi do właściwości stopów spiekanych (np. ujemne kąty natarcia).

Książka *inż. M. Wakalskiego* opracowana jest bardzo starannie; ujmując ona wyczerpująco zagadnienie ogólnej charakterystyki stopów spiekanych, konstrukcji i wyrobu narzędzi oraz podaje warunki, w jakich narzędzia te mogą być wykorzystane.

Książka opracowana w sposób przystępny napisana jest poprawnym językiem. Na szczególne wyróżnienie zasługuje znaczna ilość rysunków, wykonanych bardzo starannie, co łącznie z dużą ilością tablic liczbowych i wykresów powoduje, że książka stanowi konkretny podstawowy materiał dla konstruktorów narzędzi oraz dla warsztatu.

Książka została opracowana przy wykorzystaniu krajowych doświadczeń i literatury zagranicznej (głównie radzieckiej, niemieckiej, szwedzkiej i czeskiej) do r. 1945. Dlatego też tylko pobieżnie zostały poruszone najnowsze problemy, związane z nowym ukształtowaniem ostrzy ze stopów spiekanych, a więc głównie sprawa ujemnych kątów natarcia. Problemy te dopiero zaczynają być poruszane na łamach naszej prasy technicznej i, wobec zupełnego braku krajowych doświadczeń na tym odcinku, nie mogły wejść do książki, której celem jest przede wszystkim podanie konkretnych wskazówek dla praktyki warsztatowej.

Na zakończenie należy podnieść również duże znaczenie książki *inż. M. Wakalskiego* dla naszego szkolnictwa zawodowego na jego wszystkich szczeblach. Niewłaściwe bowiem traktowanie zagadnienia stopów spiekanych przez wykładowców i nauczycieli zawodu, szczególnie starszych, którzy nie posiadają na tym odcinku odpowiedniej praktyki przemysłowej, może spowodować wytworzenie błędnych sądów o sprawie naprawę wa-

nej dla naszej gospodarki. Dlatego książka ta została zalecona przez Ministerstwo Oświaty jako książka pomocnicza dla uczniów i nauczycieli szkół zawodowych.  
W.G.

*Inż. Tadeusz Maliszewski* „FUNDAMENTY PRODUKCJI“. Tom IX. „PRZYRZĄDY I UCHWYTY“. Format 280 x 215 mm, stron VII + 260 oraz album rysunków stron V + 55 arkuszy. The Rebuilders of Poland Assn. 2635 Barlum Tower, Detroit, Mich. (wydane w języku polskim).

Dzieło omawiane składa się ze sporego tomu tekstu oraz albumu rysunków. Tematem jego jest zagadnienie projektowania przyrządów i uchwytów dla celów seryjnej i masowej produkcji w zakładach przemysłu metalowego.

Dzieło składa się ze wstępu i pięciu rozdziałów: I. Wstęp do przyrządów i uchwytów, II. Ustawienie przedmiotu w uchwycie, III. „Punkty“ oporowe lub podparcia, IV. Mocowania, V. Prowadzenie i ustawienie narzędzi.

Całość daje w ręce konstruktora obszerne materiały dotyczące teoretycznych podstaw i zasad projektowania przyrządów i uchwytów, album zaś zawiera materiał rysunkowy w postaci przykładów rozwiązań konstrukcyjnych, które nie tylko w wysokim stopniu upraszczają pracę konstruktora, lecz w dużym stopniu ją zastępują.

Układ zarówno tekstu, jak i rysunków w albumie jest tak pomyślany, że czas potrzebny na odszukanie właściwych danych sprowadzony jest do minimum. Autor pisze na wstępie: „Układ ten został zastosowany w tym celu, by czytelnik nie tracąc drogiego czasu mógł natychmiast znaleźć odpowiedź na interesujące go zagadnienie, przez otwarcie albumu na odpowiedniej stronie. Czytelnik zapoznany dostatecznie z danym, wyczerpującym każde zagadnienie opisem i albumem, będzie mógł znaleźć odpowiedź lub instrukcję dosłownie w „dwie minuty“. Należy stwierdzić, że postawiony cel autor w znacznej mierze osiągnął.

W rozdziale I autor określa, jakie zadanie ma spełniać uchwyt: „Szybkie, prawidłowe i zupełnie pewne ustawienie i zamocowanie obrabianego przedmiotu w ściśle określonej pozycji do osi obrabiarki i położenia narzędzia“.

W dalszym ciągu autor wymienia najistotniejsze elementy, które przyrząd czy uchwyt obróbkowy winien posiadać, aby spełniał swe zadanie: 1. punkty ustawcze czyli centrujące, 2. punkty podparcia czy oparcia, 3. mechanizm mocujący oraz dla przyrządów czwarty element, 4. prowadzenie narzędzia.

Następnie autor rozpatruje szczegółowo warunki jakie winien brać pod uwagę konstruktor, aby zaprojektowany uchwyt czy przyrząd był dobry: „A. czynności wykonywane przez rzemieślnika, B. właściwa konstrukcja przyrządu, C. sprawy konstrukcyjne i technologiczne przedmiotu obrabianego, D. sprawy warsztatu, E. ekonomiczność konstrukcji, F. siły działające na uchwyt i przedmiot obrabiany“.

Tekst podaje drogi i sposoby wiodące do tego, aby zaprojektowany uchwyt istotnie jak najlepiej wypełniał wymienione wyżej warunki.

Wykład wszędzie jasny, przystępny, wyczerpujący, a miejscami nieoczekiwanie ciekawy, pozwala łatwo dotrzeć do sedna zagadnienia.

Literatura polska posiada niewiele podręczników dotyczących omawianego zagadnienia. Gdyby jednak była nawet znacznie bogatsza, to i wtedy należałoby powitać zjawienie się pracy *inż. T. Maliszewskiego* z całym zadowoleniem i uznaniem. Podręcznik niewątpliwie zasługuje na jak najszersze rozpowszechnienie i stosowanie w praktyce fabrycznej.

Podręcznik wydany jest w postaci skryptu z rysunkami o charakterze szkiców odręcznych, lecz mimo to przejrzystych i jasnych.

Byłoby rzeczą ze wszech miar pożądaną, abyśmy mogli oglądać podręcznik w postaci drukowanej i z rysunkami starannie wykonanymi. Ułatwiłoby to i uprzyjemniło korzystanie z dzieła, a co najważniejsze udostępniłoby go szerszym kołom osób zainteresowanych.

Należy zaznaczyć, że tom „Przyrządy i uchwyty” jest fragmentem „Fundamentów produkcji” obejmujących 15 tomów. Oto ich tytuły podane przez autora: „I. Zamówienie, II. Rysunek lub szkic (detaliczny i zestawieniowy), III. Pasowania i tolerancje (wymagane dla każdego dobrego funkcjonowania mechanizmu), IV. Materiały surowe — pręty, odkuwki, odlewy itd. (lista materiałowa, zakup i ich odbiór), V. Kolejność operacji, VI. Obrabiarka dla każdej operacji, VII. Narzędzia tnące, VIII. Oprawki narzędziowe, IX. Przyrządy i uchwyty, X. Instrumenty pomiarowe i sprawdziany, XI. Liczba obrotów wrzeczona lub narzędzia na każdą operację, XII. Posuw dla każdego narzędzia, XIII. Inspekcja wymiarów części wykonanych, XIV. Montaż, składanie, malowanie itd., XV. Inspekcja gotowych mechanizmów przed wysyłką”.

Jeżeli opracowanie pozostałych tomów stoi na tym samym poziomie co i tomu omawianego, należałoby życzyć, aby jak najprędzej ukazały się na naszym rynku księgarskim również w postaci drukowanej.

P. W.

*Inż. Marian Wakalski* „ORGANIZACJA I URZĄDZENIA WYPOŻYCZALNI NARZĘDZI”. Format A5, stron 104, rysunków 29 + 24 wzory druków. Wydawnictwo Departamentu Kadr Ministerstwa Przemysłu, Wydział Szkolnictwa Zawodowego. Warszawa, 1947.

W skomplikowanym organizmie zakładów przemysłowych, jedno z poczesnych miejsc zajmują zagadnienia racjonalnej gospodarki narzędziowej oraz organizacja i urządzenia wypożyczalni narzędzi. Literatura na ten temat składała się dotychczas z szeregu artykułów rozrzuconych po czasopismach technicznych, które nie znalazły odpowiedniego ujęcia w formie książki.

Dlatego też należy przyjąć z uznaniem książkę *inż. Wakalskiego*, która ma nie tylko wypełnić lukę w naszym piśmiennictwie, ale oddać rzeczową pomoc tym wszystkim, którzy w mniejszym lub w większym stopniu mają do czynienia z gospodarką narzędziową i pracą w wypożyczalni.

Na treść książki składają się następujące rozdziały: Urządzenia i organizacja wypożyczalni narzędzi w za-

kładach mechanicznych. Zamawianie i otrzymywanie narzędzi, przyrządów i sprawdzianów. Pomieszczenie wypożyczalni narzędzi. Urządzenia wypożyczalni narzędzi. Cechowanie pomocy warsztatowych. Kartoteka wypożyczalni. Wydawanie pomocy warsztatowych. Konserwacja pomocy warsztatowych w wypożyczalni. Koszt pomocy warsztatowych. Statystyka. Personel wypożyczalni narzędzi. Ostrzalnia narzędzi. Dodatkowe czynności w wypożyczalni. Wypożyczalnia rysunków. Kontrola sprawdzianów. Wzory druków. Cechowanie pomocy warsztatowych.

Liczne rysunki i wzory uplastyczniają poruszane zagadnienia i umożliwiają zarówno wykonanie odpowiednich urządzeń jak i opracowanie druków potrzebnych przy organizowaniu wypożyczalni.

Materiał zawarty w książce stanowi cenny przyczynek do naszej literatury technicznej i wprowadza czytelnika w podstawowe zagadnienia organizacji wypożyczalni narzędzi, jakkolwiek nie jest on zbyt wyczerpujący.

Z drobnych usterek należy wymienić niedopatrzenie korektora na str. 8, wiersz 35 — zamiast „zamawianie” jest „zamiana”, co zmienia sens całego zdania oraz brak konkretnej różnicy między marką narzędziową a marką specjalną (rys. 20 lit. A, B).

Wartościowa ta książka przyczyni się niewątpliwie do uporządkowania metod pracy w wypożyczalniach narzędzi.

J. Wojeński.

*Jerzy Kwietniewski* „PORADNIK TECHNIKA MASZYNOWEGO”. Format 170 x 240. Stron 84. Wydawnictwo F. Pieczętkowski i Ska. Kraków—Warszawa, 1948.

Na treść poradnika składają się rozdziały następujące: miary i tablice liczbowe, słownik techniczny w 5 językach (głównie z zakresu silników spalinowych), materiały warsztatowe i ich badanie, pędnie, części łączące, podstawowe pojęcia elektrotechniki.

Z porównania ilości poruszanych tematów z objętością książki wynika, że wiadomości mogą być podane jedynie fragmentarycznie; tym niemniej niektóre działy potraktowano bardzo obszernie, jak np. przeliczenie miar metrycznych na anglosaskie wraz z ich terminologią, zajmuje 17 stron.

Dobór wiadomości, zawartych w poradniku uwzględnia potrzeby praktyki i podany jest w sposób przystępny. Wadami wydawnictwa jest przede wszystkim pominięcie w niektórych zagadnieniach polskich norm (np. znakowanie stali, gwint metryczny podano tylko w granicach 1 — 20 mm powołując się na I.S.A. i inne) oraz usterki terminologii. Np. nagłówki tablic na str. 66 i 67 brzmią „przenoszona siła (!) w KM”, chociaż w innych miejscach jest prawidłowo „moc”; niewłaściwe jest użycie nazwy „docisk” zamiast pochylenie klina (str. 65); „leizna czerwona” (str. 28) dosłownie przetłumaczone z niemieckiego „Rotgus”, zamiast spiż. Również znajdujemy w książeczce dużo błędów wynikłych z niestarannej korekty, jak np.: na str. 7 nazwy angielskie są poprzestawiane; na str. 60 jest powołanie się na „zamieszczone tablice szerokości pasów”, których w książce niema. Omówione usterki obniżają niewątpliwie wartość tej w zasadzie pożytecznej broszury.

J. K.

Jan Tretter „KALKULACJA PRZEMYSŁOWA“. Format A5. Stron 87, tablic 7. Wydawnictwo Departamentu Kadr Ministerstwa Przemysłu i Handlu z cyklu „Biblioteka Gospodarcza“, Warszawa, 1947.

Autor w sposób zwięzły przedstawia cele i zadania księgowości i rachunkowości, wyjaśnia pojęcie kosztu własnego wytwarzania, zaznając z jednolitym planem kont i z właściwym sposobem obliczania wszystkich składników kosztu własnego, a przechodząc do istotnej kalkulacji przemysłowej, wyraźnie wskazuje jej ścisły związek z księgowością. W zakończeniu podany jest szereg przykładów schematów kalkulacji, obowiązujących w różnych gałęziach naszego przemysłu.

Książka ta, stanowiąc cenny wkład w naszą literaturę z dziedziny kalkulacji, dzięki swej zwięzłości i przejrzystości przyczyni się niewątpliwie do umocnienia przekonania, że racjonalna gospodarka przemysłowa wymaga właściwej kalkulacji, opartej na prawidłowej księgowości i rachunkowości.

Załączony spis literatury pozwala znaleźć źródła dla pogłębienia wiadomości w tej dziedzinie.

inż. M. Kraiński.

Inż. Stanisław Słowikowski „PRAKTYCZNY WYKŁAD TRYGNOMETRII PŁASKIEJ DLA LICEÓW ZAWODOWYCH“. Format A5, str. 104, rys. 40. Nakładem Państwowych Zakładów Wydawnictw Szkolnych Warszawa, 1947 r.

Podręcznik ten jest opracowany i wydany starannie, wykład jest jasny, rysunki i oznaczenia na nich „przyjemne“, co nie zawsze się spotyka w ostatnich wydawnictwach szkolnych.

Pod względem zakresu treści i ćwiczeń, podręcznik ten, jakkolwiek nazywa się „praktycznym“ i przeznaczony został dla szkół zawodowych, nie wiele odbiega od normalnych wydawnictw tego rodzaju przeznaczonych dla szkół ogólnokształcących.

Tymczasem podręczniki matematyki dla szkół zawodowych muszą wyróżniać się istotnie praktycznym ujęciem, tak aby uczeń takiej szkoły, z natury rzeczy nastawiony do nauki bardziej utylitarnie, mógł się przekonać do danej nauki jako użytecznej w jego przyszłym zawodzie. Zatem, przy możliwie ograniczonej części teoretycznej, podręcznik powinien zawierać liczne przykłady, nie oderwane, lecz zaczerpnięte z zagadnień zawodowych. Znalezienie takich przykładów, zwłaszcza w dziedzinie trygonometrii, nie jest trudne. Jeżeli sięgniemy do spraw warsztatowych, to znajdziemy je niemal w każdym zagadnieniu, związanym z trasowaniem, sprawdzianami, wzornikami, pomiarami kół zębatach i gwintów, konstrukcją narzędzi skrawających itd. Wzorem pod tym względem może być podręcznik amerykański Wolffa i Phelps'a pt „Practical Shop Mathematics“, o którym obszerna recenzja była podana w „Mechaniku“ zeszyt 1 — 3/48.

Aby nie obarczać pamięci ucznia nadmiernym balastem, możnaby pominąć niektóre dane jak np. można nie wprowadzać funkcji sec i cosec. Wydaje się też, że nie jest dydaktyczne określanie funkcji trygonometrycznych za pomocą pewnych odcinków w kole (choć powszechnie to się podaje). Może przy tym łatwo zajść pomieszanie pojęć, gdyż wartość funkcji trygono-

metrycznej, będąca liczbą oderwaną, wyraża się w tym wypadku pewną długością. Przedstawienie to służy zwykle do wykazania zależności wartości funkcji od kąta, ale można to wyjaśnić też bezpośrednio za pomocą trójkąta.

Niezależnie od tych zastrzeżeń, które zresztą podaje do dyskusji, trzeba przyznać, że wydanie omawianej książki wypełniło poważną lukę w dziedzinie podręczników szkolnych.

J. O.

Inż. Bogusław Tittenbrun MASZyny ELEKTRYCZNE Część I: „Maszyny prądu stałego“, str. 116, część II: „Maszyny prądu zmiennego“, str. 165. Format 170 × 240. Wydawnictwo Spółdzielni Księgarskiej „Ognisko“, Katowice, 1947 r. Podręcznik dla gimnazjów elektrycznych o kierunku energetycznym, zatwierdzony przez Ministerstwo Oświaty.

Autor zwięzłe podaje zasadę działania prądnic i silników prądu stałego i zmiennego, transformatorów, prostowników i opisuje ich budowę, pracę oraz zastosowanie. Podręcznik zawiera również praktyczne wskazówki konserwacji, obsługi i montażu maszyn elektrycznych.

inż. S. W.

Nakładem Centralnego Zarządu Przemysłu Węglowego ukazały się następujące wydawnictwa:

Dr Karol Sęczyk „RATOWNICTWO GÓRNICZE“. Format B5, stron 198, rysunków 178. 1947 r. Cena zł. 500.—

Książka „Ratownictwo górnicze“ zawiera bardzo obszerną treść, na którą składają się rozdziały: opis budowy ciała ludzkiego, funkcje życiowe organizmu, ratownictwo w przypadkach śmierci pozornej, transport pod ziemią, obrażenia cieleśne, ciała obce w organizmie ludzkim i o gazach w kopalniach.

Bardzo cenne są dwa pierwsze rozdziały, potraktowane dość obszernie oraz wyposażone w szereg dobrych rysunków, co znakomicie ułatwia czytelnikowi poznanie budowy człowieka oraz pozwala zrozumieć dlaczego i w jaki sposób stosuje się opisane w dalszych rozdziałach metody ratownicze. Książka opracowana jest starannie i ponieważ zawiera opis szeregu metod ratowniczych stosowanych w najróżniejszych nieszczęśliwych przypadkach — winna znaleźć się w każdej bibliotece fabrycznej oraz być przeczytana przynajmniej przez każdego kierownika warsztatu.

Inż. Jan Blitek „TECHNIKA STRZELNICZA“. Format B5, stron 71, rysunków 110. 1947 r. Cena zł. 170.—

Inż. Wacław Lesicki „URZĄDZENIA DO URABIANIA SKAŁ“. Format A5, stron 62, rysunków 49. 1947 r. Cena zł. 55.—

Książka „Urządzenia do urabiania skał“ jest napisana bardzo przystępnie i służyć może nie tylko dla fachowców, lecz również dla najszerszych rzesz czytelników, którzy chcą zaznajomić się z pracami górniczymi. Wadą tej pożytecznej książeczki są bardzo prymitywne wykonane rysunki.

Wiktor Pogoda „BUDOWA TAM PRZECIWOŻAROWYCH“. Format B5, stron 47. 1948 r. Cena zł. 360.—

H. Ch.

Powszechny Zakład Ubezpieczeń Wzajemnych w swej „Bibliotece Technicznej“ wydał bardzo starannie opracowane następujące książki:



Arch. Z. Racięcki „PROJEKTY BUDYNKÓW WIEJSKICH“. Format A4, stron 128. Warszawa, 1946.

Arch. Z. Racięcki „PORADNIK BUDOWNICTWA WIEJSKIEGO“. Format A5, stron 102, rysunków 63. Warszawa, 1946.

Arch. Z. Racięcki „JAK SAMEMU BUDOWAĆ Z GLINY“. Format A5, stron 56, rysunków 44. Warszawa, 1946.

Inż. J. Nechay „BETONIARNIE WIEJSKIE“. Format A5, stron 40, rysunków 29. Warszawa, 1946.

Inż. J. Nechay „BETON NA WSI“. Format A5, stron 190, rysunków 171. Warszawa, 1946.

Inż. Fr. Kowalski „UŻYTKOWANIE I KONSERWACJA SPRZĘTU POŻARNICZEGO“. Format A5, stron 56. Warszawa, 1946.

Racjonalna konserwacja sprzętu strażackiego posiada decydujące znaczenie w utrzymaniu bezpieczeństwa przeciwpożarowego każdego zakładu. Ważność tego zagadnienia uwypatnia się szczególnie w chwili obecnej, gdy na skutek zniszczeń wojennych, istnieją duże braki w sprzęcie pożarniczym. Książeczka niniejsza napisana przez fachowca (majora pożarnictwa) winna znaleźć się w każdym zakładzie wytwórczym.

Inż. J. Sawaszyński i inż. Wł. Kolder „STAWY WIEJSKIE. BUDOWA I UŻYTKOWANIE“. Format A5, stron 108. Warszawa, 1947. Cena zł 100.—

Arch. S. Chrzanowski „PLYTY SŁOMIANE“. Format A5, stron 37, rysunków 25. Warszawa, 1947. Cena zł 60.—

Inż. C. Centkiewicz „INSTALACJE PIORUNOCHRONOWE W BUDOWNICTWIE WIEJSKIM“. Format A5, stron 21, rysunków 22. Warszawa, 1947.

Bardzo ciekawa książeczka, zwłaszcza dla właścicieli warsztatów w małych miasteczkach i na wsiach.

Inż. J. Sawaszyński „BUDOWNICTWO WZOROWE W PRZEBUDOWIE WSI“. Format A5, stron 33. Warszawa, 1947.

Inż. M. Rogowski „POŻARY W ZAKŁADACH PRZEMYSŁOWYCH“. Format A5, stron 216, rysunków 15. Warszawa, 1947. Cena zł 250.—

Autor opisuje bardzo wnikliwie najczęściej występujące przyczyny pożarów w zakładach przemysłowych. Podaje naukowe i praktyczne sposoby przeprowadzenia kontroli przeciwpożarowej oraz wskazówki odnośnie odpowiednich zabezpieczeń. Książka bardzo pożyteczna.

H. Ch.

Księgarnia Braci Bogdańskich w Warszawie wydała ostatnio serię popularnych książeczek przeznaczonych dla początkujących kierowców:

Inż. K. Grudzień „SAMOCHODOWE PRZEPISY DROGOWE“. Format A6, stron 128, rysunków 127 +

tablica barwna + wkładka „Rozporządzenie Ministrów Komunikacji, Administracji Publicznej, Ziem Odzyskanych i Obrony Narodowej z dnia 15 kwietnia 1948 r.“ — Format A6, stron 16, Warszawa 1948. Cena zł 240.—

Inż. K. Grudzień „JAK NALEŻY PRZYGOTOWAĆ SAMOCHÓD NA MRÓZ I ŚNIEG“. Format A6, stron 64, rysunków 17. Warszawa, 1947. Cena zł 600.—

Inż. K. Grudzień „SAMOCHODOWE DEFEKTY W DRODZE I DORAŻNE ICH NAPRAWY“. Format A6, stron 32. Warszawa, 1947. Cena zł 75.—

Najlepiej przedstawia się książeczka p.t. „Samochodowe przepisy drogowe“. Położony jest w niej duży nacisk na sprawę „kultury jazdy“ i „uprzejmości na drodze“ oraz zagadnienia ruchu drogowego. Liczne rysunki są niestety w większości wypadków bez podpisów i różnią się między sobą sposobem graficznego ujęcia.

Książeczka p.t. „Jak należy przygotować samochód na mróz i śnieg“ zawiera ogólne najważniejsze wskazówki obsługi i konserwacji samochodu, wskazówki dotyczące specjalnych warunków jazdy w zimie oraz opisy urządzeń ogrzewających i odmrażających. Ujęcie jest wyłącznie opisowe, podane jest co trzeba zrobić bez wyjaśnienia jednak, jak to musi być zrobione i niestety zupełnie pominięte jest zagadnienie obsługi zapobiegawczej.

Najsłabiej przedstawia się książeczka p.t. „Samochodowe defekty w drodze i ich doraźna naprawa“. Brak w niej najważniejszych dla początkującego kierowcy wskazówek: jak należy poszukiwać i stwierdzać źródła i przyczyny wadliwego działania lub unieruchomienia samochodu. Zawiera ona tylko lakoniczne „recepty“ co należałoby zrobić dla doraźnego zaradzenia uszkodzeniu, bez podania praktycznych wskazówek co do sposobu wykonania naprawy. Niektóre z tych recept są naiwne i bałamutne, jak np. zatykanie wszelkich dziur w kadłubach drewnianymi kołkami lub napełnianie ciekącej chłodnicy grochówką. Inne wymagają do ich wykonania dużej rutyny i odpowiednich narzędzi, jak np. wyjmowanie tłoka z korbowodem, lub naprawa zawieszzonego zaworu (autor poleca wykonanie tego bez zdjęcia głowicy). Niektóre wreszcie są zupełnie fantastyczne i wątpliwym jest czy autor zetknął się w praktyce z ich zrealizowaniem.

Dosyć dziwnie wyglądają na omawianych książeczkach prawne zastrzeżenia przedruku tekstu i klisz, zwłaszcza że większość zamieszczonych w nich rysunków pochodzi z różnych zagranicznych książek i czasopism. Co będzie jeżeli ktoś inny skorzysta z tego samego oryginalnego źródła? A. M.

## CZASOPISMA NADEŚLANE

„BEZPIECZEŃSTWO I HIGIENA PRACY“. W Dziale Instrukcyjnym zeszytu 9/48 znajdujemy: St. M. „Farby, ich właściwości i sposoby przyrządzania“, inż. St. Bl. „Wskazania ostrożności przy wyłączaniu urządzeń spod napięcia“, „Wentylacja mechaniczna“, „Auerowski sprzęt wentylacyjny dla lakierników natryskowych“, T. A. Malinowski „Inspekcja i konserwacja lin kopalnianych w USA“ Augustyn Halawa „Wypadek przy wydobywaniu blachy“.

„CZASOPISMO TECHNICZNE“ ogłasza w zeszycie 5—6/48 artykuły: prof. M. T. Huber „O prostym technicznie ważnym przypadku drgań skrętnych“, inż. Wacław Popielski „Właściwy dobór kątów ujemnych przy frezowaniu spiekami“, prof. M. T. Huber „Błądność podstaw teorii O. Mohra“, inż. Juliusz Korzeleski „Linie wpływowe belki ciąglej wieloprześlowej“.

Naczelna Organizacja Techniczna powołała do życia nowe czasopismo pt. „HORYZONTY TECHNIKI“ —

miesięcznik poświęcony popularyzacji techniki i wynalazczości, którego pierwszy zeszyt ukazał się we wrześniu br.

Czasopismo przedstawia się dobrze; posiada estetyczną szatę graficzną (zasługa to w dużej mierze grafików W. Ładno i R. Nowickiego) oraz zawiera bogatą i ciekawą, w popularnym ujęciu podaną treść, której doboru dokonał zresztą redaktor inż. R. Sosiński.

Zadanie czasopisma określa artykuł wstępny, w którym czytamy m. innymi „Cel, jaki sobie stawiamy jest jasny. Chcemy zbliżyć społeczeństwo do zagadnień technicznych, ułatwić ich zrozumienie, udostępnić je, upowszechnić. Mówiąc krótko, celem naszym jest popularyzacja techniki i wynalazczości...“.

Na obszerną, podaną na 43 stronach formatu A4 treść składają się następujące artykuły:

„Ursus 45“ — omawiający powojenny rozwój fabryki PZInż. w Ursusie i uruchomienie produkcji ciągników.

„L3 już produkuje...“, podający ciekawą historię powstania żarówki i budowanie od podstaw Warszawskiej Fabryki Żarówek — L 3 —, która swą działalnością przyczynia się do rozładowania t.zw. „głodu żarówkowego“.

„Rogalski, Wigura, Drzewiecki“ — artykuł budzi wspomnienia niedawnych lat, gdy stawialiśmy pierwsze kroki w lotnictwie, gdy wysiłek i talent trzech młodych konstruktorów wslawił imię polskie na świecie i gdy po wygraniu Challenge w 1932 r. we wrogim nam Berlinie rozległy się dźwięki „Jeszcze Polska nie zginęła“.

„Taśmowa produkcja cyfr“ — jest najmniej strawnym artykułem z całego zeszytu. Przyczynia się do tego niemało zbyt napuszony styl.

W dziale „Mała Encyklopedia Techniki“ znajdujemy artykuł p.t. „Od węgla do światła elektrycznego“, ciekawy opis „Co należy wiedzieć o elektronice“, notatkę omawiającą cenne zalety, jakie posiada „Niezwykłe szkło bez piasku“ oraz artykuł „O patentowaniu wynalazków“.

Przegląd nowości technicznych zgrupowany jest w dziale „Technika na szerokim świecie“.

Bardzo ciekawy, miły i wielce pouczający jest artykuł „Spór człowieka z maszyną“.

„Skrzynka pocztowa“ i pomysłowy „Konkurs ryunkowy“ zamykają zeszyt.

Resumując — debiut „Horyzontów Techniki“, przypominających nieco swym stylem czasopismo „Problemy“ jest udany.

Ponieważ „Horyzonty“ będą znakomitym uzupełnieniem czasopism fachowych jak „Hutnik“, „Mechanik“ itp., dlatego życzymy im jak najlepszego rozwoju.

W nr 5—6/48 czasopisma „HUTNIK“ zostały zamieszczone artykuły: prof. dr inż. A. Krupkowski i E. Wacławik „Rękopis Czecha Wawrzyńca Krziczki o odlewnictwie w XVI stuleciu na ziemiach Korony Czeskiej“, inż. Edward Terlecki „Martwy słup w wielkim piecu“, prof. inż. Wacław Kuczewski „Teoria działania nowoczesnych pieców martenowskich“, inż. M. Stankiewicz, inż. T. Masiar i inż. St. Rogowski „Doświadczalna produkcja stali na łożyska toczne“, inż. Józef Kruszewski „Własności mechaniczne żeliwa szarego“, inż. Mieczysław Budkiewicz „Karbońskie łubki ogniotrwale“, inż. Zdzisław Warczewski „Planowy roz-

wój hutnictwa w Wielkiej Brytanii i w Niemczech Zachodnich“.

„PRZEGLĄD MECHANICZNY“ W zeszycie 7—8/48 zostały ogłoszone artykuły: inż.-mech. Jan Dąbrowski „Rola inżyniera w gospodarce planowej“, dr inż. Hipolit Sobolewski „Zagadnienie mas odsprężynowanych parowozu i tendra“, prof. M. T. Huber i prof. Z. Kłębowski „O pewnych przypadkach równowagi sprężystej rury cienkościennej“, inż.-mech. Marek Zakrzewski „Wpływ stosunku  $l/d$  na sposób obliczania czopów i rozkład naprężenia zredukowanego“, inż.-mech. Witold Korewa „Ogólne problemy konstrukcyjne“, inż.-mech. Tadeusz Riedel „Analiza opłacalności pomocy warsztatowych“, inż.-mech. Edward Habich „Postęp w rozwoju konstrukcji ciągników“, mgr Zdzisław Gajewski „O wykresach własności stopów dwuskładnikowych“, inż. Platon Januszewski „Organizacja i planowanie pracy w odlewni“, inż. Jerzy Piaskowski „Perlityczne żeliwo ciągliwe“. W „Przeglądzie prasy technicznej“ znajdujemy: inż.-mech. J. Rafalski „Wymienniki ciepła dla silników spalinowych“, S. S. „Sprawdzanie podziałki kątowej przy pomocy precyzyjnego graniastosłupa wielobocznego“, S. S. „Aparat przenośny do pomiaru stanu wody“, inż. R. Wyrzykowski „Betatron o 20 milionach woltów“.

W nr 7—8/48 „PRZEGLĄDU ORGANIZACJI“ znajdujemy artykuły: Józef Żółtaszek „Współzawodnictwo pracy w świetle naukowej organizacji“, dr inż. Zygmunt Zbichorski „Transport wewnętrzny“, Władysław Baliński „Kontrola gospodarowania czasem jako zabieg poprzedzający podwyższenie wydajności prac biurowych“, W. G. Tordeur „Psychotechniczny dobór majstrów“, inż. Włodzimierz Skoraszewski „Centralna regulacja plac“, inż. Aleksander Bajkowski „Inspekcja maszyn i urządzeń technicznych“.

W nr 9/48 zostały zamieszczone artykuły: mgr Tadeusz Witkowski „Akcja oszczędnościowa w przemyśle“, inż. Stanisław Bładowski „Kontrola gospodarki materiałowej w zakładach przemysłowych“, inż. Stanisław Stefaniak „Planowanie kosztów ruchu“.

W zeszycie 19—20/48 „PRZEGLĄDU TECHNICZNEGO“ ukazały się artykuły: inż.-mech. Józef Biernacki „Podział i charakterystyka sposobów spawania metalu“, W. Kasperowicz „Zagadnienie wyższego szkolnictwa technicznego“, W. Kasperowicz „Dokładna obróbka i kontrola w masowej produkcji precyzyjnej“.

„WIADOMOŚCI PKN“ zeszyt 7/48. W „Przeglądzie prasy normalizacyjnej zagranicznej“ znajdujemy artykuł „Normalizacja gładkości powierzchni“. W „Projektach Norm“ zostały zamieszczone normy „Meble biurowe drewniane“: „Ogólne warunki techniczne“, „Biurko kartotekowe“, „Przystawka kartotekowa“, „Krzesło biurowe“, „Fotel biurowy“, „Skrzynka do śmieci“, oraz „Stal do wyrobu nitów. Wymagania techniczne“, „Blacha mosiężna. Wymiary“, „Taśma mosiężna walcowana. Wymiary“, „Podkładki odginane dwuotworowe“, „Podkładki wgniatane i zębate zwykłe“, „Podkładki wgniatane i zębate lekkie“, „Podkładki podatne“, „Podkładki kuliste wypukłe i wklęsłe“, „Podkładki stożkowe“, „Nakrętki sześciokątne wysokie i długie“, „Nakrętki sześciokątne kuliste wysokie i długie“, „Nity o średnicy od 2 do 9 mm. Ogólne wymiary“, „Kolki stożkowe gwintowe“.

H. Ch. i W. Gr.

## WIADOMOŚCI SIMP

### KONFERENCJA W SPRAWIE PLANU INWESTYCYJNEGO W PRZEMYSŁE METALOWYM NA ROK 1949

Stowarzyszenie Inżynierów i Techników Mechaników Polskich SIMP, którego działalność jest ściśle związana z Przemysłem Metalowym — jest głęboko zainteresowane wszelkimi zagadnieniami i planami tegoż przemysłu.

W związku z tym Zarząd Główny SIMP w zrozumieniu doniosłości inwestycji w Przemysle Metalowym, jako fundamentalnej podstawy jego dalszego rozwoju, zwołał w dniu 27 września br. zebranie celem wszechstronnego i wyczerpującego przedyskutowania w ramach Stowarzyszenia planu inwestycyjnego Przemysłu Metalowego na rok 1949.

Na zebraniu obecnych było przeszło 200 członków SIMP z terenu Oddziału Warszawskiego i innych.

Po wygłoszeniu referatu oraz czterech koreferatów z zakresu przemysłów: ciężkiego, średniego, zbrojeniowego i masowego, wywiązała się ożywiona dyskusja, która dała Stowarzyszeniu podstawę do opracowania opinii w sprawie planu inwestycyjnego Przemysłu Metalowego w formie następujących wniosków:

1) Roczny plan inwestycyjny na rok 1949, jako wstępny do planu sześcioletniego, powinien wynikać z długookresowego planu produkcyjnego. Dlatego też w okresie wejścia w życie i realizacji planu inwestycyjnego na ten rok, powinien już być ustalony plan produkcyjny poszczególnych gałęzi przemysłu metalowego przynajmniej na rok 1950.

2) W wypadku specjalnych trudności wykorzystania kredytów na określony cel, powinna istnieć możliwość dokonywania przerzutów na inne tytuły inwestycyjne.

3) Stowarzyszenie uważa, że w planie inwestycyjnym Przemysłu Metalowego są przewidziane zbyt małe kredyty na budownictwo mieszkaniowe, szkolnictwo zawodowe i renowację urządzeń w zakładach.

4) Ciężki przemysł metalowy, a szczególnie przemysł odlewniczy, kotlarski i maszynowy, obsługujący inne przemysły, powinien mieć pierwszeństwo w skali ogólnopństwowej w uzyskaniu kredytów inwestycyjnych.

5) Rozwój przemysłu precyzyjno-optycznego, a przynajmniej niektórych jego działów, zwłaszcza narzędzi i przyrządów mierniczych, nie powinien być odkładany na dalszy okres. Specjalną uwagę należy zwrócić na produkcję łożysk kulkowych.

6) Projektowana nowa fabryka narzędzi chirurgicznych powinna być wybudowana, ze względu na swój charakter i konieczność doboru odpowiedniego personelu, w ośrodku uprzemysłowionym, np. w Warszawie, a nie jak przewiduje projekt na Podhalu.

7) Wobec wielkich potrzeb i szerokiego planu inwestycyjnego włókiennictwa, kredyty przyznane przemysłowi budowy maszyn włókienniczych, uważamy za niewystarczające.

8) W przemyśle wyrobów masowych należy zwiększyć kredyty inwestycyjne, a zwłaszcza zwrócić uwagę na rozwój produkcji artykułów, które są eksportowane (butle do gazów, opakowania blaszane, naczynia emaliowane).

9) Kredyt inwestycyjny na produkcję nowoczesnych maszyn rolniczych winien być zwiększony.

10) Rozwój przemysłu motoryzacyjnego powinien być zharmonizowany w czasie z ogólnym rozwojem przemysłu maszynowego, a zwłaszcza przemysłu pomocniczego.

11) Należy przeanalizować wykorzystanie maszyn i urządzeń celem racjonalnego ich przegrupowania, a tym samym osiągnięcia oszczędności w planie inwestycyjnym.

### DO CZŁONKÓW SIMP

W związku ze sprawdzaniem inwentarza biblioteki SIMP Komisja Biblioteczna prosi uprzejmie Szanow-

nych Kolegów o natychmiastowy zwrot wszelkich wypożyczonych książek i czasopism.

### CZŁONKOWIE SIMP ZWERYFIKOWANI PRZEZ GŁÓWNA KOMISJĘ KWALIFIKACYJNĄ

#### ODDZIAŁ ŚLĄSKO-DĄBROWSKI

1. Anielski Leonard, Bytom, Karola Miarki 24 m. 5.
2. Banaszek Kazimierz, Świętochłowice, Wojska Pol. 32
3. Bernacki Ludwik, Tarnowskie Góry, Sobieskiego 4
4. Białoń Rudolf, Ustron, Zawodzie 17.
5. Bielecki Marian, Chorzów 1, ul. Drzymały 10 m. 5.
6. Bizoń Konstanty, Bielsko, Armii Ludowej 17.
7. Błażyński Stefan, Gliwice, Kaszubska 20.
8. Lonosiewicz Andrzej, Bytom, Pl. Gen. Sikorskiego 18 m. 10.
9. Cegielski Stanisław, Bytom, Estreichera 2 m. 6.
10. Cimoszko-Cimochowski M., Zabrze, Armii Ludowej 64
11. Czapski Leon, Bytom, Wrocławska 70 m. 3.
12. Czarnik Karol, Bytom, Chelmonskiego 7.
13. Czudek Karol, Ustron, Regera 2.
14. Dangel Józef, Zabrze, Wolności 253.
15. Daszkowski Tadeusz, Chorzów, Urbanowicza 21 m. 4.
16. Drożdżnik Franciszek, Bielsko, Wandy Wasilewskiej 30
17. Dworzak Edward, Świętochłowice, Wojska Polskiego 29.
18. Łucki Zdzisław, Katowice, Astrów 8 m. 5.
19. Florczyk Rudolf Andrzej, Bielsko, Przekop 13 m. 2.
20. Gawlik Stanisław, Gliwice, Barlickiego 10 m. 3.
21. Godecki Stanisław, Sosnowiec, Mariacka 46 m. 5.
22. Greja Kazimierz, Bytom, Jana Smolonia 15 m. 14.
23. Harasim Zbigniew, Gliwice, Chodoby 4 m. 6.
24. Hoele Bronisław, Tarnowskie Góry, Opolska 23.
25. Hurek Piotr, Rykowiń, Ligonia 11.
26. Insiński Jan, „Huta Zgoda” w Świętochłowicach.
27. Jaguś Józef, Tarnowskie Góry, Reymonta 14.
28. Jakubski Kazimierz, Tarnowskie Góry, Opolska 23.
29. Jaworski Szczepan, Bytom, ul. Wallisa 14.
30. Jedrych Kazimierz, Gliwice, Łabędzka 4 m. 3.
31. Juszkiewicz Roman, Gliwice, mieszka 1 m. 21.
32. Kaliszewski Zdzisław, Gliwice, Rugijska 4.
33. Kalus Brunon, Nakło Śląskie, Barbary 1.
34. Kamiński Zbigniew, Gliwice, Rugijska 10 m. 1.
35. Kawczyński Edward, Gliwice, Dworcowa 39.
36. Kępski Andrzej, Bielsko, Grottera 4.
37. Klauziński Klemens, Świętochłowice 2, Huta Zgoda.
38. Knapik Henryk, Tarnowskie Góry, Opolska 23.
39. Kojm Hieronim, Tarnowskie Góry, Armii Czerwonej 2.
40. Kosiński Wacław, Tarnowskie Góry, Opolska 23.
41. Kozieł Jan, Ustron, Cieszyńska 58.
42. Krzysztoforski Henryk, Bytom, Głęboka 5 m. 5.
43. Kutarba Kazimierz, Katowice, Francuska 55.
44. Lassociński Zygmunt, Świętochłowice 2, Wojska Polskiego 28 m. 2.
45. Lejczak Edward, Bielsko, Partyzantów 44.
46. Losz Maksymilian, Bytom, Jagiellońska 30 m. 3.
47. Lupinek Henryk, Ustron, Hutnicza 1.
48. Łysiak Leon, Tarnowskie Góry, Opolska 23.

49. Maciejczek Paweł, Ustroń, 9-go Listopada 16.
50. Madejski Roman, Chorzów, „Huta Batory“, Wieniawskiego 6 m. 1.
51. Małych Czesław, Gliwice, Konarskiego 6 m. 5.
52. Maniowski Edward, Bytom, Fałata 39 m. 8.
53. Marianek Alojzy, Lipowice 10.
54. Maruszewski Kazimierz, Tarnowskie Góry, Teofila Królka 14 m. 2.
55. Maślankiewicz Jerzy, Bytom, Sw. Kingi 4 m. 6.
56. Mathias Eugeniusz, Gliwice, St. Dubois 40a.
57. Miodyński Jan, Gliwice, Lutycka 17 m. 7.
58. Misiek Stefan, Bielsko, Przekop 11/12.
59. Miszewski Jerzy, Biała Krak., 10 Lutego 40 m. 6.
60. Modzelewski Władysław, Gliwice, Rurajska 10 m. 2.
61. Muras Karol, Mikuszowice Śląskie 10.
62. Muszałek Paweł, Rudziniec, Lipowa 32, pow. Gliwice
63. Nowakowski Julian, Gliwice, Zygmunta Starego 7 m. 5.
64. Noworyta Jan, Świętochłowice, Poczтовая 2 m. 7.
65. Oledzki Władysław Jerzy, Rybnik, Ligonia 2.
66. Orzechowski Stanisław, Biała Krakowska, Grunwaldzka 20.
67. Ostrowski Zygmunta, Bielsko, Gen. Stalina 18 m. 3.
68. Owczarek Stanisław, Zabrze, Brodzińskiego 6/7.
69. Pajdziński Stanisław, Zabrze, Trocera 36 m. 14.
70. Perchel Edmund, Bytom, Miarki 11 m. 9.
71. Peroutka Jan, Ustroń, Zawodzie 630.
72. Pilch Andrzej, Ustroń, Zawodzie 16, pow. Cieszyn.
73. Piotrowski Aleksander, Gliwice, Chorzowska 32.
74. Popczyk Ireneusz, Tarnowskie Góry, Opolska 23.
75. Porzeziński Tadeusz, Zabrze, Słowackiego 43.
76. Prusak Wiktor, Gliwice, M. Strzody 7 m. 3.
77. Rabczyński Władysław, Gliwice, Wrocławka 10.
78. Roller Karol, Świętochłowice, „Huta Zgoda“.
79. Ruda Edmund, Gliwice, Bernardyńska 48.
80. Seeman Leon, Ustroń, 1-go Maja 17.
81. Sikora Karol, Ustroń, Daszyńskiego 5.
82. Sitko Alfred, Tarnowskie Góry, Sienkiewicza 26.
83. Smitowski Karol, Ustroń, Jan. Daszyńskiego 22.
84. Staszkiwicz Franciszek, Chorzów, „Huta Batory“, Łukaszyńskiego 8.
85. Suter Karol, Świętochłowice II, Wojska Polskiego 28.
86. Szeffel Paweł, Bielsko, Listopada 38.
87. Szymański Kaizmierz, Chorzów, Kononickiej 9 m. 5.
88. Tokarski Bartłomiej, Gliwice, Powstańców 2 m. 6.
89. Turoń Rudolf, Ustroń, Daszyńskiego 22, pow. Cieszyn
90. Wegierek Karol, Tarnowskie Góry, Gliwicka 99.
91. Wietchy Adolf, Tarnowskie Góry, Powstańców 14 m. 6.
92. Winkler Leonard, Gliwice, Stvczyńskiego 22 m. 4.
93. Woiakowski Eryk Jan, Gliwice, Kłodnicka 16.
94. Wołciechowski Mieczysław, świętochłowice, Wojska Polskiego 28 m. 5.
95. Wołciechowski Zdzisław, Bytom, Powst. Warsz. 56 m. 2.
96. Zemanek Karol, Bielsko, Przekop 18 m. 7.

#### ODDZIAŁ DOLNO-ŚLĄSKI

1. Benicki Bronisław, Psie Pole, Gorlicka 10 m. 2.
2. Bialek Bolesław, Wrocław-Kowale, Państw. Fabryka Sztucznego Jedwabiu Nr. 3.
3. Boczek Jan, Wrocław 10, PZL Fabryka Silników.
4. Gil Mieczysław, Wrocław 10—PZL.
5. Grzybowski Tadeusz, Wrocław, Psie Pole, PZL Fabryka Silników Nr. 3.
6. Janiszewski Marian, Wrocław-Pilczyce, Hutnicza 34 m. 2.
7. Jaworski Zbigniew, Oporów, Kopernika 14.
8. Kaczmar Władysław, Wrocław-Swojec II, Schmiedegrube 43.
9. Katwak Edmund, Wrocław 10, Gorlicka 12.
10. Kepper Włodzimierz, Wrocław—Psie Pole, Bloki PZL Nr. 61.
11. Knajdowski Jan, Wrocław—Psie Pole, Gorlicka 16 m. 4.
12. Kowalczyk Stefan, Wrocław—Psie Pole, PZL, Fabryka Silników Nr. 3.
13. Królewski Jan, Jelenia Góra, Dewajtis 16.
14. Lejman Sylwester, Wrocław 10, PZL, Fabryka Silników.
15. Łukaszewski Józef, Wrocław—Psie Pole, Gorlicka 14.
16. Malinowski Franciszek, Wrocław—Psie Pole, PZL, Fabryka Silników Nr. 3.
17. Markowski Kazimierz, Wrocław-Karłowice, Jana Długosza 7 m. 1.
18. Misiurewicz Eugeniusz, Wrocław 10, Gorlicka 16 m. 1.
19. Póttorak Teodor, Wrocław—Psie Pole, PZL Fabryka Silników Nr. 3.
20. Soszyński Konstanty, Wrocław—Psie Pole, PZL Fabryka Silników Nr. 3.
21. Wiśniewski Kazimierz, Wrocław—Psie Pole, Bl. Fabr. Nr 65 m. 1.
22. Zarebski Edward, Wrocław—Psie Pole, Fabryka Silników Nr. 3.
23. Zymmer Henryk, Wrocław—Psie Pole, PZL Fabryka Silników Nr. 3.

#### ODDZIAŁ KIELCE

1. Chrzanecki Roland, Kielce, Słoneczna 22.
2. Ciok Józef, Skarżysko-Kamienna, Kolejowa 87.
3. Dzikowski Władysław, Białogon koło Kielce.

4. Kajda Stanisław, Kielce, Orla 1.
5. Kastek Bolesław, Kielce, Owsiana 16.
6. Kozłowski Stanisław, Kielce, Mielczarskiego 45.
7. Lennik Władysław, Kielce, Zagórska 86.
8. Markiewicz Edward, Skarżysko-Kamienna, 3-go Maja 123c.
9. Pietrzykowski Wacław, Radom, Lubelska 137.
10. Sieczka Stanisław, Skarżysko-Kamienna, 3 Maja 167.
11. Sobol Adam, Kielce, „Huta Ludwików“.
12. Sosnowski Jerzy, Kielce, Chodkiewicza 41.
13. Tusiewicz Jan, Skarżysko-Kamienna, Staszica 19.
14. Wardyński Adam, Kielce, „Huta Ludwików“.
15. Zajac Eugeniusz, Skarżysko-Kamienna, Piłsudskiego 13.
16. Zaremba Władysław, Suchedniów, w Baranowie 10.
17. Zuchowski Stanisław, Kielce, Mielczarskiego 45.

#### ODDZIAŁ SZCZECIN

1. Biela Aleksander, Szczecin-Glinki, Zamknięta 12 m. 9.
2. Gasowski Tadeusz, Szczecin, Mazurska 13 m. 7.
3. Kowaluniec Leon, Szczecin, Poniatowskiego 74 m. 1.
4. Lisowski Andrzej, Szczecin-Glinki, W. Witosa 6 m. 2.
5. Majewski Henryk, Huta „Szczecin“, Biuro Techniczne.
6. Matuszczyk Kazimierz, Szczecin, Frycz Modrzewskiego 29.
7. Moskalewicz Stanisław, Szczecin-Glinki, Kościelna 55 m. 4.
8. Orlik Stefan, Szczecin-Glinki, W. Witosa 34 m. 1.
9. Raźniak Władysław, Szczecin, Al. Piastów 52 m. 6.
10. Tomaszewski Roman, Szczecin - Pogodno, Samosiery 25.

#### KOŁO ELBLĄG

1. Goldnik Konstanty, Elbląg, Królewska 34 m. 8.
2. Grudziński Tadeusz, Elbląg, Próchnika 5 m. 2.
3. Pakszyc Stanisław, Elbląg, 3 Maja 112.
4. Szarota Franciszek, Elbląg, Robocznicza 143 m. 6.

#### ODDZIAŁ WARSZAWSKI

1. Giniatt Zygmunta, Wołomin k. Warszawy, ul. Krzyżowa 4.
2. Zaremba Leonard, Radość k. Warszawy, ul. Reja.

#### KOŁO SIMP W MIELCU

1. Baranicki Tadeusz, Mielec, Blok 110 m. 3.
2. Biały Konrad, Mielec, Blok 130.
3. Buliński Andrzej, Mielec, Blok 120 m. 4.
4. Culek Edward, Mielec, Blok 110 m. 6.
5. Cybulski Stanisław, Mielec, Blok 101 m. 2.
6. Frydrych Edward, Mielec, Blok 110 m. 13.
7. Gąsior Edward, Mielec, Blok 109 m. 32.
8. Gąsiorowa Dorota, Mielec, P.Z.L.
9. Grünberg Fryderyk, Mielec, Blok 118 m. 3.
10. Gumowski Józef, Mielec, Blok 106 m. 10.
11. Hyjek Jan, Mielec, Blok 120 m. 33.
12. Karwowski Władysław, Mielec, Blok 118 m. 11.
13. Lech Aleksander, Mielec, Blok 102 m. 16.
14. Maderak Walenty, Mielec, Blok 101 m. 23.
15. Mazur Edward, Mielec, Blok 108 m. 28.
16. Puchała Edward, Mielec, Blok 124 m. 34.
17. Ratajczak Bronisław, Mielec, Blok 110 m. 4.
18. Rehman Roman, Mielec, Blok 110 m. 11.
19. Rutkowski Kazimierz, Mielec, Blok 111 m. 9.
20. Skirecki Wacław, Mielec, Blok 101 m. 9.
21. Toczek Edmund, Mielec, Blok 116 m. 23.
22. Wondolowski Tadeusz, Mielec, Blok 119 m. 20.
23. Zabrzejewski Zygmunta, Mielec, Blok 116 m. 6.
24. Zakrzewski Bronisław, Mielec, Blok 120 m. 22.

#### KOŁO W RZESZOWIE

1. Batorski Edward, Rzeszów, Dąbrowskiego 42, bl. IX m. 20.
2. Chmiel Tadeusz, Rzeszów, Dąbrowskiego 42, bl. V, m. 2.
3. Danowski Antoni, Rzeszów, Dąbrowskiego 42, bl. VI, m. 45.
4. Kasperowicz Wiktor, Rzeszów, Hetmańska 85.
5. Kotowicz Antoni, Lubenia, poczta Czudec, pow. Rzeszów.
6. Kozłowski Janusz, Rzeszów, Dąbrowskiego 42, bl. I, m. 6.
7. Kuźnierz Zdzisław, Rzeszów, Starowina Dolna 249.
8. Lech Julian, Rzeszów, P.Z.L.
9. Mróz Kazimierz, Rzeszów, Orzeszkowej boczna 8a.
10. Murzyn Edmund, Rzeszów, Dąbrowskiego 42, bl. III, m. 2.
11. Mościcki Adam, Rzeszów, Dąbrowskiego 42, bl. I, m. 13.
12. Solecki Józef, Siedliska, poczta Boguchwała.
13. Suleczan Bronisław, Rzeszów, Dąbrowskiego 42, bl. III, m. 8.
14. Szpok Jan, Rzeszów, Dąbrowskiego 42, bl. III, m. 13.

## KOMUNIKATY INSTYTUTU WYDAWNICZEGO SIMP

## KSIĄŻKI WYDANE PRZEZ INSTYTUT WYDAWNICZY SIMP

zatwierdzone do użytku szkolnego

*Tadeusz Dobrzański* „RYSUNEK TECHNICZNY“, Wydanie I. Format A5, stron VIII + 179, tablic 13, rysunków 228. Warszawa, 1948. Cena zł. 500. — Cena ulgowa zł. 450.

Książka ta stanowiąca podręcznik dla szkół zawodowych grupy metalowej, dzięki jasności i przystępności wykładu daje również możliwość samodzielnej nauki rysunku technicznego.

Książka ta, zarządzeniem Ministra Oświaty Nr VI Oc — 125/48 z dnia 25 marca 1948 r. została zatwierdzona do użytku szkolnego — jako podręcznik dla gimnazjów mechanicznych oraz jako książka pomocnicza dla szkół technicznych mechanicznych.

*Prof. dr inż. Wacław Moszyński* „PASOWANIA W BUDOWIE MASZYN“ Wydanie I. Format A5, stron XVI + 128, tablic 29, rysunków 44. Warszawa, 1948. Cena zł. 440.—. Cena ulgowa zł. 400.

Praca *prof. Wacława Moszyńskiego* ma na celu zaznajomienie czytelnika z zagadnieniem pasowań na tle międzynarodowego układu tolerancji średnic. Daje ona również szereg wskazówek praktycznych, związanych z wprowadzeniem pasowań do praktyki konstrukcyjnej.

Książka ta została zatwierdzona do użytku szkolnego zarządzeniem Ministra Oświaty Nr VI Oc — 712/48 z dnia 4 czerwca 1948 r. jako książka pomocnicza dla uczniów i nauczycieli gimnazjów i liceów mechanicznych.

*Inż.-mech. Marian Wakalski* „SKRAWANIE NARZĘDZIAMI ZE STOPÓW SPIEKANYCH“ Wydanie I. Format A5, stron XIV + 128, tablic 28, rysunków 127. Warszawa, 1947. Cena zł. 400. Cena ulgowa zł. 360.

Książka *inż. M. Wakalskiego* w wyczerpujący sposób odtwarza ostatni stan wiedzy w dziedzinie konstrukcji i zastosowania narzędzi ze stopów spiekanych.

Książka ta została zatwierdzona do użytku szkolnego zarządzeniem Ministra Oświaty Nr VI Oc—774/48 z dnia 9 lipca 1948 r. jako książka pomocnicza dla uczniów i nauczycieli liceów mechanicznych II stopnia oraz dla nauczycieli liceów I stopnia i gimnazjów zawodowych.

*Inż.-mech. Kazimierz Ochęduszek* „KOŁA ZĘBATE“ Tom I. „Konstrukcja“. Wydanie I. Format A5, stron XVI + 216, tablic 14, rysunków 123. Warszawa, 1947. Cena zł. 640. Cena ulgowa zł. 580.

Książka „Koła zębate“ *inż. K. Ochęduski* wypełnia poważną lukę w polskim piśmiennictwie technicznym, stanowiąc w tej dziedzinie dzieło źródłowe. Przystępne ujęcie tematu zwiększa jej wartość jako książki pomocniczej dla szkolnictwa technicznego.

Książka ta została zatwierdzona do użytku szkolnego zarządzeniem Ministra Oświaty Nr VI Oc—775/48 z dnia 9 lipca 1948 r. jako książka pomocnicza dla uczniów i nauczycieli liceów mechanicznych II stopnia oraz dla nauczycieli liceów I stopnia i gimnazjów zawodowych.

ADMINISTRACJA WYDAWNICTW KSIĄŻKOWYCH Instytutu Wydawniczego SIMP Warszawa 32, ul. Mickiewicza 18 wysyła na żądanie druki zbiorowego zamówienia.

Cena ulgowa przysługuje uczniom szkół technicznych przy zgłoszeniach zbiorowych co najmniej 10 egzemplarzy

PRZEDŁUŻENIE TERMINU PRZEDPŁATY  
NA I TOM „PORADNIKA TECHNICZNEGO MECHANIK”

Znajdujący się w druku I tom „PORADNIKA TECHNICZNEGO MECHANIK“ obejmuje następujące części: Matematyka i tablice matematyczne. Fizyka i tablice fizyczne. Mechanika ogólna. Stereomechanika techniczna. Hydromechanika. Aerodynamika. Termika techniczna. Metrologia techniczna. Normalizacja.

Obejmując zasięgiem swej treści ogólne nauki techniczne, tom I „Poradnika“ odpowiada potrzebom nie tylko techników-mechaników, ale i techników innych dziedzin, stanowiąc od dawna oczekiwane dzieło źródłowe, niezbędne zarówno w studiach, jak i w pracy zawodowej.

Ze względu na wielkie zainteresowanie „Poradnikiem technicznym MECHANIK“ — Instytut Wydawniczy SIMP powiększył dotychczasowy nakład o dalsze

2.000 egzemplarzy, aby umożliwić nabycie tego dzieła jak najszerszym rzeszom pracowników technicznych.

Administracja Wydawnictw Książkowych Instytutu Wydawniczego SIMP Warszawa 32, ul. Mickiewicza 18 — przysyła nadal zgłoszenia na następujących warunkach: Zgłaszający wpłaca na konto PKO I-4655 jednorazowo kwotę zł. 800 — jako przedpłatę za zeszyty mające wyjść z druku oraz należność za tyle zeszytów, ile w danej chwili się ukazało (dotychczas ukazało się 8 zeszytów; objętość I tomu — 15 do 16 zeszytów).

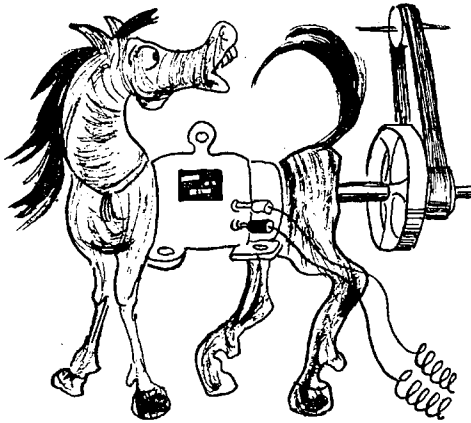
Cena zeszytu (o objętości 80 do 96 stron) w przedpłacie normalnej wynosi zł. 300; w przedpłacie ulgowej — dla członków SIMP oraz uczniów przy zgłoszeniach zbiorowych co najmniej 10 egzemplarzy — zł. 250. Cena sprzedaży zeszytu — zł. 400.

## SPROSTOWANIE

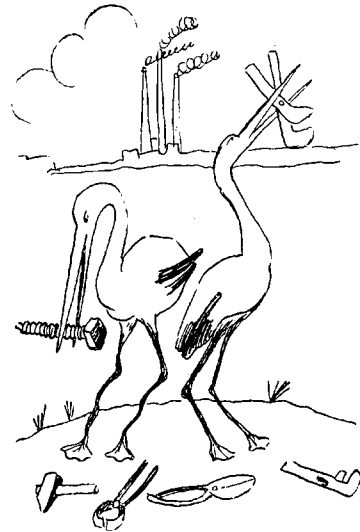
Ze względu na pomyłki w nazwiskach członków Kolegium Redakcyjnego czasopisma „TECHNIKA LOTNICZA“, podanych na str. 475 tegoż zeszytu, wyjaśniamy:

Czasopismo „Technika Lotnicza“ redaguje Kolegium w składzie: przewodniczący *inż. Władysław Fiszdón*, członkowie: *inż. Bronisław Bochenek*, *dr inż. Zbigniew Brzoska*, *inż. Franciszek Janik*, *plk. inż. Henryk Krajewski*, *dr inż. Franciszek Misztal*, *inż. Romuald Romicki*, *inż. Jan Paczowski* (Redaktor techniczny).

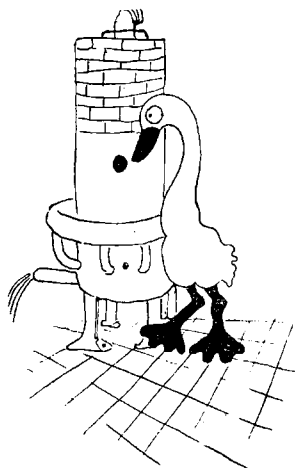
WESOŁY MECHANIK  
 Ilustrowany Słownik Techniczny  
 ZOO mechaniczne



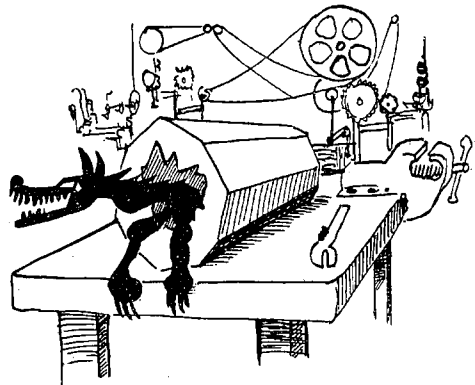
*Koń mechaniczny (KM)*



*Bocian lewy, bocian prawy i żabka*

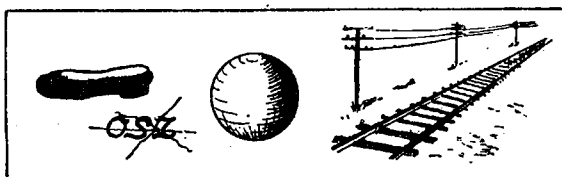
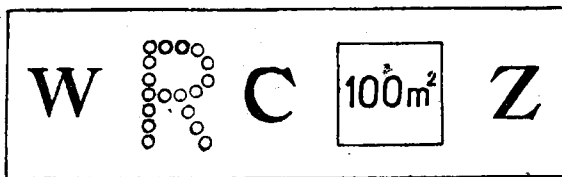


*Gęś w odlewni*



*Wilk w materiale*

ROZRYWKI UMYŚLOWE



REBUSY

Za prawidłowe rozwiązanie zamieszczonych obok rebusów, Redakcja przewiduje 3 cenne nagrody książkowe z pośród własnych wydawnictw.

Rozwiązania nadsyłać należy pod adresem Redakcji „Mechanika”, Warszawa, ul. Dygasińskiego 34, do dnia 30 grudnia 1948 r.

W zeszycie następnym podamy rozwiązanie logogryfu z numeru 9/48.

## OŚWIADCZENIE AUTORA „PORADNIKA MECHANIKA - METALOWCA”.

W pracy mej p. t. „Poradnik mechanika-metalowca” zostały zamieszczone niżej podane Polskie Normy w opracowaniu przedwojennym. Ponieważ normy te zostały przez Polski Komitet Normalizacyjny unieważnione i zastąpione nowymi podaję o tym do wiadomości użytkowników „Poradnika”. Wskutek tego w zakresie podanych norm „Poradnik mechanika-metalowca” nadaje się tylko do celów szkoleniowych.

inż. Wincenty Czerwiński.

Str.	Tytuł normy	Nr normy unieważnionej	Nr normy aktualnej	Uwagi
62-63	Stal węglowa konstrukcyjna . . . . .	H-221	H-84020	Projekt H-74030 norma planow. Projekt
64	Stal węglowa narzędziowa . . . . .		H-85 20	
66-67	Stal konstrukcyjna stopowa (do nawęglania) . . . . .	H-250	H-84029	
67	Stal konstrukcyjna stopowa do ulepszenia cieplnego . . . . .	H-250	H-84030	
95	Zelazne rury i kształtki ciśnieniowe — Prostka kołnierзова . . . . .	B-804	H-74051 B-803	
96	Prostka kielichowa . . . . .			
114	Kliny wpuszczane, i wpusty . . . . .	G-421	M-85005	
116	Nity . . . . .		G-1100-G-1118	
117	Gwinty — określenia podstawowe . . . . .	G-201	M-02001	
121-126	Gwinty metryczne . . . . .	G-207 i G-213	M-02005	
125	Gwinty metryczne zwykłe . . . . .	G-205 i G-206	M-02006	
130	Gwinty trapezowe symetryczne . . . . .	G-216	M-02017	
129	Gwinty trapezowe symetryczne zwykłe . . . . .	G-215	M-02018	
132	Gwinty trapezowe niesymetryczne — teoretyczne wymiary gwintów . . . . .			
131	Gwinty trapezowe niesymetryczne zwykłe . . . . .	G-218 G-217	M-02019 M-02020	
118 i 120	Gwinty Whitwortha . . . . .	G-241 i G-240	M-02025 M-02026	
127-128	Gwinty Whitwortha drobnozwojowe . . . . .		M-02030 M-02035	
121	Gwinty rurowe . . . . .	G-301 i G-302		
124	Gwintu okrągłe . . . . .			
271	Nakładki . . . . .	N-282 z 1931 r.	N-282 z 1947 r.	
272-273	Trzpienie tokarskie stałe . . . . .		N-439	
298	Frezy modułowe krążkowe . . . . .		N-375	
298	Frezy modułowe krążkowe . . . . .		N-376	
299	Frezy ślimakowe . . . . .		N-377	
325-326	Tulejki redukcyjne do stożków Morse'a . . . . .	N-285 z 1932 r.	N-285 z 1947 r.	
332-333	Rozwiertaki trzpieniowe stałe — Zdzieraki z chwytami stożkowym Morse'a . . . . .	N-165 z 1933 r. N-219 z 1929 r. N-104 z 1932 r.	N-165 z 1947 r. N-219 z 1947 r. N-104 z 1948 r.	
338	Zabieraki rozwiertaków nasadzanych . . . . .			
372-373	Srednice ujęteł pod gwinty . . . . .		N-1	
413-430	Układ tolerancji średnic . . . . .		od M-01050 do M-01099	
	Rysunek techniczny maszynowy . . . . .	o-501 z 38 r. o-502 z 35 r. od o-503 do 519 z 27 r. o-520 z 33 r. o-521 z 8 r. o-522 z 38 r. o-530 z 32 r. o-533 z 38 r. o-514 z 38 r.		

## TREŚĆ 10 — 11 ZESZYTU:

### I. ARTYKUŁY GŁÓWNE.

Inż.-mech. Paweł Kosieradzki „Obróbka cieplna stali szybko tnącej“ . . . . .	429
Inż.-mech. Kazimierz Ochędusko „Stożkowe koła zębate o łukowo-kołowej linii zęba (dok.)“ . . . . .	436
Inż.-mech. Piotr Moroz „Obróbka kół zębatych wiórkowaniem“ . . . . .	440
Jerzy Miracki „Przeciągarki pionowe“ . . . . .	443
Inż.-mech. Jan Tuszyński „Nowoczesne amerykańskie szlifierki bezuchwytowe (dok.)“ . . . . .	448
Inż. Krzysztof Nawrocki „Niektóre maszyny przemysłu gumowego“ . . . . .	453
II. POLSKA ENCYKLOPEDIA MECHANIKI.	
Prof. dr inż. M. T. Huber „Momenty bezwładności i zbroczenia“ . . . . .	457
III. POLSCY MECHANICY MOWIA PO POLSKU.	
Prof. dr inż. M. T. Huber „Określanie, wyznaczenie, ustalanie“ . . . . .	461
„Stereomechanika“ A. T. T. . . . .	461
IV. DZIAŁ SAMOCHODOWY.	
Inż.-mech. Adam Minchejmer „Przykłady zastosowania przenośników w przemyśle motoryzacyjnym“ . . . . .	462
Inż.-mech. Marian Koźłowski „Stopy glinu jako materiał na tłoki“ . . . . .	465

Inż.-mech. Adam Minchejmer „Typy samochodów używanych w Polsce. 1. Fordy Kanadyjskie“ (dok.) . . . . .	469
„Samochód osiągnął szybkość 650 km/h“ A. M. . . . .	473
V. MŁODY MECHANIK	
Inż.-mech. Antoni Boglewski „Jazda na rowerze w świetle praw mechaniki“ . . . . .	476
Inż.-mech. Adam Minchejmer „Zasada budowy i działania mechanizmu wolnego koła“ . . . . .	479
Inż.-mech. Edward Janke „Czujniki — ich konstrukcja i cechy charakterystyczne“ . . . . .	483
Inż.-mech. Władysław Tryliński „Szlifowanie wałków“ . . . . .	489
VI. POMYSŁY I WSKAZÓWKI PRAKTYCZNE	
„Pomiar poziomu cieczy w zbiornikach wysokiego ciśnienia“ J. O. . . . .	493
Roman Calikowski, mech. precyzyjny „Uproszczony sposób nacinania ślimacznicy“ . . . . .	494
VII. PRZEGLĄD CZASOPISM TECHNICZNYCH	
„Bezłowe szlifowanie wgłębne“ S. S. . . . .	495
„Sztuczny śnieg“ Inż. R. W. . . . .	496
„Elektryczne suszenie form“ H. Ch. . . . .	497
VIII. RZECZY CIEKAWE	
„Wieża Eiffla chwieje się“ H. Ch. . . . .	497

IX. BIBLIOGRAFIA		XI. KOMUNIKATY INSTYTUTU WYDAWNI-	
Książki nadesłane	498	CZEGO SIMP	505
Czasopisma nadesłane	501	XII. WESOŁY MECHANIK	506
X. WIADOMOŚCI SIMP	503	XIII. ROZRYWKI UMYSŁOWE	506

## CONTENTS for Nos 10 — 11

I. PRINCIPAL ARTICLES		A motor-car attained 650 km/h speed . . . . . 473	
Heat treatment of high speed steels . . . . .	429	V. THE YOUNG MECHANIC	
Bevel gears with teeth in circular line ( <i>conclusion</i> ) . . . . .	436	Mechanical aspect of the bicycle riding . . . . . 476	
Gear shaving . . . . .	440	Design and operation of the free wheel . . . . . 479	
Vertical broaching machines . . . . .	443	Design and characteristic properties of dial indicators . . . . . 483	
Modern centerless grinders of USA manufacture ( <i>conclusion</i> ) . . . . .	448	External grinding . . . . . 489	
Some machines for rubber industry . . . . .	453	VI. PRACTICAL IDEAS AND HINTS . . . . . 493	
II. POLISH ENCYCLOPEDIA OF MECHANICS		VII. REVIEW OF TECHNICAL MAGAZINES . . . . . 495	
Moment of inertia and moment of deviation . . . . .	457	VIII. INTERESTING NEWS . . . . . 497	
III. POLISH TECHNICAL TERMS . . . . . 461		IX. BIBLIOGRAPHY . . . . . 498	
IV. MOTOR—CARS		X. SIMP COMMUNICATIONS . . . . . 503	
Examples of application of conveyors in automobile industry . . . . .	462	XI. COMMUNICATIONS OF THE PUBLISHING INSTITUTE SIMP . . . . . 505	
Aluminium alloys for pistons . . . . .	465	XII. THE JOLLY MECHANIC . . . . . 506	
Car types in use in Poland. Pt. 1. Ford cars of Canadian manufacture ( <i>conclusion</i> ) . . . . .	469	XIII. RELAXATIONS METHODS . . . . . 506	

## TABLE DES MATIERES de Nos 10 — 11

I. ARTICLES PRINCIPAUX		V. JEUNE MECANICIEN	
Traitement thermique de l'acier rapide . . . . .	429	Mouvement de la bicyclette expliqué par le mécanique . . . . . 476	
Engrenage conique aux dents formées en ligne de l'arc ( <i>fin.</i> ) . . . . .	436	Principes de la construction et du travail de la poulie folle . . . . . 479	
Usinage des roues dentées par rabotage . . . . .	440	Comparateurs—leurs construction et traits caractéristiques . . . . . 483	
Machine à tréfiler verticale . . . . .	443	Polissage des pièces cylindriques . . . . . 489	
Polissoirs américains modernes sans mandrins ( <i>fin.</i> ) . . . . .	448	VI. PETITES INVENTIONS ET INDICATIONS PRATIQUES . . . . . 493	
Quelques machines pour l'industrie de caoutchouc . . . . .	453	VII. REVUE DE LA PRESSE TECHNIQUE . . . . . 495	
II. ENCYCLOPEDIE POLONAISE DE LA MECANIQUE		VIII. CURIOSITES . . . . . 497	
Moments d'inertie et de déviation . . . . .	457	IX. BIBLIOGRAPHIE . . . . . 498	
III. TERMINOLOGIE TECHNIQUE POLONAISE . . . . . 461		X. BULLETTIN DE SIMP (Société des Ingénieurs Mécaniciens Polonais) . . . . . 503	
IV. TECHNIQUE D'AUTOMOBILE		XI. COMMUNIQUE DE L'INSTITUT DE PUBLICATIONS SIMP . . . . . 505	
Quelques exemples d'emploi des transporteurs dans l'industrie d'automobile . . . . .	462	XII. LE MECANICIEN GAI . . . . . 506	
Alliages d'alumine pour les pistons . . . . .	465	XIII. JEUX D'ESPRIT . . . . . 506	
Types d'automobiles circulants en Pologne. I. Camion Ford canadien ( <i>fin.</i> ) . . . . .	469		
Automobile a passé la vitesse de 650 km/h . . . . .	473		

## SODIERZANJE Nr 10 — 11

I. OSNOVNYJA STATJI		V. MOŁODOJ MECHANIK	
Termiczeskaja obrabotka bvstrorieżuszczej stali . . . . .	429	Mechanika jezdy na wlosipedie . . . . . 476	
Konusoobraznyje zubczatyje koleśa s dugowokrugowej liniej zuba ( <i>okoń.</i> ) . . . . .	436	Konstrukcja i diejstwowanie swobodnawo choda . . . . . 479	
Obrabotka zubczatyh kolios szwingowaniem . . . . .	440	Razmiernyje indykatory — konstrukcja, charakterystyke czerty . . . . . 483	
Wiertkalnyje woloczulnyje maszyny . . . . .	443	Szlifowanie walikow . . . . . 489	
Sowriemiennyje amerikanskije szlifowalnyje stanki . . . . .	448	VI. PRAKTICZESKIJE ZAMYSLY I UKAZANJA . . . . . 493	
Stanki rieżinowej promyślnosti . . . . .	453	VII. OBZOR TECHNICZESKIJE ŻURNALOW . . . . . 495	
II. POLSKAJA ENCIKLOPEDIA MECHANIKI		VIII. INTERIESNYJA WIESZCZI . . . . . 497	
Momienty inercji . . . . .	457	IX. BIBLIOGRAFIA . . . . . 498	
III. POLSKIJE MECHANIKI GOWORIAT PO POLSKI . . . . . 461		X. IZWIESTJA SIMP (Obszczestwo Polskich Inżynierow Mechanikow) . . . . . 503	
IV. AWTOMOBILNYJ OTDIEL		XI. SOOBSZCZENJA IZDATIELSKAWO INSTYTUTA SIMP . . . . . 505	
Primery primienienia konweyorow w awtotraktornoj promyślnosti . . . . .	462	XII. ROZWIESIELITIELNYJ UGOŁOK . . . . . 506	
Primienienie aluminowych spławow dla proizvodstwa prośnziej . . . . .	465	XIII. INTIELLEKTUALNYJE ROZWLECZENJA . . . . . 506	
Typy eksploatirowannyh awtomobilej w Polsce . . . . .	469		
1. Kanadijskije Fordy ( <i>okoń.</i> ) . . . . .	469		
Riekordnyj awtomobil . . . . .	473		

## WYDAWCA: INSTYTUT WYDAWNICZY SIMP — WARSZAWA

Kolegium redakcyjne: inż.-mech. Ignacy BRACH, inż.-mech. Heliodor CHMIELEWSKI, Stanisław KUNSTETER, inż.-mech. Kazimierz OCHEDUSZKO, inż.-mech. Witold SZYMANOWSKI  
 Redaktor naczelny: inż.-mech. Adam Tadeusz TROSKOLAŃSKI  
 Zastępcza Redaktora naczelnego: inż.-mech. Władysław GWIAZDOWSKI  
 Redaktor DZIAŁU ODLEWNICZEGO: prof. inż. Kazimierz GIERDZIEJEWSKI  
 Redaktor DZIAŁU SAMOCHODOWEGO: inż.-mech. ADAM MINCHEJMER  
 Redaktor WIADOMOŚCI SIMP: Eugeniusz MAŁKIEWICZ, Sekretarz Generalny SIMP

Adres Redakcji: Warszawa-Zoliborz, ul. Dygasińskiego 34

Redaktor przyjmuje w poniedziałki i środy w godzinach od 13 do 16 w siedzibie Redakcji przy ul. Dygasińskiego 34

Adres Administracji: Warszawa-Zoliborz, ul. Mickiewicza 18. Tel. 8-29-85. Administracja czynna codziennie od 9 do 15

Przedpłata kwartalna 300 zł.

PKO Nr konta I-624

Cena zeszytu podwójnego 300 zł.

