

PRZEGŁĄD MECHANICZNY

MIESIĘCZNIK NAUKOWO-TECHNICZNY

STOWARZYSZENIA INŻYNIERÓW I TECHNIKÓW MECHANIKÓW POLSKICH

ROK XIV

(1 9 5 5)

620/621 (054) (438) „1955”



~~mgr inż. Stefan Leonardowski~~

WARSZAWA

1955

WYDAWCA: NACZELNA ORGANIZACJA TECHNICZNA

Problemy ogólne budownictwa maszynowego

	Str./Zesz.
Arkuszewski Mieczysław mgr inż. — Izotopy promieniotwórcze i ich zastosowanie w przemyśle (str. 7,0, rys. 9, tablic 14)	315/10, 357/11
Błocki Roman mgr inż. — Niektóre osiągnięcia w budowie silników wysokoprężnych w pierwszym dziesięcioleciu Polskiej Rzeczypospolitej Ludowej (str. 4,75 rys. 14, tablic 2)	134/5
Bosiacki Kazimierz mgr inż. — Doświadczenia radzieckie z zakresu obniżenia ciężaru maszyn przy równoczesnym podwyższeniu ich jakości (str. 3,0, rys. 6)	319/10
Chmielewski Janusz mgr inż. — Możliwości produkcji ciężkich hutniczych urządzeń transportowych w kraju (str. 2,3)	389/12
Fidelski Roman mgr inż. — Rola SIMP w rozwoju przemysłu maszynowego (str. 2,0)	204/7
Keh Zygmunt mgr inż. — Najbliższe zadania w zakresie eksportu maszyn ciężkich (str. 3,0)	1/1
Kuberski Ludwik inż. — Zamierzenia organizacyjno-techniczne przemysłu dla poprawy jakości produkcji maszyn rolniczych (str. 4,5)	169/6
Kulesza Stanisław mgr inż. i Mierzejewski Czesław mgr inż. — Postęp w budowie obrabiarek na tle Targów Lipskich (str. 4,0, rys. 13)	219/7
Lesz Mieczysław mgr inż. — Ogólnopolska Narada Konstruktorów (str. 3,25)	304/10
Lutosławski Zbigniew mgr inż. — Zagadnienie kosztów w pracy technologa w przemyśle budowy maszyn (str. 6,5, rys. 7)	67/3
Moroz Piotr mgr inż. — Problemy związane z organizacją seryjnej i średnioseryjnej produkcji maszyn (str. 3,0, tablica 1)	372/12
Otdakowski Stefan mgr inż. — Możliwości zmniejszenia kosztów nowych konstrukcji (str. 5,0, rys. 7)	335/11
Tymowski Janusz prof. — Hamulce postępu technicznego (str. 6,5)	269/9
Wróblewski Wiesław mgr inż. — O właściwe przystosowanie kształtu przedmiotów walcowanych do potrzeb kuźnictwa (str. 2,5, rys. 9)	383/12
Udział konstruktora w zmniejszaniu kosztów eksploatacji maszyn — inż. mech. F. Matczyński (str. 1,15, rys. 4)	365/11

Obliczanie i konstrukcja części maszyn

Baranowicz Roman mgr inż. — Obliczenia wytrzymałościowe kół zębatach w skrzynkach prędkości obrabiarek (str. 8,0, rys. 8, tablic 6)	101/4, 144/5
Błocki Roman mgr inż. — Anormalne pasowania (str. 2,0, rys. 4)	251/8
Bobowicz Henryk mgr inż. — Selekcja wymiarów dla dowolnej ilości elementów łączonych (str. 5,5, rys. 11, tablic 3)	73/3
Bosiacki Kazimierz mgr inż. — Doświadczenia radzieckie z zakresu obniżenia ciężaru maszyn przy równoczesnym podwyższeniu ich jakości (str. 3,0, rys. 6)	319/10
Brogowski Wojciech mgr inż. — O metodyce konstruowania (str. 3,75)	35/2
Brogowski Wojciech mgr inż. — O metodach sprawdzania opracowań konstrukcyjnych (str. 4,0, tablic 2)	346/11
Chudziński Jerzy mgr inż. — W sprawie zwiększenia zakresu stosowania rysunków w rzutach aksonometrycznych (str. 2,5, rys. 9)	22/1
Damasiewicz Mieczysław k. n. t. inż. — Badanie ruchu maszyny metodą doświadczalno-rachunkową (str. 5,5, rys. 12)	240/8
Demeter Tadeusz mgr inż., Gotuch Antoni mgr inż. i Rajtor Jerzy mgr inż. — Zastosowanie materiałów zastępczych do wyrobu przekładni ślimakowych.	
I. Sposoby badań przekładni ślimakowych i materiałów na nie (str. 2,5, rys. 5)	
II. Zastosowanie żeliwa sferoidalnego w przekładniach ślimakowych (str. 3,5, rys. 12)	
III. Zastosowanie stopów cynkowych w przekładniach ślimakowych (str. 3,0, rys. 9, tabl. 4)	
Gotuch Antoni mgr inż. — Czy monolityczne koła zębata z żeliwa sferoidalnego znajdują zastosowanie w produkcji przekładni zębatach (str. 2,75, rys. 8)	156/5
Gotuch Antoni mgr inż. — Sprzęgła podatne (str. 6,0, rys. 26)	213/7, 256/8
Hajduk Jerzy mgr inż. — Dobór wstępnej strzałki ugięcia dwupodporowej belki suwnicowej (str. 3,5, rys. 6, tabl. 3)	379/12
Harasymowicz Jan mgr inż. — Obliczanie sprężyn śrubowych metodą graficzną (str. 3,0, rys. 4, tabl. 1)	292/9
Jakubowski Tadeusz dr inż. — Analiza wymiarowa zamienności części w Związku Radzieckim i u nas (str. 3,5)	311/10
Kłębowski Zenobiusz prof. dr i Urbanowski Wojciech mgr inż. — Wytrzymałość płaszcza naczyni wysokociśnieniowego utworzonego z rury owiniętej wielowarstwowo taśmą (str. 6,0, rys. 4, tablica 1)	38/2
Leśniak Witold mgr inż. — Metalowe uszczelki grzebieniowe (str. 4,0, rys. 9)	152/5
Otdakowski Stefan mgr inż. — Możliwości zmniejszenia kosztów nowych konstrukcji (str. 5,0, rys. 7)	335/11
Zawadzki Jerzy prof. — Moment bezwładności ciał materialnych ciągłych — cecha podstawowa przy określaniu zastępczych mas dynamicznych i zredukowanych (str. 8,0, rys. 30, tablic 2)	275/9
Zawadzki Jerzy prof. — O szersze stosowanie metod mechanicznych teoretycznych (str. 0,3)	364/11
Badanie przyczyn rozgrzewania się łożysk — F. M. (str. 0,75, rys. 3)	364/11

Koszycki bezpierscieniowych łożysk igiełkowych — inż. Zbigniew Jakubowski (str. 0,75, rys. 3)	127/4
Magnetyczne sprzęgła olejowe i proszkowe — inż. Zbigniew Jakubowski (str. 1,05, rys. 3)	98/3
Metodyka projektowania wzorników gładzi eliptycznych — mgr inż. Stanisław Hahn (str. 1,4, rys. 3)	198/6
Nowy sposób podwyższania wytrzymałości zmęczeniowej walców — inż. Edward Decowski (str. 1,0, rys. 4)	394/12
Określenie przebiegu przyspieszeń środka masy mechanizmu w ruchu wymuszonym — prof. Jerzy Zawadzki (str. 1,5, rys. 8)	228/7
Podwójna zwężka Venturiego — F. M. (str. 0,5, rys. 2)	31/1
Polepszenie szczelności gniazd zaworów wysokiego ciśnienia — inż. Zbigniew Jakubowski (str. 0,6, rys. 2)	161/5
Reduktory wykonywane z łożysk tocznych — inż. Edward Decowski (str. 1,05, rys. 5)	126/4
Siły bezwładności mechanizmów z przekładniami ślimakowymi — mgr inż. Jerzy Sawiczewski (str. 1,25, rys. 2)	333/10
Siły tarcia występujące w połączeniach włączanych — F. M. (str. 0,6, rys. 1)	28/1
Thumik uderzeniowy — inż. Władysław Leśniewski (str. 1,6, rys. 5)	192/6
Ulepszone konstrukcje łożysk wrzecion obrabiarek — Z. J. (str. 0,75, rys. 3)	30/1
Zastosowanie kulek w mechanizmach — F. M. (str. 0,75, rys. 5)	163/5
Zawór do regulacji ciśnienia pneumatycznie zrównoważony — F. M. (str. 0,5, rys. 2)	29/1
Złącza szczelno-mocne w nowoczesnych instalacjach przemysłowych — mgr inż. Witold Leśniak (str. 1,25, rys. 4)	262/8

Obrabiarki, narzędzia i obróbka mechaniczna metali

Baranowicz Roman mgr inż. — Obliczenia wytrzymałościowe kół zębatach w skrzynkach prędkości obrabiarek (str. 8,0, rys. 8, tablic 6)	101/4, 144/5
Kulesza Stanisław mgr inż. i Mierzejewski Czesław mgr inż. — Postęp w budowie obrabiarek na tle Targów Lipskich (str. 4,0, rys. 13)	219/7
Wakalski Marian prof. mgr inż. — Szybkościowe wiercenie głębokich otworów (str. 5,5, rys. 10, tablic 7)	106/4
Mechanizm dokładnego posuwu szlifierki do płaszczyzn — F. M. (str. 0,25)	369/11
Nowe zagadnienia w budowie obrabiarek — S. L. i J. O. (str. 0,5)	366/11
Odpylanie przy szlifowaniu — J. S. (str. 0,5, rys. 1)	298/9
O dynamicznej stabilności hydraulicznego napędu ciężkich obrabiarek — mgr inż. A. Zieliński (str. 2,0, rys. 8)	329/10
Siła skrawania i zużycie mocy przy szybkościowym frezowaniu gwintów — Ł. A. (str. 2,5, rys. 5)	24/1
Spiekane elektrody do elektroiskrowej obróbki metali — inż. Zbigniew Jakubowski (str. 0,7, rys. 1)	162/5
Techniczna sztywność obrabiarek — Z. J. (str. 1,0, rys. 2)	60/2
Tłumienie drgań obrabianego przedmiotu przez wykonanie ścina na nożu — E. D. (str. 0,6, rys. 3)	61/2
Ulepszone konstrukcje łożysk wrzecion obrabiarek — Z. J. (str. 0,75, rys. 3)	30/1
Wpływ obróbki polerowaniem natryskowym na użytkowe własności stali — inż. Zbigniew Jakubowski (str. 0,4, rys. 1)	228/7
Zastosowanie tablic Lancastera przy dobieraniu zespołów kół zębatach — St. H. (str. 0,5, rys. 1)	28/1

Dźwigi i przenośniki

Brach Ignacy prof. — O niektórych problemach doboru środków transportu wewnętrznego (str. 3,75, rys. 6)	340/11
Hajduk Jerzy mgr inż. — Dobór wstępnej strzałki ugięcia dwupodporowej belki suwnicowej (str. 3,5, rys. 6, tablic 3)	379/12
Kawecki Zygmunt mgr inż. — Badanie bezpieczeństwa lin nośnych Kolei Linowej na Kasprocy Wierch w Zakopanem (str. 5,0, rys. 9, tablic 4)	177/6
Komar Edward mgr inż. — Nowe węgierskie dźwigi budowlane (str. 6,25, rys. 18)	148/5, 190/6
Opolski Tadeusz mgr inż. — Opory ruchu przenośników taśmowych (str. 4,0, rys. 6)	84/3
Wiślicki Alfred mgr inż. — Porównanie pracy żurawia z wodzakiem i żurawia z nastawnym wysięgnikiem (str. 2,5, rys. 6, tablic 2)	309/10
Automatyczne wagi przenośnikowe — mgr inż. Józef Kulig (str. 1,25, rys. 4)	128/4
Hak dźwigowy z samoczynnym wyrzutnikiem liny — inż. J. Sawiczewski (str. 0,5, rys. 1)	164/5
Nowoczesny transport wózków w przemyśle metalowym — A. Ł. (str. 0,75, rys. 1)	163/5
Zwiększenie udźwigu żurawii bramowych — Z. J. (str. 1,0, rys. 3)	59/2

Silniki

Błocki Roman mgr inż. — Niektóre osiągnięcia w budowie silników wysokoprężnych w pierwszym dziesięcioleciu Polskiej Rzeczypospolitej Ludowej (str. 4,75, rys. 14, tablic 2)	134/5
Burzyński Lech mgr inż. i Bajdecki Bogumił mgr inż. — Napęd spalinowy na tle napędów parowych w okrętownictwie (str. 4,0, tablic 6)	54/2

Kutarba Kazimierz prof. mgr inż. i Czwiertnia Kamil inż. — Obecny stan i perspektywy rozwoju turbin gazowych. I. Zasada działania i podstawy teoretyczne turbin gazowych (str. 5,5, rys. 12)	79/3
II. Typowe rozwiązania konstrukcyjne turbin gazowych (str. 5,5, rys. 11, tablica 1)	115/4
III. Zastosowanie turbin gazowych w przemyśle i komunikacji (str. 5,25, rys. 14, tablica 4)	138/5
Pietrzyk Wiktor mgr inż. — Oddziaływanie okrętowych silników spalinowych okrętowych na fundament (str. 5,0, rys. 10, tablica 1)	88/3
Rytel Zdzisław prof. mgr inż. — Dobór silnika okrętowego (str. 6,0, rys. 4, tablica 4)	4/1
Szaulowski Kazimierz prof. mgr inż. — Badania silników wysokoprężnych na hamowni (str. 5,0, rys. 9, tablica 5)	208/7
Lokomotywa z turbiną parową i napędem elektrycznym — inż. Józef Wydro (str. 0,45)	120/4
Magnetyczne filtry olejowe w silnikach spalinowych — mgr inż. St. Hahn (str. 0,5)	161/5
Nowe konstrukcje silników wysokoprężnych — A. R. (str. 1,5, rys. 4, tablica 1)	194/6
Światowy stan trakcji spalinowej na drogach żelaznych — Z. R. (str. 0,75)	231/7

Urządzenia hutnicze i energetyczne

Chmielewski Janusz mgr inż. — Możliwości produkcji ciężkich hutniczych urządzeń transportowych w kraju (str. 2,3)	389/12
Grzybowski Wacław mgr inż. i Kardaszewicz Jerzy mgr inż. — Automatyzacja walcowni ciągłych (str. 9,25, rys. 20)	93/3, 121/4
Kucharski Jarosław mgr inż. — Uwagi o artykule mgr inż. M. Suckewera pt. „O celowości stosowania walczaków w budownictwie kotłów parowych” (str. 0,5)	260/8
Paczosa Marian mgr inż. — Osiowy wentylator akcyjny WOM — O polskiej konstrukcji (str. 2,2, rys. 3)	217/7
Radwan Mieczysław mgr inż. — Szczegółne warunki projektowania hutniczego taboru wagonowego (str. 2,75, rys. 4, tablica 4)	253/8
Suckewer Michał mgr inż. — O celowości stosowania walczaków w budownictwie kotłów parowych (str. 1,5, rys. 3)	258/8
Zamojdo Rudolf mgr inż. — Wykres t-Q i jego zastosowanie przy projektowaniu urządzeń kotłowych (str. 4,2, rys. 8, tablica 2)	375/12
Nowy sposób podwyższania wytrzymałości zmęczeniowej walców — inż. Edward Decowski (str. 1,0, rys. 4)	394/12
Przyrząd do pomiaru i czynnej kontroli grubości taśm podczas walcowania — J. T. (str. 0,5, rys. 2)	298/9
Rolki skręcające walcowni ciągłych — inż. Edward Decowski (str. 1,5, rys. 4, tablica 1)	331/10

Inne maszyny i urządzenia

Dietrych Janusz mgr inż. — Obliczanie prędkości przesiewanego materiału (str. 2,75, rys. 5)	10/1
Jarecki Antoni mgr inż. i Zborowski Zbigniew mgr inż. — Przegląd konstrukcji zbiorników wysokiego ciśnienia do celów przemysłowych (str. 4,75, rys. 18)	350/11, 391/12
Paczosa Marian mgr inż. — Osiowy wentylator akcyjny WOM — O polskiej konstrukcji (str. 2,2, rys. 3)	217/7
Schumann inż. — Maszyny wytrzymałościowe produkcji NRD (str. 3,0, rys. 9)	17/1
Dobór warunków pracy bębna sortownika przy pomocy nomogramu — St. H. (str. 1,0, rys. 2)	27/1
Nastawna przegroda, nowy sposób regulacji maszyn wirnikowych — mgr inż. Szczepan Łazarkiewicz (str. 0,9, rys. 3)	395/12
Osiągnięcia NRD w dziedzinie spalania pyłu węglowego na parowozach — mgr inż. Wiktor Wyslouh (str. 0,6)	260/8
O wyższą sprawność i ekonomiczność pracy wentylatorów odsrodkowych — mgr inż. Szczepan Łazarkiewicz (str. 2,0, rys. 7)	295/9
Pozioma pompa trójnurnikowa — F. M. (str. 0,3, rys. 1)	368/11
Przyczynki do podstawowych problemów konstrukcji maszyn wstrząsowych — A. P. (str. 1,0, rys. 3)	261/8
Urządzenia ochronne prasy pneumatycznej — J. T. (str. 0,25, rys. 1)	298/9

Materiałoznawstwo i obróbka cieplna metali

Biestek Tadeusz mgr inż. — Możliwości zastosowania badań korozyjnych w komorze solnej (str. 3,0)	386/12
Demeter Tadeusz mgr inż., Goluch Antoni mgr inż., Rajtor Jerzy mgr inż. — Zastosowanie materiałów zastępczych do wyrobu przekładni ślimakowych. I. Sposoby badań przekładni ślimakowych i materiałów na nie (str. 2,5, rys. 5)	245/8
II. Zastosowanie żeliwa sferoidalnego w przekładniach ślimakowych (str. 3,5, rys. 12)	247/8
III. Zastosowanie stopów cynkowych w przekładniach ślimakowych (str. 3,0, rys. 9, tablica 4)	283/9
Dworzak Egon prof. dr inż. i Jaworski Roman mgr inż. — Rośnięcie żeliwa aluminowego (str. 3,0, rys. 5, tablica 1)	112/4
Dziama Antoni mgr inż. i Lawrowski Zbigniew mgr inż. — Badanie materiałów łożyskowych na przyrządzie wahadłowym (str. 4, rys. 11)	13/1
Goluch Antoni mgr inż. — Czy monolityczne koła zębate z żeliwa sferoidalnego znajdują zastosowanie w produkcji przekładni zębatych (str. 2,75, rys. 8)	156/5
Piaskowski Jerzy mgr inż. — O przydatności żeliwa sferoidalnego na koła zębate (str. 0,5)	364/11
Piaskowski Jerzy mgr inż. — W sprawie badań nad zastosowaniem żeliwa sferoidalnego na przekładnie ślimakowe (str. 5,0)	393/12

Rutkowski Kazimierz mgr inż. i Górny Zbigniew mgr inż. — Niskomiedziowe mosiądze manganowe (str. 7,5, rys. 18, tablica 13)	173/6, 224/7
Staub Fryderyk prof. mgr inż. i Janicki Jerzy inż. — Nowe metody określania hartowności stali wysokostopowych głębokohartujących (str. 3,5, rys. 8, tablica 2)	50/2
Cermetowe powłoki ochronne żaroodporne — F. M. (str. 0,25)	127/4
Głębokość warstwy utwardzonej przy obróbce części maszynowych przez kulkowanie — mgr inż. Romuald Kolman (str. 0,8, rys. 3)	329/10
Lutowanie twarde stopów o dużej wytrzymałości w atmosferze wodoru — Marian Chrzanowski (str. 1,0, rys. 4)	197/6
Malowanie elektrostatyczne — Ł. A. (str. 0,5, rys. 1)	62/2
Nawęglanie w ciekłym żelazie — inż. Czesław Drużny (str. 0,6, rys. 2)	98/3
Nowa niskostopowa stal manganowo-krzemowa — Z. S. (str. 0,6, tablica 2)	396/12
Ochrona przed azotowaniem przez pokrycie szkłem wodnym — mgr inż. Zbigniew Jakubowski (str. 0,45)	263/8
Punkt rosy miernikiem działania atmosfer regulowanych na węgiel stali — J. T. (str. 0,6, rys. 2)	61/2
Własności i zastosowanie mas plastycznych z włóknem szklanym — mgr inż. Stanisław Hahn (str. 0,45)	228/7
Własności mechaniczne stali niskowęglowej w zależności od warunków chłodzenia po nagrzewaniu — Z. S. (str. 0,5, tablica 1)	27/1
Wpływ obróbki polerowaniem natryskowym na użytkowe własności stali — inż. Zbigniew Jakubowski (str. 0,4, rys. 1)	228/7
Zastosowanie węgla przy naprawach za pomocą spawania — M. Ch. (str. 0,5, rys. 3)	29/1

Pomiary, kontrola, automatyka

Chudziński Jerzy mgr inż. — Sprawdzanie płaskości dużych płaszczyzn przy pomocy kolimatora (str. 4,1, rys. 10, tablica 2)	186/6
Dębski Janusz mgr inż. — Urządzenie automatycznej regulacji ciśnienia i temperatury pary wykonane w kraju (str. 3,1, rys. 6)	182/6
Mierzejewski Jerzy mgr inż. — O możliwościach powiększenia dokładności i obszaru mierniczego całkujących gładkościomierzy pneumatycznych (str. 5,5, rys. 16)	45/2
Piotrowska Anna mgr — Oczyszczanie ultradźwiękami (str. 2,25, rys. 1)	343/11
Roliński Zygmunt inż.-mech. — Elektryczne tensometry oporowe. Niektóre praktyczne i teoretyczne uwagi o ich budowie, własnościach i zastosowaniu (str. 6,0, rys. 15)	286/9
Schumann inż. — Maszyny wytrzymałościowe produkcji NRD (str. 3,0, rys. 9)	17/1
Tomaszewski Aleksander mgr inż. — W sprawie dźwigni zapewniającej stałość nacisku mierniczego w czujniku zegarowym (str. 1,75, rys. 2, tablica 1)	146/5
Zakrzewski Marek zast. prof. k. n. t. — Specjalne sposoby stosowania elektrycznych tensometrów oporowych (str. 1,5, rys. 2)	363/11
Automatyczne wagi przenośnikowe — mgr inż. Józef Kulig (str. 1,25, rys. 4)	128/4
Elektro-pneumatyczny automat do sortowania wałków cylindrycznych — St. H. (str. 0,95, rys. 2)	264/8
Podwójna zwięzka Venturiego — F. M. (str. 0,5, rys. 2)	31/1
Pomiary młota sprężarkowego — inż. Jan Jarecki (str. 1,8, rys. 7)	367/11
Próby tłoczności cienkich taśm — mgr inż. K. Szopski (str. 1,0, rys. 3, tablica 2)	297/9
Przyrząd do pomiaru i czynnej kontroli grubości taśm podczas walcowania — J. T. (str. 0,5, rys. 2)	298/9
Zawór do regulacji ciśnienia pneumatycznie zrównoważony — F. M. (str. 0,5, rys. 2)	29/1

Gospodarka przemysłowa

Sosiński Andrzej mgr inż. — Zagadnienie rozdziału lub połączenia czynności technologa i technika normowania (str. 2,0)	20/1
Szacikowski Józef inż.-mech. — Remonty planowo-zapobiegawcze (str. 6,5, rys. 3, tablica 14)	322/10, 360/11
Szymański Roman — Normatywny rachunek kosztów w przemyśle maszynowym (str. 3,5, rys. 2)	325/10
Wasiljew Tadeusz — Rola służby dyspecerskiej w przedsiębiorstwach przemysłowych (str. 4,25, rys. 4)	353/11

Różne

Muszyński Z. inż. — Zagadnienia mechaniki w świetle Na- gród Państwowych 1955 r. (str. 1,0)	371/12
Dwudzieste czwarte Międzynarodowe Targi Poznańskie 3—24 lipca 1955 r. (str. 0,7 i str. 3,0, rys. 10)	160/5, 237/8
Dziesięć lat działalności SIMP (str. 2,5) — mgr inż. Stanisław Grzymatowski	206/7
Jedenasta rocznica Manifestu PKWN (str. 1,0)	203/7
Narada „Przeglądu Mechanicznego” z Czytelnikami (str. 1,0)	196/6
Narada z Czytelnikami „Przeglądu Mechanicznego” (str. 0,75)	125/4
O czystości języka i jednolitość polskiego słownictwa naukowo-technicznego — prof. mgr inż. Jerzy Zawadzki (str. 0,6)	227/7
O tematyce „Przeglądu Mechanicznego” — W. K. (str. 1,5)	159/5
Pierwszy Maj — święto solidarności i przyjaźni narodów walczących o pokój (str. 1,0)	133/5
Przyjaźń i przykład Związku Radzieckiego pomocą w walce o postęp techniczny (str. 1,0)	363/10

Kronika i komunikaty

Aktualne zadania w zakresie postępu technicznego tematem narady aktywu Oddziału Warszawskiego SIMP (str. 0,5)	197/6
Doroczny Walny Zjazd Delegatów SIMP (str. 2,2)	232/7
Działalność Komisji Upnień Zawodowych w I półroczu 1955 r. (str. 0,2)	265/8
Komunikat Sądu Konkursowego konkursu na najlepszy odczyt koła zakładowego SIMP (str. 0,5)	165/5
Konferencja na temat „Gospodarki narzędziami skrawającymi” (str. 0,15)	369/11
Konferencja Naukowo-Techniczna SIMP poświęcona zagadnieniom konstrukcji spawanych (str. 0,25)	64/2
Konferencja poświęcona zagadnieniom „Rozwoju Spawalnictwa w Przemśle Okrętowym” (str. 0,2)	369/11
Krajowa Konferencja w sprawie Metrologii Warsztatowej i Kontroli Technicznej — mgr inż. Przemysław Mańkowski, sekretarz Konferencji (str. 1,25)	63/2
Krajowa Konferencja w sprawie „Organizacji średnioseryjnej produkcji maszyn” (str. 0,12 + str. 1,0)	369/11, 397/12
Materiały pokonferencyjne (str. 0,15)	370/11
Mgr inż. Mikołaj Gutowski (wzmianka pośmiertna) (str. 0,25)	185/6
Narada referentów odczytowo-szkoleniowych oddziałów terenowych SIMP (str. 0,3)	265/8
Nowe czasopismo „Pomiary — Automatyka — Kontrola” (str. 0,25)	158/5
Objazdowa wystawa poświęcona oszczędności metali (str. 0,3)	32/1
Ogłoszenie o Kursie Inżyniersko-Ekonomicznym (str. 0,3)	299/9
Ogólnokrajowa konferencja w sprawie podniesienia jakości maszyn rolniczych — Kazimierz Pietura (str. 1,25)	129/4
Prace przygotowawcze do Międzynarodowego Pogłębiania Przyjaźni Polsko-Radzieckiej (str. 0,3)	265/8
Przewidywana zmiana statutu NOT i statutu SIMP (str. 0,2)	265/8
Przygotowania do Walnego Zjazdu Delegatów SIMP (str. 0,25)	32/1
Sekcja Ekonomiki i Organizacji Przemysłu przy Zarządzie Głównym SIMP (str. 0,2)	299/9
Sprawozdanie z Ogólnokrajowej Narady Konstruktorów — mgr inż. J. Kosiński (str. 1,75)	307/10
Udział SIMP w obchodzie Międzynarodowego Pogłębiania Przyjaźni Polsko-Radzieckiej (str. 0,25)	334/10
Zarządzenie PKPG w sprawie organizacji remontów — inż. Jan Gruchalski (str. 1,25)	58/2

Bibliografia (recenzje)

Albiński Kazimierz mgr inż. — Elektroerozyjna obróbka metali — inż. Janusz Dobrowolski (str. 0,5)	268/8
Aleksiejew G. P. — Sprawdzanie rysunków — mgr inż. Wojciech Brogowski (str. 0,6)	168/5
Apitz G., Budnick A., Keck K., Krumme W. — Die DIN — Verzahnungstoleranzen und ihre Anwendung — mgr inż. K. Ochędusko (str. 0,3)	398/12
Błażewski Stefan mgr inż. — Pomiary twardości metali — mgr inż. Jan Woźniak (str. 0,75)	34/1
Bosiacki Kazimierz mgr inż., Marciniak Zdzisław mgr inż. i Seyna Feliks inż. — Zarys tłocznictwa — A. Turno i B. Kwaśniewski (str. 0,75)	266/8
Brach I., Chojnacki E. i Wójcikowski A. — Urządzenia do transportu bliskiego. (Wykaz i charakterystyki techniczne) — prof. dr inż. A. Piątkiewicz (str. 0,6)	266/8
Ciesielski W. i Perliński St. — Technika pomiarów warsztatowych — mgr inż. Aleksander Tomaszewski (str. 1,05)	130/4
Czerski Zbigniew dr inż. — Optyka instrumentalna — dr Wiesław Opalski (str. 0,6)	201/6
Elementy mechanizmów — Praca zbiorowa pod red. prof. S. N. Kożewnikowa — prof. R. Szevalski (str. 0,75)	32/1
Gierdziewski Kazimierz prof. mgr inż. — Maszyny formierskie — mgr inż. Janusz Szreniawski (str. 0,5)	235/7
Godlewski Zbigniew mgr inż. — Wady odlewów żeliwnych — prof. Kazimierz Gierdziewski (str. 1,0)	300/9
Jewituchow K. S. — Technika bezpieczeństwa transportu wewnątrzzakładowego — mgr inż. Jerzy Witowski (str. 0,25)	33/1
Kalata C. i Piszak J. — Żeliwo modyfikowane — mgr inż. Jerzy Piaskowski (str. 0,6)	370/11
Kościółek Zbigniew inż.-mech. i Natanson Wiktor inż.-mech. — Przyrządy i uchwyty do obróbki skrawaniem, cz. I — mgr inż. Włodzimierz Mermon (str. 0,6)	132/4
Kurowski R. i Niezgodziński M. E. — Wytrzymałość materiałów, wyd. III — Z. K. (str. 0,5)	234/7
Lutostawski Jerzy — Wady odlewów staliwnych — prof. Kazimierz Gierdziewski (str. 1,25)	200/6
Mały Poradnik Mechanika — Praca zbiorowa — inż.-mech. Władysław Kawęcki (str. 0,8)	131/4
Mermon Włodzimierz mgr inż. — Praca na wiertarko-frezarkach — mgr inż. Jan Gruchalski (str. 1,0)	267/8
Mieszczerski I. — Zbiór zadań z mechaniki — W. K. (str. 0,25)	66/2
Misiurewicz Eugeniusz mgr inż. i Mystkowski Andrzej mgr inż. — Napęd i sterowanie elektryczne obrabiarek — mgr inż. W. Smoluchowski (str. 0,75)	65/2
Muszyński Zbigniew — Części maszyn w świetle literatury patentowej — mgr inż. Bolesław Jurek (str. 0,3)	234/7
Ochędusko Kazimierz — Koła zębate, T. I. — Z-ca prof. mgr inż. Tadeusz Demeter (str. 1,0)	33/1
Pac Władysław mgr inż. — Próby mechaniczne w spawalnictwie — inż. Eugeniusz Śledziwski (str. 0,5)	100/3
Paraszcak Andrzej inż. — Maszyny i urządzenia produkcyjne przemysłu gumowego — mgr inż. Adam Olszák (str. 0,5)	235/7
Poradnik Techniczny Mechanik, tom V, cz. 1 — Organizacja Zakładów Przemysłowych, wyd. III — inż. Jan Dąbrowski (str. 1,25)	301/9

Staub Fryderyk prof. mgr inż. — Zastosowanie mikroskopu do badania stali i żeliwa — mgr inż. Marian Kozłowski (str. 0,6)	33/1
Szcziklin J. A. — Przyspieszenie krawędzi środków obiegowych — Jerzy Włoczek (str. 0,5)	236/7
Szeszopat W. M. — Odlewnictwo w budowie obrabiarek — inż. Jarosław Budzyński (str. 1,0)	64/2
Tomaszewski Aleksander mgr inż. — Geometria powierzchni części maszynowych — prof. dr inż. W. Bierkowski (str. 0,3)	398/12
Tomaszewski Aleksander mgr inż. — Pomiary warsztatowe. Ćwiczenia. — inż. Jan Ossowski (str. 0,8)	300/9
Trzcinski Gustaw i Krawczuk Eugeniusz — Narzędzia skrawające do metali — mgr inż. Edward Zmihorski (str. 1,25)	201/6
Wesołowski Kornel prof. dr inż. — Metaloznawstwo, T. 1. Badanie metali — prof. dr inż. Egon Dworak (str. 0,5)	66/2
W sprawie książki „Parowozy”, t. I. — prof. K. Zembruński i prof. A. Langrod (str. 2,5, rys. 5)	165/5

Dodatki do „Przeglądu Mechanicznego”

Biuletyn Informacyjny Instytutu Mechaniki Precyzyjnej

Nr zeszytu

PM

Badanie ubytku na ciężarze i straty wymiarowej przy polerowaniu elektrolitycznym stali narzędziowych — Tadeusz Zak i Zbigniew Kwiatkowski (str. 1,5, rys. 5, tablica 1)	4/55
Chromianowanie metali — N. Planeta (str. 1,75)	10/55
Elektryczne tensometry oporowe — Z. Roliński (str. 1,5, rys. 1, tablic 3)	2/55
Grunt reagujące pod farby i lakiery — Zdzisław Kalewicz (str. 1,4, rys. 1)	12/55
Metody zwiększenia w łożysku ślizgowym więzi stalowego podłoża z warstwą natryskową — Stanisław Gębalski (str. 0,6)	12/55
Własności ochronne natryskiwanych powłok ołowiowych — Z. Kowalski (str. 2,0)	6/55
Wzbudnik rdzenia z materiałami magnetycznymi do hartowania indukcyjnego — H. Knoch i T. Umięcki (str. 0,5, rys. 1)	2/55
Zastosowanie okresowej zmiany kierunku prądu do elektrolitycznego osadzania metalu (str. 0,25)	10/55
Zastosowanie do metalizacji natryskowej gazu „płynnego” w zastępstwie acetyleny — Tadeusz Drątkiewicz i Jerzy Kłazyński (str. 2,0, rys. 2)	8/55

Biuletyn Informacyjny Instytutu Obrabiarek i Obróbki Skrawaniem

Badania importowanych nakładek z węglików spiekanych — mgr inż. Andrzej Józefik (str. 0,75, rys. 2)	2/55
Badania porównawcze frezarek 2FXA z korpusem jednolitym i dzielonym — doc. mgr inż. Jan Kaczmarek (str. 0,5, rys. 1)	8/55
Dziesięciowrzecionowy półautomat wiertarski — mgr inż. Jan Wala (str. 0,7)	4/55
Frezowanie żeliwa spiekanyimi tlenkami metali — doc. mgr inż. A. Józefik (str. 0,25)	10/55
Metody pomiaru kątów ostrza pilników — mgr inż. Jerzy Rys (str. 0,5)	7/55
Normatywy tocenia i szlifowania — Z-ca prof. mgr inż. S. Markowski i inż. A. Tarkowski (str. 0,25)	10/55
Nóż z płytą mocowaną siłami skrawania — mgr inż. K. Zalewski (str. 0,75, rys. 4)	12/55
Oznaczanie porowatości wyrobów ze spiekanych tlenków metali — mgr inż. Tadeusz Gibas (str. 1,5, rys. 1)	7/55
Pneumatyczny komparator do kontroli gładkości — mgr inż. Andrzej Sadowski (str. 0,75, rys. 2)	2/55
PLT — Przemysłowe Laboratoria Technologiczne — doc. mgr inż. J. Kaczmarek (str. 0,25)	10/55
Siłomierz do pomiaru obwodowej siły skrawania przy szlifowaniu — mgr inż. S. Markowski (str. 0,75, rys. 2)	4/55
Skrawalność stali — mgr inż. Adam Bułat (str. 0,5, tabl. 1)	12/55
Szkolenie pracowników przemysłu — Rita Brzezowska (str. 0,5)	8/55
Tarcze ścierno-metalowe do szlifowania sposobem cieplno-elektrolitycznym — mgr inż. W. Kogut (str. 0,5, rys. 1)	8/55
Technologia produkcji narzynek maszynowych i ręcznych — inż. J. Płużek (str. 0,55, rys. 2)	4/55
Upowszechnienie dokumentacji w I półroczu 1955 r. — Z. Krzyżanowska (str. 0,25)	10/55
Usługowe pomiary gładkości powierzchni w IOOS (str. 0,25)	10/55
Współpraca IOOS z Instytutem Organizacji Przemysłu Maszynowego — Rita Brzezowska (str. 0,5)	12/55
Zależności między własnościami fizycznymi a zdolnościami skrawnymi węglików spiekanych — Jan Postępski (str. 0,5, rys. 2)	12/55
Z badań nad doбором warunków szlifowania stali — mgr inż. Adam Bułat (str. 0,5, rys. 1)	2/55
Z badań nad obniżeniem oporu skrawania glinu pod wpływem aktywnych cieczy chłodząco-smarujących — mgr Petrys Tibor (str. 0,5, rys. 1)	8/55

Biuletyn Informacyjny Instytutu Obróbki Plastycznej

Nowa metoda wykonania niektórych części rowerowych — J. Kostrzyński i T. Rut (str. 2,0, rys. 5, tablic 3)	9/55
Nowa technologia wykonania obracek przedzarkowych — T. Rut (str. 2,0, rys. 7, tablic 2)	3/55
Walcarki doświadczalne (str. 2,0, rys. 5, tabl. 2)	1/55

PRZEGŁĄD MECHANICZNY

MIESIĘCZNIK NAUKOWO-TECHNICZNY
STOWARZYSZENIA INŻYNIERÓW I TECHNIKÓW MECHANIKÓW POLSKICH

REDAKCJA: WARSZAWA, CZACKIEGO 3/5, TEL. 674-61 w. 48

ADMINISTRACJA: WARSZAWA, MICKIEWICZA 18, TEL. 330111

Najbliższe zadania w zakresie eksportu maszyn ciężkich

Mgr inż. ZYGMUNT KEH

Wstęp

Na przestrzeni ostatnich lat przemysł maszynowy osiągnął poważny potencjał produkcyjny, wykazując w porównaniu z innymi gałęziami przemysłu najsilniejszą dynamikę rozwojową. Podczas gdy w okresie 1938 ÷ 1953 produkcja globalna polskiego przemysłu wzrosła 3,6-krotnie, to produkcja przemysłu maszynowego wzrosła w tym samym okresie ok. 7-krotnie, osiągając w przeliczeniu na 1 mieszkańca produkcję 9-krotnie wyższą niż w okresie przedwojennym¹⁾.

Zadania postawione przed przemysłem maszynowym przez II Zjazd PZPR, podkreślając konieczność przyspieszenia rozwoju produkcji maszyn rolniczych i rozszerzenia produkcji artykułów powszechnego spożycia oraz wzmocnienia walki o podniesienie jakości wyrobów i obniżenie kosztów własnych wytwarzania, nie oznaczają oczywiście osłabienia rozwoju produkcji środków wytwórczości. W uchwałach II Zjazdu wskazano wyraźnie na konieczność dalszego rozwijania produkcji środków wytwórczości, jako podstawy socjalistycznego uprzemysłowienia, stanowiącego dźwignię dalszego rozwoju gospodarki narodowej.

Przemysł maszynowy musi więc nadal dążyć do możliwie pełnego zaspokojenia potrzeb inwestycyjnych różnych gałęzi gospodarki narodowej i wprowadzać do produkcji nowe maszyny i urządzenia ze szczególnym uwzględnieniem potrzeb energetyki, przemysłów: chemicznego, spożywczego i lekkiego.

Silny rozwój wymienionych gałęzi przemysłu, a zwłaszcza daleko idąca rekonstrukcja prawie wszystkich dziedzin gospodarki narodowej, opierająca się na wprowadzeniu nowoczesnej techniki, daleko idącej mechanizacji i automatyzacji procesów produkcyjnych, stwarza zapotrzebowanie na szeroki asortyment maszyn i urządzeń z zakresu maszyn ciężkich.

Jeszcze znaczna część tych urządzeń w kraju nie produkowanych lub wyrabianych w niewystarczającej ilości, musi być sprowadzana z zagranicy.

Konieczność zaspokojenia rosnących w coraz silniejszym stopniu potrzeb ludzi pracujących stwarza również potrzebę pokrycia części tych potrzeb drogą importu.

Realizacja tych zamierzeń w zakresie importu, zarówno inwestycyjnego jak i konsumpcyjnego, wymaga zwiększenia naszego eksportu przez utrzymanie istniejącego eksportu w różnych dziedzinach gospodarki narodowej oraz włączenie do eksportu nowych wyrobów poszukiwanych na rynkach zagranicznych, a dotąd eksportowanych w niewielkim zakresie. Obowiązek zwrócenia szczególnej uwagi na znaczne

zwiększenie eksportu w najbliższych 2-3 latach, nałożony został przez Uchwałę Prezydium Rządu, podjętą w lipcu 1954 r. na wszystkie zainteresowane gałęzie gospodarki narodowej.

Zwiększenie eksportu w przemyśle maszynowym możliwe jest przez utrzymanie, względnie zwiększenie dotychczasowej produkcji eksportowej, jak i przez rozszerzenie asortymentu maszyn i urządzeń dostarczanych dotąd w niezbyt szerokim zakresie na rynki zagraniczne. Takie możliwości zwiększenia eksportu istnieją również w przemyśle maszyn ciężkich, którego produkcja eksportowa ustępowała znacznie innym gałęziom produkcji przemysłu maszynowego.

Statystyka krajów uprzemysłowionych wykazuje, że eksport maszyn ciężkich typu inwestycyjnego odgrywa poważną rolę w ich ogólnym eksporcie. Można wskazać na przykład Niemiec Zachodnich, gdzie eksport maszyn i urządzeń dla wyposażenia innych przemysłów (urządzenia siłowni, urządzenia dźwigowo-transportowe, maszyny dla przemysłu spożywczego, maszyny papiernicze, pompy i sprężarki) stanowi obecnie ok. 30% wartości eksportu przemysłu maszynowego.

W jakim stopniu eksport maszyn ciężkich wpływa na ogólną wartość eksportu w tym kraju świadczy to, że eksport maszyn stanowił w roku 1952 ok. 22% całego eksportu Niemiec Zachodnich i około 16% całego światowego eksportu maszyn.

Dotychczasowy rozwój eksportu maszyn ciężkich

Aby odpowiedzieć na pytanie, przy pomocy jakich środków można zwiększyć eksport maszyn ciężkich, konieczne jest zaznajomienie się z dotychczasowym rozwojem eksportu w tej dziedzinie produkcji. Wliczając do produkcji maszyn ciężkich urządzenia i maszyny potrzebne dla inwestycji w różnych gałęziach przemysłu, jak: maszyny i urządzenia dźwigowe, maszyny budowlane i drogowe, maszyny papiernicze, maszyny i urządzenia dla przemysłu spożywczego, urządzenia chłodnicze, sprężarki powietrzne, pompy itd. możemy stwierdzić, że eksport tych urządzeń na przestrzeni lat 1952 ÷ 1954 kształtował się następująco:

1952	1953	1954
100%	285%	602%

Z tych ogólnych danych wynika, że produkcja eksportowa maszyn ciężkich wykazuje w latach 1953 i 1954 dość znaczną dynamikę wzrostu. Wzrost w tych latach spowodowany jest m. in. wykonaniem na eksport do Chińskiej R. L. większości maszyn i urządzeń dla dwóch cukrowni dostarczonych z Polski jako kompletne obiekty. Udział poszczegól-

¹⁾ Uchwały II Zjazdu PZPR, „Nowe Drogi” str. 449 i 450.

nych gałęzi przemysłu maszyn ciężkich w eksporcie w roku 1953 przedstawia następujące zestawienie:

eksport maszyn ciężkich ogółem	100 %
w tym:	
maszyny budowlane	39,4%
maszyny i urządzenia do przerobu minerałów	8,8%
sprężarki, pompy	9,8%
urządzenia dźwigowe	0,8%
maszyny i urządzenia przem. rolno-spoż.	23,5%
urządzenia i sprężarki chłodnicze	—
maszyny do obróbki plastycznej	0,9%
maszyny papiernicze	6,8%
kotły parowe	10,0%

Podane zestawienie wskazuje, że eksport w r. 1953 obejmował przeważnie maszyny i urządzenia niezbyt skomplikowane i ograniczał się do maszyn i urządzeń opianowanych w produkcji krajowej, nie obejmował natomiast całego szeregu asortymentów poszukiwanych na rynkach zagranicznych, jak np. cięższe urządzenia dźwigowe (suwnice, przesuwnice), aparaty i maszyny do przemysłu chemicznego i szereg innych. Głównym powodem tego stanu była konieczność zaspokojenia krajowych potrzeb inwestycyjnych, które niekiedy przekraczały zdolności produkcyjne fabryk.

W podanych zestawieniach nie uwzględniono maszyn i urządzeń dostarczanych przez przemysł maszyn ciężkich w ramach kooperacji dla przemysłu okrętowego, które zostały zużyte na wyposażenie jednostek eksportowych. Ten tzw. „eksport pośredni” stanowił w ostatnich latach ok. 150% eksportu bezpośredniego i odegrał poważną rolę w rozwoju eksportu statków.

Chcąc zdać sobie sprawę ze środków, które mogą wpłynąć na szybkie zwiększenie eksportu maszyn ciężkich, należy rozpatrzeć czynniki, które wpływały dotąd hamująco na rozwój eksportu w tej gałęzi przemysłu. Przy omawianiu tych zagadnień zostaną pominięte sprawy związane z pracami instytucji handlu zagranicznego, jakkolwiek posiadają one duże znaczenie dla rozwoju eksportu, gdyż sprawą zasadniczą — z punktu widzenia przemysłu — jest możliwość postawienia do dyspozycji instytucji eksportujących odpowiedniej ilości nowoczesnych maszyn i urządzeń w asortymencie i jakości poszukiwanej na rynkach zagranicznych.

Do głównych czynników utrudniających eksport należą:

1. Brak dla wielu asortymentów produkowanych w kraju odpowiednich materiałów techniczno-akwizycyjnych w formie prospektów, katalogów, opisów technicznych itp., które umożliwiłyby rozwinięcie szerokiej akwizycji na rynkach zagranicznych.

2. Niedostateczne przygotowanie szeregu zakładów produkcyjnych do przeprowadzenia prób i badań umożliwiających bezsporne stwierdzenie odpowiedniej jakości wyrobów (stacje prób lub inne urządzenia) w czasie pracy.

3. Trudności w dostawach części zamiennych dla remontów spowodowane głównie technologią małoseryjnej produkcji szeregu asortymentów nie zapewniające pełnej wymienności części.

4. Słaba terminowość dostaw.

5. Brak dostatecznie silnych biur konstrukcyjnych mogących w krótkich terminach opracować projekty całych obiektów, względnie wydziałów produkcyjnych wyposażonych w maszyny i urządzenia krajowej produkcji lub też indywidualnie konstruowanych maszyn czy urządzeń.

Realizacja dostaw eksportowych uzależniona była często od właściwego spopularyzowania zadań eksportowych wśród załóg fabrycznych. Włączenie do rozwiązywania zadań eksportowych, w sposób zorganizowany, znacznej części załóg fabrycznych zezwoliło uzyskać dobre wyniki, jak to miało miejsce np. przy dostawach kompletnych cukrowni, których poszczególne maszyny i urządzenia wykonane były w kilkunastu zakładach.

Wyciągnięcie wniosków z dotychczasowych doświadczeń, unikanie w przyszłości popełnianych dotąd błędów oraz stworzenie na każdym zakładzie konkretnego planu działalności w dziedzinie organizacji i techniki, który by zapewnił szybką i skuteczną poprawę dotychczasowej pracy, winno przyczynić się do właściwego przygotowania się zakładów do nowych zadań w zakresie eksportu.

Zadania na najbliższe lata, środki dla ich rozwiązania

Dla właściwego zobrazowania zadań stojących w najbliższej przyszłości przed przemysłem maszyn ciężkich, można podać, że w wyniku prac przeprowadzonych w ostatnich

miesiącach stwierdzono poważne możliwości zwiększenia produkcji eksportowej, wyrażające się następującymi liczbami:

	1954	1957
Zwiększenie eksportu ogółem	100 %	670% → 100 %
w tym:		
maszyny i urządzenia budowlane	18,5%	13,2%
maszyny do przerobu minerałów	6,8%	9,3%
sprężarki i pompy	9,3%	21,2%
urządzenia dźwigowe	21,2%	25,0%
maszyny i urządzenia dla przem. rolno-spożywczego	21,9%	8,2%
urządzenia i sprężarki chłodnicze	1,2%	6,4%
maszyny do obróbki plastycznej	11,5%	13,2%
maszyny papiernicze	1,1%	1,2%
kotły	8,5%	2,7%

Te zadania sprowadzają się w zasadzie do:

- a. Znacznego podniesienia zarówno ogólnej wartości, jak i w poszczególnych grupach wyrobów. Planowany wzrost produkcji eksportowej w poszczególnych gałęziach przemysłu maszyn ciężkich kształtuje się bardzo różnie, jak to wynika z podanego udziału w eksporcie lat 1954 i 1957.

- b. Wprowadzenie do eksportu nowych asortymentów odpowiedniej jakości, ze specjalnym uwzględnieniem maszyn i urządzeń o niewielkiej materiałochłonności, a stojących na wysokim poziomie technicznym.

- c. Stworzenie, przez eksport wysokogatunkowych maszyn, stałych rynków zbytu dla eksportu maszyn ciężkich.

Obok korzyści ekonomicznych, jakie zapewnia krajowej gospodarce zwiększenie eksportu, może ono wpłynąć w pozytywny sposób na rozwój omawianych gałęzi przemysłu, jak wykazują doświadczenia ubiegłych lat w innych gałęziach produkcji przemysłu maszynowego.

Jako pierwszy czynnik korzystny, wynikający ze zwiększenia eksportu, można wymienić możliwość przejścia w wielu przypadkach na produkcję w większych seriach, lepiej oprzyrządowaną i wyższej jakości, co w rezultacie prowadzi do obniżenia kosztów wytwarzania i co posiada duże znaczenie zarówno dla produkcji krajowej, jak i eksportowej. Drugim czynnikiem korzystnym jest możliwość zwiększenia wykorzystania istniejących zdolności produkcyjnych zakładów, gdyż jest rzeczą na ogół znaną, że zwiększenie produkcji opianowanych asortymentów umożliwia osiągnięcie znacznie wyższych wskaźników wykorzystania powierzchni produkcyjnych, obrabiarek, wydajności pracy itd., wpływając w sposób dodatni na ekonomiczne wyniki pracy zakładów.

Szybkie zwiększenie eksportu maszyn ciężkich jest niewątpliwie zadaniem trudnym, albowiem wyrabiane przez nas maszyny będą musiały dorównać lub przewyższać pod względem nowoczesności konstrukcji i jakości wykonania wyroby innych krajów. Na wielu rynkach będziemy się spotykali z konkurencją krajów kapitalistycznych, które w tej dziedzinie mają zarówno długoletnie doświadczenia, jak i poważne zdolności produkcyjne. Dlatego też opracowanie możliwie wszechstronnego planu działania i jego konkretna realizację należy uznać za sprawę pilną i ważną.

Główne problemy, które taki plan działania winien obejmować, oczywiście w różnym zakresie dla poszczególnych wyrobów czy zakładów produkcyjnych, można by ująć następująco.

1. Sprawy konstrukcyjno-techniczne

Chcąc utrzymać na rynkach eksportowych dostarczane dotychczas maszyny i urządzenia oraz wprowadzić je na rynki nowe, niezbędne jest znać nowoczesne konstrukcje analogicznych maszyn produkowanych w innych krajach, porównywać je z naszymi konstrukcjami pod względem właściwości eksploatacyjnych, kosztów wytwarzania, wagi jednostkowej i innych danych techniczno-konstrukcyjnych, mających wpływ na ocenę nowoczesności i jakości konstrukcji. W oparciu o taką analizę można opracować plany unowocześnienia, względnie poprawy konstrukcji produkowanych obecnie maszyn, zwłaszcza tych maszyn, których konstrukcji nie można uznać za współczesną.

W eksporcie maszyn i urządzeń, zwłaszcza typu maszyn ciężkich, konieczne jest często dostosowanie się do istniejących u odbiorców budynków, urządzeń lub pewnych wymagań specjalnych odbiegających niekiedy od istniejących konstrukcji. Wydaje się rzeczą niezbędną dostosować — w miarę możliwości — posiadane konstrukcje do tych wymagań specjalnych.

Podobne zagadnienia mogą wynikać w związku z przepisami istniejącymi w innych krajach, np. w zakresie budowy i ustawienia kotłów parowych, zbiorników ciśnieniowych lub urządzeń dźwigowych.

Do tej samej grupy zagadnień należą sprawy dostosowania silników i aparatury elektrycznej do innych, niż panujące u nas, warunków klimatycznych. Również sprawy związane z odpowiednim zabezpieczeniem eksportowanych maszyn od wpływów atmosferycznych w czasie transportu i ich racjonalnym opakowaniem wymagają przestudiowania prawidłowych rozwiązań.

Poruszone zagadnienia mogą być opracowane i rozwiązane, zależnie od zakresu eksportu, przez biura konstrukcyjne zakładów, względnie działy studiów centralnych biur konstrukcyjnych, które winny zbierać potrzebne materiały i współpracować z instytutami naukowo-badawczymi i innymi instytucjami mogącymi okazać pomoc przy rozwiązywaniu poszczególnych problemów.

Do zakresu prac z dziedziny konstrukcyjno-technicznej należy opracowanie materiałów dla sporządzenia prospektów, katalogów, instrukcji montażowych i eksploatacyjnych i innych, niezbędnych zarówno dla prowadzenia działalności handlowo-eksportowej, jak i dla zapewnienia prawidłowego wykonania montażu oraz eksploatacji maszyn na miejscu dostawy.

2. Środki dla podniesienia jakości produkcji

Wychodząc z założenia, że sprawa intensyfikacji eksportu nie może być prowadzona jako akcja dorywcza, umożliwiająca jednorazowe dostawy na pewne rynki zagraniczne, lecz jako istotny kierunek rozwoju produkcji i zbytu, musimy sprawom związanym z jakością produkcji poświęcić specjalną uwagę. Dla ich rozwiązania konieczny jest cały zespół środków stosowanych w normalnej produkcji i w czasie odbiorów, a w pierwszej kolejności konieczne jest uzupełnienie warunków technicznych obowiązujących przy wykonaniu i odbiorze maszyn zarówno przez kontrolę techniczną, jak i instytucje odbiorcze współpracujące z centralami eksportowymi.

Niewątpliwie konieczne jest uzupełnienie, względnie utworzenie stacji prób dla maszyn i urządzeń dających się w ten sposób poprawnie badać w celu uzyskania maksymalnej pewności, że maszyny będą w eksploatacji pracowały nienagannie. Te środki natury organizacyjnej wydają się dla poprawy jakości produkcji w ogóle, a produkcji eksportowej w szczególności — niewystarczające. Oprócz tego należałoby bieżąco zbierać i analizować przy udziale konstruktorów informacje o zachowaniu się w eksploatacji dostarczonych uprzednio maszyn i urządzeń, wyciągnąć na tej podstawie wnioski w sprawie poprawienia konstrukcji, technologii wykonania czy też prób i badań następnych maszyn tego lub zbliżonego typu.

Najistotniejszą bodajże rolę w walce o podniesienie jakości produkcji może odegrać świadomość zarówno kierownictwa jak i załogi zakładów, że produkcja eksportowa musi być na wszystkich etapach traktowana ze specjalną uwagą i odpowiadać w pełni ustalonym wymaganiom zarówno w czasie produkcji, jak i w czasie badań odbiorczych. Środki organizacyjno-techniczne i sposoby oddziaływania na bezpośrednich wykonawców będą oczywiście zależały od specyfiki wyrobu czy też zakładu produkcyjnego.

3. Sprawy organizacyjno-produkcyjne

Poza sprawami organizacyjnymi uprzednio już omówionymi, należałoby przeanalizować celowość zorganizowania wydzielonych oddziałów produkcji eksportowej, w których byłyby wytwarzane w całości lub w większości wyroby przeznaczone na eksport. Takie rozwiązanie ułatwiłoby kontrolę przebiegu produkcji oraz zastosowanie przewidzianych

dla produkcji eksportowej bodźców materialnych, celem zwiększenia zainteresowania jej właściwym wykonaniem.

Tam, gdzie takie rozwiązanie nastęrczy trudności, co będzie miało miejsce w wielu przypadkach w produkcji indywidualnej i małoseryjnej, wydaje się celowe przedsięwziąć odpowiednie środki w zakresie zaopatrzenia, planowania produkcji i kontroli jej przebiegu, które by zapewniły z jednej strony pełną terminowość dostaw, a z drugiej strony doprowadziły do wydatnego skrócenia obecnych cykli produkcyjnych. Jest bowiem rzeczą znaną, że termin dostawy, a zwłaszcza krótki termin dostawy, jest w wielu przypadkach istotnym lub niekiedy decydującym momentem przy transakcji eksportowej, a dotrzymanie ustalonych terminów wpływa poważnie na utrzymanie rynku zagranicznego.

Na terminowość dostaw wpływają często dostawy kooperacyjne, np. w zakresie wyposażenia elektrycznego, dlatego winny one znaleźć odpowiednie rozwiązanie organizacyjne. Jakkolwiek sprawy wykończenia i estetycznego wyglądu łączą się tylko pośrednio z produkcją, to jednak odgrywają one w eksporcie poważną rolę, toteż należy im poświęcić odpowiednią uwagę. Doświadczenia ostatnich lat wykazują, że jeżeli nawet eksportowane przez nas maszyny niejednokrotnie nie ustępują pod względem jakości wyrobom innych krajów, to pod względem wykończenia i estetyki wyglądu zewnętrznego przeważnie im nie dorównują. Na tym odcinku konieczna jest znaczna poprawa, choćby to nawet miało w początkowym okresie spowodować pewne koszty dodatkowe.

Planowego rozwiązania wymaga sprawa opakowań eksportowych, poruszona już uprzednio od strony technicznego opracowania. Z uwagi na koszty, jak i terminy wykonania opakowań, konieczne wydaje się dostatecznie wcześnie ustalenie wykonawców opakowań i skorzystanie przynajmniej częściowo z unifikowanych opakowań lub prefabrykowanie elementów opakowań w zakładach najbardziej do tego przystosowanych.

*

*

*

Przedstawione wyżej środki odnoszą się oczywiście w pewnym zakresie również do innych gałęzi produkcji przemysłu maszynowego, poza przemysłem maszyn ciężkich i niewątpliwie nie wyczerpują innych środków, których podjęcie może okazać się celowe dla uzyskania możliwie rychłych rezultatów w intensyfikacji eksportu.

Mimo trudności zadań istnieją pełne możliwości pozytywnego ich rozwiązania, o ile nad ich realizacją pracować będą systematycznie zarówno kierownictwa zakładów, jak i całe załogi i jeśli do prac tych włączą się inżynierowie i technicy pracujący w zakładach przemysłu maszynowego.

Włączenie do pracy kół zakładowych SIMP w porozumieniu z organizacjami związkowymi problematyki eksportowej, znajomość zagadnień eksportowych zakładu, wykazanie własnej inicjatywy w ich rozwiązywaniu, względnie popieranie inicjatywy załóg, może w poważnym stopniu ułatwić stworzenie warunków dla systematycznego rozwoju eksportu. Doświadczenia innych przemysłów mających większą produkcję i dłuższą praktykę w zakresie eksportu, jak np. przemysł taboru kolejowego czy przemysł okrętowy, wskazują, że opanowanie produkcji eksportowej pod względem jakości i terminowości dostaw, staje się czynnikiem podnoszącym na wyższy poziom organizację i pracę przemysłu w dziedzinie produkcji krajowej.

Dlatego też należy się spodziewać, że pomyślne rozwiązanie problematyki eksportowej w przemyśle maszyn ciężkich przyczyni się zarówno do zwiększenia produkcji eksportowej przemysłu maszynowego, jak również odbije się w sposób korzystny na produkcji krajowej.

Polska nie będzie szczędzić starań, aby rozszerzyć płaszczyznę współpracy międzynarodowej między wszystkimi państwami, bez względu na ustrój i formę rządu, szczególnie w dziedzinie handlowej.

BOLESŁAW BIERUT

Dobór silnika okrętowego

621—144 : 629.12

Prof. mgr inż. ZDZISŁAW RYTEL

W budownictwie okrętowym o szerokim programie produkcyjnym wprowadzenie silnika spalinowego jako jednostki napędowej wymaga dokładnego zbadania, w jakim stopniu przewidywane jego konstrukcyjne rozwiązania zaspokajają wymagania tego budownictwa.

Artykuł niniejszy, po scharakteryzowaniu podstaw określania wielkości silnika, omawia metodę dokonywania doboru jego wymiarów w oparciu o zasady racjonalnego tworzenia żądanych jednostek napędowych.

Klasyfikując dobór określonych jednostek, wyodrębniamy zwykle ich cechę podstawową i porządkujemy ich układ stosownie do rzędu tej cechy. W przypadku układania planu silników, które mają zaspokoić pełny zakres potrzeb żeglugowych, jako cechę główną przyjmujemy moc silnika, a porządkowania jednostek dokonujemy stosownie do ich wielkości. Pozostałe cechy, jak liczba obrotów, liczba cylindrów itp. są cechami wtórnymi.

W żegludze wielkość mocy silnika jest związana z wielkością danej jednostki pływającej, lecz również i w dużym stopniu uzależniona jest od jej prędkości; są to dwa czynniki niezależne, a każdy z nich wiąże się z mocą silnika w sposób sobie właściwy na zasadach określonych złożonymi zależnościami funkcjonalnymi, które — mimo skomplikowanej postaci, uwzględniającej dodatkowo poprawkowe współczynniki doświadczalne — wymagają często sprawdzenia na podstawie pomiaru modelowego. I w tym przypadku rezultat doświadczalny nie jest w stanie ustalić w pełni stopnia przybliżenia obliczeń opartych na teoretycznych założeniach, bowiem prawa podobieństwa mają zastosowanie ograniczone do określonych warunków, a skala modelu, w danym przypadku możliwie duża, nie pozwala uchwycić oddziaływania wszystkich czynników.

Ścisłe i bardziej obszerne ujęcie tego zagadnienia wykracza jednak poza ramy niniejszego opracowania i ponadto stanowi przedmiot rozważań odrębny, nie wiążący się tematowo z treścią tego artykułu.

Ustalenie mocy napędowej

Dla orientacyjnej oceny mocy zużywanej na napęd okrętu można przeprowadzić przybliżone jej ustalenie, opierając się bądź na uproszczonych zależnościach między mocą a wielkością okrętu i jego prędkością, bądź na zestawieniach opartych o dane statystyczne. O ile określenie prędkości nie nasuwa żadnej wątpliwości, o tyle określenie „wielkości” okrętu wymaga specjalnego omówienia.

Charakterystycznym i powszechnie używanym miernikiem wielkości okrętów frachtowych jest ich nośność, określana w tonach ang. odpowiadających mniej więcej tonom układu metrycznego (dokładnie 1 tona ang. = 1016 kg).

Symbolem tej cechy jest tzw. ciężar martwy (DW) określający całkowity ciężar ładunku, pasażerów i obsługi, paliwa i wody oraz innych zapasów, jakie statek może przyjąć przy największym dopuszczalnym zanurzeniu. Tą miarą klasyfikuje się właśnie okręt co do wielkości, jednak nie wynikają z niej żadne dokładne parametry, określające miarodajną w tym właśnie przypadku wielkość statku i związane z tą wielkością siły oporów pływania, jakie należy pokonać przez wprawienie w ruch śruby okrętowej. Z tej przyczyny we wszelkich wzorach, ujmujących związki między wyżej wymienionymi trzema zmiennymi, występuje „wielkość” okrętu inaczej definiowana, mianowicie przez całkowity ciężar okrętu bądź jego wypór, oznaczany w tonach ang. lub metrycznych.

Moc napędowa okrętu teoretycznie uzależniona jest od prędkości w trzeciej potęgze i tak ją różne wzory postaci $N_e = f(v, P)$ ujmują, jednak istnieją i inne związki, w których wykładnik potęgi różni się od trzech i jak np. w zależności opartej na wzorze Froude'a i Rankina wynosi on 2,829. Często przybliżoną ocenę mocy napędowej opiera się na wzorze:

$$N_e = \frac{D^{2/3}}{c} v^3,$$

przy czym nadaje się tej zależności postać wykresu we współrzędnych N_e i v , gdzie D — jest wypornością okrętu, c tzw. współczynnikiem admiralicji, ujmującym liczbowo wpływ określonej odmiany konstrukcyjnej; wielkość współczynnika c jest tak dobrana, że we wzorze łączą się prędkość v — w węzłach, D — w tonach a N_e — w KM.

Wielkość c jest zmienna i wynosi:

150 ÷ 200 dla statków żeglugi przybrzeżnej o wyporności mniejszej od $2 \cdot 10^3$ t;

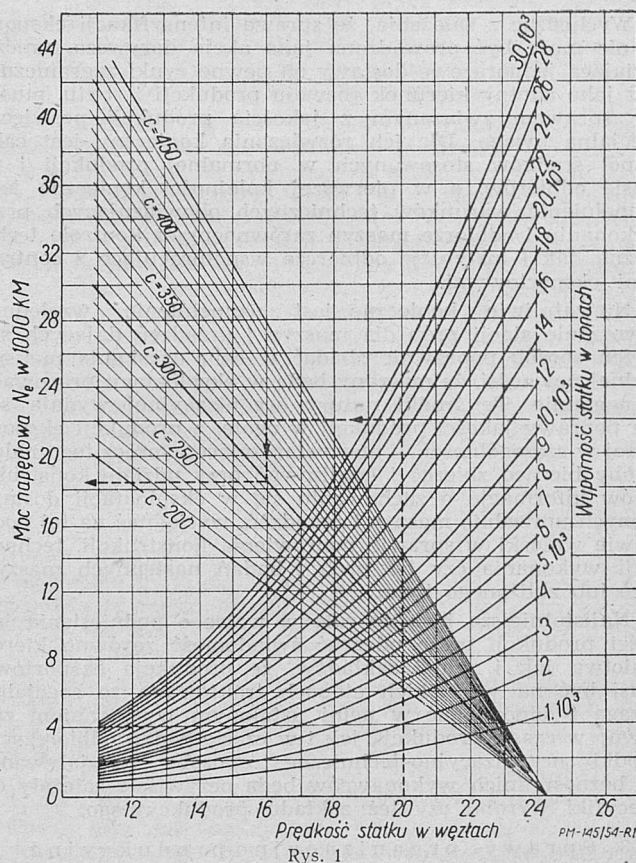
250 ÷ 300 dla okrętów towarowych o wyporności do $6 \cdot 10^3$ i prędkości v do 14 węzłów;

300 ÷ 350 dla okrętów towarowych do $20 \cdot 10^3$ t, przy szybkości w granicach 16 ÷ 18 węzłów;

350 ÷ 400 dla okrętów pasażerskich o wyporności do $30 \cdot 10^3$ t i prędkości v powyżej 20 węzłów.

Wykres, w tym przypadku rys. 1, składa się z układu parabol sześciennych, narysowanych dla różnych wielkości okrętu i z pęku prostych, narysowanych dla różnych współczynników c ; sposób korzystania z wykresu ilustruje rysunek; punktem wyjściowym jest oznaczona prędkość okrętu, a następnie jego wyporność, osią pęku jest prosta narysowana dla współczynnika $c = 300$.

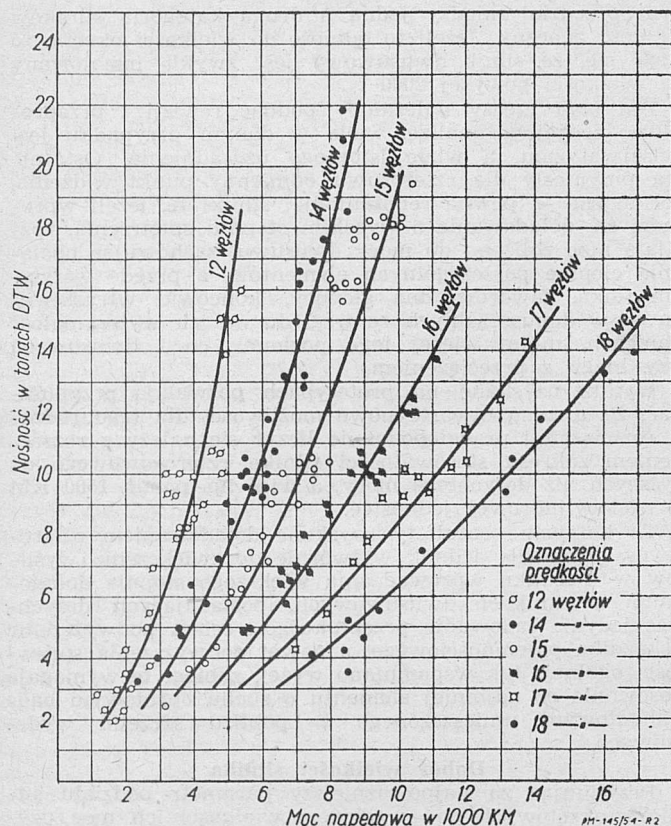
Bezpośrednie korzystanie z przytoczonego wzoru bądź wykresu jest jednak o tyle utrudnione, że wymaga dokładniejszych danych wymiarowych o jednostce pływającej, a nie pozwala poprzestać jedynie na klasyfikacji wg nośności statku.



Rys. 1

Jeżeli jednak ograniczyć się do pewnego typu okrętów, a więc w pierwszej kolejności do frachtowców, można wykorzystywać, dzięki istnieniu już pewnej normalizacji kształtów, podobieństwo geometryczne i opierać się na proporcjonalności zależności. Tego rodzaju założenie pozwoliło stosunkowo dokładnie wyznaczyć związki funkcjonalne typu $D = f(N)$ — rys. 2 i $v = f'(N)$ — rys. 3 na podstawie statystyki zebranej z danych ostatniego roku (1953) produkcji światowej.

Dla nadania większej przejrzystości wykresom odrzucone zostały punkty odbiegające wyraźnie od wyznaczonych linii charakterystycznych, jako wykraczające poza ramy przeciętnych zależności. Oba wykresy pozwalają na przybliżoną, lecz bezpośrednią ocenę powiązania trzech najczęściej dla charakterystyki obiektu używanych parametrów. W przytoczonych zestawieniach, mimo dokonanej już



Rys. 2

swego rodzaju selekcji, widoczne są nadal znaczne odchylenia od linii charakterystycznych, co świadczy o tym, że w każdej kategorii okrętu można szukać rozwiązań odrębnych, różniących się innymi cechami, dającymi w rezultacie mniejsze albo większe zapotrzebowanie mocy.

Zgrupowanie punktów na wykresie wykazuje, że statki o współrzędnych danego zgrupowania były budowane w większych ilościach i że w tym okresie stanowiły typ uprzywilejowany; przeciwnie puste pola, towarzyszące liniom charakterystycznym wskazują, że odpowiadające tym polom zakresy nośności i prędkości nie znajdowały pokrycia w budowanych jednostkach. Pod tym względem szczególnie charakterystyczny jest wykres na rys. 2; wskazuje on największe zagęszczenie punktów odpowiadające nośności okrętu około 10 000 DWT i to dla prędkości od 12 do 17 węzłów. Jest to wielkość, z powyższego wyniku, najbardziej obecnie w budownictwie okrętowym popularna.

Dla uzupełnienia tej części artykułu należałoby poświęcić nieco miejsca omówieniu doboru wielkości śruby i jej szybkości obrotów, bowiem to wiąże się bezpośrednio z charakterystyką samego silnika. Zagadnienie to jednak ma charakter tak specjalny, że zostało przeanalizowane w odrębnej pracy, natomiast na tym miejscu podane są jedynie ogólne zasady doboru. Wielkość śruby, a więc jej średnica, uzależniona jest od mocy jaką przenosi; można średnicę w pewnym wąskim wymiarze zmniejszyć, lecz jednocześnie należy powiększyć jej szybkość obrotów, aby moc przenoszona przez śrubę pozostała ta sama.

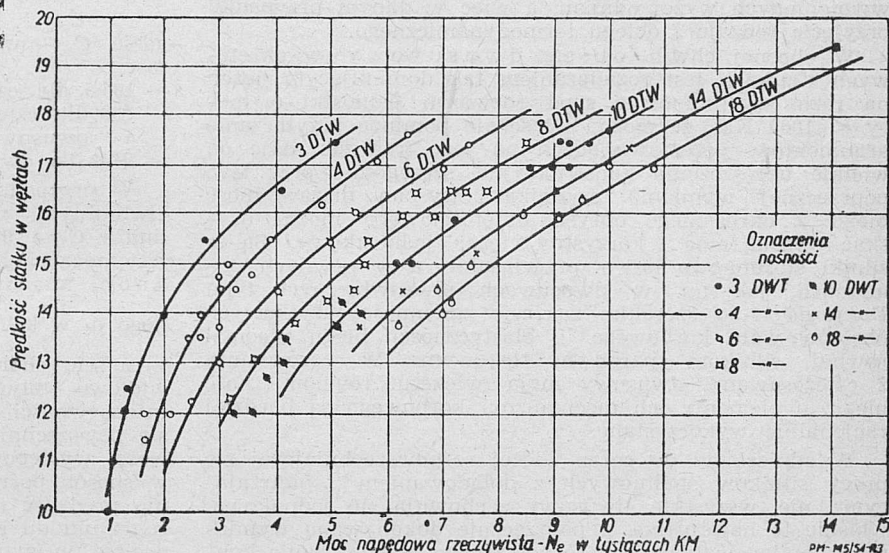
Istnieje jednak wśród tych możliwości jeden określony dobór omówionych wielkości, przy których sprawność śruby uzyskuje swoje maksimum: zwykle przypada ono przy małej szybkości obrotów, szczególnie, gdy ma ona przenosić bardzo dużą moc napędową. Ta właśnie przyczyna sprawia, że średnice śrub są stosunkowo duże, a szybkości obrotów silnika tak niskie, że dochodzą do 100 obr/min, a nawet jeszcze mniej. Prowadzi to przy napędzie bezpośrednim do ciężkiej budowy i wielkich wymiarów silnika, przez co zajmuje on znaczną przestrzeń użyteczną okrętu.

Dobór typu silnika

Jeżeli moc jednostek napędowych dla określonych zastosowań została już ustalona, można przystąpić do właściwej czynności porządkowania i przeprowadzić podział jednostek, aby można było zadośćuczynić planowanym potrzebom przy możliwie małym, lecz racjonalnie pomyślanym doborze odmian konstrukcyjnych. Takie założenie w dzisiejszym stanie organizacji przemysłu nie wymaga specjalnego uzasadnienia. Racjonalność gospodarcza wyższego rzędu, odcinająca się od rzekomo korzystnych posunięć opartych na chwilowym koniunkturalnym stanie rzeczy, oraz przewidywanie na dłuższe i odległe okresy czasu — narzuca konieczność ustalenia planu działania oraz konsekwentne jego realizowanie. Ta metoda postępowania staje się właściwa nawet takim ustrojom gospodarczym, które za cel i metodę stawiały sobie dotychczas nieskrępowaną swobodę wytwarzania i użytkowania, uzależnioną jedynie od doraźnie układających się przychylnie warunków podaży i popytu.

Jako aktualny przykład, nawiązujący przy tym do właściwego głównego tematu, służyć może notatka opublikowana w prasie fachowej zachodniej (Motor Ship, July 1953), mówiąca o przyjęciu planu produkcyjnego silników okrętowych przez japoński koncern Mitsubishi Co, opartego na wybranej odmianie dwusuwu, który, przy dostosowaniu liczby cylindrów do zapotrzebowania mocy różnych jednostek okrętowych i przy uwzględnianiu tych alternatyw, że silnik może pracować bez doładowania i z doładowaniem, daje możliwości zaspokojenia mocy napędowej w zakresie od 5500 do 15 000 KM, oczywiście przy zastosowaniu w budowie wszystkich wielkości — identycznych elementów składowych. Dane techniczne tej notatki zostaną na dalszym miejscu dokładniej wykorzystane.

W innym numerze tego samego czasopisma (Motor Ship, May 1953) znana szwajcarska fabryka silników okrętowych Sulzer ogłasza program produkcyjny silników najnowszego typu, których zdolność rozwijania mocy napędowych, dzięki przyjęciu pośredniego napędu śruby okrętowej, może zmieniać się od 2000 KM, przy jednym silniku o czterech cylindrach, do 25 000 KM przy czterech dwu-



Rys. 3

nastocylindrowych jednostkach, sprzężonych w przekładni zębatej, uruchamiającej jedną śrubę okrętową. I w tym przypadku elementy składowe różnych wielkości są jednakowe.

Na tym miejscu należy postawić pytanie, czy słuszne jest ograniczać się do jednej odmiany silnika i czy racjonalne jest wprowadzenie do programu konstrukcyjnego odmian opartych na innych założeniach termodynamicznych. Mogą wchodzić w grę silniki spalinowe — czterosuwowy, dwusuwowy jednostronny i obustronny działania. Z góry należy zastrzec, że rozszerzenie zakresu w tym znaczeniu wprowadza do budowy silników różne elementy konstrukcyjne, nie mające ani jednakowych wymiarów, ani nawet jednakowych metod technologicznych i zasada jednorodności konstrukcji nie daje się utrzymać.

Jak wspomniano, wiele nawet poważnych wytwórni nie respektuje w pełni tej zasady i produkuje nieomal wszelkie rodzaje silników, na jakie pozwala aktualny rynek zbytu. Tej zasady nie respektują i poważne linie żeglugowe, które eksploatują nieraz całkowicie odrębne jednostki i z tego powodu napotykać na wielkie trudności w konserwacji, naprawach i zaopatrzeniu sprzętu. Jest to oczywiście zlekceważenie zasad obowiązujących w racjonalnej gospodarce i być może w wielu przypadkach nieświadome pominięcie korzyści, jakie płynąć mogą z ujednolicenia i znormalizowania sprzętu; pewną pobudką naruszenia wszelkiego uporządkowania jest skłonność do zbyt łatwego i nie przemyślanego przetrzymywania się do innych odrębnych, a chwilowo atrakcyjnych koncepcji konstrukcyjnych w imię nie zawsze dobrze zrozumianego postępu.

Wobec szybkiego rozwoju techniki wytyczenie na przyszłość prawidłowego programu konstrukcyjnego nie jest rzeczą łatwą; tego zagadnienia niesposób rozwiązać na podstawie prostych zależności statystycznych, nie zawsze pomóc może i naśladowanie uznanych i przodujących wytwórni. Na progu nowych zadań, przed jakimi stoi budownictwo polskie w dziedzinie silników spalinowych dla potrzeb żeglugi morskiej i śródlądowej, należy przeprowadzić wyczerpującą analizę istniejących kierunków rozwojowych, poznać własne możliwości wytwarzania i zaspokajania w surowiec i półfabrykaty, a w końcu ocenić i uwzględnić poglądy oraz przyzwyczajenia użytkownika.

Powyższy materiał, znajomość zagadnienia od strony technicznej i swego rodzaju intuicja pozwolą wybrać najbardziej stosowną koncepcję konstrukcyjną. Oczywiście podstawowym założeniem tych rozważań jest zasada, że w tak poważnym dziale produkcyjnym, jakim jest budownictwo okrętowe i rozbudowa polskiej żeglugi — podstawowe fragmenty budowy, jak kadłub, usterzenia, całkowity osprzęt dźwigniowy itp., a w tym i całkowite wyposażenie napędowe, łącznie z silnikiem, powinno być oparte na rodzimych źródłach zaopatrzenia. Są to integralne warunki zdrowych podstaw rozwojowych.

Ograniczając się zatem do rozpatrzenia na razie zasady, na jakiej wszelki dobór wielkości powinien być dokonywany, omówimy pokrótce czynniki przemawiające na rzecz wymienionych wyżej odmian, a więc w danym przypadku wyjęcie rodzaju i obiegu termodynamicznego.

W obecnej chwili obieg dwusuwowy w okrętowych silnikach jest rozwiązaniem tak dominującym, jeżeli na razie wyeliminować spod rozważań jednostki o mocy < 1000 KM, że można właściwie pominąć przytaczanie argumentów przemawiających na jego korzyść; daje on wielkie uproszczenia konstrukcyjne, szczególnie przy tzw. poprzecznej wymianie czynnika i wysoką niezawodność biegu. Z określonego obrysu objętościowego można uzyskać wysoką moc i korzystny ciężar jednostkowy. Są to silniki stosunkowo łatwo przeciążalne, a w pewnych odmianach, jak np. w dwusuwach przeciwbieżnych typu *Dorforda* — o szerokim zakresie zmienności użytkowych obrotów wału korbowego i elastyczności biegu nieomal równej silnikom parowym tłokowym. W porównaniu z czterosuwami, dwusuw mają większą równomierność biegu, a elementy ich mechanizmu korbowego są bardziej racjonalnie wykorzystane.

W odniesieniu do coraz więcej rozpowszechniającej się pracy silników spalinowych z doładowaniem „spiętrzającym” nie wszystkie dwusowy zachowują się jednakowo; właśnie te najprostsze, z poprzecznie dokonywaną wymianą czynnika, wymagają dość poważnego przeobrażenia konstrukcyjnego, aby ten system doładowania dał się z korzyścią zastosować, podczas gdy w dwusuwach o przelotowej wymianie czynnika system doładowania daje się wprowadzić bez istotnych zmian konstrukcyjnych.

Silnik czterosuwowy, ciągle najbardziej rozpowszechniony w odmianach trakcyjnych, jako jednostka okrętowa wielkiej mocy nie znajduje bardziej rozległego zastosowania poza nielicznymi już dokonanymi instalacjami i to raczej w okresie międzywojennym. Jego mniejsza moc z jednostki pojemności skokowej (o około 40% w porównaniu z dwusuwem) była dotychczas czynnikiem hamującym większe rozpowszechnienie, mimo że ogólna sprawność silnika w czterosuwie w każdym zastosowaniu była o kilka procent większa. Przyjęło się dotychczas ograniczenie, że dla jednostek pływających silniki napędowe do 1000 KM są rozwijywane jako czterosowy, zaś przy mocach wyższych — jako odmiany dwusuwowe, przy

czym przedział między jedną a drugą kategorią silników był dość znaczny. Jeżeli to odnieść do wielkości okrętu, to okaże się, że silnik dwusuwowy jest zwykle instalowany dla wielkości powyżej 2000 t.

Ten stan rzeczy należałoby poddać rewizji i przeprowadzić ściślejszą analizę, wiele w danym przypadku jest konserwatyzmu, a wiele istotnego uzasadnienia. Ostatnie lata przyniosły dla czterosuwu odmienny punkt widzenia, rzecz można — pewną rehabilitację; silniki te, jeżeli wprowadzi się doładowanie o wysokim stopniu spiętrzenia, rozwijają moc zbliżoną do mocy dwusuwu, zachowując obciążenie cieplne poszczególnych elementów, a przede wszystkim tłoka, zaworów, dna głowicy, końcówki wtryskiwacza — w dopuszczalnych ze względu na ich wytrzymałość granicach, mniej więcej tego poziomu, co i dwusuwach przy biegu z przeciążeniem.

Wyniki uzyskane na prototypach pozwalają przypuszczać, że zostaną otwarte nowe możliwości dla tego rodzaju rozwiązań i prawdopodobnie liczyć się należy z rozszerzeniem zakresu stosowności silnika czterosuwowego do wyższych niż dotychczas mocy, a więc np. ponad 1500 KM w wielocylindrowej jednostce.

Te korzystne rezultaty uzyskane doładowaniem czterosuwów pobudziły jednak wytwórnie do zwiększenia wysiłków w kierunku wprowadzania większego stopnia doładowania w silnikach dwusuwowych, posiadających dotychczas jedynie ładowanie przepływające, celem podwyższenia wskaźnika pojemnościowego, a nawet podwyższenia sprawności ogólnej. Jak wspomniano wyżej, zabiegi te wymagają stosowania co najmniej elementu o ruchu obrotowym bądź wahadłowym umieszczonego w pobliżu szczelin wydechowych.

Dobór wielkości silnika

Przyjmując za najpoważniejszy parametr podziału silników okrętowych pod względem wielkości ich moc użytkową N_e , a następnie moc przypadającą na jeden cylinder $N_{ec} = N_e/i$, można związać z nią najbardziej charakterystyczny wymiar silnika, mianowicie średnicę cylindra — d_c . Wielkość jej obliczamy najdogodniej na podstawie zależności:

$$d_c = C \cdot \sqrt{\frac{N_{ec}}{p_e \cdot c_s}} \text{ mm};$$

gdzie C — współczynnik przyjmujący następujące wartości:

- 195,5 dla czterosuwów jednostronnego działania,
- 138 dla czterosuwów obustronnego działania oraz dla dwusuwów jednostronnego działania,
- 97,8 dla dwusuwów obustronnego działania.

W przypadku silników dwusuwowych z tłokami przeciwbieżnymi można użyć dla przeliczenia średnicy cylindra $C = 97,8$, jednak należy uwzględnić fakt, że N_{ec} jest mocą przypadającą na jeden cylinder o dwóch tłokach. Mianownik $p_e \cdot c_s$ — iloczyn średn. ciśn. efektywnego p_e w kg/cm^2 i średniej prędkości tłokowej $c_s = \frac{s \cdot n}{30}$

w m/sek, charakteryzuje obciążenie silnika, ujmując prawidłowo wpływ dwóch ważnych czynników, a mianowicie intensywności przemiany termodynamicznej, wyrażającej się powszechnie w postaci wykresu indykatora i częstotliwości występowania tej przemiany, wyrażonej co prawda w sposób pośredni. Iloczyn ten, uwzględniając bezpośrednio prędkość tłoka, jest miernikiem mechanicznego obciążenia układu korbowego, a w szczególności — tulei cylindrowej, w wyniku czego zależy trwałość tego odpowiedzialnego elementu silnikowego.

Iloczyn $p_e \cdot c_s$ przyjmuje różne wielkości dla określonych odmian silników; najwyższe wartości liczbowe występują w przypadku silników czterosuwowych, bowiem dwukrotnie mniejsza powtarzalność obiegów pozwala podwyższyć i ciśnienie i prędkość tłoka, bez przekraczania normalnie dopuszczalnych obciążeń cieplnych układu zaworowego i tłokowego; z tej samej przyczyny $p_e \cdot c_s$ przyjmuje najniższe wielkości w przypadku silników dwusuwowych obustronnego działania.

Analizując dokładniej ten czynnik i uwzględniając dane statystyczne dotyczące różnych wykonanych konstrukcji, które powstały od chwili zdecydowanego przystosowania silnika wysokosprężnego do napędu okrętów, można skonstatować stały, aczkolwiek nieznaczny wzrost iloczynu $p_e \cdot c_s$, świadczący o stopniowym opanowywaniu przez konstrukcję i technologię silnika tych trudności, jakie towa-

rzyszą jego pracy. Oba czynniki iloczynu $p_e \cdot c_s$ mogą wpłynąć na jego wzrost, wielkość śr. ciśn. p_e jest zależna od ilości wprowadzanego paliwa i może być znacznie podwyższona ponad wielkości zazwyczaj stosowane, lecz odbywa się to raczej kosztem zmniejszenia sprawności silnika i przy powstawaniu niekorzystnych objawów towarzyszących nieprawidłowemu spalaniu, z których najbardziej widocznym staje się dymność spalin.

Innym, ujemnym również objawem, jest wzrost ciśnienia spalania — oba zjawiska niekorzystnie oddziałujące na bieg silnika i wyczuwalne w postaci wstrząsów, udzielonych podłożu silnika a z tym i całemu otoczeniu, rzecz szczególnie ważna dla napędów okrętowych.

Jak wyżej zaznaczono wprowadzenie doładowania spiętrzającego pozwala osiągnąć o wiele wyższe wyzyskanie konstrukcji oraz podwyższenie współczynnika sprawności w drodze wykorzystania energii gazów wydechowych przez turbinę spalinową napędzającą sprężarkę powietrza ładowanego. Wprowadzenie tego rodzaju doładowania daje tak poważny wzrost średniego ciśnienia p_e , że można mówić o nowej kategorii napędu spalinowego. Ten system, całkowicie opanowany konstrukcyjnie w zakresie czterosuwów, instalowany był w szerokim zakresie podczas wojny na łodziach podwodnych, gdzie szczególnie zależało na możliwie ograniczonym obrysie silników i na wysokości ich sprawności dla uzyskania największego promienia działania łodzi przy jej ograniczonych zapasach paliwa.

Drugi czynnik iloczynu — średnia prędkość tłokowa c_s poddyktowana jest głównie dążeniem do zachowania wysokiej trwałości, przede wszystkim gładzi cylindrowej i pierścieni tłokowych. W silnikach wodzikowych ograniczona prędkość c_s wpływa korzystnie na zachowanie się dobrego stanu powierzchni ślizgów prowadnicowych, które w podwyższonej temperaturze skrzyni korbowej ulegają stosunkowo szybkiemu ścieraniu, to też w przypadku znacznieszego obciążenia i większych prędkości ślizgów z reguły są chłodzone. W silnikach okrętów frachtowych, rozwijających umiarkowane prędkości i dla których zagadnienie długich okresów międzynaoprawczych jest bardzo istotne, średnia prędkość tłokowa przeciętnie zawiera się w granicach 5,0 ÷ 6,0 m/sek, a w wyjątkowych tylko przypadkach przekracza 6,5 m/sek.

W silnikach czterosuwowych, ze względu na charakter pracy układu korbowego, który dwukrotnie rzadziej niż w dwusuwowych podlega najwyższemu obciążeniu, ta granica jest częściej przekraczana i przyjmuje przy intensywnym biegu silnika, jak np. w silnikach Kruppa — przeznaczonych dla łodzi podwodnych — prędkość $c_s = 7,2$ m/sek.

W przypadku czterosuwów iloczyn $p_e \cdot c_s$ w silnikach okrętowych budowanych w latach 1922 ÷ 1928 utrzymywał się na poziomie 20 ÷ 22,5 rzadko przekraczając granicę 25,0; był to okres, kiedy w konstrukcji silnika stosowano wtryskiwanie powietrzne i silniki pracowały zawsze ze sprężarkami wysokociśnieniowymi. W latach 1930 ÷ 35, w miarę rozpowszechniania się wtryskiwania mechanicznego (hydraulicznego) coraz częściej zdarzają się jednostki, w których $p_e \cdot c_s = 28,0$. W konstrukcjach współczesnych, jeżeli pominąć bieg silnika z przeciążeniem i ograniczyć się jedynie do zakresów, w których silniki rozwijają sprawność bliską szczytowej, wielkości średniego ciśn. — p_e można ustalić na poziomie 5,2 ÷ 5,7 kG/cm² dla czterosuwów, w których moc, przypadająca na jeden cylinder, nie przekracza 150 KM; są to jednostki bezwodzikowe; chłodzenie tłoka cieczą doprowadzoną pod ciśnieniem będzie miało miejsce dla średnic cylindra powyżej 400 mm. Niższe wartości p_e występują, poza silnikami dawnego wykonania, w tych jednostkach, których moc nominalna została przez wytwórnę rozmyślnie ustalona na niższym poziomie, aby w ten sposób pozornie można było uzyskać większe procentowe przeciążenie silnika.

Przy doładowaniu czterosuwów p_e osiąga 6,8 ÷ 7,8 kG/cm², przy czym ten poziom pozwala utrzymać obciążenie cieplne w przyjętych i dopuszczalnych granicach; przy dalszym podwyższaniu p_e już nie udaje się na ogół zachować poziomu temperatur, występującego w silniku zasysającym powietrze przy ciśnieniu atmosferycznym, i chłodzenie wielu narażonych elementów wymaga specjalnych środków rozwiązań, które stają się dodatkową troską konstruktora.

Dobierając końcowy rezultat iloczynu $p_e \cdot c_s$ należy uznać, że przeciętna jego wartość jest wielkością stałą, a zatem

wyższym prędkościom średnim będą odpowiadały niższe średnie ciśnienia i odwrotnie.

Na tej podstawie obliczeniowej można ostatecznie przyjąć dla czterosuwu $p_e \cdot c_s = 28$ zaś dla czterosuwu z umiarkowanym doładowaniem $p_e \cdot c_s = 40$ tj. o $\sim 40\%$ więcej, patrz tablica I.

TABLICA I. Silniki czterosuwowe z doładowaniem

l.p.	$\varnothing$ cyl. d_c mm	Skok s mm	n obr/ min	Moc N_e KM	licz- ba cyl. i	Moc N_{ec} KM	p_e kG/ cm ²	c_s m/ sek	$p_e \cdot c_s$
1	450	660	225	1550	8	194	7,42	4,95	36,5
2	450	600	270	1860	9	207	7,22	5,4	39
3	500	650	275	1580	6	263	6,75	5,96	40
4	570	750	240	3600	9	400	7,83	6,00	47
5	630	1200	150	4500	10	450	7,20	6,00	43
6	650	1400	124	3350	8	419	6,55	5,78	38
7	720	1400	115	4000	8	500	6,88	5,38	37
8	740	1500	121	3630	6	605	7,22	5,4	39

W silnikach dwusuwowych o szczelinozworotnym płukaniu cylindrów średnie ciśnienie p_e przeciętnie ustala się na niższym poziomie a mianowicie 4,8 ÷ 5,2 kG/cm². Jak zaznaczono wyżej ustalanie wyższej wartości p_e od podanych ma na celu stworzenie większej przeciążalności silnika, a właściwie prowadzi przy nominalnej mocy do niecałkowitego wyzyskania pojemności skokowej cylindra. Iloczyn $p_e \cdot c_s = 24$.

W dwusuwach o przepłukiwaniu przelotowym śr. ciśnienia p_e są przeciętnie wyższe o około 10% ze względu na korzystniejszą przeprowadzoną wymianę czynnika, aczkolwiek w silnikach tego typu trudniej jest nieco ukształtować poprawną przestrzeń spalania i nie zawsze doprowadzić paliwo w należytych stanie rozpylenia. Dzięki możliwości dowolnego sterowania wylotu spalin daje się w sposób prosty dokonać doładowania i już przy nieznacznym nawet ciśnieniu wtłaczanego powietrza uzyskać wzrost mocy przeciętnie o 35 ÷ 40%. Konstrukcje tego typu są jeszcze nadal w stadium rozwojowym, w każdym bądź razie możliwość uzyskania wyższej mocy z jednostki pojemności stosunkowo niewielkim nakładem instalacyjnym, bo dobudować turbo-sprężarki, stała się ogromnym bodźcem dla szeregu fabryk silników okrętowych, z których najpoważniejsze uzyskały już obecnie pozytywne wyniki, przekraczające nawet podany wyżej procent mocy. Iloczyn $p_e \cdot c_s$ dla dwusuwów przelotowych ustalić można w wielkości 26, w przypadku doładowania — 35, czyli o 35% więcej.

Średnie ciśn. p_e w silnikach obustronnego działania ma najniższą wartość spośród dotychczas rozpatrywanych odmian i przyjmować je można dla nominalnego zakresu mocy użytkowej w granicach 4,2 ÷ 4,7 kG/cm²; dane o silnikach podaje tablica II.

TABLICA II

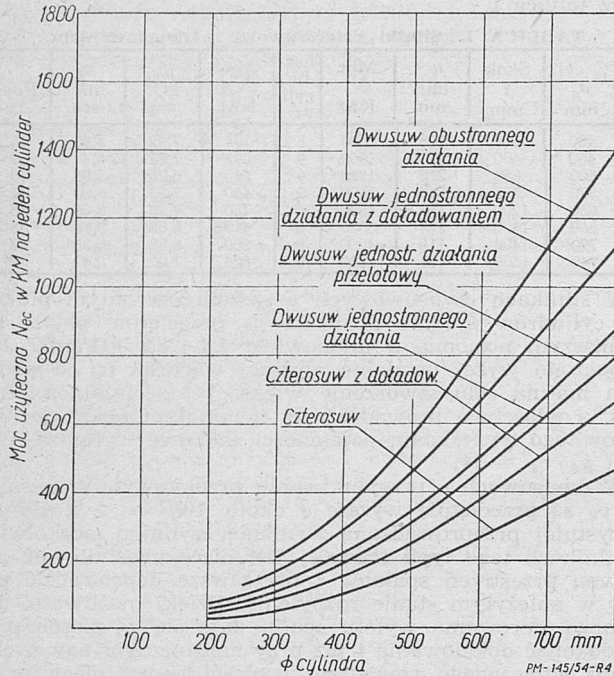
l.p.	$\varnothing$ cyl. d_c mm	skok s mm	n obr/ min	Moc N_e KM	licz- ba cyl. i	Moc N_{ec} KM	p_e K/G/ cm ²	c_s m/sek	$p_e \cdot c_s$
1	530	760	210	3800	6	633	4,31	5,32	23
2	530	760	215	4400	7	630	4,16	5,45	22,5
3	600	1100	127	4400	6	733	4,2	4,66	20,5
4	750	1250	130	13000	10	1300	4,34	5,42	23,3
5	760	1200	135	14000	10	1400	4,54	5,4	24,5

Główną rolę w tym przypadku odgrywa niższa sprawność obiegu termodynamicznego oraz fakt pozornego tylko zdwojenia jego skutku. W rzeczywistości obieg termodynamiczny po stronie kukorbowej tłoka odbywa się w mniejszej pojemności skokowej, a sam proces przemiany energetycznej, na skutek trudności ukształtowania prawidłowej przestrzeni spalania, nie odbywa się całkiem poprawnie.

Wielkość iloczynu $p_e \cdot c_s$ — dla dwusuwów obustronnego działania — 22. Na podstawie przyjętych wskaźników, które były omówione, został opracowany wykres zbiorczy ilustrujący, jaka jest osiągalna moc, przy przeciętnym obciążeniu, przypadająca na jeden układ korbowy, dla określonej średnicy cylindra. Wykres ten ujmuje moce, jakie są rozwijane przez silniki okrętowe w rzeczywistości; są one oczywiście mniejsze od tych, jakie osiąga się w czasie prób na stanowiskach dynamometrycznych. Te różnice szczególnie wyraźnie występują w przypadku silników doładowywanych, w których podwyższenie ciśnienia ładowania może dać przyrost mocy nie 35%, jak przyjęto dla bezpieczeństwa, a nawet 50% i więcej w porównaniu z silnikiem pracującym z prostym obiegiem płuczącym. Jednak tzw. 100% obciążenie silnika, stanowiące pełne użytkowe

obciążenie silnika, jeszcze jest dość odległe od tej mocy, jaką silnik powinien rozwijać przy przeciążeniu.

Rzędna wykresu — N_{ec} (rys. 4) nie zależy, jak widać, od innych parametrów geometrycznych silnika, a więc nie zależy i od skoku tłoka, jeżeli oczywiście dopuszczalne gra-



Rys. 4. Wykres mocy użytkowej N_{ec} w KM na jeden cylinder w zależności od średnicy cylindra.

nice prędkości tłoka, liczby obrotów wału korbowego i śr. ciśn. efekt. zostaną zachowane. Opierając się o siatkę nakreślonych linii, można łatwo zorientować się, z jakimi wielkościami należy mieć do czynienia, jeżeli zamierza się pokryć dane zapotrzebowanie mocy napędowej. Przykładowo biorąc, moc $N_e = 8000$ KM w jednym silniku może być uzyskana przy dowolnej liczbie cylindrów, przy czym alternatywnie mogą być brane pod uwagę kolejne liczby od 6 do 10 włącznie, każdej liczbie będzie odpowiadała określona moc jednego cylindra N_{ec} , a tym samym i jego zwymiarowanie a nawet i charakter obiegu (tablica III).

TABLICA III

Liczba cylindrów i	Moc jed. cyl. N_{ec}	Możliwości doboru
10	800	⊗ cyl. 580 dwusuw obustronnego działania ⊗ cyl. 600 dwusuw jednostr. dział. z doładow. ⊗ cyl. 760 dwusuw przelotowy ⊗ cyl. 800 dwusuw jedn. dział.
9	890	⊗ cyl. 620 dwusuw obustr. dział. ⊗ cyl. 720 dwusuw jedn. dział. z doładow.
8	1000	⊗ cyl. 660 dwusuw obustr. dział. ⊗ cyl. 760 dwusuw jedn. dział. z doładow.
7	1140	⊗ cyl. 700 dwusuw obustr. dział.
6	1335	⊗ cyl. 780 dwusuw obustr. dział.

Jak z powyższego zestawienia wynika, istnieje więc możliwości, jeżeli odrzucić pierwszą jako problematyczną ze względu na małą średnicę a z konieczności skomplikowaną budowę silnika.

Gdyby postawione pytanie ograniczało się tylko do jednego zagadnienia mocy $N_e = 8000$ KM, należałoby rozpatrzyć dodatkowo, która z przytoczonych alternatyw zadośćczyniłaby warunkom pracy silnika. W przypadku uzupełniającego zadania, że instalacja napędowa ma być możliwie prosta i pozbawiona elementów wymagających specjalnej czujności obsługi, wybór zatrzymałby się prawdopodobnie na dwusuwie przelotowym o 10 cylindrach. W przypadku narzucenia konieczności szczególnie krótkiej budowy silnika należałoby przeanalizować, który układ 7 czy 6 cylindrowy wypadłby korzystniej.

W praktycznych zastosowaniach odosobnione zagadnienie zrealizowania określonej mocy napędowej powstaje raczej rzadko, bowiem, łącząc się z całym programem budowy statków, sprowadza się zwykle do pokrycia pewnego zakresu zapotrzebowania mocy i w tych okolicznościach ujawniają się dodatkowe czynniki, wpływające na dobór wielkości.

Założmy, że program konstrukcyjny silników ma zaspokoić zakres mocy napędowych, mieszczący się w granicach $500 \div 8000$ KM.

W tym celu należy wykonać podobne zestawienie, lecz i dla dolnej granicy tj. dla $N_e = 5000$ KM (tablica IV).

TABLICA IV

Liczba cylindrów i	Moc jed. cyl. N_{ec}	Możliwości doboru
10	500	⊗ cyl. 520 dwusuw jedn. dział. z doładow. ⊗ cyl. 600 dwusuw jedn. dział. przelotowy ⊗ cyl. 640 dwusuw jedn. dział. ⊗ cyl. 700 czterosuw z doładowaniem
9	556	⊗ cyl. 550 dwusuw jedn. dział. z doładow. ⊗ cyl. 640 dwusuw przelotowy ⊗ cyl. 680 dwusuw jedn. dział. ⊗ cyl. 740 czterosuw z doładowaniem
8	625	⊗ cyl. 580 dwusuw jedn. dział. z doładowaniem ⊗ cyl. 680 dwusuw przelotowy ⊗ cyl. 720 dwusuw jedn. dział.
7	715	⊗ cyl. 560 dwusuw obustr. dział. ⊗ cyl. 620 dwusuw jedn. dział. z doładow. ⊗ cyl. 720 dwusuw jedn. dział. przelotowy ⊗ cyl. 760 dwusuw jedn. dział.
6	835	⊗ cyl. 600 dwusuw obustr. działania ⊗ cyl. 680 dwusuw jednostr. dział. z doładow. ⊗ cyl. 780 dwusuw jedn. dział. przelotowy

Porównując oba zestawienia i biorąc pod uwagę, że $\frac{8000}{5000} = \frac{10}{6}$, można wywnioskować, że postawiony zakres mocy daje się wypełnić, przy określonych założeniach wymiarowych cylindra, przez uwielokrotnienie cylindrów, ale tylko dla pewnych założeń konstrukcyjnych. Dla przytoczonych mocy odpada w ogóle zastosowanie silnika czterosuwowego; silnik czterosuwowy z doładowaniem mógłby pracować tylko przy dolnej granicy postawionego zakresu i to już przy wysokiej liczbie cylindrów.

Odpada właściwie i rozwiązanie dwusuwowe o obustronnym działaniu, mimo że pozwala wypełnić cały program zapotrzebowania, np. w jednostce o ϕ cyl. 600 mm, dając moce:

$$i = \begin{matrix} 6 & 7 & 8 & 9 & 10 \\ N_e \text{ KM} & 5000 & 5800 & 6700 & 7500 & 8350 \end{matrix}$$

Jednak silniki obustronnego działania używane są na ogół niechętnie z uwagi na staranną pieczę, jaką należy otaczać ten rodzaj napędu; w rzeczywistości silniki obustronnego działania są używane przy jeszcze większych mocach i przy większych wymiarach cylindrów ze względu na pewne ułatwienia konstrukcyjne i wykonawcze, związane z wielkością geometryczną. Pozostają zatem do rozpatrzenia dwie pozostałe alternatywy, z których każda pozwala wypełnić podany zakres zapotrzebowania, a mianowicie: dwusuw jednostr. działania przelotowy przy ϕ cyl. 780 mm i dwusuw z doładowaniem przy ϕ cyl. 680 mm, następująco:

il. cylindr:	6	7	8	9	10
N_e całkow. KM przy: ϕ cyl. 680	5040	5880	6720	7560	8400
ϕ cyl. 780	4980	5810	6640	7470	8300

O wyborze pomiędzy tymi dwiema alternatywami powinny decydować dodatkowe punkty widzenia, a więc prostota konstrukcji, względy technologiczne, istniejące już konstrukcje, nabyta wprawa w obsłudze obiektów itp. Należy zastrzec na tym miejscu, że wymiar ϕ 780 jest już wymiarem b. dużym, sprawiającym poważne trudności wykonawcze, szczególnie co się tyczy odlewów i odkuć, to-

też pomimo obciążenia obsługi dodatkowymi zadaniami i obecności dodatkowego urządzenia, jakim jest turbosprężarka, wydaje się bardziej celowe zatrzymanie się na odmianie silnika dwusuwowego z doładowaniem.

W całym powyższym rozważaniu dla uproszczenia problemu brana była pod uwagę najwyższa liczba cylindrów — 10, chociaż istnieją konstrukcje 12-cylindrowe (np. Sulzera na okręcie Oranje o ϕ cyl. 760 i o skoku 1250 przy $n = 145$ obr/min), jak również rozpatrzony został jedynie przypadek bezpośredniego przeniesienia napędu na śrubę okrętową, jako najbardziej w obecnym okresie rozpowszechniony. Analogicznie rozpatrywany był tylko przypadek jednego silnika napędowego, co jednak nie zawęziło rozważań, bowiem z przeliczenia ogólnej mocy napędowej okrętu można z góry zdecydować, czy ma być ona rozwijana przez jeden lub więcej silników i tym samym decyzja taka przesądza jednocześnie o mocy jednego silnika.

W wyniku tak przeprowadzonej analizy dochodzi się zatem do technicznego scharakteryzowania jednostki wyjściowej, jaką jest pojedynczy zespół korbowo-cylindrowy, który przez odpowiednie uwielokrotnienie pozwala wprowadzić właściwe jednostki napędowe, powiązane jednak współnością głównych elementów składowych i oparte na identycznej zasadzie działania.

Przykładem takiego rozwiązania jest zaplanowana produkcja okrętowych silników przez firmę Mitsubishi w Japonii, o której wspomniano już na wstępie. Podstawowym członem trzech zaprojektowanych silników jest następująca jednostka cylindrowa:

ϕ cyl. mm	skok tłoka	licz. obr/min.	N_e /cyl.	p_e kG/cm ²	c_s m/sek.	$p_e \cdot c_s$
720	1500	115	1170	7,47	5,75	43

Przez utworzenie zespołów cylindrowych, liczących sześć, dziewięć i dwanaście cylindrów powstały trzy silniki okrętowe, rozwijające moce: 7000 KM, 10500 KM i 14000 KM. Przytoczone moce uzyskane zostały w przelotowym dwusuwie jedn. działania z doładowaniem turbo-sprężarkowym. Usunięcie turbo-sprężarki w silniku o najmniejszej mocy i przejście jedynie na bieg przepłukujący pozwala racjonalnie obniżyć dolną granicę postawionego zakresu mocy poza 5500 KM.

Przytoczone wyżej wyniki osiągnięte zostały na badawczym stanowisku dynamometrycznym, na które wstawiono jednostkę prototypową (kwiecień 1951 r.), składającą się z trzech cylindrów. Po dwuletnich próbach zdecydowano omówione wyniki przyjąć za ostateczne i na tej podstawie przejść do jednostek produkcyjnych. Wyniki te, a w szczególności iloczyn $p_e \cdot c_s$, przekraczają przyjęte założenia dla budowy wykresu na rys. 4, co jednak wytłumaczyć się daje doświadczalnym a nie użytkowym charakterem obciążeń omawianych silników. Należy i w tym przypadku liczyć się z ustaleniem mocy nominalnej wszystkich trzech projektowanych silników na poziomie mniejszym, aby stworzyć odpowiednią rezerwę dla mocy z przeciążeniem a użytkowy zakres obciążeń przenieść w pobliże najwyższej sprawności.

W ogólnym przypadku zapotrzebowań i przy znacznej rozpiętości budowanych obiektów zwykle nie wystarcza jedna odmiana silników dostosowująca się do wymagań tylko zmianą liczby cylindrów. Biorąc pod uwagę to, że liczba cylindrów może zmieniać się jedynie w granicach od 12 do 6, a przejście z obiegu ładowania ze spiętrzeniem na obieg płuczący może dodatkowo obniżyć moc o dalsze około 25%, jasne staje się, iż w ten sposób uzyskuje się metodę dostosowywania konstrukcji silnikowych, mieszczących się w granicach 1 : 2,70 mocy; stosunek krańcowych mocy określonego zakresu wyrażający się ilorazem równym 2,7 daje duże możliwości wypełnienia, jednak nie jest w stanie pokryć całego obszaru i z tej przyczyny należy przewidzieć inną wielkość podstawową, dla której można byłoby tworzyć następne pole wielkości na identycznych zasadach, jakie były już wyszczególnione.

Jeżeli ograniczyć najwyższą liczbę cylindrów do 10, co może okazać się ze względów technologicznych nader pożądane z uwagi na wielkie trudności wykonawcze wału o tylu wykorbieniach i nie przewidywać jeszcze obiegu dwusuwowego z doładowaniem spiętrzącym, to granice górna i dolna zakresów będą się miały do siebie jak 10 : 6 = 1,67 i wprowadzenie nawet kilku jednostek podstawowych do konstrukcji silników stanie się nieodzowne, jeżeli oczywiście pełny obszar zapotrzebowań ma być zaspokojony w sposób

praktycznie ciągły. Przykładem służyć może następujące przybliżone zestawienie, ułożone w ten sposób, że na stykach dwóch sąsiednich zakresów powstaje prawo wyboru jednej bądź drugiej koncepcji konstrukcyjnej silnika, a mianowicie:

- I zakres 3000 ÷ 5000 KM
- II zakres 5000 ÷ 8500 KM i
- III zakres 8500 ÷ 14000 KM.

Dla ostatniego zakresu należałoby oczywiście przyjąć silnik dwusuwowy obustronnego działania, bowiem nawet silniki jednostronnego działania z doładowaniem spiętrzącym byłyby już na granicy swych najwyższych mocy i to przy 12 cylindrach w jednostce.

Rola przekładni w napędzie okrętowym

Zapotrzebowanie mocy napędowej stale wzrasta w miarę budowania coraz pojemniejszych okrętów i nadawania im coraz wyższych prędkości tak, że napęd bezpośredni nawet przy równoległym ustawieniu paru silników przestaje być konstrukcyjnie rozwiązywalny. Panuje przekonanie, że moc 14000 ÷ 16000 KM przy napędzie bezpośrednim dla jednego silnika jest mocą graniczną i że wyżej w grę wchodzi jedynie napęd parowy turbinowy, tym bardziej że i same silniki stają się niepomierne duże i ciężkie. Tym niemniej korzyści, jakie daje napęd spalinowy, są tak przekonujące, że wysiłek konstruktorski jest skierowany i na dalsze opanowanie tego zagadnienia. Wykorzystuje się w danym razie istniejące już urządzenia przekładniowe przy napędzie turbinowym i przystosowuje do napędów silnikowych; w ten sposób dało się powiększyć liczbę cylindrów napędzających jedną śrubę, powiększono moc przekazywaną śrubie i tak dobrano jej szybkość obrotów, aby pracowała w obszarze najwyższej swojej sprawności.

W artykule zamieszczonym w Przeglądzie Mechanicznym w marcu 1952 r. przytoczyłem przykład rozwiązania napędu dwóch śrub okrętowych przy użyciu dwóch przekładni, z których każda połączona była z czterema silnikami; w sumie na jedną śrubę przypadało 36 cylindrów dwusuwowych obustronnego działania rozwijających łączną moc 27200 KM; jednostka podstawowa miała następującą charakterystykę:

ϕ cyl. mm	skok mm	licz. obr/min.	c_s m/sek.	N_e /cyl. KM	p_e kG/cm ²	$p_e \cdot c_s$
450	580	425	8,23	757	4,36	36

Silniki te ze względu na przeznaczenie (okręt wojenny) miały znacznie podwyższoną szybkość obrotów tak, że wykraczają poza ramy na tym miejscu rozpatrywanych odmian.

Ta droga staje się obecnie najbardziej właściwa i z rozwojem przekładni mechanicznych należy się w przyszłości poważnie liczyć.

Być może nawet przekładnie wpłyną na zaprzestanie budowy b. dużych jednostek wolnobieżnych, np. silników o wielkich średnicach cylindrów, rzędu 700 ÷ 800 mm, a wprowadzą w zamian układy wielocylindrowe o liczbach cylindrów 32 ÷ 40, przypadających na jedną śrubę. Zapowiedź tego kierunku konstrukcyjnego jest ostatnie rozwiązanie Sulzera, które pozwala osiągnąć moc zespoloną 48 cylindrów, przy obiegu dwusuwowym jednostronnego działania, w wysokości 25 000 KM. Jednostka podstawowa w tym przypadku ma następującą charakterystykę:

ϕ cyl. mm	skok mm	licz. obr/mm	c_s m/sek.	N_e /cyl. KM	p_e kG/cm ²	$p_e \cdot c_s$
580	760	225	5,67	456	4,52	25,6

Jeszcze dalszym uproszczeniem byłoby przejście na układ bezwodzikowy, co jest możliwe przy średnicach cylindra poniżej 500 mm, w tym przypadku moc osiągnięta przy 48 cylindrach i obiegu dwusuwowym przelotowym mogłaby dochodzić do 18000 KM a przy doładowaniu spiętrzącym do 24000 KM. Wprowadzenie przekładni mechanicznej pozwala nadto w łatwy sposób zrealizować układ dwusuwowy przeciwbieżny, najbardziej racjonalny układ przepłukiwania i dający nie wyzyskane dotąd możliwości doładowania spiętrzącego. Przekładnia pozwala pominąć skomplikowany układ korbowy typu *Doxforda* z trzema wykorbieniami na jeden cylinder i zapewnia prawidłową przeciwbieżność skojarzeniem układów korbowych z kołem zębatym przekładni. Pomysł tego rodzaju jeszcze nie zostały zrealizowane, ale są przedmiotem omówień jako rokujące wiele korzyści konstrukcyjnych.

Obliczanie prędkości przesiewanego materiału

621.928.23:531.112.8

Mgr inż. JANUSZ DIETRZYCH

Przy konstruowaniu przesiewacza niezbędnym warunkiem obliczeń jest określenie średniej prędkości materiału na sicie. Poniżej omówiono: zagadnienie średniej prędkości materiału na sicie; cechy ruchu nowoczesnych przesiewaczy; wykres ruchu podrzutu materiału jako czynnik średniej prędkości; stosowany wzór do obliczania prędkości; krytykę tego wzoru; nowe wzory do obliczenia średniej prędkości materiału.

Średnia prędkość materiału na sicie

W czasie procesu przesiewania materiałów sypkich pewna, określona warunkami przesiewania, ilość materiału znajduje się na sicie. Przy konstruowaniu nowego przesiewacza konieczna jest znajomość tej ilości. Warunkiem dalszych obliczeń jest określenie — przy założonej wydajności przesiewacza — średniej prędkości materiału na sicie. Średnią prędkość rozumie się jako stosunek drogi przebytej przez materiał na sicie w ciągu skończonej i całkowitej liczby okresów wahań sita do czasu trwania okresów. Jest to więc prędkość przenoszenia materiału na sicie.

Z powyższego wynika, że do określenia średniej prędkości wystarcza znajomość wielkości okresu T oraz skoku materiału s_z na jeden okres.

Przy rozpatrywaniu mechaniki ruchu materiału przyjmuje się, że materiał przesiewany (zbiór ziarn) jest w swej masie ciałem sztywnym i niesprężystym. Jest to założenie oderwane, bowiem przy rozpatrywaniu każdego ziarna oddzielnie nie można by pogodzić sztywności z niesprężystością, które to słowa w stosunku do ciał stałych są niejednokrotnie używane jako synonimy. Sztywność w tym przypadku rozumiana jest jako nieuleganie odkształceniom przy upadku na sito, zaś niesprężystość, jako niemożność gromadzenia energii sprężystej.

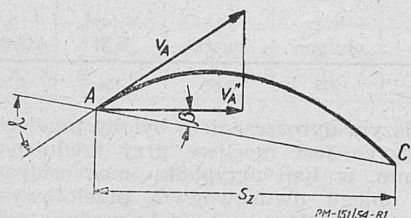
Cechy ruchu nowoczesnych przesiewaczy

Cechą ruchu nowoczesnych przesiewaczy jest ruch wahadłowy rzeszota przy znacznych i największych przyspieszeniach. Miarą tej cechy jest wskaźnik podrzutu*). W czasie podrzutu materiał czy też pojedyncze ziarno wykonuje drogę, której torem jest parabola. Droga ta określona jest prędkością początkową w chwili rozpoczęcia podrzutu, to jest swobodnego lotu, kierunkiem drogi w tejże chwili w stosunku do poziomu oraz czasem podrzutu.

Zakładając, że w chwili powrotu materiału na sito, rzeszoto zajmuje to samo położenie jak w chwili rozpoczęcia podrzutu, to obraz drogi materiału w stosunku do sita można przedstawić jak na rys. 1. Korzystając z podanych na tym rysunku oznaczeń można średnią prędkość materiału określić wzorem:

$$v_{sr} = \frac{s_z}{\cos \beta} \cdot \frac{1}{T} \quad [1]$$

Z warunków ruchu rzeszota bezpośrednio można określić wartość prędkości początkowej materiału v_A . Przy założeniu jak powyżej dane te wystarczają do analitycznego, stosunkowo prostego określenia wielkości skoku s_z . Jednak ten sposób przedstawienia drogi materiału nie jest ścisły, bowiem rzeczywisty czas podrzutu ziarna różni się od czasu podrzutu dla drogi przedstawionej na rys. 1. Nieścisłość pole-



Rys. 1. Droga materiału przesiewanego w stosunku do sita.

ga na tym, że poza przypadkiem, kiedy czas podrzutu jest równy okresowi T , rzeszoto zajmuje inne położenie niż w chwili rozpoczęcia podrzutu, na skutek czego czas podrzutu jest większy od czasu określonego warunkami rys. 1. Ze względu na to, że wielkość odcinka s_z równa jest iloczynowi składowej poziomej prędkości v''_A i czasu podrzutu, określenie czasu podrzutu jest najbardziej wskazane.

Stosowany wzór do obliczania prędkości

Dotychczas najbardziej rozpowszechniony wzór do obliczania prędkości materiału na sicie przesiewaczy pracujących z podrzutem wyprowadzony jest przy założeniu jak dla rys. 1. Składowa pozioma prędkości materiału w czasie podrzutu wynosi

$$v''_A = v_A \cdot \cos(\gamma - \beta) = v_A \cdot \cos \alpha.$$

Czas podrzutu oblicza się z wzoru [21] z artykułu „Główny wskaźnik przesiewaczy szybkobieżnych“ Przegl. Mech. nr 12/54.

$$t = \frac{2}{g} \cdot v_A \cdot \frac{\sin \gamma}{\cos \beta},$$

wobec tego

$$s_z = v''_A \cdot t = v_A \cdot \cos \alpha \cdot \frac{2}{g} \cdot v_A \cdot \frac{\sin \gamma}{\cos \beta};$$

$$s_z = \frac{2}{g} \cdot v_A^2 \cdot \frac{\cos \alpha \sin \gamma}{\cos \beta} \quad [2]$$

Podstawiając równanie [2] do wzoru [1] z uwzględnieniem, że $T = \frac{2\pi}{\omega}$ otrzymuje się

$$v_{sr} = \frac{2}{g} \cdot v_A^2 \cdot \frac{\omega}{2\pi} \cdot \frac{\cos \alpha \sin \gamma}{\cos^2 \beta}$$

Podstawiając dalej wartość v_A według wzoru [15a] z wyżej wymienionego artykułu, otrzymuje się

$$v_{sr} = \frac{s_0 \cdot \omega \cdot u}{\pi} \cdot \left(1 - \frac{1}{u^2}\right) \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \beta} \quad [3]$$

Zależność ta jest podstawą wzorów spotykanych w literaturze.

Doświadczenie wykazuje, że prędkość materiału liczona tym sposobem różni się znacznie od pomierzonej. Obliczona prędkość jest mniejsza od praktycznie stwierdzonej.

Analiza ruchu materiału z podrzutem

Ruch materiału z podrzutem jest złożony, bowiem obok podrzutu występuje również poślizg materiału na sicie, przy czym chwila poślizgu zachodzi przed chwilą podrzutu.

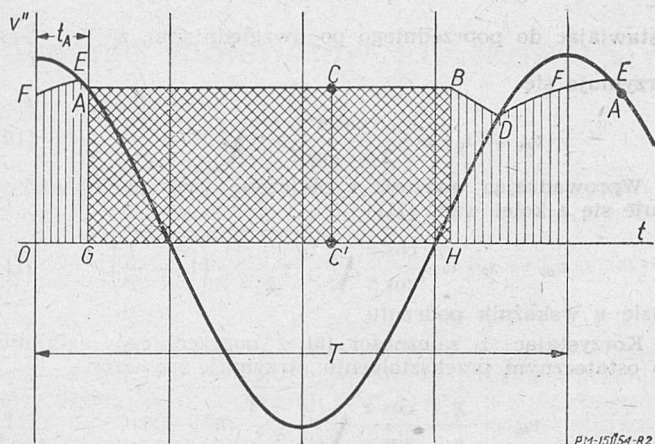
Również po powrocie materiału na sito występuje poślizg na skutek posiadania przez materiał prędkości, która wynika ze swobodnego spadku w czasie lotu nad sitem.

Pewien prawdopodobny obraz ruchu materiału przedstawia wykres na rys. 2. Oś odciętych przedstawia czas, zaś oś rzędnych wielkość poziomej składowej prędkości ziarna.

Po uruchomieniu przesiewacza z materiałem na sicie w pierwszym okresie może się tak zdarzyć, że w chwili podrzutu jednocześnie występuje poślizg. Jednak po upływie stosunkowo krótkiego czasu i ustaleniu się warunków ruchu materiału, można uzasadnić, że wykres prędkości przedstawia się w formie linii FEACBDF. Dzięki temu, że prędkości poślizgu przybierają takie wielkości, że dla chwili odpowiadającej punktowi E prędkość materiału i sita jest równa, w czasie podrzutu poślizg nie występuje. Poziomy odcinek AB przedstawia z jednej strony długość czasu lotu, to jest podrzutu materiału, z drugiej zaś strony wielkość składowej prędkości. Zgodnie z prawem swobodnego ruchu ciała, składowa pozioma dla tego okresu jest stała.

Po powrocie materiału na sito występuje, jak zostało już wspomniane, poślizg. Dzięki występowaniu tarcia następuje zmiana składowej prędkości. Do czasu, kiedy składowa prędkości materiału jest większa od składowej prędkości sita, która przedstawiona jest na wykresie cosinusoidą, prędkość materiału maleje. Składowa prędkości przedstawiona jest dla tego okresu linią BD. Wobec tego, że po upływie tego okresu prędkość sita jest większa od prędkości materiału, prędkość materiału rośnie — linia DFE. W punkcie E prędkości materiału i sita są równe i poślizg ustaje.

*) Patrz artykuł Autora pt. „Główny wskaźnik przesiewaczy szybkobieżnych“, Przegl. Mech. nr 12/54, str. 370.



Rys. 2. Prawdopodobny przebieg ruchu materiału na sicie.

Uzyskanie wykresu, który wiernie przedstawiałby zmiany prędkości, umożliwiłoby dokładne określenie średniej prędkości materiału. Wystarczyłoby splanimetrowanie pola, ograniczonego wymienną krzywą, osią odciętych i odpowiednimi rzędnymi. Znajomość wielkości zakreskowanego na rys. 2 pola byłaby podstawą najściślejszych obliczeń średniej prędkości materiału. Niestety zjawiska tarcia na sicie są stosunkowo bardzo złożone i niestale, tak że względu na otwory sita, jak również wpływ stanu przesiewanego materiału. Należy poza tym zwrócić uwagę na czynnik złożoności badań i obliczeń, w postaci zmian wielkości naporu materiału na sito w czasie każdego okresu. Zmienność wielkości naporu wywołana jest zmiennością przyspieszeń sita. Z tych względów nawet przybliżone określenie drogi materiału w czasie poślizgu na sicie, to jest przy prawdopodobnych prędkościach wyobrażonych liniami FEA i BDE napotyka na znaczne trudności. To zapewne jest powodem, że znany z literatury wzór nie uwzględnia tych prędkości.

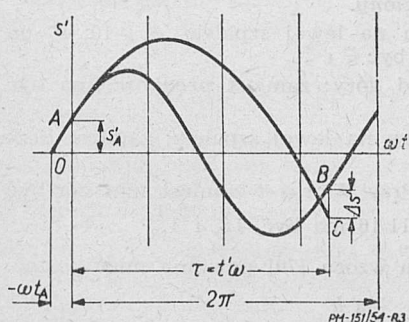
Jak wspomniano wzór [3], dotychczas rozpowszechniony, daje rezultaty znacznie odbiegające od rezultatów pomiaru. Wynika to z przyjęcia, że materiał w chwili powrotu na sito spotyka się z sitem na tej samej wysokości jak w chwili podrzutu. Przy tych założeniach wielkości skoku materiału w czasie jednego okresu przedstawia pole prostokąta oznaczonego na rys. 2 literami ACC'G. Tymczasem pełny czas lotu przedstawia odcinek AB bądź GH. Zgadza się to z obserwacją, że zmierzona prędkość jest większa od określonej wzorem [3].

Nowy wzór prędkości średniej materiału oparty został na przyjęciu przez autora pola GABH jako podstawy określenia prędkości.

Czas trwania podrzutu

Z tego, co było powiedziane powyżej, wynika konieczność określenia czasu trwania podrzutu przy uwzględnieniu zmiany położenia sita w stosunku do położenia w chwili rozpoczęcia podrzutu. Wzór [21] podany w cytowanym poprzednio artykule nie spełnia tego warunku.

Czas podrzutu można zastąpić kątem jako iloczynem czasu t i stałej prędkości kątowej ω . Na rys. 3 przedstawiono

Rys. 3. Zmiany wysokości położenia sita i materiału w zależności od kąta ωt

cie początek układu przesunięty został o kąt fazy podrzutu ωt_A .

Dla czasu $t = 0$ wysokość sita i materiału wynosi

$$s''_A = s_0 \cdot \sin \alpha \cdot \sin \omega t_A. \quad [4]$$

Wysokość sita dla dowolnego czasu wynosi

$$s' = s_0 \cdot \sin \alpha \cdot \sin \omega (t + t_A). \quad [5]$$

Zależność ta ważna jest dla przypadku kiedy $\beta = 0$. W przypadku kiedy kąt $\beta > 0$, należy uwzględnić wpływ pochylenia sita.

O ile czas lotu materiału podczas podrzutu wynosi t' , to położenie punktu sita, w którym następuje spotkanie z materiałem, można określić następującą zależnością:

$$s'_s = s_0 \cdot \sin \alpha \cdot \sin \omega (t' - t_A) - v''_A \cdot t' \cdot \tan \beta. \quad [6]$$

Położenie materiału można określić, jak następuje:

$$s'_z = s'_A + v'_A \cdot t' - \frac{g \cdot t'^2}{2}. \quad [7]$$

Dla chwili spotkanie $s'_s = s'_z$. Wobec tego porównując prawe strony [6] i [7] i uwzględniając, że $\alpha = \gamma - \beta$ po przekształceniu otrzymuje się

$$s_0 \cdot \sin \alpha \cdot \sin \omega t' \cdot \cos \omega t_A + s_0 \cdot \sin \alpha \cdot \cos \omega t' \cdot \sin \omega t_A - + s_0 \cdot \omega \cdot \sqrt{1 - \frac{1}{u^2}} \cdot \cos \alpha \cdot t' \cdot \tan \beta = s_0 \cdot \sin \alpha \cdot \sin \omega t_A + + s_0 \cdot \omega \cdot \sqrt{1 - \frac{1}{u^2}} \cdot \sin \alpha \cdot t' - \frac{g \cdot t'^2}{2};$$

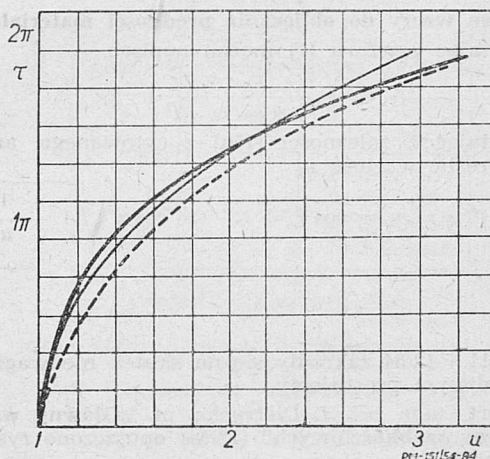
oznaczając $t' \cdot \omega = \tau$ po przekształceniu otrzymuje się równanie, w którym niewiadomą jest wartość kąta τ , odpowiadającego czasowi podrzutu

$$\frac{\tau^2}{2} \cdot \left(1 + \frac{\tan \beta}{\tan \alpha}\right) - \tau \sqrt{u^2 - 1} \cdot \left(1 + \frac{\tan \beta}{\tan \alpha}\right) + + \sin \tau \cdot \sqrt{u^2 - 1} + \cos \tau - 1 = 0 \quad [8]$$

Pierwiastek tego równania jest funkcją

$$\tau = f(u, \alpha, \beta)$$

Korzystając z równania [8] opracowano wykres wartości τ pokazany na rys. 4. Ciągła gruba krzywa przedsta-

Rys. 4. Wykres wartości kąta τ , odpowiadającego czasowi podrzutu.

wia wartości τ dla kąta $\beta = 0$, to jest dla przypadku, kiedy

$$1 + \frac{\tan \beta}{\tan \alpha} = 1$$

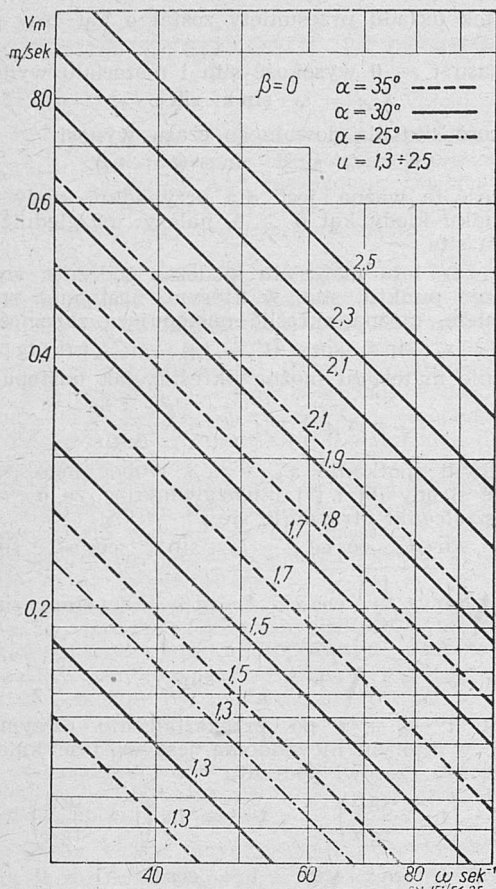
Krzywa gruba przerywana przedstawia wartości τ dla $\beta = 10^\circ$ i kąta nachylenia wahaczy $\alpha = 15^\circ$, dla których to wartości

$$1 + \frac{\tan \beta}{\tan \alpha} = 1,66$$

Na wykresie wrysowano cienką ciągłą linię krzywą zastępczą. Równanie tej linii przedstawia zależność [9]

$$\tau = \pi \sqrt{2(u - 1)} \quad [9]$$

wiono zmiany wysokości położenia sita i materiału w zależności od kąta ωt , jednak z początkiem układu odmiennym od używanego dla poprzednich wykresów. Mianowi-



Rys. 5. Wykres prędkości materialnej w zależności od prędkości kątowej, wskaźnika podrzutu i kąta nachylenia wahacza, przy założeniu kąta pochylenia siła bliskiego zeru.

W granicach stosowanej wartości wskaźnika podrzutu u wartość τ według zależności [9] niewiele się różni od wartości wynikającej z równania [8].

Nowe wzory do obliczania prędkości materialnej

Korzystając z wzoru [1] można napisać

$$v_m = \frac{v_z \cdot \tau}{\cos \beta \cdot \omega \cdot T}$$

Korzystając z zależności [15a] z cytowanego artykułu, można określić wartość v_z

$$v_z = v''_A = v_A \cdot \cos \alpha = s_0 \cdot \omega \cdot \cos \alpha \sqrt{1 - \frac{1}{u^2}};$$

wstawiając do poprzedniego po uwzględnieniu, że $T = \frac{2\pi}{\omega}$, otrzymuje się

$$v_m = s_0 \cdot \omega \cdot \frac{\cos \alpha}{2\pi \cdot \cos \beta} \cdot \tau \sqrt{1 - \frac{1}{u^2}} \quad [10]$$

Wprowadzając wartość τ obliczoną wzorem [9] otrzymuje się z kolei wzór [11]

$$v_m = s_0 \cdot \omega \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \beta} \sqrt{\frac{(u-1)}{2} \left(1 - \frac{1}{u^2}\right)} \quad [11]$$

gdzie u wskaźnik podrzutu.

Korzystając z zależności [8] z poprzedniego artykułu po ostatecznym przekształceniu otrzymuje się wzór

$$v_m = \frac{g}{\omega} \cdot \frac{\cos \alpha}{\sin \gamma} \sqrt{\frac{u-1}{2} (u^2 - 1)} \quad [12]$$

Z wzoru tego wynika, że im większa prędkość kątowa przy tym samym wskaźniku podrzutu, to tym mniejsza prędkość materialnej.

Na rys. 5 przedstawiono wykres prędkości materialnej w zależności od prędkości kątowej, wskaźnika podrzutu i kąta nachylenia wahacza, przy założeniu kąta pochylenia siła bliskiego zeru. Dzięki podziałce logarytmicznej linie prędkości są prostymi.

Korzystając z wzoru [12] jak i [11] należy pamiętać, że wartość u jest funkcją wartości s_0 , ω , α , β , wobec tego, o ile wartość u traktuje się jako zmienną niezależną, to należy jedną z pozostałych wymienionych traktować jako funkcję u .

Z podanych wzorów wynika, że dla wskaźnika podrzutu równego 1, obliczeniowa prędkość materialnej jest równa 0, co jest zgodne z założeniem, że rozpatrywany jest ruch wywołany podrzutem. Przy braku podrzutu ruch może polegać jedynie na poślizgu, który nie został uwzględniony.

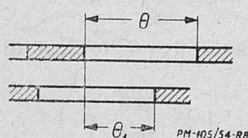
Obliczenia ruchu oparte są na przyjęciu materialnej sztywnej, a nie sprężystej. Masa materialnej na sicie ma niewątpliwie inne właściwości. Masa ta jako poruszające się ciało nie jest sztywna, a ziarna są na ogół sprężyste. Uwzględnienie tych właściwości jest bardzo trudne, a ujęcie matematyczne skomplikowane. Należy zwrócić uwagę na to, że już w przedstawionej metodzie i tak dokonano znacznych uproszczeń. Doświadczenia w praktyce wskazują na stosunkowo dużą użyteczność tych uproszczonych wzorów.

Doskonalenie przedstawionej metody mogłoby polegać na stosowaniu współczynnika, określonego na podstawie większej liczby doświadczeń przeprowadzonych na przemysłowych urządzeniach. Nie czekając na wyniki tych nieraz mozolnych pomiarów, można uznać za celowe stosowanie metody przedstawionej w tej pracy.

Sprostowanie

Do nr 11 i 12/54 zakradły się na skutek nieuwagi błędy, które niniejszym prostujemy.

1. W art. mgr inż. J. Dietrycha pt. „Główny wskaźnik przesiewaczy szybkościowych” (12/54) opuszczono rys. 8 załączony poniżej.



Oprócz tego:

Str. 370. Równanie [3] powinno mieć postać:

$$a = -s_0 \cdot \omega^4 \cdot \sin \omega t.$$

Str. 372. W zależności po wzorze [21] zamiast ω^4 powinno być ω_4 .

Str. 373. 3 wiersz od dołu: zamiast (rys. 8) powinno być (rys. 2).

2. W art. prof. T. Hoblera pt. „Wpływ działania przegród w wymiennikach ciepła”. (11 i 12/54).

Str. 338. Na rys. 1a (rzut poziomy) zamiast $b/2$ ma być $b/3$. Rys. 1b (rzut poziomy) zamiast $r/2$ ma być $r/3$. Rys. 1b (rzut pionowy) zamiast $h/2$ ma być $b/2$.

Str. 340. 18 w. od dołu na prawej szpalcie: zamiast *znalezionych* ma być *znaleziony*.

Str. 341. We wzorach na lewej szpalcie, 5 i 10 w. od góry: zamiast L i L' ma być ζ i ζ' .

Str. 342. Wiersz 12 od góry: zamiast *prędkości* ma być *prędkość*.

Str. 374. 20 w. od góry na lewej szpalcie: zamiast *licznika* — *czynnika*.

Str. 374. Tablica V. Przy d oraz t zamiast mm ma być cal/mm; zamiast 13/32 i 11/16 ma być $1\frac{3}{32}$ i $1\frac{1}{16}$.

Str. 377. Prawa strona wzoru [70] powinna mieć postać:

$$\sqrt{\frac{8h}{D}} \psi.$$

W całym artykule wszędzie gdzie występuje Ψ ma być ψ .

Za wymienione usterki przepraszamy Autorów artykułów oraz Czytelników.

Badanie materiałów łożyskowych na przyrządzie wahadłowym

620.162:669.018.24

Mgr inż. ANTONI DZIAMA i
mgr inż. ZBIGNIEW LAWROWSKI

Ocena przydatności nowych tworzyw w drodze bezpośredniego stosowania ich w urządzeniach przemysłowych trwa dość długo i dlatego bardziej celowa jest droga laboratoryjna. Badania takie w zakresie materiałów łożyskowych prowadzone są w Laboratorium Elementów Maszyn Politechniki Wrocławskiej.

Artykuł niniejszy zapoznaje czytelników z dotychczasową formą prowadzenia prób i badań. Omówiono badania temperatury łożyska, tarcia w łożysku oraz podano opis aparatu wahadłowego konstrukcji własnej i przebieg badania łożyska na aparacie.

1. Wstęp

Zagadnienie nowych i zastępczych materiałów w budowie maszyn jest dla naszej gospodarki narodowej niezmiernie ważne. Toteż liczne zakłady i instytuty naukowo-badawcze koncentrują swoje wysiłki w kierunku opracowania nowych tworzyw. Szybki wzrost przemysłu maszynowego spowodował równie szybki wzrost popytu na łożyska ślizgowe, które w tej chwili wykonuje się przeważnie z drogiej i deficytowych materiałów, głównie ze stopów miedzi i cyny. Problem zastąpienia tych materiałów łożyskowych przez inne tańsze i w kraju dostępne, jest więc słusznie stawiany w rzędzie najpilniejszych.

Dla nowych materiałów prowadzonych na rynek, podawane są najczęściej własności fizyczne i chemiczne, na podstawie których zaleca się ich stosowanie. Dopiero jednak praktyka decyduje o ich przydatności na odpowiednie części maszynowe. Ten sposób oceny nie wydaje się słuszny, ponieważ laboratorium naukowe, wyposażone w odpowiednie aparaty badawcze da szybszą i bardziej pełną ocenę oraz wskazówki co do praktycznego stosowania nowych i zastępczych materiałów.

Badania łożysk ślizgowych mogą być prowadzone w dwóch kierunkach:

1) w celu określenia zjawisk zachodzących w łożysku, np. rzeczywistego przebiegu ciśnień lub temperatur w warstwie smaru, dokładnego przebiegu ruchu czopa w łożysku, tarcia płynnego itp.;

2) w celu określenia, czy kształt łożyska, gładkość powierzchni roboczych, luzu oraz materiały łożyskowe i ich zestawienie z czopem i smarem odpowiadają wymaganiom.

Największe znaczenie dla oceny nowych lub zastępczych materiałów łożyskowych mają badania wymienione w punkcie 2). Badania te dają tym cenniejsze i bardziej praktyczne wskazówki, im bardziej zbliżone są warunki pracy łożyska badanego do rzeczywistych warunków pracy łożyska w maszynie.

Niesposób jednak na jednym przyrządzie badawczym uwzględnić wszystkie, często bardzo różnorodne czynniki, mające wpływ na warunki pracy łożyska. Prowadziłoby to do bardzo skomplikowanej budowy przyrządu badawczego, względnie wymagałoby wielu przyrządów o specjalnym charakterze. Dlatego też obecnie używane są zasadniczo dwa typy przyrządów do badania łożysk ślizgowych:

- dla łożysk pracujących pod obciążeniem statycznym, i
- dla łożysk pracujących pod obciążeniem dynamicznym.

Obok tych dwóch typów stosuje się, chociaż rzadko, maszyny przeznaczone do badania łożysk pracujących w warunkach specjalnych (np. w kolejnictwie).

Dochodzenie do bezwzględnej oceny nowego materiału łożyskowego byłoby uciążliwe, zresztą ocena taka jest niepotrzebna, gdyż dla praktyki przemysłowej wystarczą dane porównawcze w odniesieniu do któregoś z dobrze już znanych stopów łożyskowych, np. brązu. Przy badaniach porównawczych należy więc zachować pewne, stałe jednakowe warunki pracy łożyska, a mianowicie: ten sam przyrząd badawczy, ten sam kształt geometryczny łożyska, wymiary czopa i panewki, tę samą twardość oraz gładkość powierzchni roboczej czopa i ten sam sposób smarowania.

2. Temperatura w łożysku

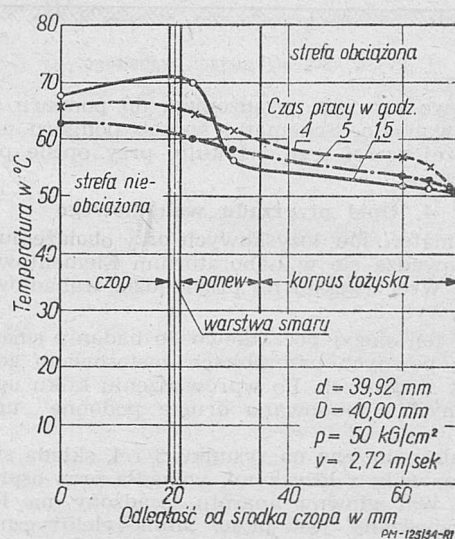
Wielkościami zmiennymi przy pracy łożyska są: obciążenie panwi p (kg/cm^2) i prędkość obwodowa czopa v (m/sek). Ze zmianą tych wielkości zmieniają się opory tarcia, a wraz z tym i temperatura łożyska t ($^{\circ}\text{C}$). Przy stałym obciążeniu łożyska i stałej prędkości obwodowej czopa, temperatura łożyska wzrasta tak długo, dopóki straty ciepła łożyska nie zrównają się z ilością ciepła wytwarzanego w nim na skutek tarcia. Stan taki, przy którym tem-

peratura łożyska jest wartością stałą — nazywa się stanem ustalonym. Jeśli wówczas temperatura łożyska nie przekracza wartości dopuszczalnej uważa się, że praca łożyska jest w danych warunkach bezpieczna i że łożysko nie zostało jeszcze przeciążone. Wzrost temperatury powyżej wartości dopuszczalnej może spowodować zatarcie się lub wytopienie panewki i w konsekwencji prowadzi do zniszczenia łożyska.

Stąd wniosek, że głównie na podstawie charakteru zmian temperatury w funkcji obciążenia łożyska oraz prędkości obwodowej czopa, można sądzić o przydatności badanego materiału łożyskowego.

Wpływu innych czynników (jak np. gatunek smaru, rodzaj smarowania, wielkość powierzchni chłodzącej, temperatura otoczenia itp.) nie uwzględnia się, ze względu na porównawczy charakter badań, tj. dlatego, że badania prowadzi się stale w tych samych warunkach.

W jaki sposób najwłaściwiej przeprowadzić pomiar temperatury łożyska? W różnych miejscach łożyska będzie różna temperatura. Rozkład temperatur w kierunku promieniowym przedstawia przykładowo wykres na rys. 1.



Rys. 1. Rozkład temperatur w łożysku pędniwym.

Na przebieg temperatury wpływa nie tylko położenie punktu pomiarowego względem środka czopa, lecz także czas pracy. Z wykresu widać, że dopiero po 5 godz. nastąpił stan ustalony.

Najwyższa temperatura występuje w warstwie smaru, w okolicy największego ciśnienia. Wprowadzenie do tego miejsca jakiegokolwiek przyrządu pomiarowego jest trudne i dlatego wygodniej jest mierzyć temperaturę czopa lub panewki. Należy tu jeszcze wspomnieć, że w przyrządzie badawczym czop nagrzewa się nie tylko od łożyska badanego, lecz także od łożysk podporowych. Błędy stąd wynikające można w badaniach porównawczych pominąć, gdyż posiadają one zawsze stałą wartość.

3. Tarcie w łożysku

Temperatura łożyska oraz ilość ciepła przez niego wydzielonego wiążą się z energią zużytą na tarcie w łożysku. Moc zużytą na tarcie, wyrażoną wzorem:

$$N_t = P \cdot \mu \cdot v \text{ kGm/sek,}$$

można obliczyć, jeśli wyznaczy się współczynnik tarcia μ . Zależy on jest od wielu czynników, głównie zaś od: gatunku smaru, rodzaju smarowania, ciśnienia, prędkości obwo-

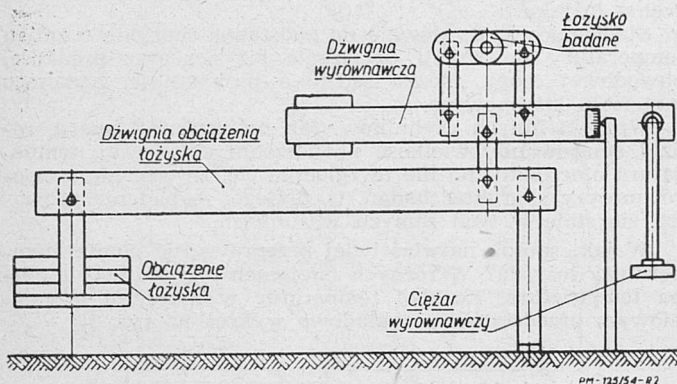
dowej i materiałów czopa i panewki (w przypadku tarcia płynnego, zasadniczo nie zależy od materiału czopa i panewki). Współczynnik tarcia można wyliczyć z momentu tarcia, mierzonego bezpośrednio w badanym łożysku.

Stosuje się tutaj trzy metody pomiarowe:

- układ wagowy,
- dynamometr torsyjny,
- wahadło.

Rys. 2 przedstawia schemat układu wagowego na stanowisku badawczym w Laboratorium National Physical Laboratory w Teddington. Układ ten daje dokładne wyniki, jednak ze względu na to, że za jego pomocą przenosi się równocześnie główne obciążenie badanego łożyska, budowa jego jest zbyt ciężka.

Zastosowanie dynamometru torsyjnego pozwoliło oddzielić urządzenie do pomiaru momentu skręcającego od urządzenia do wywoływania i mierzenia obciążenia łożyska. Zastosował go Kammerer w swojej maszynie badawczej w Laboratorium Elementów Maszynowych w Berlinie.



Rys. 2. Schemat układu wagowego.

Stosunkowo prostym urządzeniem do pomiaru momentu tarcia jest wahadło. Schemat i sposób pomiaru omówiony jest w dalszej części tego artykułu, przy opisie przyrządu wahadłowego.

4. Opis przyrządu wahadłowego

Badanie materiałów łożyskowych przy obciążeniu statycznym przeprowadza się w Laboratorium Elementów Maszyn Politechniki Wrocławskiej na przyrządzie wahadłowym, pokazanym na rys. 3.

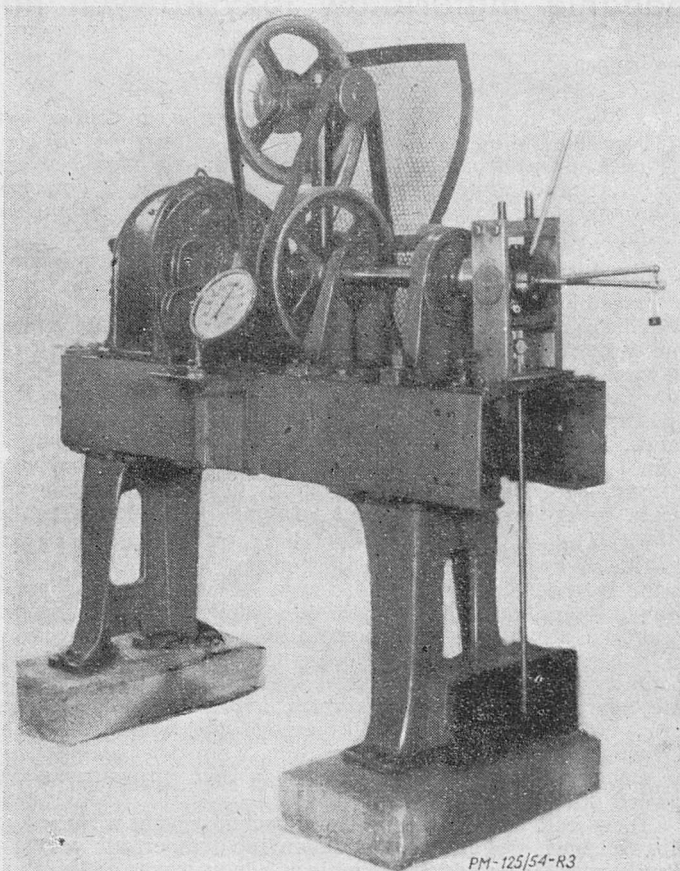
Przyrząd ten służył początkowo do badania smaru w łożyskach. Po pewnych przeróbkach zastosowano go do badania łożysk ślizgowych. Po wprowadzeniu kilku uproszczeń konstrukcyjnych, zbudowano drugie podobne urządzenie (rys. 4).

Urządzenie pokazane na rysunku 3 i 4, składa się z korpusu, silnika, wału z łożyskami, wahadła oraz osprzętu pomiarowego. Wał główny aparatu, osadzony na łożyskach tocznych, napędzany jest przez silnik elektryczny prądu stałego, z regulacją obrotów przy pomocy opornicy oraz przekładni. Wolny koniec wału głównego ukształtowany jest w uchwyt dla czopa badanego łożyska. Na wymiennym czopie o średnicy 40 mm zawieszone jest łożysko ślizgowe dzielone, uchwycone w ramę wahadła.

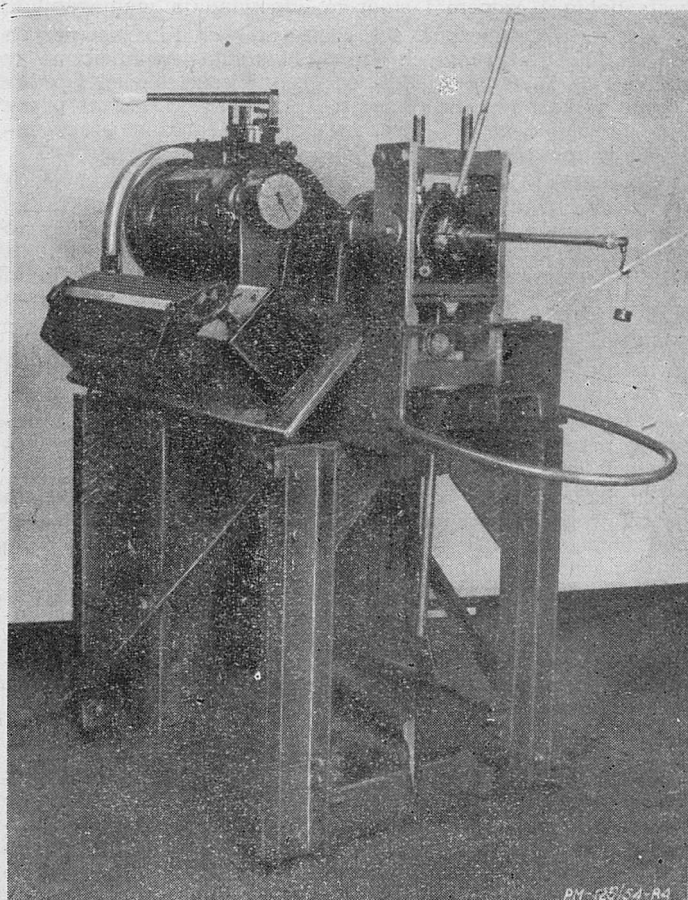
Główną częścią aparatu jest wahadło. Składa się ono (patrz rys. 5) z prostokątnej ramy 1, wskazówki 2, ramienia poziomego 3, przeciwwagi 4, czujnika zegarowego 5, płytki sprężystej 6 opartej na dwóch występach ramy 7, uchwytu podstawy łożyska 8 oraz śrub dociskowych 9.

Podstawa łożyska 10 spoczywa na uchwycie 8, który opiera się swą listwą środkową 11 na płytce 6. Pokrywa łożyska 12 leży na czopie.

Przez równomierne dokręcanie obu śrub dociskowych 9, umieszczonych w górnej poprzeczce ramy wahadła i opierających się swym czołem o pokrywę łożyska — podnosi się całe wahadło razem z podstawą łożyska tak długo, aż dolna panew zostanie dociśnięta do czopa. Od tej chwili dalsze pokręcanie śrub dociskowych powoduje ugięcie płytki, proporcjonalnie do wielkości siły docisku śrub. Czujnik zegarowy, umieszczony pomiędzy dolną poprzeczką ramy wahadła i środkiem płytki sprężystej — pokazuje wielkość strzałki ugięcia płytki. W ten sposób, pomijając tu ciężar wahadła, uzyskuje się jednakowy docisk górnej i dolnej panwy łożyska do czopa.



Rys. 3. Aparat wahadłowy stosowany w Laboratorium Elementów Maszyn Politechniki Wrocławskiej (postać pierwotna).



Rys. 4. Aparat wahadłowy stosowany w Laboratorium Elementów Maszyn Politechniki Wrocławskiej (postać końcowa).

Płytkę sprężystą została uprzednio wycechowana i na podstawie odczytu czujnika oraz wykresu cechowania płytki można od razu odczytać obciążenie łożyska.

Rys. 6 przedstawia panwie badanego łożyska. Średnica robocza wynosi 40 mm, długość całkowita panwi — 90 mm. Powierzchnie nośne panewek, jak widać z rysunku, wykonane są w ten sposób, że dolna panew pracuje w środku długości na półpięścienniu o szerokości 40 mm, zaś powierzchnie nośne panwi górnej znajdują się po bokach na pozostałej części długości panwi i posiadają szerokość po 20 mm. W ten sposób siły od śrub i płytki sprężystej, przyłożone do obu części łożyska, działają poprzez panwie na czoło naprzemianległe.

Przez taki układ panewek osiąga się dobre smarowanie łożyska, a ponieważ powierzchnie nośnej jednej panewki odpowiada nieobciążona część w drugiej panewce — to czoło na całej swej roboczej długości pracuje jedynie mniej więcej na połowie obwołu, przez co uzyskuje się pracę łożyska w warunkach podobnych do tych, jakie są w łożysku rzeczywistym.

Dla wytworzenia klina olejowego wykonuje się na krawędziach obu panewek, górnej i dolnej — skośne ścięcia 1. Uszczelnienie 2 zabezpiecza przed upływem oleju.

W zależności od rodzaju materiału łożyskowego wykonuje się panwie wylewane lub tulejowe. Powierzchnie nośne panewek wylanych obrabia się po wylaniu w sposób pokazany na rys. 6, natomiast panwie dostarczone w tulejkach obrabia się w odpowiednim uchwycie jako trzy tulejki: dwie zewnętrzne, jako panewki górne, o szerokości po 20 mm i jedną środkową, jako panewkę dolną, o szerokości 40 mm, po czym montuje się je w łożysku.

W panwi górnej wierce się otwór skośny na głębokość ok. 2 mm od powierzchni nośnej dla umieszczenia termometru.

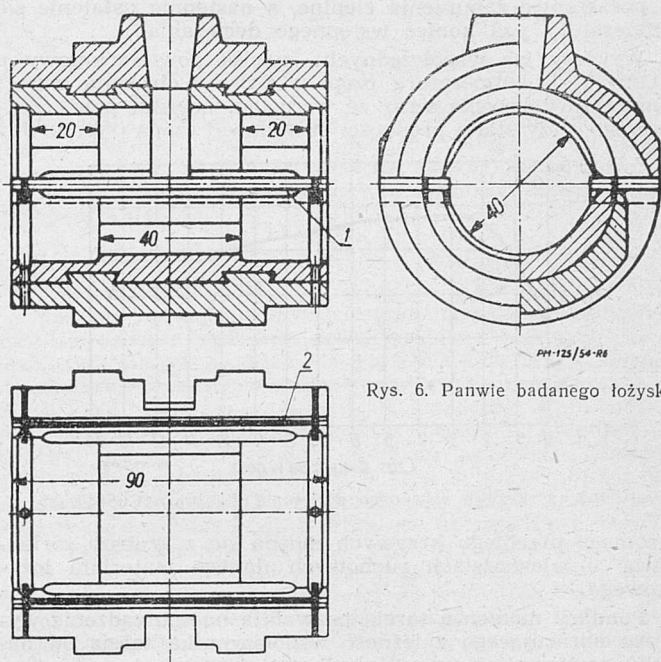
Czop — wymienny ze względu na częste niszczenie jego powierzchni roboczej w czasie badania — wykonany jest ze stali węglowej 0055 (55) i hartowany w wodzie do twardości ok. 800 Hv. Stożkowe zakończenie czopa mieści się w uchwycie, w którym czop mocowany jest za pomocą nakrętki. W otworze części walcowej czopa mieści się termometr, osadzony w tulejce ochronnej (rys. 7). Powierzchnię nośną czopa szlifuje się. Wysokość nierówności powierzchni nośnej czopa waha się w granicach $0,7 \div 1,2 \mu$.

W badanych łożyskach, w zależności od materiału łożyskowego stosuje się smarowanie pierścieniowe (pierścieniem luźnym), obiegowe, lub też przez nasycenie materiału łożyskowego odpowiednim olejem (materiały samosmarne — spieki).

Do wyposażenia stanowiska badawczego należy jeszcze osprzęt pomiarowy: obrotomierz, dwa termometry rtęciowe mierzące temperatury czopa i panewki, czujnik zegarowy mierzący strzałkę ugięcia płytki sprężystej w wahadle oraz odważniki do wyrównawania wahadła przy pomiarze momentu tarcia.

5. Badanie

Po obrobeniu panewek i zamontowaniu łożyska w wahadle przyrządu przeprowadza się wstępne docieranie panewek. Docieranie to prowadzi się do chwili ustalenia się temperatury łożyska. Ze względów porównawczych prze-

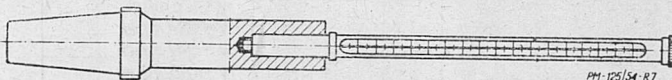


Rys. 6. Panwie badanego łożyska

prowadza się wstępne docieranie każdej badanej panewki przy prędkości obwodowej $v = 0,25$ m/sek i nacisku powierzchniowym $p = 10$ kG/cm². Czas wstępnego docierania waha się na ogół w granicach $12 \div 16$ godz.

Po wstępnym dotarciu panewek przeprowadza się właściwe badanie własności ruchowych danego materiału łożyskowego.

Pomiary prowadzi się w ten sposób, że co 15 min odczytuje się temperaturę panewki. Odczytane wartości są raczej orientacyjne, gdyż w dużym stopniu zależą od przewodności cieplnej danego materiału i służą tylko dla zorientowania się, czy temperatura łożyska już się ustaliła.



Rys. 7. Czop z termometrem.

Po ustaleniu się temperatury łożyska mierzy się moment tarcia w łożysku przy danym jego obciążeniu i danej prędkości obwodowej czopa.

Moment tarcia daje się łatwo zmierzyć przez obciążenie ramienia wahadła odpowiednim odważnikiem.

Po zmierzeniu momentu tarcia zatrzymuje się maszynę, odczytuje temperaturę na termometrze umieszczonym wewnątrz czopa i redukuje się ją o różnicę temperatury otoczenia od przyjętej $t_0 = 20^\circ\text{C}$. Wszystkie odczyty zapisuje się w dzienniku badań.

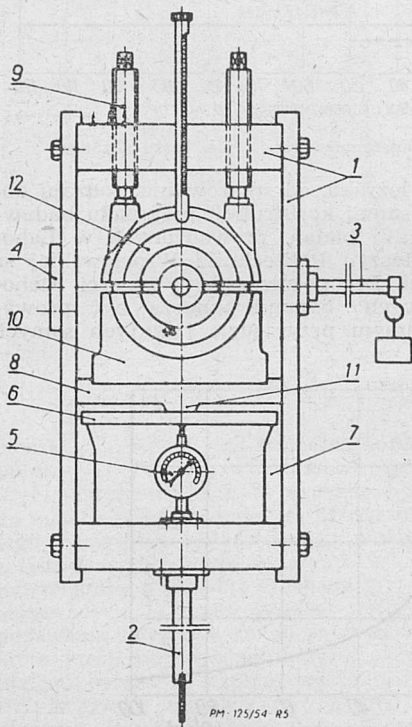
Na maszynach Laboratorium Elementów Maszyn Politechniki Wrocławskiej bada się materiały łożyskowe w zakresie prędkości obwodowych $v = 0,25 \div 4$ m/sek i w zakresie nacisków powierzchniowych $p = 2,7 \div 110$ kG/cm². Badania przeprowadza się dla kilku prędkości obwodowych wspomnianego zakresu, przechodząc kolejno od najmniejszych do największych nacisków powierzchniowych możliwych przy danej prędkości obwodowej.

Jako graniczną temperaturę przyjęto $t = 60^\circ\text{C}$ i do tej temperatury doprowadza się łożysko, podnosząc kolejno nacisk powierzchniowy co $5 \div 10$ kG/cm².

Na podstawie wyników badań sporządza się wykresy, obrazujące pracę łożyska przy różnych prędkościach obwodowych i różnych obciążeniach.

Najbardziej istotnymi wskaźnikami własności ruchowych danego materiału łożyskowego są: zdolność docierania się, grzanie się łożyska oraz tarcie w łożysku.

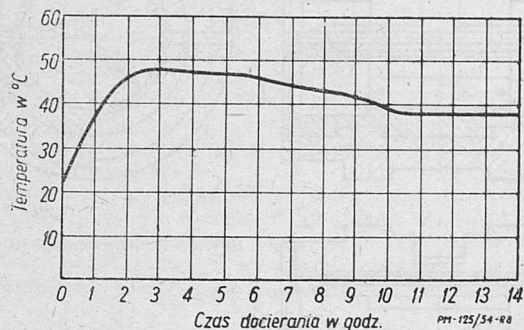
Na podstawie pomiarów temperatury czopa w czasie docierania wstępnego panewek sporządza się wykres we współrzędnych: czas docierania (godz) — temperatura czopa t ($^\circ\text{C}$), przy temperaturze otoczenia $t_0 = 20^\circ\text{C}$. Krzywa wstępnego docierania, początkowo falista (rys. 8) z dużą amplitudą wahań, a następnie przechodząca łagodnie w prostą — obrazu-



Rys. 5. Wahadło z badanym łożyskiem.

je początkowe zaburzenia cieplne, a następnie ustalenie się temperatury pod koniec wstępnego docierania.

Wykresy we współrzędnych: nacisk powierzchniowy p (kg/cm^2) — temperatura czopa t ($^{\circ}\text{C}$) — obrazują wzrost temperatury łożyska wraz ze wzrostem nacisku powierzchniowego, przy stałej prędkości obwodowej czopa (rys. 9). Już

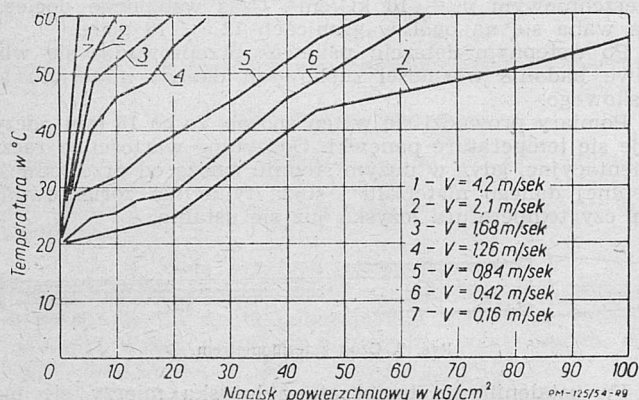


Rys. 8. Krzywa wstępnego docierania dla brązu CuSn10.

z samego przebiegu krzywych można się z grubsza zorientować o właściwościach ruchowych danego materiału łożyskowego.

Pomiary momentu tarcia pozwalają na sporządzenie wykresu obrazującego zależność współczynnika tarcia od nacisku powierzchniowego i prędkości obwodowej czopa.

W czasie pracy wahadło pod wpływem momentu tarcia w łożysku wychyla się z położenia równowagi, co wskazuje



Rys. 9. Krzywe grzania się łożyska dla brązu CuSn10.

dolną wskazówką wahadła. Moment tarcia w łożysku, spowodowany naciskiem P sprężyny na górną i dolną panew o średnicy roboczej $2r$ oraz ciężarem wahadła G na górną panew, można wyrazić wzorem:

$$M_t = (2P + G) \cdot \mu \cdot r \quad \text{kGcm},$$

gdzie: μ — współczynnik tarcia.

Z drugiej strony moment tarcia zrównoważony jest odważnikiem o ciężarze Q — na ramieniu l od środka czopa, zatem:

$$M_t = Q \cdot l \quad \text{kGcm}.$$

Wobec tego współczynnik tarcia wyniesie:

$$\mu = \frac{Q \cdot l}{(2P + G) \cdot r}.$$

Rys. 10 przedstawia wykres zależności współczynnika tarcia od nacisku powierzchniowego i prędkości obwodowej czopa. Krzywe $\mu = f(p)$, przy $v = \text{const}$, wykazują w swym przebiegu minimum przy pewnych naciskach powierzchniowych. Minimalna wartość współczynnika tarcia dla różnych prędkości oraz sam przebieg krzywych służą do analizy własności przeciwciernych materiału.

Wreszcie na podstawie wykresów zależności temperatury łożyska od nacisku powierzchniowego i prędkości obwodowej — sporządza się wykres we współrzędnych: nacisk powierzchniowy p — prędkość obwodowa v (rys. 11). Jako podstawę do sporządzenia tego wykresu bierze się odciętą końcowego punktu krzywej temperatury przy danej prędkości obwodowej, leżącą na linii temperatury $t = 60^{\circ}\text{C}$ lub tuż pod nią, tj. taki nacisk powierzchniowy dla danej

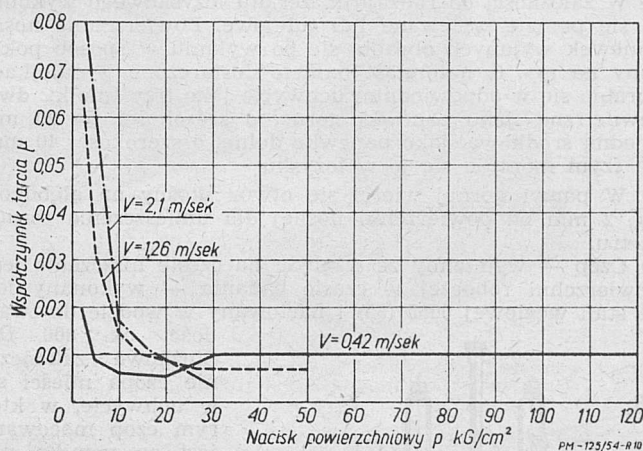
prędkości obwodowej czopa, przy którym łożysko pracowało jeszcze w granicach dopuszczalnej temperatury.

Krzywa ta, zwana krzywą graniczną, zbliżona kształtem do hiperboli, odcina na wykresie zakres nacisków powierzchniowych i prędkości obwodowych, przy których możliwe jest stosowanie danego materiału na łożyska ślizgowe, pracujące pod obciążeniem statycznym.

W czasie badań prowadzi się obserwację stanu powierzchni nośnych panewek i czopa (przy demontażach łożyska) oraz zachowania się danego materiału w czasie ruchu. Po zakończeniu badań zestawia się otrzymane wyniki w odpowiednich wykresach i pisemnym orzeczeniu.

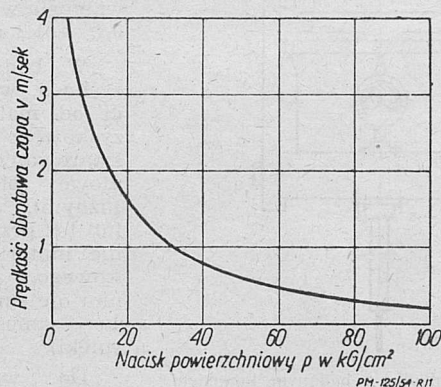
Badania na aparatach wahadłowych nie dają, rzecz jasna, wyobrażenia o wszystkich właściwościach danego materiału łożyskowego, jednak pod względem ruchowym dają pełny obraz przydatności materiału na łożyska ślizgowe, pracujące pod obciążeniem statycznym, co potwierdziła współpraca z instytutami badawczymi (np. Instytutem Metali Nieżelaznych w Gliwicach) oraz z przemysłem (np. Bielskimi Zakładami Urządzeń Technicznych i inn.).

W zakończeniu należy jeszcze raz podkreślić, że tarcie w łożysku ślizgowym jest zależne nie tylko od własności samego materiału zastosowanego na panewki, lecz także



Rys. 10. Krzywe współczynnika tarcia dla brązu CuSn10.

i od samej konstrukcji łożyska, od smarowania, rodzaju obciążenia i w końcu od samej konstrukcji przyrządu badawczego. Dlatego też wyniki badań, prowadzonych w Laboratorium Elementów Maszyn Politechniki Wrocławskiej są danymi porównawczymi. Dla porównania własności ruchowych stopów łożyskowych badania muszą być prowadzone stałe na tym samym przyrządzie i w tych samych warunkach.



Rys. 11. Krzywa graniczna dla temperatury $t = 60^{\circ}\text{C}$ (brąz CuSn10)

Laboratorium Elementów Maszyn Politechniki Wrocławskiej zbadało już kilkadziesiąt różnych materiałów łożyskowych, co daje bogaty materiał porównawczy dla nowych tworzyw, szczególnie różnych stopów i mas plastycznych, które zastosowane w naszej gospodarce narodowej mogą dać olbrzymie oszczędności szlachetnego surowca, jakim jest cyna i miedź.

LITERATURA

1. Kammerer: „Entstehung der Lagerversuche“, Berlin 1920.
2. Kühnel: „Werkstoffe für Gleitlager“, Berlin 1939.

Maszyzny wytrzymałościowe produkcji NRD

620.17(43—11)

Inż. SCHUMANN

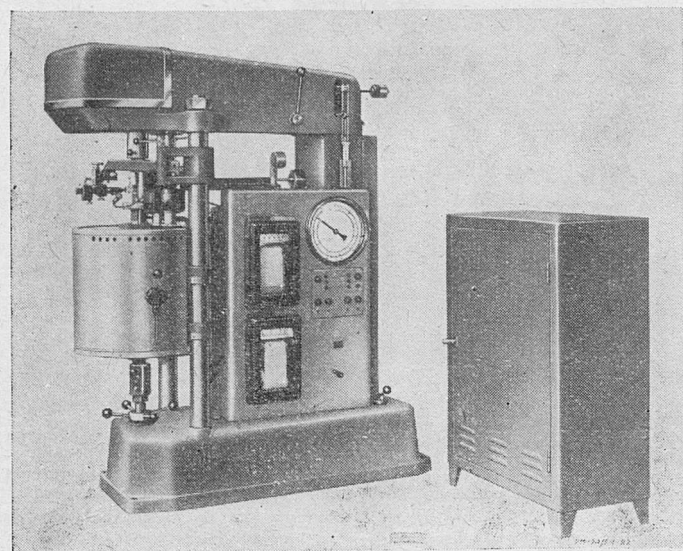
Artykuł niniejszy nadesłany jest przez *Kammer der Technik (NRD)* w ramach współpracy i wymiany doświadczeń pomiędzy KdT i Naczelną Organizacją Techniczną.

W artykule omówiono program produkcyjny Państwowych Zakładów Budowy Maszyn Wytrzymałościowych w Lipsku. Program ten obejmuje m. in. maszyny do wyznaczania wytrzymałości na pękanie, maszyny do prób rozciągania i ściskania o maksymalnym obciążeniu (dla rozciągania 300 T i dla ściskania 600 T), maszyny do badań zmęczenia, maszyny do celów specjalnych, do oceny jakości szyn kolejowych, do badania tańców oraz maszyny konstrukcji poziomej do badania elementów bardzo długich.

Nadzorowanie produkcji, jak również wytwarzanie nowych materiałów użytkowych, wymaga — zwłaszcza w przemyśle metalowym zarówno wytwórczym jak i przetwórczym — kontroli wytrzymałościowej wyrobów, wykonywanej za pomocą odpowiednich urządzeń probierczych. Państwowe Zakłady Budowy Maszyn Wytrzymałościowych w Lipsku (VEB Werkstoffprüfm-schinen) już od 70 lat przodują w dziedzinie wytwórczości tych urządzeń. Produkcja tych Zakładów odpowiada wszystkim wymaganiom, jakie stawia się nowoczesnym i uniwersalnym maszynom.

W planach gospodarczych Niemieckiej Republiki Demokratycznej poświęcono wiele uwagi budowie nowych urządzeń. Główny przy tym nacisk położono na budowę maszyn i przyrządów do wyznaczania wytrzymałości metali na rozciąganie, ściskanie i zginanie oraz do mierzenia odkształceń.

Konieczność badania stali na wytrzymałość na pękanie doprowadziła do budowy maszyny wytrzymałościowej *Dst 5t* (rys. 1), której największe obciążenie wynosi



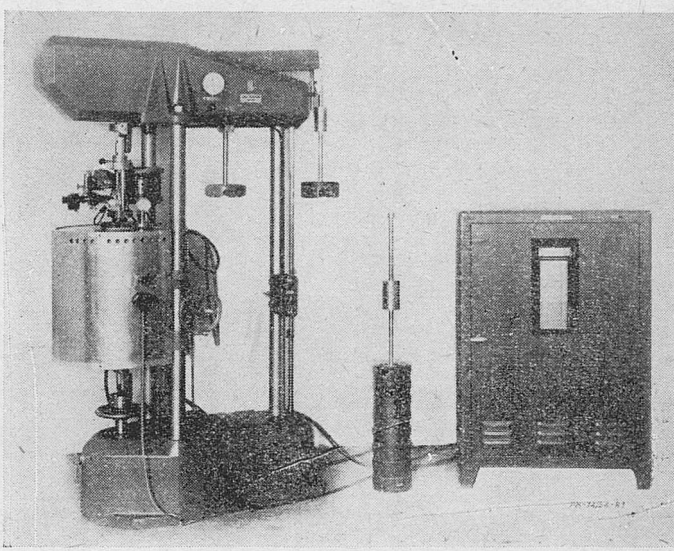
Rys. 1. Maszyna do wyznaczania wytrzymałości na pękanie *Dst 5t*. Największe obciążenie 5000 kG, temperatury do 1000°C.

5000 kG, największa zaś temperatura 1000°C. Według normy niemieckiej DIN 50117, wytrzymałość na pękanie jest to największe naprężenie, jakie w wysokości i stałej temperaturze próbki materiału wytrzymuje bez rozerwania się podczas długotrwałego rozciągania pod działaniem stałego obciążenia. W związku z tym do wyznaczania wytrzymałości na pękanie należy wykonywać próby z wieloma próbkami przy różnych obciążeniach dostosowanych do przewidywanej wytrzymałości na pękanie. Do podawania zależności zmian długości od czasu służy urządzenie, które kreśli odpowiednią krzywą. Pracuje ono samoczynnie i dlatego bardzo upraszcza nadzór nad maszyną. Na podstawie tych krzywych sporządza się wykres zależności szybkości wydłużenia (szybkości pękania) od naprężenia rozciągającego. Z wykresu tego wyznacza się wytrzymałość na pękanie jako naprężenie materiału odpowiadające szybkości pękania równej $10 \times 10^{-4}\%$ (tj. 1 μ na 100 mm długości pomiarowej na godzinę).

Na skutek zapotrzebowania na większe maszyny do prób wytrzymałościowych na pękanie wyprodukowano maszynę *Dst 15t* o obciążeniu maksymalnym 15000 kG. Powstała ona drogą ewolucji z maszyny *Dst 5t*. Ponieważ w tej nowej maszynie zastosowano tę samą wypróbowaną zasadę działania, maszyna ta daje zupełną pewność prawidłowych pomiarów nawet przy próbach pod obciążeniami do 15 t. Najważniejsze zagadnienie utrzy-

mywania stałej temperatury zostało rozwiązane bez zarzutu. Wahania temperatury nie przekraczają $\pm 20^\circ$ w całym zakresie.

Maszyny do badania wytrzymałości na pękanie pracują na zasadzie pomiaru wydłużeń, powstałych na skutek działania określonych stałych obciążeń lub naprężeń. Odwracając tę zasadę zbudowano dalsze urządzenia probiercze, a mianowicie do badania relaksacji tj. urządzenie, które pozwala na wyznaczenie takiego zmniejszenia obciążenia, jakie jest potrzebne, aby utrzymać stałe i określone wydłużenie. Przeznaczona do tego celu maszyna *Rel 5t* (rys. 2) przystosowana jest do obciążeń do 5000 kG i temperatur do 1000°C. Jest wyposażona w bardzo czuły czujnik działający na zasadzie mechanicznej i fotoelektrycznej, który już przy zmianie długości rzędu 0,2 μ zaczyna reagować i nadaje impulsy. Jeżeli ubytek obciążenia podawany jest w zależności od czasu, do czego służy urządzenie do rysowania wykresów, to powstaje krzywa charakteryzująca zachowanie się materiału w wysokich temperaturach.



Rys. 2. Maszyna wytrzymałościowa do wyznaczania relaksacji *Rel 5t*, dla obciążeń do 5000 kG i temperatur do 1000°C.

Do oceny jakości materiałów w przypadku temperatur zwykłych najlepiej nadaje się wytrzymałość na rozciąganie, jako cecha charakterystyczna materiału.

W programie produkcyjnym wymienionej wytwórni w Lipsku znajdują się maszyny do badania wszystkich materiałów z dziedziny budownictwa stałego i maszynowego. Do badania cienkich drutów służą maszyny wytrzymałościowe o napędzie mechanicznym i maksymalnym obciążeniu 1000 G. Mocną i trwałą konstrukcją odznaczają się maszyny do wyznaczania wytrzymałości na rozciąganie i odkształcenie drutu, blachy i innych podobnych materiałów. Maksymalne obciążenie tych maszyn wynosi do 1000 kG.

Próbki o większym przekroju bada się jednak nie tylko na wytrzymałość na rozciąganie i na odkształcenie, lecz również na ściskanie i zginanie. W tym właśnie celu skonstruowano maszynę wytrzymałościową do prób rozciągania i ściskania o maksymalnym obciążeniu wynoszącym do 10000 kG. Od roku 1947 w programie produkcyjnym wytwórni w Lipsku znajdują się ponadto maszyny wytrzymałościowe do prób rozciągania i ściskania o obciążeniach maksymalnych od 30 do 100 T (rys. 3). Posiadają one napęd hydrauliczny i odznaczają się szerokim zakresem pracy. Urzędy Miar uwierzytelniają maszyny wytrzymałościowe, jeśli błędy wskazań ich siłomierza nie przekraczają granic $\pm 1\%$ obcią-

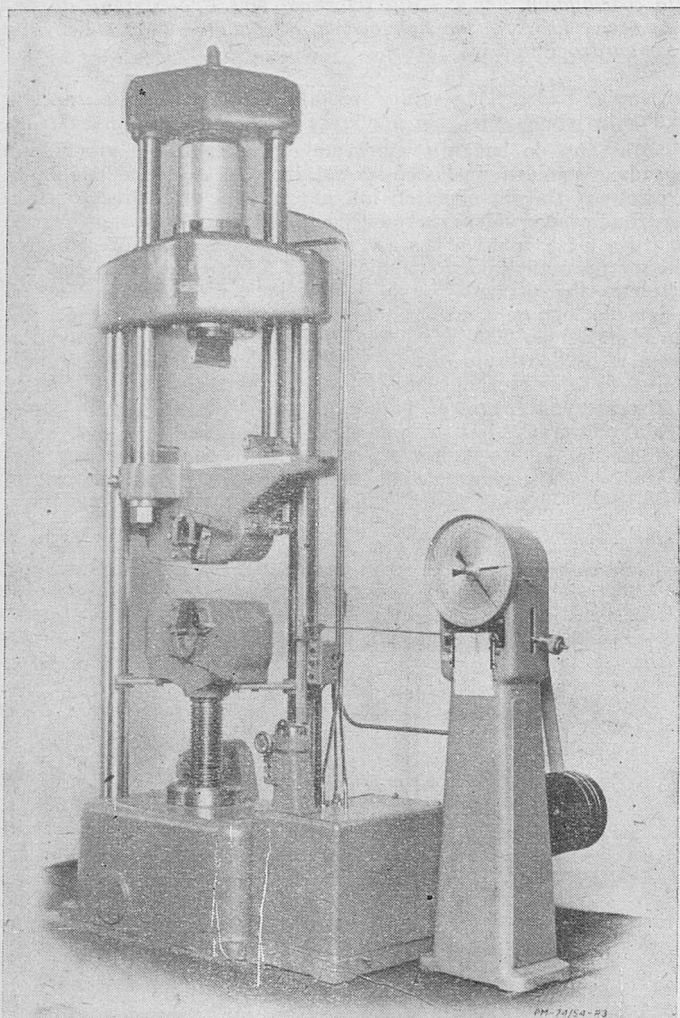
żenia. Błędy wskazań siłomierza w maszynach dotychczas dostarczonych przez wytwórnię w Lipsku na ogół nie przekraczały połowy podanych granic.

Prawie wszystkie budowle techniczne podlegają naprężeniom nie tylko statycznym, ale także dynamicznym i dlatego są narażone na zniszczenie na skutek zmęczenia materiału. Według normy niemieckiej DIN 50100 wytrzymałością na zmęczenie jest największe graniczne naprężenie, jakie próbka wytrzymuje bez

Jeżeli badania mają być przeprowadzone w wysokiej temperaturze, to możliwe jest dołączenie odpowiednich pieców.

Dalszym rozszerzeniem produkcyjnego programu wytwórni w Lipsku jest budowa maszyn wytrzymałościowych do celów specjalnych.

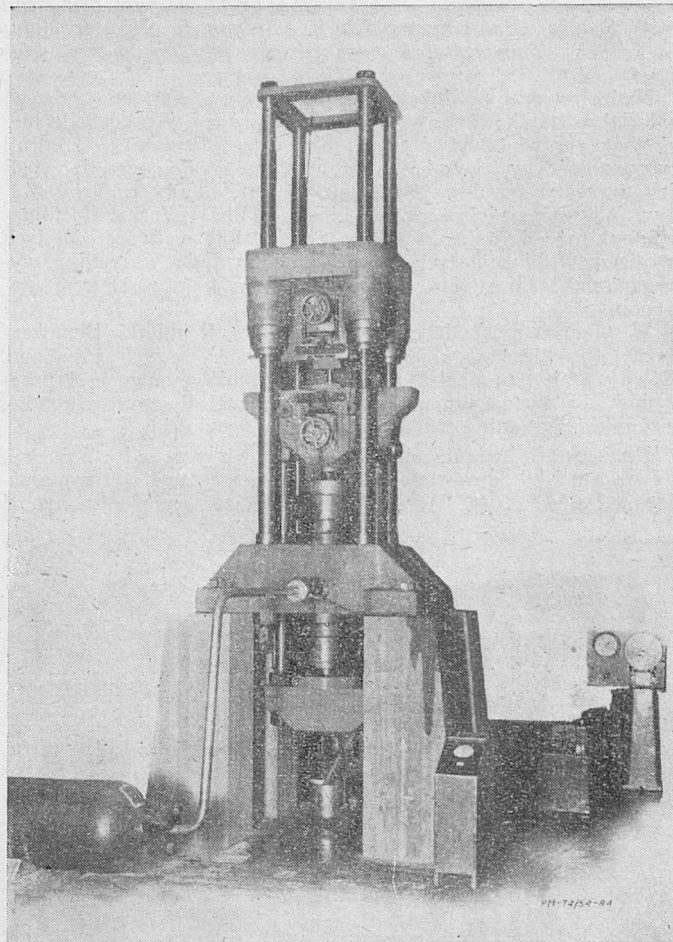
Oprócz maszyn do badania części konstrukcyjnych na rozciąganie lub ściskanie w temperaturach od -60 do $+100^{\circ}\text{C}$ lub w temperaturach wysokich do 1200°C (rys. 6) skonstruowa-



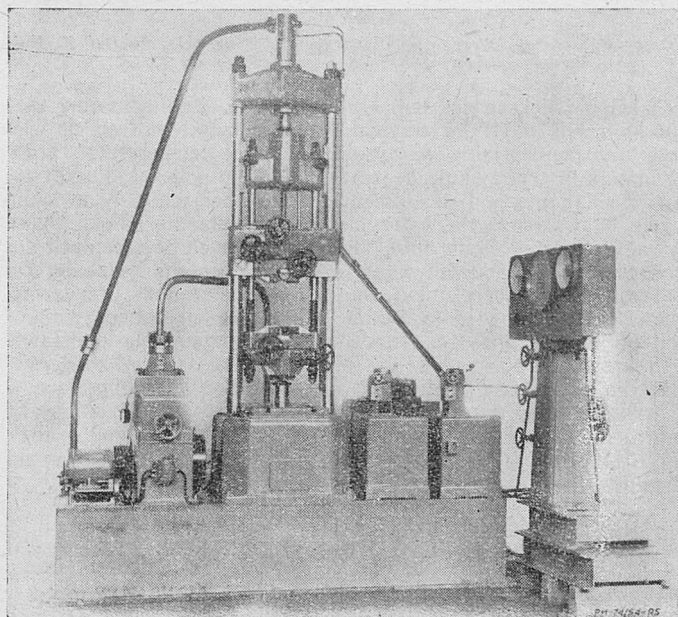
Rys. 3. Maszyna wytrzymałościowa do prób rozciągania i ściskania. Maksymalne obciążenie wynosi od 30 do 100 T zależnie od wielkości maszyny.

zniszczenia się podczas powtarzającej się stale zmiany naprężeń do pewnej granicznej wartości dolnej. Konieczność badania dynamicznego materiałów i części konstrukcyjnych spowodowała budowanie maszyn wytrzymałościowych do obciążeń zmiennych. Ponieważ zniszczenie próbki na skutek zmęczenia następuje zwykle nagle, bez żadnej dostrzegalnej uprzedniej jej deformacji, albo jakiegoś innego objawu, to wyznaczenie wytrzymałości na zmęczenie jest rzeczą dużej wagi. Program produkcyjny wytwórni w Lipsku obejmuje maszyny wytrzymałościowe do obciążeń zmiennych. Maszyny te budowane są jako maszyny wytrzymałościowe statyczne i posiadają dodatkowe urządzenie do badań dynamicznych. Mogą być w nich stosowane obciążenia statyczne do 100 T i pulsujące do 50 T lub obciążenia statyczne do 200 T i obciążenia pulsujące do 100 T (rys. 4).

Ponieważ w zakresie od 200 do 2500 zmian obciążenia na minutę częstość zmian nie wywiera znaczącego wpływu na wytrzymałość zmęczeniową, istnieje zapotrzebowanie na maszyny o możliwie dużych częstościach, nadające się specjalnie do badań wytrzymałościowych na obciążenia zmienne. Do prób z dużymi częstościami zbudowano maszynę wytrzymałościową dla obciążeń zmiennych ZDM Pu 10t (rys. 5). Jest ona przystosowana do obciążeń statycznych nie przekraczających 20 T i obciążeń zmiennych do 10 T. Zmianę obciążeń uzyskuje się za pomocą pulsatorów, które umożliwiają w dogodny sposób regulowanie wielkości amplitudy obciążenia. Dodatkowe wyposażenie w oscylografię ułatwia obserwację pełnego przebiegu wahań.



Rys. 4. Maszyna wytrzymałościowa do obciążeń zmiennych wykonana jako maszyna statyczna z urządzeniem dodatkowym do badań dynamicznych. Obciążenia statyczne do 100 T i pulsujące do 50 T lub obciążenia statyczne do 200 T i pulsujące do 100 T.



Rys. 5. Maszyna wytrzymałościowa do obciążeń zmiennych ZDM Pu 10t, dla obciążeń statycznych do 20 T i zmiennych do 10 T.

Gwiazdkami, obok porządkowych liczb artykułów, oznaczone są publikacje znajdujące się w bibliotekach poszczególnych ośrodków.

Technologia metali

4. Metaloznawstwo

1* 536.424.1:669.14.018.821 19

Angel T.: **Powstawanie martenzytu w austenitycznych stalach nierdzewnych. Wpływ odkształcenia, temperatury i składu.** „Formation of martensite in austenitic stainless steels”. J. Iron Steel Inst., t. 177, Nr 1, maj 54, s. 165; A4, 11 str. 1 rys., 13 wyk., 6 mikrogr., 1 tabl., 32 poz. bibl. — Badania nad izotermiczną przemianą martenzytu, wywołaną plastycznym odkształceniem w stali austenitycznej nierdzewnej w zakresie temperatur $-188 \div +100^\circ\text{C}$ w zależności od naprężenia, odkształcenia i energii odkształcenia. Rozważono wpływ temperatury na odkształcenie w zależności, czy wywołane ono zostało przez powstanie martenzytu czy też przez poślizg. Zakres temperatur, w którym można różnicować oba te sposoby jest bardzo mały. Wpływ składu na stabilność austenitu (pod kątem widzenia tworzenia się martenzytu) określono statystycznie. Stwierdzono, że działanie stabilizujące Cr, Si i Mo jest takie samo jak Ni, Mn, C i N₂. Nienormalny wzrost naprężenia zaobserwowany na krzywej naprężenia-odkształcenie proporcjonalny jest do ilości powstałego martenzytu i do zawartości węgla w martenzytzie.

2* 669.112.221:669.14 19

King T. B.: **Krzepnięcie stali. Szybkość krzepnięcia.** „Solidification of steel. Rate of freezing”. Iron a. Steel, t. 26, Nr 11, paźdz. 53, s. 479; A4, 8 str., 67 poz. bibl. — Przegląd metod określania szybkości krzepnięcia stali; metoda matematyczna i doświadczalna (odlanej próbki, termopar, elektryczna). Omówienie czynników wpływających na szybkość krzepnięcia (grubość ścianek i własności termiczne formy, odpowietrzenie, skład chemiczny stali, przegrzanie).

3 669.018:532.78:533.74 19

Winegards W. C., Chalmers B.: **Przechłodzenie i dendrytyczna krystalizacja stopów.** „Supercooling and dendritic freezing in alloys”. Trans. amer. Soc. Metals, t. 46, 1954, s. 1214; B5, 10,5 str., 9 rys., 6 wyk., 10 poz. bibl. — Wykazano, że przechłodzenie stopu może nastąpić wskutek wzbogacenia roztworu ciekłego bezpośrednio przed początkiem krzepnięcia. Jeżeli strefa przechłodzenia jest mała, to powstanie struktura komórkowa; jeżeli duża — to zaczynają się formować dendryty. Przypuszcza się, że dendryty w strukturze wlewków powstają w wyniku strukturalnego przechłodzenia i że dendrytyczna strefa w środku wlewka tworzy się przez zarodkowanie w szerokiej strukturalnie przechłodzonej strefie.

4 669.14.018.821-196.57.26 19

Nehrenberg A. E., Lillys P.: **Wysokotemperaturowe przemiany w ferrytycznych stalach nierdzewnych, zawierających 17 ÷ 25% chromu.** „High temperature transformations in ferritic stainless steels containing 17 ÷ 25% chromium”. Trans. amer. Soc. Metals, t. 46, 1954, s. 1176; B5, 37,5 str., 4 wyk., 36 mikrogr., 2 tabl., 21 poz. bibl. — Zbadano szczegółowo izotermiczne przemiany zachodzące w austenicie i ferrycie delta stali chromowych 17, 21 i 25% Cr, nagrzanych do temperatury, w której następuje całkowite rozpuszczenie węglików i azotków. Omówiono wyniki obserwacji nad formowaniem się austenitu i ferrytu delta w czasie hartowania do bardzo wysokich temperatur.

5 669.15.74-194-157:669.781:539.54 19

Powers A. E., Carlson R. G.: **Wpływ boru na uduchność stali i jej kruchość po odpuszczeniu.** „The effect of boron on notch toughness and temper embrittlement”. Trans. amer. Soc. Metals, t. 46, 1954, s. 483; B5, 15 str., 8 wyk., 3 mikrogr., 3 tabl., 6 poz. bibl. — Opracowano krzywe izotermicznego wzrostu kruchości dla dwóch stali

manganowych o jednakowym składzie zasadniczym, przy czym jedna z nich zawierała 0,0034% boru, a druga była boru pozbawiona. Dodatek boru podnosi skłonność stali do wzrostu kruchości po odpuszczeniu w zakresie temperatury $454 \div 548^\circ\text{C}$. Odpuszczenie w innych warunkach daje w przypadku obu stali te same udarności. Podano klasyfikację różnych postaci wzrostu kruchości przy odpuszczeniu.

6 539.0.4.015:669.14.018.29:620.178.786:669.018.1 19

Dielle W. A.: **O roli składników stopowych w stali konstrukcyjnej i ich wpływie na własności mechaniczne.** „O roli legirujących elementów w konstrukcyjnej stali i ich wplywianiu na mechaniczne swojstwa”. Z. tiechn. Fiz. t. 24, Nr 4, kw. 54, s. 694; B5, 11 str., 12 wyk., 5 tabl., 5 poz. bibl. — Na podstawie szczegółowych badań różnych stali konstrukcyjnych o jednakowej zawartości węgla i jednakowej strukturze określono wpływ poszczególnych składników stopowych (Mn, Si, Cr, Cu, Ni) na ich własności mechaniczne, a szczególnie na kruchość. Badano dwie grupy stali odmiennie obrobione cieplnie.

7* 669.779:621.9-413/415:669.14.018.26 19

Otta B.: **Wpływ fosforu na głębokotłoczność blach z miękkiej stali.** „Vliv fosforu na hlubokotlačnost mēkkoho ocelového plechu”. Hutnické Listy, t. 9, Nr 3, marz. 54, s. 144; A4, 3 str., 1 wyk., 6 tabl., 4 poz. bibl. — Zawartość i rozkład fosforu w stalach na blachy głębokotłoczne. Analiza wpływu zawartości 0,085% fosforu w stacji na jej ciągliwość i głębokotłoczność w próbie maseczkowania. Łączny wpływ fosforu i węgla w stali na jej ciągliwość.

8 539.4.015.1:669.15-194 19

Smith R. L., Spangler G., Brick R. M.: **Wpływ wielkości ziaren i zawartości węgla na własności wytrzymałościowe czystych stopów Fe—C w niskich temperaturach.** „Effect of grain size and carbon content on the low temperature tensile properties of high purity Fe—C alloys”. Trans. amer. Soc. Metals, t. 46, 1954, s. 973; B5, 24,5 str., 1 fot., 1 rys., 11 wyk., 6 mikrogr., 4 tabl. — Badano odkształcenia i wytrzymałość w próbie rozciągania w niskich temperaturach szeregu próbek z niskowęglowych ferrytów pozbawionych tlenu, azotu i wodoru, przy czym próbki obrabiano cieplnie różnymi sposobami na różne wielkości ziaren, a próby rozciągania prowadzono w różnych temperaturach. Wyznaczono rzeczywiste krzywe odkształcenia oraz ważniejsze własności wytrzymałościowe. W temperaturze ciekłego powietrza ciągliwość ferrytu 0,02% C zależy jedynie od wielkości ziaren: zmniejszenie ziaren powoduje wzrost ciągliwości. Przy zawartościach ponad 0,02% C znaczny wpływ na ciągliwość wywierają węgliki. Współczynnik umocnienia przez zgniot maleje wraz z obniżeniem temperatury oraz wzrostem zawartości węgla i wielkości ziaren.

9* 620.179.5:669.15-194:669.781. 19

Zlatin N., Kahles J. F., Friedlander W. H.: **Obrabialność stali z dodatkiem boru.** „How do boron steels compare in machinability”. Iron Age, t. 172, Nr 18, paźdz. 53, s. 94; A4, 4 str., 6 wyk., 2 tabl. — Przeprowadzono badania nad obrabialnością 7 stali z dodatkiem boru i porównano z własnościami 6 odpowiadających stali zwykłych. Stale z dodatkiem boru wykazały lepszą obrabialność, co umożliwia zwiększenie szybkości skrawania.

10* 620.178.2:669.26 19

Sully A. H., Brandes E. A., Mitchell K. W.: **Wpływ temperatury i stopnia czystości na plastyczność i niektóre inne własności chromu.** „The effect of temperature and purity on the ductility and other properties of chromium”. J. Inst. Metals, t. 81, Nr 12, sierp. 53, s. 585; A4, 13,5 str., 2 rys., 9 wyk., 5 tabl., 26 poz. bibl. — Badano wpływ domieszek

i szybkości deformacji na temperaturę przejścia chromu ze stanu plastycznego w kruchy. Stwierdzono, że tlen w ilościach rzędu 0,002% tylko w niewielkim stopniu wpływa na temperaturę przejścia, podczas gdy wszystkie inne dodatki wyraźnie podwyższają tę temperaturę.

11 669.787:669.131.6 19
Loria E. A., Lownie H. W.: **Zawartość szczątkowego tlenu w żeliwie szarym z żeliwiaka.** „The residual oxygen content of cupola-melted gray cast iron”. Trans. amer. Soc. Metals, t. 46, 1954, s. 409; B5, 9 str., 1 tabl., 8 poz. bibl. — Krytyczny przegląd literaturowych danych o zawartości tlenu w żeliwie (określonych metodą topienia w próżni) oraz omówienie teorii odtlenienia żeliwa i stali z wyjaśnieniem różnicy między rzeczywistą zawartością tlenu w metalu a wartościami obliczonymi teoretycznie (dla reakcji krzemu z tlenem). Doświadczenia przeprowadzono na 10 wytopach żeliwa szarego z żeliwiaka. Przeciętna zawartość tlenu wyniosła 0,0022%, co ściśle odpowiada wartości teoretycznej.

12 669.131.622:620.178.7:539.52 19
Pellini W. S., Sandoz G., Bishop H. F.: **Udarność i ciągliwość żeliwa sferoidalnego.** „Notch ductility of modular iron”. Trans. amer. Soc. Metals, t. 46, 1954, s. 418; B5, 28 str., 11 fot., 35 wykr., 9 mikrogr., 1 tabl., 6 poz. bibl. — Wykonano szeroko zakrojone badania udarności Charpy żeliw sferoidalnych. Poza badaniami udarności wykonano próby oddziaływania uderzeń wybuchowych na próbki kołowe z karbem i porównano wyniki z wynikami takich samych prób z walcowaną stalą i staliwem. Stwierdzono, że największą ciągliwość w próbach udarności wykazują żeliwa ferryczne o niskiej zawartości krzemu i fosforu. Porównanie ze staliwem i stalą walcowaną wykazało, że żeliwo jest mniej odporne na kruche pęknięcie niż staliwo lub stal.

13* 669.717.004.1 19
Różnorodne dziedziny zastosowania. „Les divers domaines d'applications”. Rev. Alumin., t. 31, Nr 211, czerw. 54, s. 201; A4, 72 str., 53 fot. — Przegląd zastosowania we Francji stopów aluminium technicznego dokonany z okazji setnej rocznicy rozpoczęcia przemysłowej produkcji aluminium. W przekroju historycznym podano rozwój produkcji wyrobów i półfabrykatów w przemysłach: lotniczym, samochodowym, kolejowym, okrętowym, budowlanym, konstrukcji mechanicznych, spożywczym i kosmetycznym.

14 620.17:539.4.015.1:539.377:669.715.3 19
Starr C. D., Shaw R. B., Dorn J. E.: **Wpływ dyspersji CuAl₂ na własności wytrzymałościowe w wysokich temperaturach stopów aluminium z miedzią.** „Effect of dispersions of CuAl₂ on the elevated temperature tensile properties of aluminium-copper alloys”. Trans. amer. Soc. Metals, t. 46, 1954, s. 1075; B5, 14 str., 9 wykr., 8 rentgenogr., 2 tabl., 5 poz. bibl. — Własności wytrzymałościowe stopów Al-Cu (3, 4 i 5% Cu), zawierających wydzielenie CuAl₂ rozproszone w roztworze stałym Al-Cu, w zakresie temperatur 295 ÷ 700 K. W przeciwieństwie do własności niskotemperaturowych, krzywe odkształcenia w zakresie temperatur pośrednich nie tworzą rodziny homologicznej, na skutek powolniejszej regeneracji grubszych cząsteczek wydzielania niż cząsteczek drobniejszych. W sąsiedztwie 500 K grubsze rozproszenia są wytrzymalsze niż drobne. W wyższych temperaturach, gdzie regeneracja zachodzi niemal całkowicie, można zaobserwować zjawisko odwrotne.

15* 669.717 19
Chevigny R.: **Aluminium i jego stopy.** „L' aluminium et ses alliages”. Rev. Alumin., t. 31, Nr 211, czerw. 54, s. 175; A4, 5 str., — Przegląd stosowanych we Francji stopów aluminium. Ogólne dane i przykłady zastosowań stopów aluminium i stopów do przeróbki plastycznej.

16* 620.17:669.715 19
Pelzel E.: **Stopy aluminiumo-cynkowe. Mechaniczne własności stopów Al-Zn o zawartości aluminium 22 ÷ 70% oraz wpływ różnych dodatków stopowych.** „Aluminium — Zink — Legierungen. Die mechanischen Eigenschaften von Aluminium — Zink — Legierungen mit 22 bis 70% Aluminium Einfluss verschiedener Zusätze”. Metall, t. 8, Nr 3/4, luty 54, s. 83; A4, 5,5 str., 6 wykr., 2 mikrogr., 8 tabl., 14 poz. bibl. — Wpływ miedzi, magnezu, ołowiu, manganu, żelaza i krzemu na stopy Al-Zn zawierające 22 ÷ 70% alumi-

nium. Zmiany własności mechanicznych i budowy mikrostruktury. Wpływ obróbki cieplnej na stopy Al-Zn zawierające różne dodatki stopowe.

17* 669.018.42 19
Keil A.: **Stopy o najniższych punktach topliwości.** „Legierungen mit extrem niedrigen Schmelzpunkten”. Metall, t. 8, Nr 13/14, lip. 54, s. 515; A4, 3,5 str., 2 rys., 3 mikrogr., 8 poz. bibl. — Poczwórne stopy bizmutu z kadmem, ołowiem i cyną. Własności tych stopów oraz stopów potrójnych Bi-Pb-Sn, Cd-Pb-Sn, Bi-Cd-Sn, Cd-Bi-Pb. Przykłady zastosowań poczwórnych i potrójnych stopów w przemyśle w charakterze specjalnych lutów oraz pomocniczych środków w konstrukcji specjalnych uchwytów obrabiarkowych, w galwanotechnice oraz w modelarstwie i formierstwie. Stopy zawierające ind; niektóre własności i przykłady zastosowań.

18* 621.822.1:621.822.5 19
Blanderer J.: **Stan obecny i perspektywy rozwoju materiałów na łożyska ślizgowe.** „Stand und Entwicklungsmöglichkeiten des Lagermetallproblems”. Metall, t. 8, Nr 718, kw. 54, s. 288; A4, 5 str., 1 fot., 1 poz. bibl. — Ogólny krytyczny przegląd współczesnych metalowych materiałów łożyskowych. Poszczególne czynniki wpływające na jakość materiału łożyskowego. Wymagania stawiane materiałom łożyskowym. Omówienie łożysk ze stopów na bazach cyny, ołowiu i brązów ołowionych oraz łożysk wielowarstwowych i zbrojonych. Przykłady i zakresy zastosowań poszczególnych stopów łożyskowych.

19* 669.492.8:669.295 19
Graham J. W.: **Spiekane węgliki tytanu otwierają nowe horyzonty przemysłowe.** „Sintered titanium carbides open new industrial horizons”. Iron Age, t. 172, Nr 7 sier. 53, s. 149; A4, 4,5 str., 4 fot., 5 wykr., 1 tabl. — Spiekane węgliki Ti ze stopami na podstawie Ni, Co i Fe mają niezwykle dobre własności w wysokich temperaturach. Przedstawiono wykresy zmian twardości, udarności, wytrzymałości na rozciąganie ze zmianą temperatury kilku typów spiekanych węglików Ti.

20* 620.186.8 19
Dupuy E.: **Pomiary wielkości ziarn w metalach i stopach.** „Mesure de la grosseur de grain dans les métaux et alliages”. Métaux Corros., t. 39, Nr 346, czerw. 54, s. 225; A4, 16,5 str., 9 rys., 8 wykr., 2 mikrogr., 1 tabl., 20 poz. bibl. — Krytyczny przegląd współczesnych metod pomiaru wielkości ziarna. Podstawy teoretyczne i doświadczalne. Trzy główne kierunki pomiaru i oceny: planimetrowanie (powierzchni przekroju), liczenie (poszczególnych grup wielkości) i porównywanie (z odp. skalami). Zastosowania praktyczne powyższych sposobów. Wybór odpowiedniej metody pomiaru. Omówienie podstawowych norm pomiaru ziarna. Normy amerykańskie: ASTM 19—46 (dla stopów żelaza); ASTM 91—51 (dla metali i stopów nieżelaznych); metoda „Intercept” Graff-Snydera. Norma szwedzka Jernkontoret oraz norma francuska AFNOR NFA 04—102.

21* 669.018.12 19
Sprengler H.: **Historia rozwoju badań i stan obecny studiów nad układami stanu. Cz. II.** „Geschichte und Stand der Konstitutionsforschung. II”. Metall, t. 8, Nr 3/4, luty 54, s. 107; A4, 8 str., 387 poz. bibl. — Zagadnienie badań podwójnych układów. Usystematyzowane zestawienie podwójnych układów. Cenne bibliograficzne zestawienie prac badawczych z lat 1945 ÷ 53 traktujących o układach podwójnych.

22* 620.179.18:621.317.432 19
Sprungmann K.: **Przemysłowe doświadczenia w zakresie badania rys w wyrobach stalowych za pomocą prądów wirowych.** „Betriebliche Erfahrung der Wirbelstrom-Rissprüfung bei Stahlhalbzeug”. Z. Metallk., t. 45, Nr 4, kw. 54, s. 227; A4, 4 str., 14 wykr., 1 poz. bibl. — Na podstawie analizy poszczególnych efektów wpływających na wskazania aparatów do wykrywania rys w prętach, pracujących na zasadzie prądów wirowych, omówiono zalety i wady tej metody, jej zastosowania i możliwości masowych badań prętów o różnych przekrojach.

23* 620.179.1:656.135 19
Grass P.: **Warsztatowe nieniszczące badania w przemyśle samochodowym.** „Betriebliche zerstörungsfreie Prüfung in

der Automobil-Industrie". Z. Metallk., t. 45, Nr 4, kw. 54, s. 219; A4, 2,5 str., 2 fot., 2 poz. bibl. — Przegląd praktycznych zastosowań nieniszczących metod badań wyrobów stalowych w fabryce samochodów Forda w Kolonii. Zastosowanie analizy spektralnej, magnetycznych badań jakości i magnetycznych metod wykrywania rys.

24* 620.179.14:621.822.71 19
Wieland F., Rosche F.: **Elektronowa brakarnia sortująca zaopatrzona w przyrząd Multifest**. „Elektronische Fehlsortierung mit dem Multifest-Gerat". Z. Metallk., t. 45, Nr 4, kw. 54, s. 231; A4, 2,5 str., 5 rys., 2 poz. bibl. — Opisano metodę i doświadczenia zdobyte przy automatycznym „elektronowym” sortowaniu kulek do łożysk tocznych, za pomocą przyrządu Multifest odrzucającego kulki posiadające jakiegokolwiek rysy.

25* 620.179.14:669.14 19
Ortheil J.: **Krytyczna ocena magnetycznego sortowania wyrobów stalowych w produkcji masowej**. „Kritische Betrachtungen der magnetischen Sortierung von Stahlteilen in der Massenfertigung". Z. Metallk., t. 45, Nr 4, kw. 54, s. 243; A4, 2 str., 1 fot., 1 wyk., 1 poz. bibl. — Automatyczne sortowanie drobnych stalowych wyrobów przemysłu motoryzacyjnego za pomocą aparatu sortującego dr. Förstera opartego na zasadzie pomiaru szczątkowego pola magnetycznego. Aparat rozdziela części wg ich jakości strukturalnej i twardości (wytrzymałości) oraz błędów materiałowych.

26* 620.179.14:669.14 19
Krainer H.: **Przemysłowe doświadczenia w zakresie elektromagnetycznego sortowania stali**. „Betriebliche Erfahrungen mit der elektromagnetischen Sortentrennung von Stählen". Z. Metallk., t. 45, Nr 4, kw. 54, s. 212; A4, 6 str., 3 fot., 9 wyk., 8 mikrogr., 1 tabl., 3 poz. bibl. — Zastosowanie metody magneto-indukcyjnej do nieniszczących masowych badań produktów walcowanych i wyżarzonych, zwłaszcza prętów ze stali narzędziowych. Główną uwagę zwrócono na zagadnienie pomiaru materiałowych wad powierzchniowych, odwęglenia i niejednorodności strukturalnych.

5. Obróbka cieplna

27* 536.424.1:539.26:669.14 19
Gillam E., Cole D. G.: **Krzywe S. Uzupełnienie poniżej temperatury M_s** . „S-curves. Completion below the M_s temperature". Iron & Steel, t. 26, Nr 11, październik 53, s. 471; A4, 3,5 str., 1 rys., 6 wyk., 4 tabl., 11 poz. bibl. — Zastosowano do badań przemiany podmartenzytycznej w stali spektrometr na promieniu X z licznikiem Geigera. Badano dla stali En 24, En 26 i En 30B przemianę martenzytyczną i następującą potem przemianę izotermiczną oraz uzupełniono na podstawie otrzymanych wyników krzywe S poniżej temperatury M_s . Krzywe uwidaczniają wpływ dodatków stopowych.

28* 669.15.74-194:669.781:539.54 19
Grange R. A., Mitchell J. B.: **Wpływ węgla i boru na hartowność nawęglonej stali**. „Effect of carbon and boron on the hardenability of a case carburized steel". Trans. amer. Soc. Metals, t. 46, 1954, s. 446; B5, 36,5 str., 33 wyk., 10 mikrogr., 2 tabl., 14 poz. bibl. — Dwie partie tej samej stali zawierającej 2% manganu, jedną z borem a drugą bez dodatku boru poddano nawęglaniu i próbom hartowności (Jominy) warstwy nawęglonej i rdzenia. Na podstawie przeprowadzonej analizy wyników określono wpływ węgla i boru na hartowność warstwy nawęglonej w próbkach.

29 539.5:669.15-194-156:669.112.227.342.4 19
Bailey E. F.: **Wpływ niemartenzytycznych produktów rozpadu na własności stali ulepszonych cieplnie**. „Effect of nonmartensite decomposition products on the properties of quenched and tempered steels". Trans. amer. Soc. Metals, t. 46, 1954, s. 830; B5, 2 ostr., 14 wyk., 12 mikrogr., 5 tabl., 8 poz. bibl. — Wyznaczono czasy potrzebne do 10 i 30% rozpadu austenitu na ferryt, perlit i bainit stali AISI 1340, 2340 i 5140, hartowanych izotermicznie. W zasadzie 10% rozpad nie obniża własności mechanicznych stali w porównaniu z jej własnościami po zahartowaniu całkowicie martenzytycznym i odpuszczeniu. Próby hartowności Jominy wykazały, że przy 30% rozpadzie własności wszystkich trzech

stali różnią się między sobą dosyć znacznie. Granica plastyczności i wytrzymałość we wszystkich przypadkach ulega obniżeniu w miarę wzrostu ilości wysokotemperaturowego bainitu.

30 621.785.18:621.785.616 19
Sawyer C. F., Busby C. C.: **Zmienne jakościowe wpływające na skłonność do hartowniczych pęknięć drażnionych cylindrów ze stali stopowych**. „Some metallurgical variables affecting quench cracking susceptibility of hollow alloy steel cylinders". Trans. amer. Soc. Metals, t. 46, 1954, s. 100; B5, 11,5 str., 2 wyk., 5 tabl., 3 poz. bibl. — Na podstawie analizy licznych prób oceny skłonności do pęknięć przy hartowaniu wg Carnegie Institute of Technology określono cały szereg czynników, wpływających na skłonność do pęknięć drażnionych cylindrów stalowych. Próby laboratoryjne zostały całkowicie potwierdzone doświadczeniami przemysłowymi. Określono wpływ: temperatury austenizacji, normalizacji przed hartowaniem, temperatury przed oziębianiem i składu chemicznego stali stopowych, a ponadto określono skłonność do pęknięć w różnych miejscach przekroju.

31 669.35.24.71.782:539.4.016.3:539.213.28 19
Roach D. B., Fischer R. B., Jackson J. H.: **Stop miedzi z niklem, krzemem i aluminium utwardzalny przez starzenie**. „A precipitation-hardenable copper-nickel-silicon-aluminium alloy". Trans. amer. Soc. Metals, t. 46, 1954, s. 329; B5, 19 str., 21 wyk., 5 tabl., 11 poz. bibl. — Szczegółowe omówienie własności stopu miedzi zawierającego 10% Ni, 1,5% Si oraz 4,0% Al. Stop daje się obrabiać plastycznie w stanie niestarszonym. W stanie starzonym posiada wysoką wytrzymałość. Obróbka na zimno przed starzeniem powoduje dodatkowy wzrost wytrzymałości. Próby przemysłowe wykazały, że taśmy z wyżej wymienionego stopu nadają się na sprężynujące kontakty elektryczne.

32 621.385.833:669.112.227.34:669.14 19
Lement B. S., Averbach B. L., Chen M.: **Zmiany mikrostrukturalne zachodzące przy odpuszczaniu stopów żelazo-węgiel**. „Microstructural changes on tempering iron-carbon alloys". Trans. amer. Soc. Metals, t. 46, 1954, s. 851; B5, 30,5 str., 1 wyk., 28 mikrogr., 5 tabl., 23 poz. bibl. — Badania za pomocą mikroskopu elektronowego nad zmianami mikrostrukturalnymi, zachodzącymi przy odpuszczaniu wysoce czystych stopów żelaza z węglem. Próby wykonano w zakresie temperatur do 370°C. Stwierdzono obecność subziaren w martenzytce, odziedziczonych po austenicie w wyniku przemiany. Szczegółowo badano wydzielanie cementytu w strukturze martenzytycznej (wewnątrz płytek i na granicach) oraz określono przyczynę wzrostu kruchości stopów w temperaturze 260°C. Podano analizę zależności między obserwowanymi zmianami mikrostrukturalnymi i twardością po odpuszczeniu.

33* 621.785.545.45:621-272.36 19
Czestow A. Ł.: **Hartowanie tulei za pomocą prądów wysokiej częstotliwości**. „Zakałka trub s nagriewom t. w. cz.". Wiestn. Maszynostr., t. 32, Nr 4, kw. 53, s. 54; A4, 1 str., 1 rys. — Hartowanie wewnętrznej powierzchni tulei przy zastosowaniu metody posuwowej. Specjalne stanowisko i wzbudnik z natryskiwcem. Tuleja jest chłodzona również od zewnątrz dla uniknięcia deformacji.

34* 621.785.545.45 19
Remy G.: **Przyczynek do badań różnych czynników wpływających na powierzchniowe hartowanie indukcyjne**. „Contribution à l'étude de certains facteurs intervenant dans la trempe superficielle par induction". Rev. Metall., t. 51, Nr 2, luty 54, s. 85; A4, 15,5 str., 1 fot., 4 wyk., 12 mikrogr., 4 tabl. — Badano wpływ struktury wyjściowej węglowej stali konstrukcyjnej (0,46% C) na charakterystykę warstwy zahartowanej prądami wysokiej częstotliwości. Moc dostarczana i czas grzania były parametrami zmiennymi. Przeprowadzono szczegółową analizę mikroskopową oraz pomiary twardości.

8. Powłoki ochronne

35 621.357.8:621.314.64:669.783 19
Licentia Patent-Verwaltung, G. m. b. h.: **Elektrolityczne trawienie i polerowanie kryształów germanu**. „Elektrolytisches Itzen und Polieren von Germaniumkristallen".

Opis patentowy niemiecki (DB), Nr 869.718, kl. 48a, 6.5.51; D. — Kąpiel składa się z H_3PO_4 , H_2O , najczęściej roztwór 45%. Do trawienia stosuje się gęstość prądu $0,1 \div 0,5$ A/dcm², do polerowania po trawieniu 0,005 $\div$ 0,1 A/dcm². Metoda ta nadaje się szczególnie do obróbki prostowników germanowych. Wg Chem. Zbl., t. 125, Nr 5, luty 54, s. 1114.

36* 621.357.7:621.3.035.4:669.218 19

Wogrinz A.: Na temat galwanotechnicznych kąpeli do złocenia. „Einiges über galvanotechnische Goldbäder“. Metall-oberfl., Ausg. B, t. 6, Nr 6, czerw. 54, s. B 81; A4, 1,5 str. — Krótka dyskusja i własne spostrzeżenia autora na temat cyjankoalkalicznych kąpeli do złocenia. Szczegółowo omówiono sposób przygotowywania kąpeli i ich skład.

37* 621.357.7:669.268 19

Dettner H. W.: Wolne od zarysowań powłoki chromowe. „Rissfreie Chromniederschläge“. Metalloberfl., Ausg. B, t. 6, Nr 5, maj 54, s. B 69; A4, 4 str., 4 mikrogr., 1 tabl., 20 poz. bibl. — Powłoki chromowe otrzymywane ze zwykłych kąpeli posiadają przy grubości powyżej 0,5 mikrona siatkę rys, co powoduje znaczne obniżenie ich odporności korozyjnej. Przy zastosowaniu kąpeli samoregulujących (zawierających oprócz kwasu siarkowego również kwas fluorowodorowy), pracujących w temperaturze 65°C i przy gęstości prądu 50 A/dcm² otrzymano powłoki nie posiadające rys i odznaczające się znacznie wyższą odpornością korozyjną. Są one matowe, dają się jednak łatwo polerować.

38* 621.357.7.004(41) 19

Silman H.: Angielski przemysł galwanizacyjny. „The British electroplating industry“. Metal Ind., t. 84, Nr 18, kw. 54, s. 349; A4, 4 str., 4 fot., 1 rys., 2 mikrogr., 1 tabl. — Omówienie ostatnich ulepszeń oraz nowych metod wprowadzonych w przemyśle galwanizacyjnym w Angli. Ogólnie istnieje tendencja wprowadzania jak najdalej idących usprawnień w budowie zakładów i urządzeń oraz stosowania nowych rozwiązań konstrukcyjnych dla zmniejszenia kosztów produkcji. Szerokie zastosowanie tworzyw sztucznych (polichlorek winylu, metakrylan metylu i inne) do budowy aparatury. Wprowadzono nowy typ szybkiego platerującego kąpeli do chromowania. Coraz większe zastosowanie znajduje proces elektropolerowania „Dalic“. Odnośnie kąpeli chromowych ciekawe jest zastosowanie nowej substancji powierzchniowo czynnej „Zeromist“.

39* 621.357.7:669.26 19

Balbierz R. A., Burgess H. D.: Kąpiele do twardego chromowania. „Hard chrome solutions“. Metal Ind., t. 84, Nr 1, styc. 54, s. 7; A4, 3,5 str., 2 wykr., 7 tabl., 7 poz. bibl. — Porównanie własności dwóch rodzajów kąpeli do chromowania zawierających fluorki oraz zawierających kwas siarkowy. Okazuje się, że każda z tych kąpeli posiada pewne cechy dodatnie i ujemne, z tym jednak, że nie można konkretnie powiedzieć o którejś z nich, że jest zdecydowanie lepsza.

40* 621.357.7:669.38 19

Na temat analiz przemysłowych. Analiza kąpeli do miedziowania. „Zum Thema Betriebsanalyse der Kupferbäder“. Metallwaren Ind. u. Galvanotechn., t. 45, Nr 6, czerw. 54, s. 282; B5, 4 str. — Metody oznaczania zawartości siarczynu miedzi oraz kwasu siarkowego w kąpielach kwaśnych oraz zawartości wolnych cyjanków, miedzi, węglanów, ługu i soli Rochelle w kąpielach cyjankalicznych. Oprócz sposobu wykonania i potrzebnych przeliczeń podano zestawienie potrzebnego sprzętu laboratoryjnego i chemikali.

41* 621.79.026 19

Na temat analiz przemysłowych. Analiza kąpeli do odtłuszczenia przez gotowanie. „Zum Thema Betriebsanalysen der Abkochenfettungsbäder“. Metallwaren Ind. u. Galvanotechn., t. 45, Nr 5, maj 54, s. 229; B5, 1 str. — Sposoby wykonania najważniejszych oznaczeń w kąpielach do odtłuszczenia przed gotowaniem jak: oznaczenie aktywnego wodorotlenku sodowego; oznaczenie wartości pH, oznaczenie zawartości środka obniżającego napięcie powierzchniowe.

42* 621.794.5:669.3:669.35.5 19

Recepty kąpeli do barwienia miedzi i mosiądzu. „Metallfärb-Rezepte für Kupfer und Messing“. Metallwaren Ind. u. Galvanotechn., t. 45, Nr 6, czerw. 54, s. 281; B5, 1,5 str. — Składy kąpeli do powierzchniowego barwienia miedzi i mosiądzu przez zanurzanie. Podane kąpiele pozwalają na otrzymanie na miedzi i mosiądzu różnych odcieni koloru brązowego oraz zielonej patynowej i niebieskiej barwy.

43* 621.79.026 19

Kranirus: Odtłuszczenie metali. „Die Entfettung der Metalle“. Metallwaren Ind. u. Galvanotechn., t. 45, Nr 5, maj 54, s. 222; B5, 7 str., 3 fot. — Ogólne uwagi odnośnie odtłuszczenia powierzchni metali. Kolejno omówiono typowe sposoby odtłuszczenia: za pomocą rozpuszczalników organicznych ługów alkalicznych oraz odtłuszczenie elektrolityczne. Przy omawianiu poszczególnych metod zwrócono uwagę na najczęściej występujące przy odtłuszczeniu błędy oraz sposoby zapobiegania im.

44* 621.3.035.4:621.357.7:661.183.2 19

Briese W.: Węgiel aktywny i środki zmniejszające napięcie powierzchniowe. „Aktivkohle und Netzmittel“. Metallwaren Ind. u. Galvanotechn., t. 45, Nr 6, czerw. 54, s. 279; B5, 1,5 str. — Krótki opis metody pozwalającej na regulowanie zawartości dodatkowych substancji zwiększających połysk w kąpielach do elektrolitycznego niklowania. Metoda polega na adsorpcji tych substancji za pomocą węgla aktywnego. Przed zastosowaniem metoda ta wymaga dokładnego przepracowania w laboratorium zakładowym. Korzystne jest również stosowanie metody stalagmometrycznej do określania zawartości środków zmniejszających napięcie powierzchniowe w kąpielach galwanicznych.

45* 620.193.41:661.562:669.14.018.841 19

Truman J. E.: Czynniki mające wpływ na badanie stali kwasoodpornych w gotującym się stężonym kwasie azotowym. „Factors affecting the testing of stainless steels in boiling concentrated nitric acid“. J. appl. Chem., t. 4, Nr 3, maj 54, s. 273; A4, 10 str., 3 rys., 8 wykr., 8 tabl., 4 poz. bibl. — W badaniach stali nierdzewnych w gotującym się stężonym kwasie azotowym bardzo duży wpływ na otrzymane wyniki szybkości korozji ma metoda badania. Rozpatrzono cały szereg czynników, mających wpływ w tego rodzaju badaniach jak: wpływ układu kondensującego, zapobieganie gromadzeniu się produktów korozji, zawartość chromu trój- i sześciowartościowego w kwasie, wpływ stężenia kwasu oraz wpływ składu stali. Najważniejszą przyczyną błędów jest zanieczyszczenie kwasu rozpuszczoną stałą. Przy utrzymaniu kwasu w stanie czystości daje się obserwować liniowy przebieg korozji, natomiast przy gromadzeniu zanieczyszczeń następuje przyspieszenie ataku. Objętość użytego kwasu ma bardzo duży wpływ na otrzymane wyniki.

46* 621.357.7:656.52 19

Halla E. E.: Zastosowanie transporterów (w zakładach produkujących obróbkę wykończeniową powierzchni). „Application of conveyors“. Product Finish., t. 7, Nr 3, maj 54, s. 71; A5, 8,5 str., 8 rys. — Kilka przykładów praktycznego zastosowania transporterów taśmowych w galwanizacyjnych i w dużych zakładach malarskich. Podano korzyści wynikające ze stosowania transporterów — przede wszystkim zmniejszenie obsługi, ekonomia czasu i miejsca oraz zwiększenie wydajności pracy. Na szeregu szkiców przedstawiono różne możliwości rozwiązania układów transporterów.

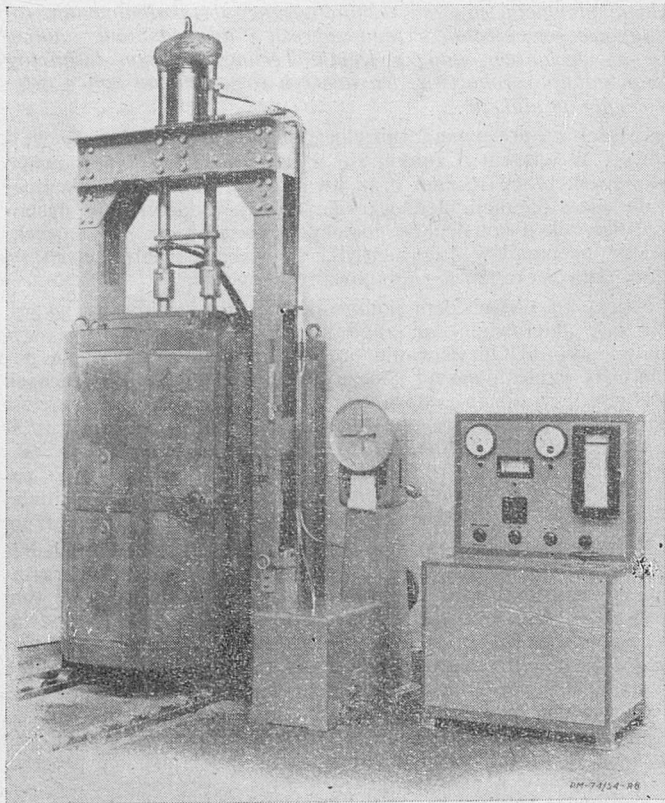
47* 621.795.2:621.922 19

Abrasivus B.: Tarcze (do polerowania) drewniane, filcowe i płóciennne. „Holz-Filz-und Schwabbel-scheiben“. Metallwaren Ind. u. Galvanotechn., t. 45, Nr 5, maj 54, s. 230; B5, 4 str., 2 fot., 2 rys. — Najważniejsze wiadomości na temat otrzymywania własności oraz możliwości zastosowania i sposobu użycia tarcz do polerowania, wykonanych z drzewa, filcu i płótna.

Niniejszy Przegląd Dokumentacyjny zawiera jedynie część analiz dokumentacyjnych publikacji z zakresu techniki. Pełna dokumentacja ukazuje się w postaci kart dokumentacyjnych wydawanych przez Centralny Instytut Dokumentacji Naukowo-Technicznej (Warszawa, al. Niepodległości 188). CIDNT przyjmuje prenumeratę kart dokumentacyjnych, która może obejmować zarówno całą dokumentację naukowo-techniczną, jak i oddzielne jej działy lub poszczególne zagadnienia i tematy techniczne. CIDNT wykonuje (za zwrotem kosztów) fotokopie i mikrofilmy publikacji objętych zarówno przeglądem dokumentacyjnym jak i kartami dokumentacyjnymi.

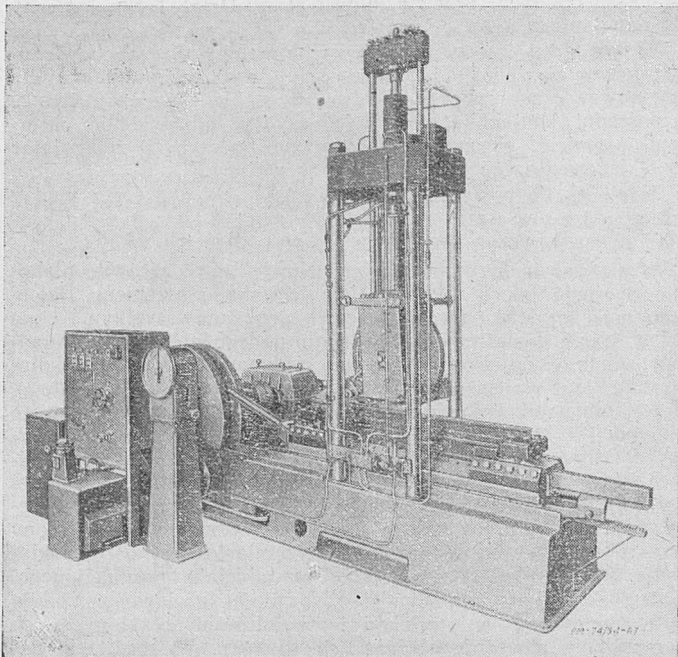
no maszyny, które umożliwiają badanie próbek w warunkach złożonego stanu naprężeń, a mianowicie na rozciąganie lub ściskanie przy występującym jednocześnie skręcaniu i ciśnieniu wewnętrznym.

Do oceny jakości szyn kolejowych służy maszyna wytrzymałościowa zmęczeniowa EMS60 (rys. 7), która



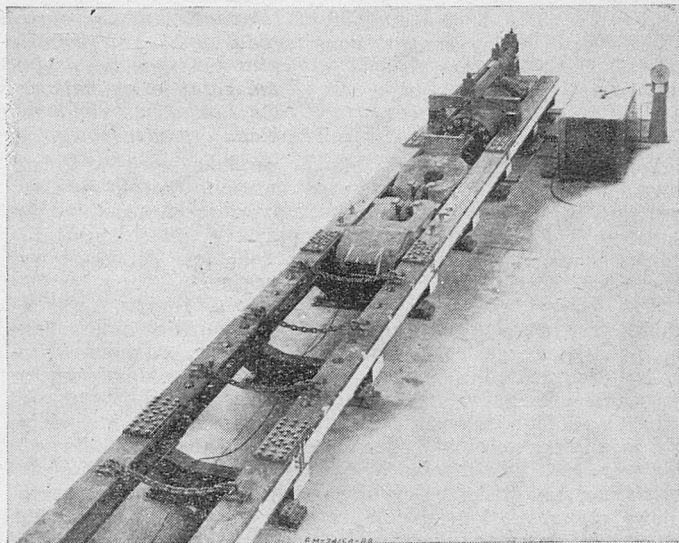
Rys. 6. Maszyna wytrzymałościowa do badania elementów konstrukcyjnych na rozciąganie lub ściskanie przy temperaturach od -60 do $+100^{\circ}\text{C}$ lub przy temperaturach wysokich do 1200°C .

umożliwia badanie elementów konstrukcyjnych w warunkach zbliżonych do tych, jakie zachodzą w praktyce; w szczególności w warunkach, gdy występuje zginanie przy obciążeniu ruchomym. Maszyna przystosowana jest do obciążeń nie przekraczających 6000 kg przy szybkości ruchu tłoków równej 60 podwójnym suwom na minutę.



Rys. 7. Maszyna wytrzymałościowa zmęczeniowa EMS 60 do badania szyn kolejowych. Obciążenie do 6000 kg przy szybkości ruchu tłoków równej 60 podwójnym suwom na minutę.

Do maszyn wytrzymałościowych specjalnych należą poza tym maszyny do badania łańcuchów dla sił nie przekraczających 500 T przy największej długości badanego łańcucha wynoszącej 27 m , która to długość odpowiada wymaganiom stawianym przez przedsiębiorstwa okrętowe (rys. 8).

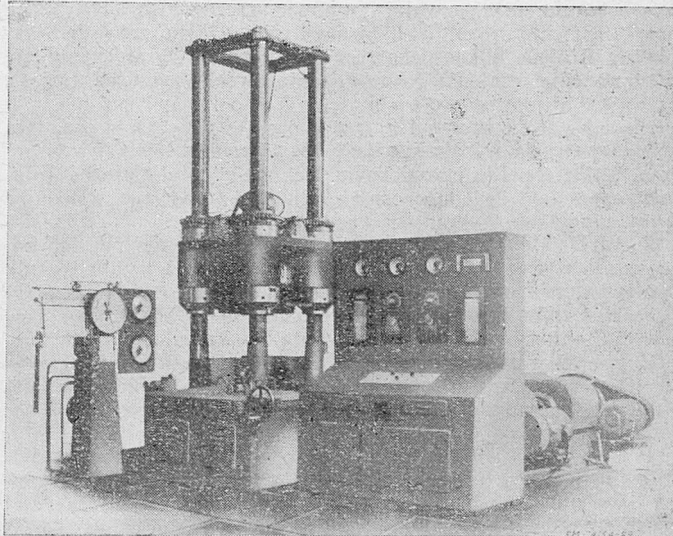


Rys. 8. Maszyna wytrzymałościowa do badania łańcuchów dla obciążeń do 500 T . Największa długość próbki 27 m .

Konieczność badania elementów konstrukcyjnych na rozciąganie, ściskanie lub zginanie doprowadziła do budowy jeszcze większych maszyn wytrzymałościowych. Jednym z najnowszych osiągnięć wytwórni w Lipsku jest maszyna wytrzymałościowa do prób rozciągania i ściskania ZDM 300/600t typu stojącego dla obciążeń ściskających do 600 T i rozciągających do 300 T (rys. 9). Wyposażenie jej w pulsator daje ponadto możliwość wytwarzania obciążeń zmiennych, co pozwala na dynamiczne obciążenie materiałów i elementów konstrukcyjnych przeznaczonych do badania i umożliwia w ten sposób wyznaczanie ich wytrzymałości zmęczeniowej.

Do jeszcze większych obciążeń wykonano maszyną wytrzymałościową do prób rozciągania i ściskania dla sił ściskających do 1200 T i rozciągających do 600 T z urządzeniem umożliwiającym stosowanie sił pulsujących.

Do badania elementów bardzo długich nadają się lepiej maszyny konstrukcji poziomej. Wyrabiane są one dla obciążeń do 400 T . Poza tym przygotowuje się do produkcji maszyny poziome dla obciążeń ściskających do 1500 T i rozciągających do 1000 T .



Rys. 9. Maszyna wytrzymałościowa do prób na rozciąganie i ściskanie ZDM 300/600t dla sił ściskających do 600 T i rozciągających do 300 T .

Program produkcyjny wytwórni w Lipsku czyni zadość wszystkim zachodzącym w praktyce potrzebom w zakresie badania wytrzymałości na rozciąganie, ściskanie i zginanie.

Tłum. inż. Antoni Richter

Zagadnienie rozdziału lub połączenia czynności technologa i technika normowania

621.7:658.512+658.53

Mgr inż. ANDRZEJ SOSIŃSKI

W poszczególnych zakładach budowy maszyn, aparatury i urządzeń spotyka się różne rozwiązania organizacyjne przygotowania produkcji, w szczególności ustalenie przebiegu procesu technologicznego i skalkulowanie robocizny. Artykuł niniejszy omawia dyskusyjnie trzy typowe rozwiązania z tego zakresu i na podstawie analizy poszczególnych rozwiązań zajmuje się najkorzystniejszym wariantem, gdy w Dziale Technologicznym technolog ustala proces, a w Dziale Produkcji technik normowania kalkuluje robociznę. Na tle tych rozważań na końcu artykułu podano schemat układu organizacyjnego „przygotowania produkcji”.

Wewnętrzna organizacja zakładów produkcyjnych w Polsce ulegała w latach powojennych dużym zmianom. Było to zjawisko normalne, wynikające z zasadniczych przeobrażeń struktury gospodarczej całego przemysłu. Można przy tym stwierdzić, że zasadnicze zmiany i reformy zostały już dokonane, a obecnie wykańcza się szczegółowe formy organizacyjne.

Jest jednak faktem powszechnie znanym, że tzw. „wykańczanie” jest operacją najtrudniejszą i najbardziej pracochłonną. Zjawisko to występuje również w zakresie organizacji pracy. Niejeden zakład, stosując się do zarządzeń władz i opierając się na szeregu wzorach i przykładach ustawił prawidłowo i szybko swoją podstawową strukturę organizacyjną i wprowadził zasadniczy schemat organizacyjny. Kłopoty wystąpiły jednak wówczas, gdy trzeba było racjonalnie rozplanować poszczególne stanowiska pracy umysłowej, sprecyzować ich szczegółowe czynności, logicznie je ze sobą powiązać, zapewniając tym samym sprawne, właściwe i oszczędne w czasie wykonanie wszelkich zadań.

W tej fazie poczyniła organizacyjnych występują przeróżne trudności, związane ze specyficznym charakterem zakładów. Niniejszy artykuł omawia jedno z charakterystycznych zagadnień organizacyjnych, które sprawia dużo trudności, a występuje w zakładach budowy maszyn, aparatury i urządzeń przemysłowych.

Jak wiadomo, w wymienionych zakładach wykonuje się szereg czynności biurowo-technicznych, poprzedzających właściwy proces produkcyjny, które można nazwać ogólnie „przygotowaniem produkcji” (dawniej nazywano to „opracowaniem fabrykacyjnym”). Czynności te rozpoczynają się w momencie wpływu zamówienia, a kończą wydaniem na stanowisko produkcyjne odpowiednich dokumentów pracy, rysunków warsztatowych i materiału. Najważniejszymi z tych czynności, a jednocześnie ściśle powiązanymi ze sobą są:

- kontrola dostarczonych rysunków,
- opracowanie materiałowe,
- ustalenie procesu technologicznego,
- skalkulowanie robocizny.

W zależności od charakteru produkcji i wielkości zakładu, czynności związane z przygotowaniem produkcji zostają rozdzielone między poszczególne działy pionu technicznego. Ramy tego artykułu nie pozwalają omówić szczegółowo wszystkich spotykanych rozwiązań organizacyjnych w tym zakresie, jakkolwiek istnieje kilka ciekawych wariantów. Ograniczmy się do rozważenia wzajemnego powiązania dwóch czynności, to jest: ustalenia procesu technologicznego o skalkulowania robocizny. Otóż na tym tle stosowane są w zasadzie trzy rozwiązania:

1. W Dziale Technologicznym technolog ustala proces (planuje operacje) i jednocześnie kalkuluje robociznę (stosując normy pracy lub wyliczając czas).

2. W Dziale Technologicznym w sekcji operacyjnej technolog ustala proces, a w sekcji kalkulacyjnej tegoż działu technik normowania — kalkulację robocizny.

3. W Dziale Technologicznym technolog ustala proces, a w Dziale Produkcji technik normowania — kalkulację robocizny.

Z powyższych rozwiązań należy wybrać ostatnie jako zdecydowanie najbardziej prawidłowe. Rozwiązanie pierwsze jest najgorsze, a drugie — jakkolwiek lepsze od pierwszego — posiada duże wady.

Przeanalizujmy wobec tego dokładnie ostatnie z podanych rozwiązań organizacyjnych. Charakteryzuje je przede wszystkim rozdział dwóch omawianych czynności między dwa odrębne działy. Czynność ustalenia procesu technologicznego, czyli zaplanowania operacji została oczywiście zlokalizowana w Dziale Technologicznym, przy czym technolog nie obciążono już żadnymi innymi czynnościami. Dzięki temu może on całkowicie skoncentrować uwagę i wysiłek na wykonaniu tej najistotniejszej pracy z całego procesu „przygotowania produkcji”. Winien on otrzymać skontrolowane i poprawione rysunki warsztatowe oraz wy-

kaz części z opracowaną rubryką „zaplanowane materiały wyjściowe”. W oparciu o znajomość własnego parku maszynowego i stanowisk pracy ręcznej oraz kwalifikacji załogi produkcyjnej ustala plan operacji. Jednocześnie wydaje odpowiednie dyspozycje do sekcji konstrukcji pomocy warsztatowych na zaprojektowanie przyrządów lub narzędzi specjalnych, potrzebnych do właściwego wykonania zaplanowanych operacji.

Należy tu z naciskiem podkreślić, że ta koncentracja uwagi, wyłącznie skierowanej na zagadnienia technologiczne jest wyjątkowo ważna. Opracowanie procesu technologicznego nie powinno być uzależnione od ubocznych względów lub okoliczności. Jedynymi czynnikami, które tu mogą decydować, są warunki techniczne i możliwości produkcyjne warsztatów. Jest oczywiście wskazane, aby technologowie byli wyspecjalizowani — każdy w innej dziedzinie produkcji. Rzecz jasna, że w małych zakładach lub w przypadku bardzo jednolitej produkcji i małej różnorodności warsztatów specjalizacja ta nie jest tak ważna.

Prócz tego technolog pracujący jedynie „w swojej dziedzinie” jest w stanie utrzymywać stały osobisty kontakt z warsztatami, które wykonują zaplanowane przez niego operacje. W tym przypadku kontroluje on swoją pracę w czasie wykonawstwa, ma możliwość szybkiego wniesienia zmian i poprawek wynikających z aktualnych warunków i może natychmiast wykorzystać wszystkie usprawnienia pracownicze — nawet te najdrobniejsze, które w wielu przypadkach nie są rozpatrywane jako wnioski racjonalizatorskie. Tym samym taki technolog nie staje się z czasem wyłącznie pracownikiem biurowym i jest bez przerwy ściśle związany z produkcją.

Możliwość takiego bezpośredniego kontaktu technologa z oddziałami produkcyjnymi jest szczególnie ważna w zakładach, które z uwagi na wielkość lub z racji trudności personalnych nie mają tzw. technologów oddziałowych.

Druga z kolei czynność — kalkulowanie robocizny jest przy tym rozwiązaniu zlokalizowana w Dziale Produkcji. Zajmuje się nią technik normowania — również i w tym przypadku na stanowisku wyłącznie na jedno zagadnienie. Dostaje on plan operacji, otrzymuje dane o rodzaju, ilości i wymiarach materiałów wyjściowych oraz jest poinformowany o przyrządach i narzędziach specjalnych, przewidzianych przez Dział Technologiczny dla danej pracy.

W tym stanie rzeczy może prawidłowo zastosować obowiązujące normy zakładowe i branżowe lub wyliczyć potrzebne dla wykonawcy czasy robocze. Jest on w stanie również utrzymać bezpośredni kontakt z produkcją, czyniąc odpowiednie obserwacje osobiste, chronometrując pewne operacje i załatwiając wszelkie ewentualne reklamacje pracowników.

Jeżeli na tle powyższych rozważań rozpatrzymy dwa pierwsze rozwiązania organizacyjne, wówczas uwydatnią się wszystkie ich wady.

W pierwszym przypadku jeden człowiek musi zarówno planować operacje jak i zajmować się ich skalkulowaniem. Dzięki temu musi się stać od razu pracownikiem „uniwersalnym” i nie jest w stanie dostatecznie gruntownie podchodzić do obu zagadnień jednocześnie. Ponadto w tym przypadku odcinek kalkulacji staje się dla niego z reguły dominujący. Dzieje się to dlatego, że z tytułu ustalonych roboczogodzin natychmiastowej wpływa zawsze reklamacji i kłopotów. Błędy w planie operacji są często bardzo dotkliwe z punktu widzenia kosztów własnych, ewentualnych strat materiałowych lub terminowości dostaw, ale przezwyciężają się one znacznie później, albo po prostu „rozplywają się” w pracy całego oddziału. Natomiast źle ustalony czas roboczy powoduje zawsze natychmiastową i ostrą reklamację pracownika lub kierownictwa oddziału produkcyjnego. Ujawnione w tym przypadku niedociągnięcia lub błędy powodują duże zamieszanie w produkcji i niezadowolone załogi — co w rezultacie poważnie obciąża ich sprawcę. W rezultacie następuje częstokroć świadome „naginanie” procesu technologicznego dla zapewnienia sobie spokoju ze strony wykonawców, którym „daje się zarobić”. Cierpi na tym oczywiście opracowa-

nie technologiczne. Oprócz tego taki „uniwersalny” technolog-kalkulator nie jest w stanie utrzymać właściwego kontaktu z oddziałami produkcyjnymi ani w jednym, ani w drugim zakresie. Z reguły wówczas nie ma mowy o przeprowadzaniu kontroli prawidłowości zaplanowanych operacji, a kontakt z warsztatami na odcinku kalkulacyjnym sprowadza się do załatwiania wszelkich reklamacji „zza biurka”, lub do sporadycznych wypadków na warsztatach, gdy reklamacje te występują w wyjątkowo drastycznej formie. Jednocześnie odbiera się kierownikowi Działu Produkcji zasadniczy element potrzebny mu do należytego planowania operatywnego, ponieważ w tym wypadku musi opierać się na ilości roboczogodzin ustalonych przez inny dział.

Rozwiązanie drugie jest nieco lepsze, gdyż eliminuje pewne błędy powyżej uwypuklone. Istnieje tu rozdział pracy pomiędzy technologa i technika normowania. To jest oczywiście prawidłowe i celowe. Natomiast w dalszym ciągu obie czynności pozostają w ramach Działu Technologicznego, co jest błędne zarówno z punktu widzenia tego działu, jak i Działu Produkcji.

W jakiego typu zakładach stosują dotychczas rozwiązanie pierwsze, względnie drugie?

Oto najczęstsze przypadki:

- 1) zakłady małe lub średnie,
- 2) zakłady szybko rozszerzające swój zakres produkcji (poważnie inwestujące),
- 3) zakłady o produkcji jednostkowej,
- 4) zakłady o charakterze „interwencyjnym”.

Przeanalizujmy przyczyny stosowania tych błędnych rozwiązań organizacyjnych. W zakładach małych lub średnich oraz w zakładach rozwojowych występuje często nieumiejętny rozdział etatów. Na skutek tego po stronie administracyjnej jest ich nadmiar, a po stronie technicznej — zdecydowany niedobór. Prócz tego istnieje zupełnie niesłuszny pogląd, że powierzenie omawianych dwóch czynności jednemu pracownikowi stwarza oszczędność robocizny umysłowej i eliminuje powtarzanie się pewnych prac, jak np. zapoznavanie się z rysunkami, z wykazem części itp.

Rzecz jasna, że przy rozdziale tych czynności pewne manipulacje powtarzać się będą zarówno w pracy technologa, jak i technika normowania. Zapomina się jednak o korzyści, jaką daje specjalizacja w pracy. Pracownik „uniwersalny”, wykonujący obie czynności, ma uwagę rozstrzeloną i trudność dokładnego opanowania obu zagadnień. Natomiast przy wyspecjalizowaniu się wyłącznie w jednej z nich nabiera wprawy i szybkości, a tym samym pracuje znacznie wydajniej. W sumie pracca czterech technologów-kalkulatorów będzie dłuższa niż dwóch technologów i dwóch techników normowania, jeśli pod uwagę weźmiemy opracowanie przez takie zespoły tych samych zleceń.

W zakładach będących w rozwoju występuje jeszcze dodatkowy motyw. Jest nim nienadążanie organizacji za rozszerzającym się zakresem działalnością produkcyjną. W zakładach tego typu nie zdołano często wyjść z „małych form” i starych tradycji. Zmiany organizacyjne występują tam często tylko jako przymorski ilościowy etatów w poszczególnych komórkach — bez właściwego ujęcia poszczególnych czynności.

Innego zupełnie rodzaju przyczyny występują w zakładach o produkcji jednostkowej i „interwencyjnej”. Są nimi szczególne trudności prowadzenia tego typu zakładów, wynikające przeważnie z niewłaściwej organizacji. Trudności te występują na odcinku rysunków warsztatowych, opracowań technologicznych, zaopatrzenia materiałowego i planowania operatywnego.

W zakładach tych rysunki warsztatowe są z reguły dostarczane przez zleceniodawców zbyt późno, co wywołuje bardzo przykrą dla pracy całego zakładu sytuację — brak należytego wyprzedzenia przygotowania produkcji w stosunku do wykonawstwa. Prócz tego produkcja jednostkowa i „interwencyjna” jest oparta zawsze o rysunki indywidualnie opracowywane przez biura konstrukcyjne. Rysunki takie mają charakter prototypowy i przeważnie zawierają dużo błędów konstrukcyjnych i wymiarowych, wykrywanych niejednokrotnie dopiero na warsztatach. Te fakty wpływają zdecydowanie ujemnie na właściwe planowanie zaopatrzenia materiałowego. Materiały planuje się wówczas na podstawie danych statystycznych z poprzednich lat, przydzielane asygnaty materiałowe nie odpowiadają w rezultacie określonym, rzeczywistym potrzebom i zachodzi konieczność wprowadzania licznych zmian w rysunkach celem dostosowania ich do posiadanych na składzie materiałów.

Okoliczności te powodują, że do planowania operacji podchodzi się z mniejszą uwagą i starannością, wywołaną przeświadczeniem, że w pierwotnie ustalonym procesie technologicznym będzie trzeba dokonywać licznych zmian bądź na skutek wykrytych błędów rysunkowych, bądź w wyniku zmian mate-

rialów wyjściowych. Jednocześnie w tej sytuacji istnieje tendencja do jak największego zbliżenia czynności technologa z technikiem normowania (nawet przez połączenie ich razem), aby odcinek kalkulacyjny natychmiast i bezpośrednio reagował na wszelkie zmiany wnoszone do planu operacji.

Równocześnie przy takiej produkcji planowanie operatywne z reguły przestaje się opierać na rzeczywistym zapotrzebowaniu roboczogodzin, a zaczyna operować wskaźnikami lub rachunkiem tonażowym. Błądność i nierealność takiego planowania jest oczywista i wywołuje całkowity brak zainteresowania kalkulacją u Kierownika Działu Produkcji, dla którego jej wyniki nie są w tej sytuacji potrzebne. Należy tu nadmienić, że przy tym przesuwają się całkowicie zagadnienie pełnego opracowania materiałowego do Działu Opracowania Wstępnego lub Działu Technologicznego, jakkolwiek w pierwszym z tych działów winno się jedynie wylizywać materiały wyjściowe, a całą dyspozycją materiałami (prowadzenie kartoteki dyspozycyjnej materiałów, wystawianie zapotrzebowania do Działu Zaopatrzenia, wystawianie asygnat materiałowych) winna być zlokalizowana w Dziale Produkcji.

Jaki jest efekt tego rodzaju rozwiązań organizacyjnych?

Przed wszystkim następuje niewłaściwy rozrost Działu Technologicznego i zmniejszenie zakresu pracy oraz znaczenia Działu Produkcji. Ten ostatni ogranicza się wówczas do wątpliwej jakości planowania operatywnego i do „komenderowania” warsztatami w sposób nieorganizowany. Jednocześnie sankcjonuje się pewne lekceważenie czynności planowania operacji i z góry dopuszcza się bez ograniczeń możliwość wprowadzania ciągłych zmian materiałowych. Demobilizuje to całkowicie Dział Zbytu zakładu w stosunku do zleceniodawców odnośnie jakości rysunków i terminu ich dostarczania oraz Dział Zaopatrzenia na odcinku walki o realny plan materiałowy i punktualność dostaw. Prócz tego traci swe znaczenie zagadnienie planowania ogólnozakładowego i operatywnego.

Są to braki istotne, często zresztą na pierwszy rzut oka niewidoczne. Przy tym bowiem układzie w pierwszej chwili odnosi się wrażenie dobrze zorganizowanej pracy, dobrego powiązania czynności i płynności przebiegu zleceń przez działy „przygotowania produkcji”.

Należy się jednak zastanowić, jak winien być ujęty schemat organizacyjny na tym odcinku. Chodzi tu o takie rozwiązanie, które by uwzględniło istotne trudności omówione powyżej z jednoczesnym pominięciem rozwiązań błędnych i powierzchniowych. Jeżeli kierownictwo zakładu ma możliwość uzyskania pewnych wyprzedzeń w dostawach rysunków oraz może w pewnych granicach ustalać terminy wykonawstwa bez konieczności całkowitego dostosowywania się do dyrektyw swych władz nadrzędnych, to zaleca się stosować np. następujący układ organizacyjny:

1. **Dział Opracowania Wstępnego**
 - 1.1. Sekcja dokumentacji: decyduje o możliwości wykonawstwa, kontroluje rysunki, uzgadnia ze zleceniodawcą wszelkie zmiany, sporządza wykaz części.
 - 1.2. Sekcja materiałowa: wylizuje materiały wyjściowe.
2. **Dział Technologiczny**
 - 2.1. Sekcja operacyjna: opracowywuje proces technologiczny, daje dyspozycje na opracowywanie pomocy warsztatowych.
 - 2.2. Sekcja konstrukcji pomocy warsztatowych: projektuje przyrządy i narzędzia specjalne.
 - 2.3. Sekcja gospodarki narzędziowej: planuje zużycie narzędzi, nadzoruje całość gospodarki narzędziowej, kontroluje pracę narzędziowni i wypożyczalnię narzędzi.
3. **Dział Produkcji**
 - 3.1. Sekcja kalkulacji: ustala czasy robocze.
 - 3.2. Sekcja dyspozycji materiałowej: prowadzi kartotekę dyspozycyjną materiałów, sporządza zapotrzebowania materiałowe, wystawia asygnaty materiałowe.
 - 3.3. Sekcja planowania operatywnego: sporządza plany operatywne oddziałów produkcyjnych, nadzoruje pracę oddziałowych rozdziałów warsztatowych.

Powyższe rozwiązanie zostało podane w sposób ogólny z wyszczególnieniem jedynie podstawowych czynności w każdym dziale lub sekcji.

W przypadku, gdy kierownictwo zakładu nie będzie działało w warunkach, które powyżej przytoczono, tzn. rysunki będą przychodziły z opóźnieniem, a terminy dostaw będą ustalane w zasadzie przez władze nadrzędne, należy jedynie zlikwidować sekcję dyspozycji materiałowej w Dziale Produkcji i jej czynności przydzielić do sekcji materiałowej w Dziale Opracowania Wstępnego. Będzie to pewne odstępstwo od zasad, ale wyeliminuje konieczność wnoszenia ciągłych poprawek do planów operacyjnych i sporządzonych kalkulacji, wywołanych potrzebą dokonywania zmian w zakresie materiałów wyjściowych.

Wydaje się, że rewizja dotychczasowych rozwiązań organizacyjnych, omówionych w tym artykule, przyczyni się do podniesienia poziomu technicznego i organizacyjnego w naszym przemyśle.

W sprawie zwiększenia zakresu stosowania rysunków w rzutach aksonometrycznych

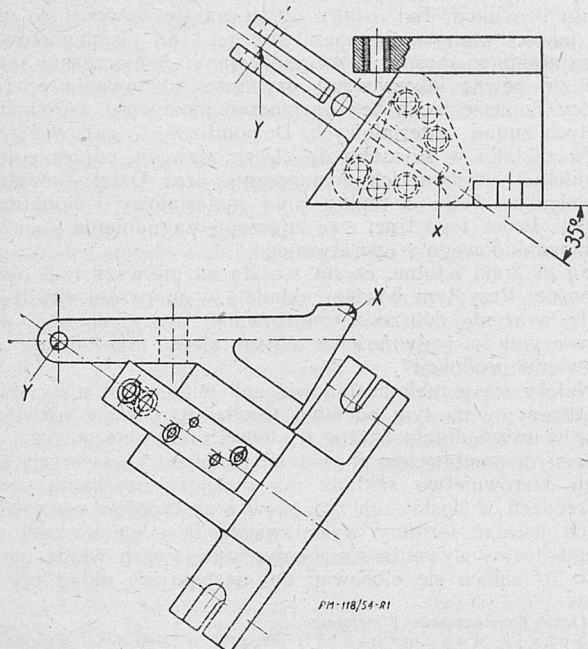
621.71:744.4(049.4)

Mgr inż. JERZY CHUDZIŃSKI

Artykuł omawia korzyści jakie można (by osiągnąć dzięki szerszemu stosowaniu rysunku aksonometrycznego jako uzupełnienie rysunku technicznego w rzutach prostokątnych. Zwiększenie zakresu stosowania rysunków aksonometrycznych w przemyśle miałooby dodatni wpływ na zwiększenie wydajności, zmniejszenie ilości braków, kosztów własnych wytwarzania oraz na poprawną jakość wyrobów. Poza tym stosowanie rysunków aksonometrycznych ułatwi szkolenie pracowników przemysłu w toku pracy zawodowej.

Rysunek techniczny wykonany w rzutach prostokątnych na trzy wzajemnie prostopadłe rzutnie stanowi metodę jednoznaczego odwzorowania w określonej podziałce wymiarów przedmiotu, lecz nie daje poglądowego przedstawienia o jego kształtach i położeniu w przestrzeni.

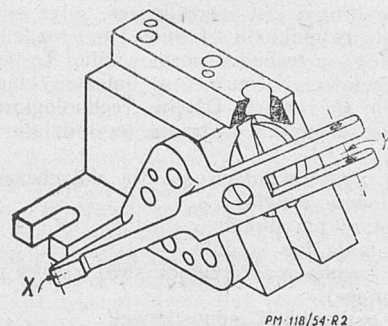
Czytanie rysunków wykonanych w rzutach prostokątnych — w szczególności przedmiotów o skomplikowanych kształtach — wymaga przygotowania technicznego i dłuższego czytania rysunku zanim wyobraźnia odczytującego odtworzy jego kształt i położenie.



Rys. 1. Przyrząd wiertarski w rzutach prostokątnych.

Jako przykład, na rys. 1 przedstawiono w rzutach prostokątnych przyrząd wiertarski. Odczytanie tego rysunku nawet przez osoby posiadające przygotowanie techniczne wymaga dłuższego czasu, natomiast rysunek przedstawiający ten sam przyrząd w rzutach aksonometrycznych (rys. 2), dzięki swej poglądowości może być odczytany również przez osoby nie posiadające znajomości czytania rysunków technicznych.

Planowy rozwój uprzemysłowienia kraju i szybkie powstawanie całego szeregu nowych gałęzi przemysłu, mechanizacja rolnictwa i innych dziedzin gospodarki narodowej, powoduje stały wzrost ilości pracowników zatrudnionych bezpośrednio lub pośrednio w przemyśle. Szkolenie i doskonalenie zawodowe tych pracowników odbywa się zazwyczaj w toku wykonywania przez nich pracy zawodowej. Większość jednak robotników zatrudnionych w przemyśle maszynowym nie ma jeszcze ani przygotowania technicznego, ani też w dostatecznym stopniu opanowanych umiejętności odtwarzania w wyobraźni kształtów elementów lub zespołów maszyn na podstawie rysunków wykonanych w rzutach prostokątnych. Samodzielne wykonywanie przez tych robotników konkretnych prac na obrabiarkach, czy też ręcznie — pomimo posiadanej przez nich dobrej znajomości maszyny i narzędzi — jest często niemożliwe na skutek trudności na jakie natrafiają przy odczytywaniu rysunków wykonawczych. Problem ten nie istniałby w ogóle, gdyby przedmiot wykonywany przedstawiony był za pomocą rysunków poglądowych, przedstawiających w sposób pla-



Rys. 2. Przyrząd wiertarski z rys. 1 w rzutach aksonometrycznych jednoliniowych (izometrycznych).

styczny kształty przedmiotu. W danym przypadku rysunek poglądowy pozwala wykonywać pracę ze zrozumieniem powierzzonego do wykonania zadania.

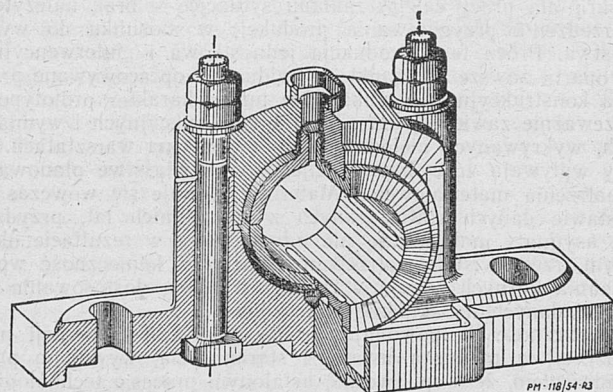
Poglądowe odwzorowanie utworów przestrzennych na płaszczyźnie rysunku uzyskuje się stosując metodę rzutów perspektywicznych (środkowych) albo aksonometrycznych (równoległych).

Na rysunku wykonanym w rzutach perspektywicznych kształty przedmiotu są zniekształcone, co jest spowodowane skróceniem wymiarów liniowych i zniekształceniem kątów, jako rezultat przyjęcia zasady, że rzuty perspektywiczne linii do siebie równoległych, nachylonych do płaszczyzny obrazu, mają ślad zbiegu na linii horyzontu.

Wspomniane zniekształcenie rysunku w rzutach perspektywicznych może być powodem fałszywego wyobrażenia o kształtach przedmiotu i dlatego w zasadzie rzutowania perspektywicznego nie stosuje się w rysunkach technicznych maszynowych.

W rzutach aksonometrycznych krawędzie przedmiotu wzajemnie równoległe i równej sobie długości zachowują również te warunki w rzucie na płaszczyźnie rysunku, natomiast pewnemu zniekształceniu ulegają kąty.

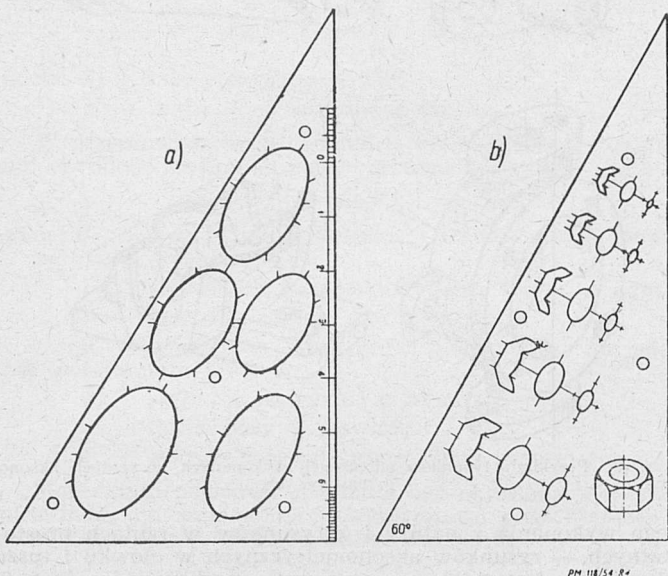
Poglądowość rysunku wykonanego w rzutach aksonometrycznych uzyskuje się w ten sposób, że rzutowanemu przedmiotowi nadaje się w przestrzeni takie położenie, aby na płaszczyźnie rysunkowej uzyskać na jednym rzucie kilka jego widoków, zazwyczaj trzech, w odróżnieniu od trzech osobnych prostokątnych rzutów, z których należy odtwarzać w wyobraźni kształty i położenie w przestrzeni przedmiotu rzutowanego. W ten sposób wzrok obejmuje wykreślony w rzutach aksonometrycznych element, zespół, urządzenie czy też maszynę, jednocześnie z trzech stron (rys. 3), bez potrzeby kojarzenia w wyobraźni poszczególnych rzutów.



Rys. 3. Łożysko ślizgowe w rzutach aksonometrycznych.

Należy nadmienić, że rzuty aksonometryczne poza uprzednio wymienioną zaletą poglądowego odwzorowania utworów, posiadają również i wady. Główną z tych wad stanowią trudności, na które napotyka się przy wykreślaniu rysunków elementów o skomplikowanych kształtach, w szczególności nadzwyczaj pracochłonne jest konstruowanie i kreślenie elips.

Wspomniane trudności mogą być częściowo usunięte pod warunkiem stosowania pomocy kreślarskich w postaci wzor-

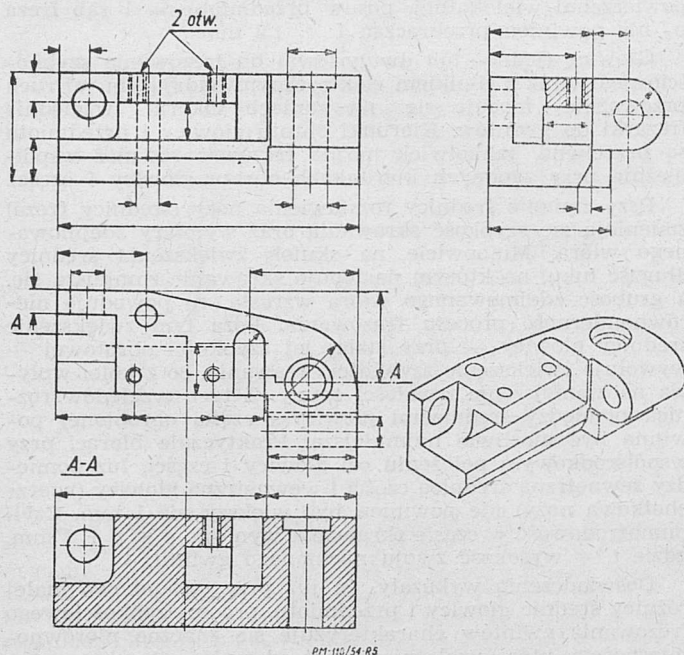


Rys. 4. Wzorniki kreślarskie do rzutów izometrycznych: a — do elips, b — do łbów śrub i nakrętek.

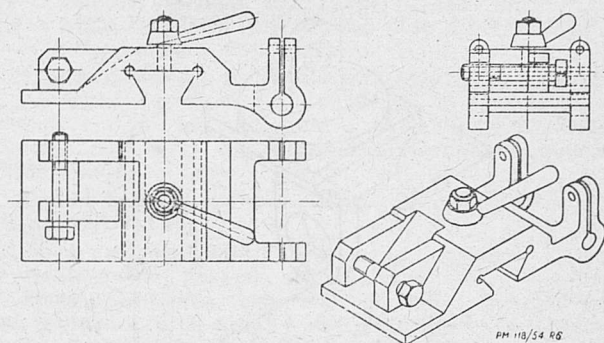
ników dla elips, nakrętek i łbów śrub (rys. 4ab), podziałek i kątomierzy aksonometrycznych, tablic pomocniczych itp.

Posługiwanie się w daleko szerszym zakresie aniżeli dotychczas rysunkami technicznymi wykonanymi w rzutach aksonometrycznych pozwoli uniknąć całego szeregu pomyłek i błędów przy konstruowaniu, wytwarzaniu i rozdziale wyrobów technicznych, spowodowanych brakiem umiejętności odczytywania rysunków wykonanych w rzutach prostokątnych, a zwłaszcza dla elementów i zespołów maszyn o skomplikowanych kształtach.

W ten sposób, stosując poglądowe rysunki techniczne, zmniejszy się koszty własne wytwarzania, zwiększy wy-



Rys. 5. Element maszyny w rzutach prostokątnych uzupełniony rysunkiem w rzutach aksonometrycznych.

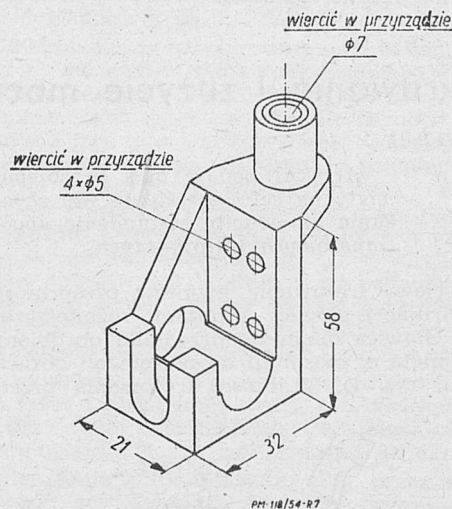


Rys. 6. Przyrząd obróbczy w rzutach prostokątnych i izometrycznych.

dajność i podniesie się jakość wyrobów w przemyśle oraz ułatwi się pracownikom szkolenie i doskonalenie w zawodzie.

Jednym z czynników umożliwiających przyswojenie przez pracowników wiadomości technicznych w zakresie dla nich przewidzianym jest umiejętność czytania i wykonywania rysunków technicznych. Nauczanie jest ułatwione jeżeli stosuje się stopniowanie trudności w czytaniu rysunków, poczynając od rysunków poglądowych i przechodząc następnie do rysunków w rzutach prostokątnych.

W związku z tym rysunki w rzutach aksonometrycznych powinny stanowić uzupełnienie rysunków wykonanych w rzutach prostokątnych, np. w sposób podany na rys. 5, dzięki czemu uzyska się znaczne ułatwienie, a tym samym i skrócenie czasu potrzebnego do odczytania rysunku oraz umożliwi posługiwanie się rysunkiem osobom nie posiadającym biegłej umiejętności czytania rysunków technicznych.



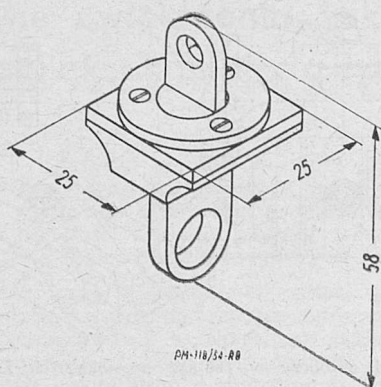
Rys. 7. Rysunek operacyjny elementu maszyny w rzutach izometrycznych.

W podobny sposób należy uzupełniać rysunki w rzutach aksonometrycznych rysunki złożeniowe wykonane w rzutach prostokątnych (rys. 6).

Rysunki operacyjne (rys. 7) oraz zabiegowe należy wykonywać tylko w rzutach aksonometrycznych jako rysunki zwymiarowane, dzięki czemu umożliwi się posługiwanie się tymi rysunkami podczas wykonywania operacji czy zabiegów pracownikom nie posiadającym jeszcze przygotowania technicznego.

Stosowanie rysunków w rzutach aksonometrycznych na kartach obiegowych (rys. 8), magazynowych i narzędziowych, w kartach kontroli międzyoperacyjnej i instrukcyjnych ułatwi rozpoznawanie elementów maszyn i narzędzi przez pracowników zatrudnionych przy wykonywaniu danych czynności.

Zwiększenie zakresu stosowania poglądowych rysunków technicznych powoduje konieczność wprowadzenia w szerszym zakresie aniżeli dotychczas nauczania zasad rysunku aksonometrycznego zarówno w szkołach zawodowych, inżynierskich jak i politechnikach.

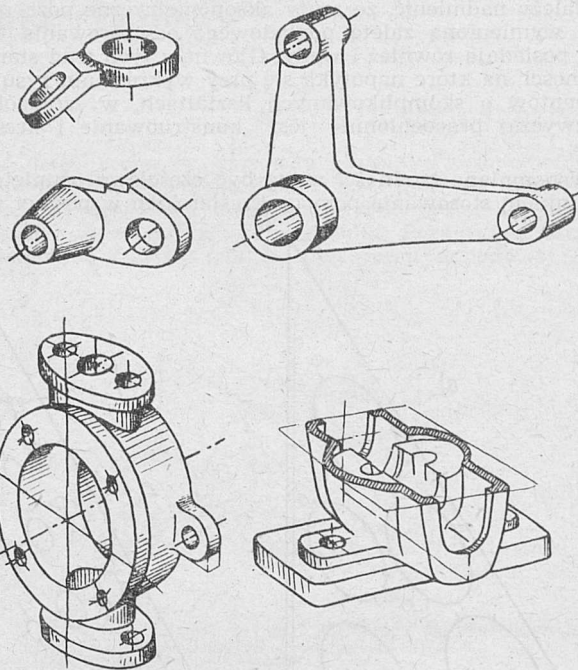


Rys. 8. Rysunek elementu maszyny w rzutach izometrycznych dołączy do karty obiegowej, magazynowej lub kontroli międzyoperacyjnej.

Opanowanie umiejętności wykonywania rysunków w rzutach aksonometrycznych z modelu oraz z rysunków w rzutach prostokątnych jest niezbędne dla osób, które mają zamiar poświęcić się pracy konstrukcyjnej, ponieważ przyczynia się ona do wykształcenia wyobraźni przestrzennej, której brak dostrzega się u większości uczniów i studentów.

Im bardziej jest rozwinięta wyobraźnia przestrzenna kształtów, tym łatwiej jest komponować elementy z figur geometrycznych podczas konstruowania mechanizmów i maszyn. Ponadto wyobraźnia przestrzenna jest nadzwyczaj pomocnym czynnikiem ułatwiającym zrozumienie szeregu nauk technicznych podczas studiowania, jak np. mechaniki teoretycznej i stosowanej, mechaniki budowlanej, elementów maszyn, budowy maszyn i szeregu innych.

Celem nauczania wykonywania rysunków w rzutach aksonometrycznych powinno być nauczanie studiujących bie-



Rys. 9. Przykłady rysunków odręcznych wykonanych w rzutach aksonometrycznych.

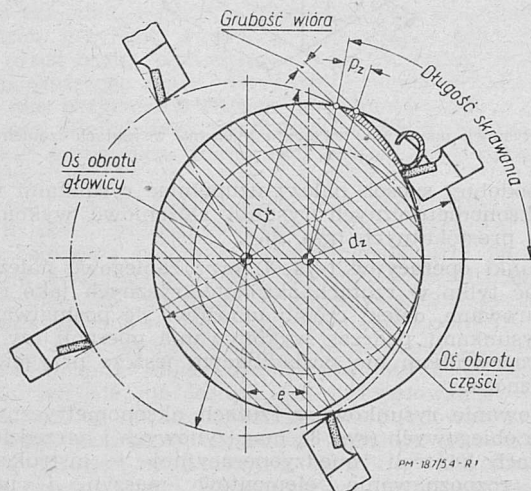
łego wykonania z natury i z rysunków w rzutach prostokątnych — rysunków aksonometrycznych w ołówku i tuszu elementów i zespołów maszyn oraz mechanizmów (rys. 9) z uwzględnieniem zasad teorii rysunku aksonometrycznego.

Siła skrawania i zużycie mocy przy szybkościowym frezowaniu gwintów

621.992.6:621.9.01

Artykuł podaje opis przebiegu i wyników badań przeprowadzonych w Związku Radzieckim, które miały na celu określenie siły skrawania oraz zużycia mocy przy szybkościowym frezowaniu gwintów. Badania umożliwiły zestawienie uogólnionych wzorów na moc oraz siłę skrawania przy frezowaniu gwintów trapezowych i trójkątnych.

Szybkościowe frezowanie gwintów przeprowadza się za pomocą wirującej głowicy z nożami rozmieszczonymi promieniowo. Głowica obejmuje przedmiot obrobiony, a oś jej jest przesunięta w stosunku do osi powoli obracającego się przedmiotu (rys. 1). W czasie frezowania przedmiot albo



Rys. 1.

głowica przesuwają się wzdłuż osi o wielkość jednego skoku gwintu na 1 obrót przedmiotu.

Wymienione trzy ruchy znajdują się w takiej samej zależności jak przy zwykłym frezowaniu gwintu frezem wielokrotnym, z tych względów też szybkość skrawania oraz po-

suw obwodowy przedmiotu określa się z ogólnie znanych wzorów.

Aby uniknąć przy frezowaniu szybkościowym otrzymania powierzchni wielokątnej, posuw przedmiotu na 1 ząb freza p_z nie powinien przekraczać $1 \div 1,2$ mm.

Głowicę (jedno- lub dwunożową) do frezowania szybkościowego wraz z silnikiem elektrycznym nadającym jej ruch przeważnie mocuje się na saniach tokarki względnie frezarki do gwintów. Kierunki obrotu głowicy i przedmiotu są przeciwne, jakkolwiek można frezować również współbieżnie przy zgodnych kierunkach obrotu głowicy i części.

Przy zmianie średnicy rozstawienia noży (średnicy freza) zmieniają się szybkość skrawania oraz wymiary zdejmowanego wióra. Mianowicie na skutek zwiększenia średnicy długość łuku, na którym następuje skrawanie zmniejsza się, a grubość zdejmowanego wióra wzrasta, co powoduje nierównomierność procesu frezowania. Poza tym zwiększenie średnicy głowicy — przy stałej jej szybkości obrotowej — wywołuje zwiększenie szybkości skrawania, co z kolei wpływa na zmniejszenie trwałości ostrzy. Z tych względów różnica pomiędzy średnicami głowicy i części obrobionej powinna być możliwie najmniejsza. Praktycznie biorąc, przy współśrodkowym położeniu osi głowicy i części, luz pomiędzy zewnętrzną średnicą części i wewnętrzną głowicy (wierzchołkową noży) nie powinien być większy niż 1 mm. Czyli mimośrodowość w czasie skrawania wyniesie $e = t + 1$ mm, gdzie t — wysokość zwoju nacinanego gwintu.

Doświadczenia wykazały, że już przy stosunkowo małej różnicy średnic głowicy i przedmiotu, proces szybkościowego frezowania gwintów charakteryzuje się znaczną nierównomiernością, która uzależniona jest od zmian siły skrawania. Podczas skrawania przekrój wióra zmienia się od zera do maksymalnej grubości i znowu do zera. Odpowiednio do prze-

roku wióra zmienia się wielkość siły obwodowej, moment obrotowy oraz moc zużytkowana na skrawanie, co stwarza niepożądane warunki obróbki, powstawanie drgań, które ograniczają dokładną obróbkę z posuwami maksymalnymi nawet przy zastosowaniu podtrzymek i lunet prowadzących.

Najczęściej wg maksymalnej siły obwodowej oblicza się wytrzymałość poszczególnych części obrabiarki, a wg średniej siły obwodowej dobiera się moc silnika. Średnią siłę obwodową oblicza się ze wzoru na moc, potrzebną na skrawanie

$$P_{sr} = 6120 \frac{N_e}{v} \quad \text{kG};$$

gdzie: N_e — moc efektywna w kW;

v — szybkość skrawania w m/min.

W przeprowadzonych badaniach wielkość mocy efektywnej określono w funkcji całego szeregu zmiennych

$$N_e = f(d_z \cdot D_f, h, p_z, v, z, s),$$

gdzie: d_z — zewnętrzna średnica naciskanego gwintu w mm;

D_f — średnica toru noży (średnica freza) w mm;

h — skok nacinanego gwintu w mm;

p_z — posuw obwodowy części przypadający na jeden ząb (nóż) w mm;

v — szybkość skrawania w m/min;

z — liczba noży w głowicy;

s — zużycie noża od strony tylnej krawędzi w mm.

Moc zużyta na skrawanie może być określona jako różnica mocy na wale silnika elektrycznego przy skrawaniu i mocy na wale przy biegu luzem obrabiarki.

$$N_e = N_s \eta_s - N_j \eta_j;$$

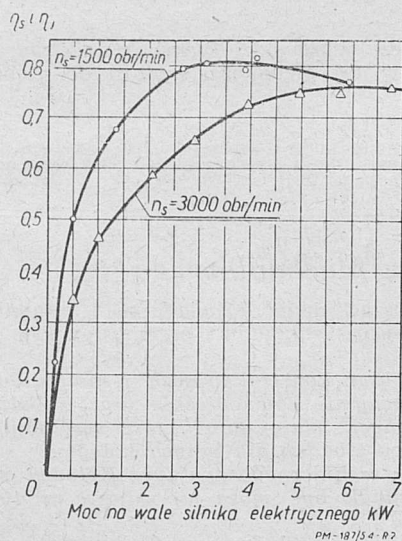
gdzie: N_s — moc na wale silnika elektrycznego przy skrawaniu;

η_s — współczynnik sprawności odpowiadający obciążeniu silnika przy skrawaniu;

N_j — moc na wale silnika w czasie biegu luzem obrabiarki;

η_j — współczynnik sprawności odpowiadający obciążeniu silnika w czasie biegu luzem obrabiarki.

Współczynnik η_s i η_j określa się z wykresu przedstawionego na rys. 2.



Rys. 2.

Ogólne straty na tarcie nie przekroczyły 8%, ponieważ siły skrawania były niewielkie, a napęd z silnika elektrycznego na głowicę przenoszony był za pomocą dwóch pasków klinowych. Badania przeprowadzono na frezarce do gwintów krótkich. Głowica napędzana była silnikiem o dwu stopniach obrotów o mocy 3 kW; zastosowana przy tym przekładnia zębata dwustopniowa umożliwiała uzyskiwanie następujących szybkości obrotów:

przy szybkości obrotów silnika $n_s = 1500$ obr/min, $n_f = 710$ względnie 1000 obr/min, zaś przy $n_s = 3000$ obr/min, $n_f = 1420$ względnie 2000 obr/min.

Noże zastosowane do frezowania były nakładane płytkami z węglików spiekanych T15KG (rys. 3) i miały kąty: kąt natarcia $\gamma = 6^\circ$, kąt osadzenia $\alpha = 6^\circ$ i $\alpha_1 = 8^\circ$. Pozostałe wymiary noża były odpowiednie do wymiarów gwintu wg OST32 i 2410.

Główne badania przeprowadzono na próbkach ze stali 45 o twardości 210 HB.

Celem nacięcia gwintu trójkątnego o średnicy 33, 48 i 69 mm zastosowano głowice ośmionożowe. Gwint był nacinany kolejno ośmioma, czterema, dwoma i jednym nożem; skok gwintu 1, 2, 3, 4, 5 i 6 mm przy głębokości skrawania równej wysokości zwoju gwintu. Badania przeprowadzono przy posuwach wynoszących 0,4; 0,6; 0,8 i 1 mm/ząb, a przy skoku gwintu 3 mm jeszcze przy posuwach 1,6 i 3,2 mm. Gwint trapezowy o skoku 6, 8, 10 i 12 mm nacinany był na próbkach o średnicy 35 i 50 mm głowicą jedno i trójnożową; posuw na 1 ząb wynosił 0,4; 0,6; 0,8 i 1 mm. Różnicę średnic freza i części przyjęto $D_f - d_z = 2$ mm, stosunek zaś $D_f/d_z = 1,04$. Szybkość skrawania była zmieniana przez zmianę szybkości obrotów głowicy. Zakresy przebadanych szybkości skrawania wynosiły: dla gwintów trójkątnych 160 ÷ 445 m/min, dla gwintów trapezowych 80 ÷ 325 m/min.

Osobne badania przeprowadzono przy różnych szybkościach skrawania uzyskiwanych przez zwiększanie średnicy rozstawienia noży (średnicy freza) do wielkości 1,5 średnicy nacinanego gwintu. W wyniku matematycznej przeróbki uzyskanych danych dla noży, które nie miały widocznego zużycia przy stałym stosunku $D_f/d_z = 1,04$ zestawiono następującą zależność:

$$N_e = C \cdot h^{1,75} \cdot p_z^{0,6} \cdot v \cdot z$$

Średnia wielkość stałej C dla gwintu trójkątnego, która wynosi 0,00012, a dla gwintu trapezowego 0,00011 pozwala określić moc z dokładnością do $\pm 10\%$.

Należy nadmienić, że w pierwszej serii badań wykładnik potęgi przy p_z dla gwintu trójkątnego zmniejszył się znacznie; określony metodą najmniejszych kwadratów z dość szeroko rozrzuconych punktów, średnio wynosił 0,52. Przy skoku gwintu 1 mm moc we wszystkich badaniach odbiegała znacznie od wartości wynikających z podanej zależności, ponieważ dla gwintów ze skokiem poniżej 2 mm widocznie należy zestawić inną zależność. Wykładnik potęgi przy v średnio wynosił 0,9, a w niektórych przypadkach obniżał się do 0,8 lub wzrastał do 1,0. Odchyłki wartości wykładników potęg wyjaśnia się tym, że badania były przeprowadzane przy stałej różnicy średnic narzędzia i przedmiotu, wynoszącej 2 mm, przy której istniała nieunikniona, co prawda niezbyt wielka, niestałość stosunku średnic.

Badania sprawdzające wykazały, że zwiększenie stosunku średnic freza i obrabianej części, tzn. zwiększenie średnicy freza przy stałej jego szybkości obrotowej, powodowało znaczne zmniejszenie mocy, użytkowanej na skrawanie.

Przy zwiększeniu szybkości skrawania, przez zwiększenie średnicy freza, gdy $D_f/d_z = 1,5$, przy pozostawieniu bez zmiany innych warunków, moc zmniejszyła się o ok. 40%. Obróbka części w normalnej produkcji wykazała duży wpływ średnicy freza na moc użytą na skrawanie. Z tych względów wprowadzono dodatkowo średnie wartości współczynnika K , który wprowadza się do zależności na moc w przypadkach, gdy stosunek średnic freza i przedmiotu jest większy niż 1,04.

D_f/d_z	1,04	1,1	1,25	1,5
K	1,0	0,9	0,7	0,6

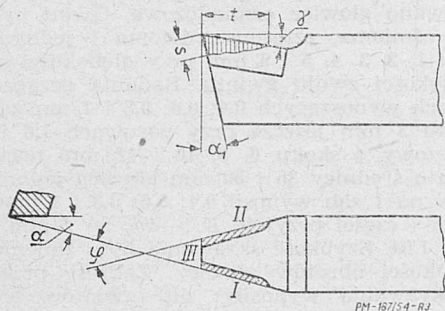
Zmniejszenie zapotrzebowania mocy przy wzroście średnicy freza można wyjaśnić zmniejszeniem pracy skrawania, na skutek znacznego zmniejszenia drogi skrawania.

Badania wpływu zużycia noży przeprowadzono przy nacinaniu gwintów na stali 45 o następujących wymiarach: długość całkowita 350 mm, długość nacinanej części 250 mm, średnica zewnętrzna 42 mm i skok 5 mm. Obróbce podlegało 500 gwintów przy różnych szybkościach skrawania (różne szybkości obrotów głowicy), różnych średnicach freza i przy różnych posuwach obwodowych aż do pełnego stopienia noża, przewyższającego praktyczną wielkość zużycia. Badania wstępne wykazały, że zużycie noży zachodzi głównie na krawędziach bocznych I, II i III (rys. 3), przednia krawędź

natomiast zużywa się tylko przy posuwach powyżej 1 mm i to nieznacznie. Największe zużycie wykazywała krawędź I, przy czym zużycie rozłożone było nierównomiernie; zużycie było tym mniejsze, im dalej od wierzchołka noża. Podczas badań mierzono wielkość zużycia s oznaczoną na rys. 3.

Na wykresie rys. 4 i 5 przedstawiono zmiany mocy w zależności od wielkości zużycia noży. Zwiększenie mocy jest proporcjonalne do zużycia narzędzia w potęgze $\sim 0,3$.

Należy zaznaczyć, że zgodnie z innymi badaniami w takim samym stopniu wzrasta temperatura przedmiotu w za-



Rys. 3.

leżności od czasu skrawania względnie wielkości zużycia narzędzi, co spowodowane jest zwiększeniem mocy idącej na pokonanie tarcia zużytego narzędzia o obrobioną część.

Współczynnik zwiększenia mocy, wielkość którego dobiera się zależnie od żądanej dokładności obróbki lub trwałości narzędzia, można określić zależnością

$$K_s = 1 + s$$

gdzie: s — wielkość zużycia narzędzia w mm. Wartości K_s w zależności od wielkości zużycia narzędzia są następujące:

zużycie na bocznej krawędzi w mm	0	0,4	0,7	1,0
K_s	1	1,4	1,7	2,0

W rezultacie przepracowania danych z doświadczeń zestawiono uogólnioną zależność do określenia mocy efektywnej przy szybkościowym skrawaniu gwintów trapezowych i trójkątnych

$$N_e = 0,00012 \cdot h^{1,75} \cdot p_z^{0,8} \cdot v \cdot z (1 + s).$$

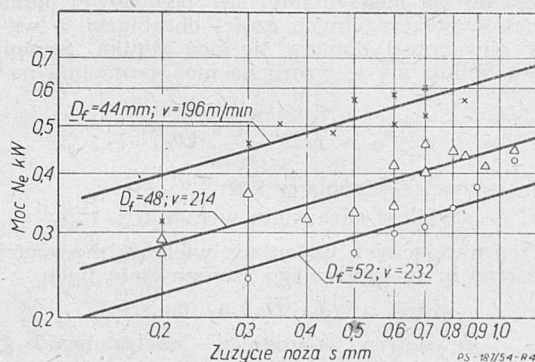
Zależność ta ważna jest przy minimalnej różnicy średnic freza i przedmiotu, gdy $D_f/d_z \approx 1,04$. Przy obróbce frezem o średnicy większej do zależności należy wprowadzić współczynnik K , którego wielkość podano poprzednio.

Średnią siłę obwodową przyjęto równą

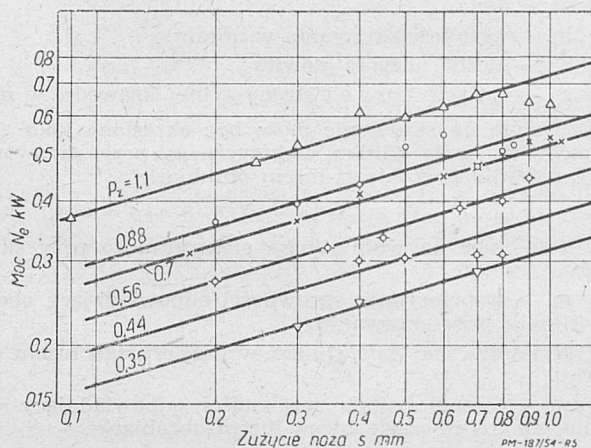
$$P_{sr} = 0,734 \cdot h^{1,75} \cdot p_z^{0,8} \cdot v \cdot z (1 + s).$$

W celu określenia wpływu głębokości skrawania na moc przeprowadzono serię badań uzupełniających przy nacinaniu gwintu trapezowego. W tych badaniach przy $h = 12$ mm

głębokość gwintu wynosiła 6,5; 5,5; 4,5; 3,5; 2,5; 1,5 i 0,5 mm, a przy $h = 10$ mm — 5,5; 4,5; 3,5; 2,5; 1,5 i 0,5 mm. Uzyskano, że w tym przypadku moc zmienia się proporcjonalnie do głębokości gwintu. W ten sposób przy nacinaniu gwintu z niepełną wzgl. nienormalną głębokością, do zależności po-



Rys. 4. Zależność mocy efektywnej N_e od zużycia narzędzia s dla różnych średnic freza. Gwint trapezowy $d_z = 42$ mm; $h = 5$ mm; $t = 3,28$ mm; $n_f = 1420$ obr/min; $p_z = 0,7$ mm/obr; $z = 1$.



Rys. 5. Zależność mocy efektywnej N_e od zużycia narzędzia s przy różnych posuwach obwodowych na 1 ząb. Gwint trapezowy $d_z = 42$ mm; $D_f = 44$ mm; $h = 5$ mm; $v = 196$ m/min; $t = 3,28$ mm.

wyższych należy wprowadzić współczynnik wyrażający stosunek rzeczywistej głębokości gwintu do głębokości normalnej.

Ł. A.

Opracowano wg artykułu k. m. n. doc. I. G. Awkisentiew — „Siła rieżania i rachunek moszczności pri skorostnom frezowaniu rezb” — Wiestnik Maszinstrojenija nr 10/54, str. 68.

Do Czytelników i Autorów „Przeglądu Mechanicznego”

Jednym z podstawowych warunków postępu technicznego jest upowszechnienie doświadczeń i osiągnięć poszczególnych instytutów i placówek naukowo-badawczych, biur konstrukcyjnych, zakładów przemysłowych, jak również osiągnięć indywidualnych — racjonalizatorów i nowatorów produkcji.

Wielu Kolegów inżynierów i techników-mechaników z przemysłu, z biur konstrukcyjnych i instytutów naukowo-badawczych boryka się z trudnymi do rozwiązania zagadnieniami technicznymi. Równocześnie inni Koledzy posiadają wiele cennych materiałów dotyczących właśnie tych zagadnień technicznych, materiałów, które mogłyby oddać duże usługi przemysłowi i stanowić pomoc względnie wskazać kierunek pracy i badań dla innych kolegów.

Informacje o tego rodzaju pracach i osiągnięciach z zakresu postępu technicznego znajdują Koledzy często na łamach „Przeglądu Mechanicznego” w postaci artykułów, notatek itp., jednak być może nie zawsze w tym zakresie, który odpowiadałby dążeniom Redakcji czasopisma.

Dążymy do tego, aby wartościowe prace i osiągnięcia we wszystkich dziedzinach przemysłu budowy maszyn były możliwie jak najrozleglej wykorzystywane. Chcemy Kolegów informować o całokształcie aktualnych osiągnięć interesujących każdego z nas. W pracy tej oczekujemy jednak pomocy także i od Was. Nadsyłajcie nam wyniki swoich prac, badań naukowych i przemysłowych, notatki o ciekawszych rozwiązaniach konstrukcyjnych, o metodach produkcyjnych, własne spostrzeżenia i uwagi. Mogą to być nie tylko prace już dojrzałe i wykończone, lecz także i takie, które znajdują się w stadium opracowania, przy czym mogą one dotyczyć zarówno zagadnień konstrukcyjnych jak i technologicznych.

Chcemy, by „Przegląd Mechaniczny” stał się łącznikiem między Kolegami, by prace i osiągnięcia Wasze pobudziły myśl twórczą innych Kolegów, a częstokroć wskazały nowy kierunek i nowe możliwości, które mogą być w pełni wykorzystane przy innych realizowanych pracach.

REDAKCJA

Przegląd prasy technicznej

Dobór warunków pracy bębna sortownika przy pomocy nomogramu

Ustalanie właściwej prędkości obrotowej bębna sortownika i położenia koryta odprowadzającego dla różnych rodzajów ziarna wymaga skomplikowanych obliczeń. Znacznym ułatwieniem w tym przypadku jest korzystanie z odpowiedniego nomogramu.

Prof. S. W. Poletajew i prof. M. N. Letoszniew ustalili na podstawie analizy zjawisk zachodzących przy pracy sortownika następujące zależności:

Kąt obrotu bębna sortownika, przy którym ziarno nie ślizga się jeszcze po jego powierzchni, choć nie wpadło ono do wgłębienia, wynosi:

$$\beta_1 = \varphi + \arcsin(K \sin \varphi) - \frac{\pi}{2}, \quad [1]$$

gdzie: φ — kąt tarcia ziarna po stali;

K — stosunek wielkości siły odśrodkowej działającej na ziarno pod wpływem ruchu obrotowego bębna o promieniu R do ciężaru ziarna

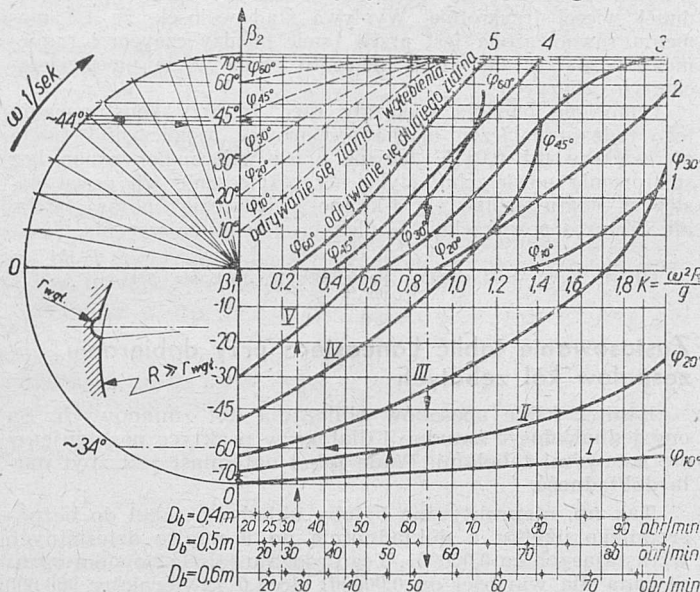
$$K = \frac{\omega^2 R}{g}, \quad [2]$$

gdzie: ω — prędkość kątowna bębna w rad/sek.

Prof. S. W. Poletajew ustalił następujące wartości kątów φ dla różnych gatunków ziarn:

Rodzaj ziarna	φ_{min}	φ_{max}
Owies	12°	34°
Pszenica	8°	50°
Wyka	25°	42°
Kąkol	23°	45°

Zależność [1] pozwala na wykreślenie w układzie współrzędnych (rys. 1) pięciu krzywych I — V nomogramu dla



Rys. 1. Nomogram warunków pracy sortownika.

kątów tarcia $\varphi_1 = 10^\circ$, $\varphi_2 = 20^\circ$, $\varphi_3 = 30^\circ$, $\varphi_4 = 45^\circ$, $\varphi_5 = 60^\circ$.

Ziarno przylegające pod wpływem siły odśrodkowej i tarcia do wewnętrznej ścianki bębna, przy pewnym kącie obrotu bębna β_2 oderwie się i opadnie. Nastąpi to gdy:

$$\sin(\beta_2 - \arcsin \mu) = 1/3 \cos \arcsin \mu [K - 2 \sqrt{1 + (1 - K)^2 \mu^2}] e^z, \quad [3]$$

gdzie: $\mu = \tan \varphi$;

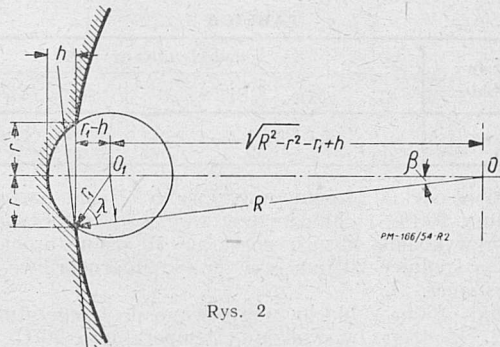
$$z = 2\mu \left[\beta_2 - \varphi - \arcsin(K \sin \varphi) + \frac{\pi}{2} \right].$$

Równanie [3] umożliwia wprowadzenie do nomogramu pięciu nowych krzywych 1 — 5 dla $\varphi = 10, 20, 30, 45$ i 60° .

Ziarna, które wpadły do wgłębienia, oderwą się od bębna przy kącie

$$\beta_2 = \varphi + 2\lambda + \arcsin[K \sin(\varphi + \lambda)], \quad [4]$$

gdzie: λ — kąt między prostą do zarysu wgłębienia i prostą do ścianki bębna w tym samym punkcie (rys. 2).



Rys. 2

Oderwanie znajdujące się we wgłębieniu ziarna nastąpi przy $K < \sin \beta_2$. Gdy $K > \sin \beta_2$, z zależności [4] otrzymujemy wartość kąta β_2 , przy którym ziarno zaczyna właśnie ślizgać się po powierzchni bębna.

Na podstawie zależności [4] nomogram zostaje uzupełniony pięcioma krzywymi (linie przerywane na rys. 1) dla wartości kąta φ od 10 do 60° i $\lambda = \frac{\pi}{2}$.

Dolna podziałka nomogramu pozwala uwzględnić liczbę obrotów bębna sortownika przy najczęściej stosowanych trzech jego średnicach.

Wartość kąta λ oblicza się ze wzoru

$$\sin \lambda = \frac{2r h \sqrt{R^2 - r^2}}{R(r^2 - h^2)} + \frac{2r h^2}{R(r^2 + h^2)} \cdot \frac{r}{R} \quad [5]$$

Następujące przykłady wyjaśniają sposób posługiwania się nomogramem:

Przykład 1. Na jaką wysokość zostanie podniesione ziarno pszenicy przez wgłębienie, którego $\lambda = 90^\circ$, przy $n = 35$ obr/min i średnicy bębna $D_b = 0,4$ m, jeśli φ pszenicy wynosi 30° .

Z punktu $n = 35$ obr/min dla $D_b = 0,4$ prowadzimy prostą aż do przecięcia się z linią przerywaną $\varphi = 30^\circ$. Punkt przecięcia się rzutujemy na kład powierzchni bębna i otrzymujemy $\beta_2 \approx 44^\circ$.

W przypadku, gdy $\varphi = 30^\circ$ stanowi φ_{min} dla danego gatunku pszenicy, $\beta_2 \approx 44^\circ$ będzie najwyższym kątem ustawienia przedniej krawędzi koryta odprowadzającego.

Przykład 2. Czy długie ziarno, które nie wpadło do wgłębienia, oderwie się od powierzchni bębna o średnicy $D_b = 0,5$ m, przy liczbie obrotów $n = 50$ na minutę, jeśli $\varphi = 20^\circ$.

Prosta wyprowadzona pionowo z punktu $n = 50$ obr/min dla $D_b = 0,5$ m nie przecina krzywej 2 odrywania się ziarna. Ziarno więc nie oderwie się od powierzchni bębna. Można jednak ustalić kąt β_1 , przy którym ziarno nie będzie się jeszcze ślizgało, rzutując na kład powierzchni bębna odpowiedni punkt krzywej II. Otrzymana tym sposobem wartość $\beta_1 \approx 34^\circ$.

Przykład 3. Ustalić graniczną ilość obrotów bębna o średnicy $D_b = 0,6$ m, która zapewniłaby oddzielenie długich ziarn o kącie tarcia $\varphi_{max} = 60^\circ$, przy ustawieniu krawędzi koryta pod kątem $\beta_1 = 42^\circ$ ponad średnicą bębna.

Prowadzimy poziomą od kąta $\beta_1 = 42^\circ$ do przecięcia się z krzywą 5 ($\varphi = 60^\circ$). Rzutując następnie ten punkt na rzędna obrotów $D_b = 0,6$ m otrzymamy $n = 51$ obr/min, co stanowi dla danego przypadku najkorzystniejszą ilość obrotów.

Z powyższych przykładów wynika, że nomogram tego typu, dołączony przy dostawie maszyny przez wytwórnię, może być wykorzystany przez użytkownika, przyczyniając się w znacznej mierze do właściwego i wydajnego sortowania ziarna.

St. H.

(G. K. Wasiljew — Sielchozmaszina, nr 8/54, str. 18).

Własności mechaniczne stali niskowęglowej w zależności od warunków chłodzenia po nagrzewaniu

Często stale niskowęglowe po nagrzewaniu chłodzi się w dowolnym ośrodku o dowolnej temperaturze w mniemaniu, że nie wpływa to na zmianę ich własności mechanicznych. Praktyka jednak wykazuje co innego.

W pewnym przykładzie wykonywano konstrukcję spawaną używając do niej blachy ze stali niskowęglowej o grubości 6 mm

(0,18% C). Po wykonaniu blacha silnie odkształciła się. W celu usunięcia odkształcenia blachę poddano miejscowemu nagrzewaniu do temperatury 1100°C, a następnie chłodzeniu w wodzie. Okazało się, że miejsca poddane powyższej operacji wykazały pęknięcia. W związku z tym zbadano własności mechaniczne (po hartowaniu) próbek walcowych (o średnicach 16, 20, 35, 50 i 70 mm) pochodzących z różnych wytopów oraz próbek z blachy o grubości 6 ÷ 8 mm z dwóch wytopów. Przeciętny skład chemiczny badanych próbek podano w tabl. I.

TABLICA I

Kształt próbki	Skład chemiczny w %						
	C	Mn	Si	P	S	Cr	Ni
walcowy	0,16	0,5	0,22	0,035	0,030	0,16	do 0,2
plaski	0,18	0,51	0,25	0,020	0,028	ś l a d y	

Walcowe odcinki próbne nagrzewano w celu hartowania do temperatury 900°C i chłodzono w wodzie o temperaturze 20°C, następnie wykonano z nich normalne 10-krotne próbki na rozciąganie o średnicy 20 mm oraz próbki udarowościowe z karbem typu Mesnager.

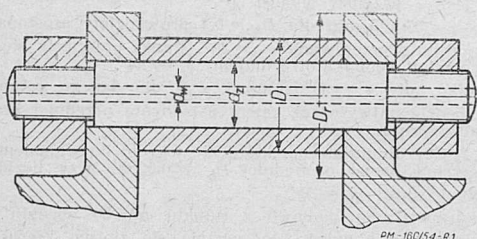
Odcinki próbne z blachy nagrzewano do temperatury 1100 ÷ 1200°C i chłodzono w wodzie o temperaturze 20°C, następnie przygotowano z nich również normalne próbki (na próbę rozciągania), odpowiednio do grubości blachy. Średnie wyniki badań własności mechanicznych próbek walcowych i płaskich pozwoliły stwierdzić, że w przypadku części o małych przekrojach i niskiej zawartości węgla hartowanie w wodzie powoduje nagły wzrost R_p i Q_r oraz znaczny spadek własności plastycznych. Nie należy zatem prostować blach ze stali niskowęglowej za pomocą nagrzewania do 1100°C i chłodzenia w wodzie, ponieważ wówczas gwałtownie obniża się plastyczność stali oraz powstają pęknięcia. Zaleca się natomiast niższe temperatury nagrzewania (do 900°C) i studzenie nagrzanej części blachy w powietrzu.

Z. S.

(Inż. I. A. Nienajezdnikow — Wiestnik Maszynostrojenia nr 8/54, str. 52).

Siły tarcia występujące w połączeniach wtłaczanych

Badania przeprowadzone ze składanym wałem korbowym wykazały, że siły tarcia w połączeniach wtłaczanych w przypadku obecności smaru na powierzchniach styku są bardzo małe.



Rys. 1. Schemat przekroju badanego wykorbenia: $d_w = 6,35$, $d_z = 19,05$; $D = 31,75$, $D_r = 50,08$.

Rys. 1 przedstawia przekrój wykorbenia. Czop korbowy wykonany jest ze stali węglowej o $R_p = 86$ kG/mm². Końce gładkiej części czopa mają nieznaczny zbieżność na długość 16 mm. Ramiona korby ze stali węglowej o $R_p = 39 \div 55$ kG/mm² wykonane są w postaci tarczy i wcisnięte na końce czopa oraz dociśnięte za pomocą nakrętek do tulei łożyska, lekko wciskanej na czop. Przed wciskaniem ramion na czop posmarowano powierzchnie styku olejem maszynowym.

Najpierw przeprowadzono badania zespołu bez nakrętek i tulei łożyskowej w celu wyznaczenia oporów tarcia między czopem i ramionami. Zwiększając stopniowo obciążenie stwierdzono, że wartość momentu obrotowego M_0 , przy którym wystąpiło ślizganie się ramienia dookoła czopa, wynosiła 6,9 kGm.

W tym konkretnym przykładzie wymiary części przed i po próbie wynosiły:

Wymiary (w milimetrach)	Zewnętrzny koniec stożkowej części czopa		Wewnętrzny koniec stożkowej części czopa	
	przed próbą	po próbie	przed próbą	po próbie
Średnica czopa	19,080	19,080	19,100	19,100
Średnica otworu ramion	19,042	19,045	19,049	19,062
Wcisk W	0,038	0,035	0,051	0,038

Widzimy więc, że w materiale ramion została przekroczona granica plastyczności.

Dalsze próby wykazały, że zwiększenie wcisku powoduje dalsze trwałe odkształcenie materiału ramion, poślizgowy moment obrotowy natomiast pozostaje stały.

Maksymalne promieniowe naprężenia rozciągające na powierzchni otworu

$$\sigma_r = p \frac{\Delta_1 + 1}{\Delta_1 - 1}, \quad [1]$$

gdzie: p — nacisk jednostkowy, Δ_1 — stosunek D_r/d_z .

Obwodowe wydłużenia jednostkowe na wewnętrznej powierzchni otworu

$$\varepsilon = \frac{p}{E} \left(\frac{\Delta_1 + 1}{\Delta_1 - 1} + \nu \right), \quad [2]$$

obwodowe skrócenie jednostkowe na powierzchni czopa

$$\varepsilon' = \frac{p}{E} \left(\frac{\Delta_2 + 1}{\Delta_2 - 1} - \nu \right); \quad [3]$$

gdzie: E — współczynnik sprężystości wzdłużnej, ν — liczba Poissona, Δ_2 — stosunek d_z/d_w .

Odształcenie całkowite

$$\varepsilon_c = \frac{W_{max}}{d_z} = \varepsilon + \varepsilon'. \quad [4]$$

Podstawiając wartości $d_w = 6,35$, $d_z = 19,05$, $D = 31,75$, $D_r = 50,08$, $W_{max} = 0,038$ i przyjmując $\nu = 0,3$ oraz $E = 2,1 \cdot 10^4$, otrzymujemy

$$p = 16,3 \text{ kG/mm}^2; \quad \sigma_r = 21,6 \text{ kG/mm}^2.$$

Współczynnik tarcia między czopem i ramieniem

$$\mu = \frac{2M_0}{p F d_z} = 0,0475;$$

gdzie: F — powierzchnia styku między czopem i ramieniem.

Badania z wałem po włożeniu tulei łożyskowej i dokręceniu wrętek wykazały, że poślizgowy moment obrotowy wzrósł mniej więcej trzykrotnie. Wpływa stąd wniosek, że 1/3 momentu równoważona jest przez tarcie między czopem i ramieniem, pozostała zaś część momentu przez tarcie na powierzchniach czołowych.

Omówione badania wykazały więc, że przy konstruowaniu tego rodzaju połączeń można przyjmować współczynnik tarcia nie większy niż 0,0475. Jedynie przez wtłaczanie ramion bez smarowania powierzchni styku i zabezpieczenie ich przed dostępem smaru osiąga się 4-krotne zwiększenie oporów tarcia, ale wówczas powierzchnie te ulegają silnemu zniszczeniu.

F. M.

(M. A. Plint — Machinery, September 10, 1954, str. 571).

Zastosowanie tablic Lancastera przy doborze zespołów kół zębatach

Istnieje kilka sposobów obliczania kół zmianowych. Są one jednak dość żmudne i dlatego w praktyce posługujemy się gotowymi tabelami. Wadą tabel natomiast jest zbyt mała dokładność.

Tak np. niepraktyczne byłoby układanie tabel do bezpośredniego użytku z dokładnością do 6 miejsc dziesiętnych wzrastających co 0,000001. Tego rodzaju tabela bowiem opracowana dla wartości od 0,000001 do 1,0 zawierałaby 900 000 pozycji, a więc około 4500 stron.

Tymczasem dokładność 0,000001, a nawet jeszcze większa, jest nieraz wymagana; jedyną wówczas możliwością jest metoda obliczeniowa.

Wszystkie sposoby rozwiązań na drodze rachunkowej wymagają zastosowania metody kolejnych prób. Mając bowiem licznik i mianownik ułamka $\frac{M}{N}$, wyrażającego poszu-

kiwany stosunek, należy sprawdzić, czy zarówno M jak i N stanowią iloczyn dwóch czynników odpowiadających liczbie zębów w pożądanym zestawieniu kół zębatach.

Dla przykładu założmy, że mamy do dyspozycji komplet kół o ilości zębów począwszy od 20 do 80 (co jeden ząb).

Obydwa składniki ułamka $\frac{M}{N}$ mogą być zawarte wówczas między 20×20 , czyli 400 i 80×80 , czyli 6400. Jeśli jednak

rozpatrzmy owe 6000 liczb, to stwierdzimy, że z nich tylko 1629 będzie iloczynami dwóch czynników ≤ 80 , co stanowi 27%. W szeregu od 400 do 1000 będzie ich 322, czyli 54%, w szeregu od 1000 do 4000 — 1034, a więc 34%, w szeregu zaś od 4000 do 6400 — tylko 273, tj. 11%.

Ponieważ obydwa składniki ułamka muszą być takimi iloczynami, przeto zachodzi często konieczność wielokrotnego ponawiania prób zanim ten podwójny warunek zostanie spełniony. Otrzymywanie końcowego wyniku możemy znacznie przyspieszyć posługując się w tej fazie obliczeń pomocniczymi tablicami, znanymi pod nazwą tablic *Lancastera*. Tablice te pozwalają stwierdzić, czy i jakkolwiek liczba jest takim właśnie iloczynem.

Załączona tablica (rys. 1) dostosowana jest do dwóch różnych serii kół:

	z 0											z' 1											z'' 2										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
x	0											0											0										
x'	1	×										1											1										
x''	2	×										2											2										
	3	×										3											3										
	4	×										4											4										
	5	×										5											5										
	6	×										6											6										
	7	×										7											7										
	8	×										8											8										
	9	×										9											9										

 liczba niepodzielna
 × A.C. A.C. ≤ 80
 ⊗ A.C. A.C. ≤ 90

PM-178/54-R1

Rys. 1. Tablica *Lancastera* (fragment).

a) o ilości zębów ≤ 80

b) o ilości zębów ≤ 90 .

Posługując się tablicą należy dwie ostatnie cyfry rozpatrywanej liczby odszukać w poziomym górnym wierszu, zaś pierwszą lub dwie pierwsze cyfry tej liczby — w lewej pionowej kolumnie.

Przykład 1. Dla liczby 4003 przecięcie pionowej ZU przeprowadzonej przez 03 z poziomą XY przechodzącą przez 40 następuje w pustym kwadracie: liczba więc nie jest podzielna.

Przykład 2. W przypadku liczby 4312 przecięcie pionowej Z'U' przeprowadzonej przez 12 i poziomej X'Y' przechodzącej przez 43 wypada w kwadracie przekreślonym. Liczba ta jest więc iloczynem dwóch czynników, z których każdy może być mniejszy od 80 ($4312 = 56 \times 77$).

Przykład 3. Dla liczby 4717 punkt przecięcia Z''U'' z X''Y'' znajduje się w kwadracie przekreślonym oznaczonym kółkiem. Można więc je rozłożyć na iloczyn dwóch liczb mniejszych od 90 ($4717 = 53 \times 89$).

Drugą zaletą tablic *Lancastera* jest łatwość ustalenia następujących po sobie liczb-iloczynów, co ma znaczenie przy wykonywaniu kół o uzębieniu helikoidalnym.

St. H.

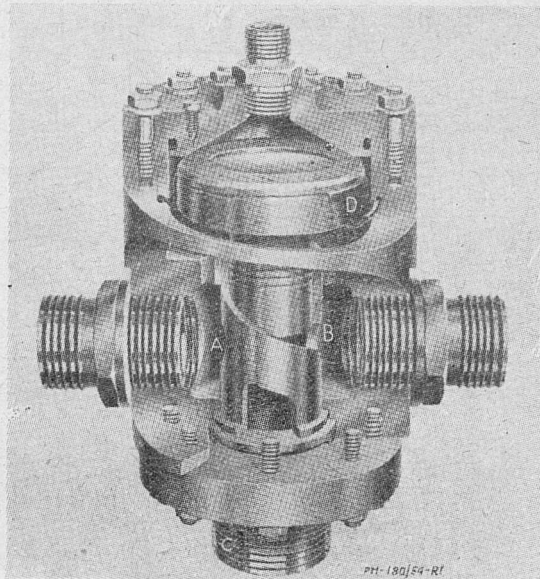
(Ing. A. Guerrier — La Machine Moderne, zeszyt 10/54, str. 21).

Zawór do regulacji ciśnienia, pneumatycznie zrównoważony

Zawór ten służy do regulacji ciśnienia czynnika (przeważnie cieczy) przepływającego przez przewód.

Zawór składa się z cylindrycznego korpusu (rys. 1), pokrywy dolnej i górnej, tulei wpasowanej w otwór korpusu oraz tłoka różnicowego. Wewnętrzne ściany korpusu tworzą dwie komory: górną, w której porusza się górna część tłoka, oraz dolną odpływową A. Górna komora przedzielona jest przeponą D, której jedno obrzeże umocowane jest w górnej części tłoka, drugie zaś w ścianie korpusu (rys. 2). Przepona wykonana jest z masy plastycznej lub gumy, zależnie od rodzaju przepływającej cieczy. Wielkość i grubość przepony zależą od wielkości skoku tłoka i maksymalnego ciśnienia roboczego.

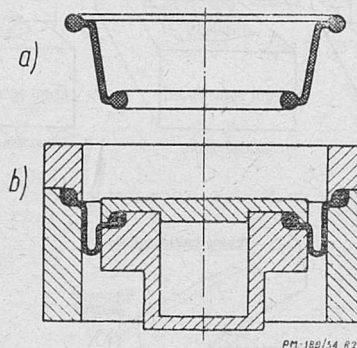
Czynnikiem regulacyjnym jest powietrze, które wpływa pod określonym ciśnieniem (regulowanym w zależności odżądanego ciśnienia przepływu cieczy) przez łącznik rurowy



Rys. 1. Zawór zrównoważony pneumatycznie.

w górnej pokrywie i uchodzi przez dyszę umieszczoną również w górnej pokrywie. Otwarcie dyszy można regulować wkretem zakończonym stożkowym czopem.

Ciecz, której ciśnienie przepływu zawór reguluje, zasilana jest pompą pracującą przy stałych obrotach. Przewód zasilający połączony jest z łącznikiem C wkręconym w dolną pokrywę zaworu. W przypadku wzrostu ciśnienia cieczy następuje podniesienie tłoka i odsłonięcie otworów B w tulei, wskutek czego ciecz przedostaje się do komory wypływowej A i wraca poprzez łączniki boczne do zbiornika.



Rys. 2. Przepona zaworu przed i po założeniu.

Przy pewnych zmianach konstrukcyjnych zawory te mogą służyć do regulacji ciśnienia dwóch czynników, np. powietrza i paliwa w silnikach spalinowych, utrzymując stałą, określoną różnicę ciśnień między nimi.

Opisane zawory nadają się do regulacji dużych natężeń przepływu i ciśnień. Przy wyrównywaniu dużych zmian natężenia przepływu zmiany ciśnienia są nieznaczne. Poza tym zaletą zaworów tego typu jest łatwość ich wyregulowania w zależności od zakresu ciśnień i łatwość wykonania, ponieważ mała ilość części wymaga dokładnej obróbki.

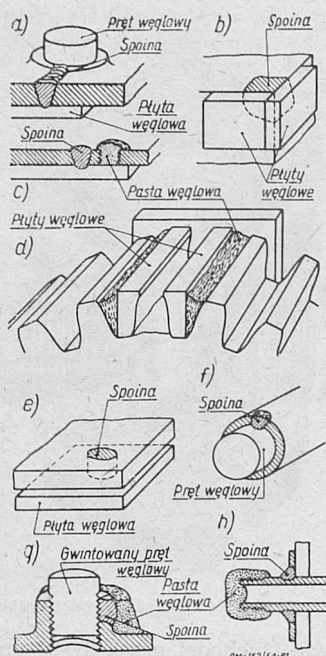
F. M.

(Machinery, August 6, 1954, str. 289).

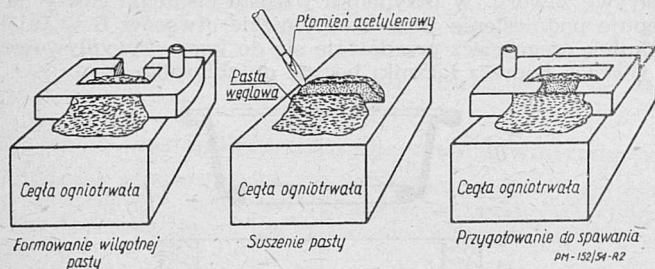
Zastosowanie węgla przy naprawach za pomocą spawania

Przy skomplikowanych robotach spawalniczych, gdy wymagany jest dokładny kształt spoiny, z powodzeniem można użyć odpowiednio spreparowanego węgla jako materiału pomocniczego. Sposób ten upraszcza przygotowanie przedmiotu do spawania, a ponadto eliminuje lub ułatwia obróbkę mechaniczną przedmiotu po spawaniu.

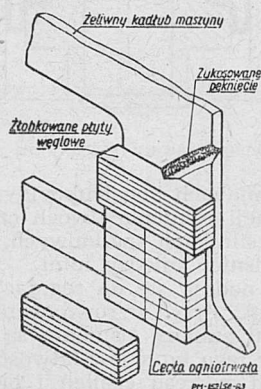
Węgiel w postaci prętów, płytek lub pasty może również służyć jako materiał do wykonywania formy odlewniczej oraz na rdzenie lub przegrody w celu niedopuszczenia do rozlania się stopiwa w niepożądanym kierunku. Poza tym używa się go jako osłonę części przed nadmiernym dopływem ciepła;



Rys. 1. Przykłady zastosowania węgla przy spawaniu: a) — zabezpieczenie powierzchni dolnej płyty oraz otworu; b) — spawanie naroża; c) — zabezpieczenie otworu gwintowanego w pobliżu spoiny; d) napawanie zębów koła zębatego; e) — zalewanie otworu; f) — naprawa tulei; g) — odtworzenie uszkodzonego kołnierza otworu gwintowego; h) — zabezpieczenie gwintu przy spawaniu.



Rys. 2. Naprawa złamanej części.



Rys. 3. Naprawa pęknięcia żeliwnego kadłuba maszyny.

w końcu znajduje on zastosowanie przy spawaniu pionowym, przy naprawie pęknięć w tych przypadkach, gdy nie chcemy naprawianej części rozmontowywać.

Przykłady zastosowania przy spawaniu węgla w postaci prętów, płytek lub pasty ilustrują rys. 1 do 3.

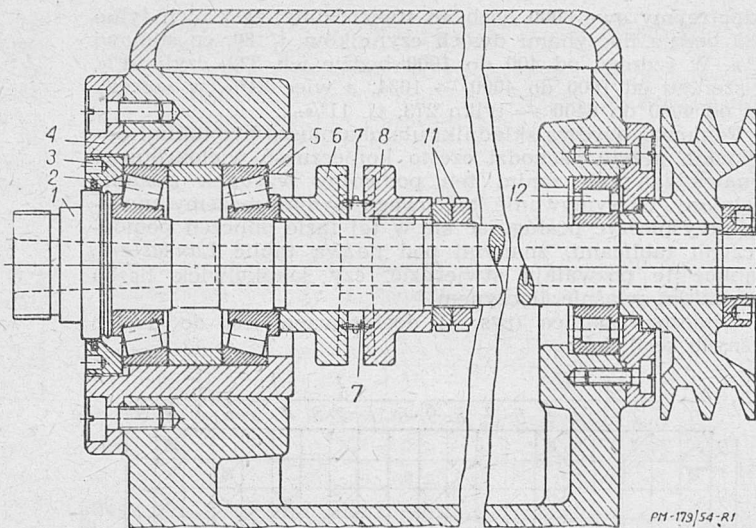
(Machinery, August 13, 1954, str. 346).

M. Ch.

Ulepszone konstrukcje łożysk wrzecion obrabiarek

Wprowadzanie wysokowydajnych metod oraz zwiększenie dokładności obróbki wymaga dużej dokładności pracy łożysk wrzecion. Na ogół łożyska toczne zapewniają dokładniejszą pracę niż ślizgowe, zwłaszcza w pierwszym okresie pracy, gdy nie wykazują znacznego zużycia.

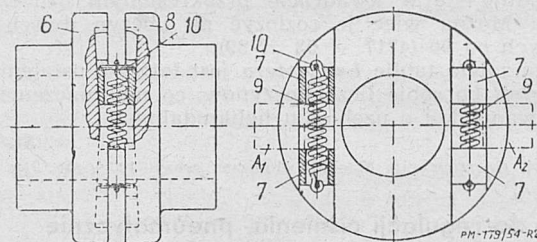
Zasadniczym warunkiem dokładności pracy łożyska tocznego jest zachowanie niewielkiego i stałego przez cały okres



Rys. 1. Ułożyskowanie wrzeciona frezarki do gwintów krótkich.

pracy luzu między bieżnią łożyska i częściami tocznymi. Łożyska z małym luzem między pierścieniami i częściami tocznymi pracują spokojnie oraz mniej się zużywają, ponieważ zewnętrzna siła obciążająca rozkłada się na większą ilość elementów tocznych. Szczegółowe badania wykazały, że żywotność łożyska kulkowego osadzonego z wciskiem na pierścieniu zewnętrznym i wewnętrznym jest 1,9 raza większa niż żywotność takiego samego łożyska osadzonego suwliwie. Niektórzy konstruktorzy, chcąc uzyskać spokojną i możliwie bez luzu pracę wrzecion, zastosowali takie osadzenie łożysk kulkowych, że pierścień wewnętrzny jest przesunięty w stosunku do zewnętrznego. Daje to dobre wyniki; nośność łożyska nie jest zmniejszona, gdyż duża ilość kulek uczestniczy w przeniesieniu nacisku. Gdy jednak wystąpi luz na skutek zużycia bieżni i kulek, ułożyskowanie staje się nieużyteczne.

Najbardziej odpowiednie okazało się rozwiązanie, w którym luz powstały w czasie pracy jest samoczynnie kasowany. Jako przykład tego typu rozwiązania może służyć wrzecionnik frezarki do gwintów krótkich pokazany na rys. 1. Na wrzecionie 1 osadzone jest z wciskiem łożysko ze stożkowymi wałeczkami 2. Pierścień zewnętrzny łożyska jest również z wciskiem osadzony w tulei 4 i dociśnięty gwintowanym pierścieniem 3. Drugie łożysko z wałeczkami stożkowymi 5 ma tylko zewnętrzny pierścień osadzony z wciskiem w tulei 4, podczas gdy pierścień wewnętrzny osadzony jest na wrzecionie ślizgowo. Dalej osadzone są ślizgowo dwie tarcze 6 i 8 mające w czołowej ścianie wycięte dwa rowki o zmniejszającej się ku środkowi głębokości (rys. 2), w któ-



Rys. 2. Rozpora klinowa.

rych mogą się przesuwają cztery kliny 7. Kliny te są przyciągane przez sprężyny 9 do środka, na skutek czego dążą one do rozsunienia obu tarcz. Układ ten tworzy tzw. „rozporę klinową”. Sprężyny są przytrzymywane przez małe kołki 10 umieszczone w przyzwołych rowkach klinów 7. Dwie nakrętki rowkowe 11 umożliwiają łatwy i dokładny montaż łożysk.

Jak wynika z opisu, kliny rozsuwając tarcze i pośrednio przesuwając wewnętrzny pierścień łożyska, spełniają rolę kompensatora luzu i zapobiegają jego powstawaniu. Nacisk wywierany przez kliny na łożysko (ok. 20 kG) jest w stosunku do dopuszczalnego bardzo mały, tak że wydzielane w czasie pracy ciepło jest bez znaczenia.

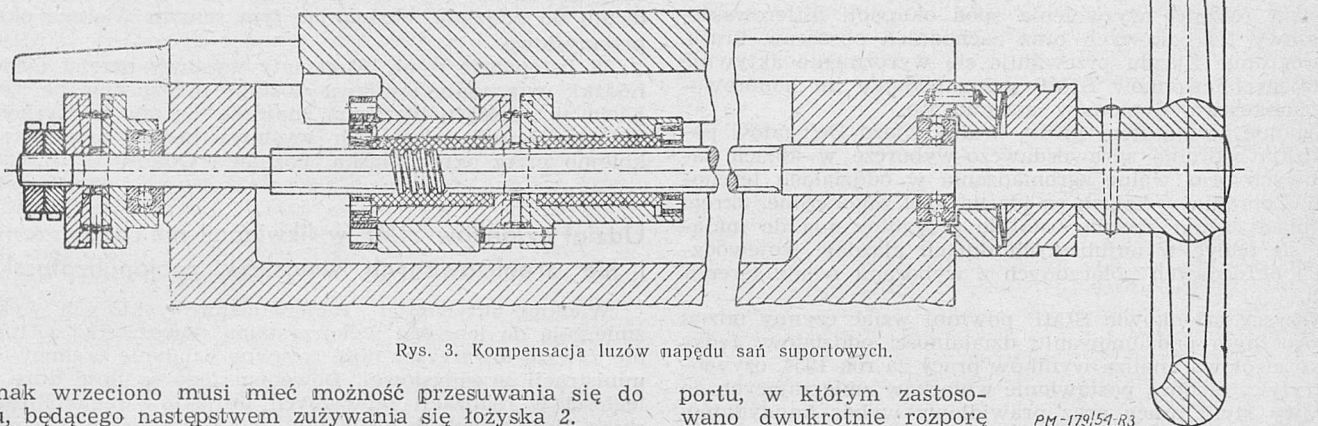
Przy konstruowaniu układu z rozporą klinową należy pamiętać, że klin musi być samohamowny, oraz że tarcza

dociskowa i pierścien wewnętrzny łożyska muszą zachować pasowanie suwliwe w podwyższonej temperaturze pracy wrzeciona. Stosując rozporę klinową do wrzeciona o dużych obrotach należy również uwzględnić siły odśrodkowe działające na kliny i na sprężyny.

Do łożyskowania tylnej części wrzeciona wystarcza odpowiednie łożysko wałeczkowe walcowe, którego pierścienie zewnętrzny i wewnętrzny mogą być osadzone z wciskiem,

wa powoduje skasowanie luzu zarówno w łożysku wałeczkowym stożkowym, jak i w łożysku oporowym.

Właściwość rozporę klinowej samoczynnej regulacji przy powstającym luzie umożliwia zastosowanie tej konstrukcji np. do usuwania martwego ruchu na wałkach napędowych nastawczych. Na rys. 3 przedstawiono przykładowo rozwiązanie napędu sań su-



Rys. 3. Kompensacja luzów napędu sań suportowych.

jednak wrzeciono musi mieć możliwość przesuwania się do tyłu, będącego następstwem zużywania się łożyska 2.

Omówiona konstrukcja ułożyskowania była zastosowana z bardzo dobrym wynikiem do frezarki do metali lekkich oraz do dwóch tokarek (średnica wrzeciona ϕ 55 mm), w których najwyższa prędkość obrotowa wynosiła 3200 obr/min.

Rozporę klinową można stosować również przy innych układach łożysk, niż to podano w powyższym przykładzie. Np. w niektórych rozwiązaniach pomija się łożysko wałeczkowe walcowe, a rozporę klinową umieszcza się między łożyskami stożkowymi tak, że kliny wywierają nacisk na pierścienie wewnętrzne obu łożysk.

W przypadku, gdy na wrzeciono działają od przodu dwie siły osiowe i przednie łożysko wałeczkowe jest zastąpione kulkowym łożyskiem oporowym, to wówczas rozpora klino-

portu, w którym zastosowano dwukrotnie rozporę klinową opisanej konstrukcji, mianowicie do kasowania luzu osiowego między śrubą pociągową i suportem oraz do kasowania luzu na gwincie śruby pociągowej. Skasowanie luzu na gwincie przez zastosowanie rozporę klinowej jest w podanym przykładzie możliwe w wyniku użycia na dwudzielną nakrętkę materiału miękkiego, bardziej ścieralnego niż materiał śruby, na skutek czego powstający luz jest wynikiem zużywania się gwintu nakrętki.

Omówione rozwiązanie dało w praktyce dobre wyniki.

Z. J.

(Ing. R. Nicolaus — Maschinenbau Technik, zeszyt 6/54, str. 327)

Podwójna zwężka Venturiego

Do pomiaru natężenia przepływu, przy stosunkowo małej stracie ciśnienia, stosuje się zwężki Venturiego krótkiej budowy. Wysiłki w kierunku dalszego zmniejszenia straty ciśnienia przez zmianę kształtu zwężki nie dały zadowalających wyników. Zwężki te miały następujące wady: zaburzenia przepływu w obszarze wlotowym, duża zależność wskazań od dokładności wykonania, powstawanie korozji itd.

Rys. 1 przedstawia zwężkę, która nie mając wymienionych wad, powoduje o połowę mniejsze straty ciśnienia w porównaniu ze znormalizowaną zwężką Venturiego krótkiej budowy.

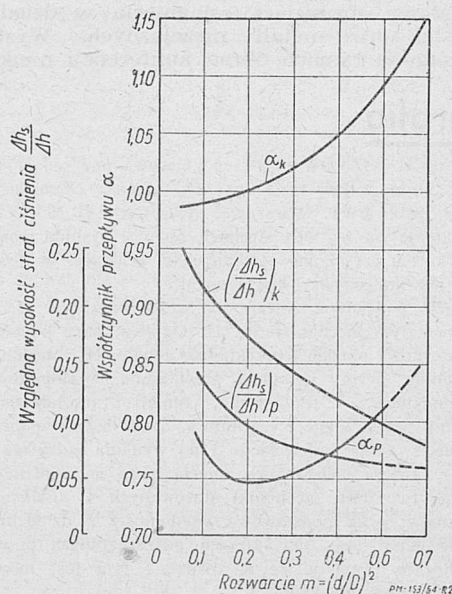
Zwężka ta składa się z dyszy wlotowej a oraz dyszy b o dużym rozwarciu zwężki m , która przechodzi w krótki dyfuzor c . W najwyższym przekroju dyfuzora znajduje się miejsce odbioru ciśnienia 2.

Konstrukcja podwójnej zwężki Venturiego oparta jest na następującym rozumowaniu. Załóżmy, że w przypadku zwykłej zwężki ciśnienie p_2 odbierane jest w środku najwyższego przekroju, w miejscu ustawienia organu spiętrzającego, a więc w miejscu, w którym ciśnienie jest najmniejsze. Gdyby zatem połączono obszary odbioru ciśnienia p_2 i p_1 , to wówczas nastąpiłoby zwiększenie mierniczego spadku ciśnienia bez spowodowania znaczącej różnicy w zamianie energii. Tymczasem dla określonego obszaru mierniczego i dokładności wskazań istnieje ścisła zależność między miernicznym spadkiem ciśnienia i rozwarciem zwężki. Dzięki zwiększeniu mierniczego spadku ciśnienia możemy zwiększyć rozwarcie zwężki uzyskując zmniejszenie strat ciśnienia.

W podwójnej zwężce organem spiętrzającym jest druga dysza b , która powoduje w przekroju przyspieszenia 2 przyspieszenie ruchu cząstek, a zatem dalszą zamianę energii. Zwiększenie mierniczego spadku ciśnienia zależne jest od stosunku

zmniejszeń rozwarć obu dysz, tzn. $m_o/m = (d_o/d)^2$, gdzie $m_o = (d_o/D)^2$ jest stosunkiem przekrojów dyszy wlotowej.

Wykres (rys. 2) przedstawia zależność współczynnika przepływu α i wysokości strat ciśnienia w zwykłej i podwójnej



Rys. 2. Zależność współczynnika przepływu α i względnej wysokości strat ciśnienia $\Delta h_s/\Delta h$ od rozwarcia zwężki m . Indeks k odnosi się do krótkiej zwężki, p — podwójnej zwężki.

zwężce w zależności od wyróżnika m . Widzimy, że dla średnich i większych rozwarć w przypadku podwójnej zwężki, mierniczny spadek ciśnienia jest $\sim 1,82$ razy większy, a współczynnik α jest $\sim 1,82$ razy mniejszy. Strata ciśnienia w zwężce podwójnej jest o 55% mniejsza.

(Dr inż. E. Schröder — VDI-Zeitschrift, 15 April, 1954, str. 347).

Wiadomości SIMP

Przygotowania do Walnego Zjazdu Delegatów SIMP

Walny Zjazd Delegatów SIMP, jedenasty z kolei w latach powojennych, odbędzie się w dniu 21 lutego br. Zgodnie z decyzją Prezydium Zarządu Głównego SIMP, podjętą w dniu 9 listopada 1954 r. Zjazd ma mieć szczególnie uroczysty charakter ze względu na przypadającą w tym okresie dziesiątą rocznicę wyzwolenia spod okupacji hitlerowskiej Warszawy i śródkowych oraz zachodnich obszarów kraju. W programie Zjazdu przewiduje się wyróżnienie aktywnie działających członków SIMP przez nadanie im honorowego członkostwa, dyplomów uznania itp.

Zgodnie ze statutem SIMP, Walny Zjazd Delegatów poprzedzają zebrania sprawozdawczo-wyborcze w kołach zakładowych oraz walne zgromadzenia w oddziałach terenowych. Zebrania w kołach są już na ogół zakończone, okręgi natomiast czynią obecnie ostatnie przygotowania do mających się odbyć w najbliższych dniach zjazdów wojewódzkich i okręgowych połączonych z wyborami władz terenowych.

Wszyscy członkowie SIMP powinni wziąć czynny udział w dorocznym podsumowaniu działalności oddziałów. Jedynie szczegółowa analiza wyników pracy za rok 1954, ożywiona krytyką błędów, postawienie wniosków zmierzających do poprawy stylu pracy oraz prawidłowy wybór kandydatów do nowych władz Stowarzyszenia dają gwarancję, że w roku bieżącym praca oddziałów SIMP da lepsze wyniki niż w roku ubiegłym.

Ustępujący Zarząd powinien przygotować treściwy referat sprawozdawczy, oparty o wyniki działania kół zakładowych, wskazując na błędy i osiągnięcia kończącej się kadencji a ponadto w wyraźny sposób rysując perspektywę dalszego rozwoju Stowarzyszenia oraz nowych form wiązania go z administracją przemysłową.

Uczestnicy Walnych Zgromadzeń powinni pamiętać, że od właściwego doboru składu nowego zarządu zależy w znacznej mierze praca oddziału w nowej kadencji. Wysuwani kandydaci muszą zatem gwarantować swoją postawą społeczną, zawodową i polityczną, że podołają nakładanym na nich obowiązkom.

Objazdowa Wystawa poświęcona oszczędności metali

W październiku roku ubiegłego otwarta została w Warszawie wystawa obrazująca osiągnięcia w dziedzinie oszczędności stali oraz metali nieżelaznych. Wystawa była zorganizowana w ramach obrad konferencji naukowo-tech-

nicznej poświęconej temu zagadnieniu a przygotowanej przez SIMP przy współudziale PKPG oraz MPMasz.

Pragnąc umożliwić zwiedzenie wystawy przez inżynierów, techników, racjonalizatorów i innych pracowników przemysłu maszynowego całego kraju, Zarząd Główny SIMP zdecydował, aby wystawa przekazywana była kolejno z oddziału do oddziału, obsługując tym samym większe okręgi przemysłowe.

W listopadzie r. ub. eksponaty wystawy przejął Oddział Łódzki, w grudniu wystawa została przekazana na teren Kielc, w miesiącu bieżącym znajduje się ona w Krakowie. W najbliższych miesiącach wystawa będzie przejmowana kolejno przez okręg Śląska, Poznań i Gdańsk.

Udział członków SIMP w likwidacji nie rozpatrzonych i nie zrealizowanych wniosków racjonalizatorskich

Wielkiej aktywności racjonalizatorów, których wysiłki zmierzają do lepszego wykorzystania nowoczesnej techniki, nie zawsze towarzyszy dość sprawne działanie organów administracji przemysłowej. Dowodem tego są dość duże zaległości w realizacji zgłoszonych projektów racjonalizatorskich. Ilość zaległych projektów, tylko w resorcie przemysłu maszynowego, wynosiła na koniec kwartału III 1954 r. — 27431 pozycji.

Aby przyczynić się do szybszego załatwienia zaległych wniosków, Departament Techniki MPMasz. ogłosił w roku bieżącym konkurs wyróżniający zakłady najlepiej likwidujące zaległości, przeznaczając poważne kwoty na nagrody dla kierownictwa zakładów i kierowników poszczególnych komórek w zakładach.

Jednocześnie z ogłoszeniem konkursu, MPMasz. zwróciło się do naszego Stowarzyszenia z prośbą o współudział przy rozpatrywaniu zaległych wniosków i ocenie ich przydatności.

Zarząd Główny SIMP uznaje sprawę jako bardzo ważną a udział w niej członków SIMP uważa za konieczny. W związku z tym w ostatnim Biuletynie Informacyjnym (grudzień 1954 r.) Zarząd zwrócił się z prośbą do terenowych oddziałów o spowodowanie jak najliczniejszego udziału członków naszego Stowarzyszenia we wspomnianej wyżej akcji, która niewątpliwie przyczyni się do podniesienia jakości oraz ilości produkcji, wpłynie na obniżkę kosztów własnych i podwyższy stan technicznej ochrony pracy.

Bibliografia

ELEMENTY MECHANIZMÓW — Praca zbiorowa pod redakcją *prof. S. N. Kożewnikowa*. Tłum. z jęz. ros. *mgr inż. Tadeusz Gnoiński*. Format B5, stron 544, rys. 2512. PWT, Warszawa, 1954. Cena zł 59.—.

Książka podaje na ok. 550 stronach opisy i rysunki ponad 2500 mechanizmów oraz ich części, zastosowanych w praktyce, w różnego rodzaju urządzeniach mechanicznych i maszynach.

Treść książki podzielona została na sześć rozdziałów: I. Ogólne wiadomości z kinematyki mechanizmów, II. Ogniwa, pary kinematyczne, mechanizmy dźwigniowe płaskie i przekładnie zębate, III. Mechanizmy krzywkowe, przekładnie ciernie, hamulce, przekładnie bezstopniowe, IV. Inne rodzaje mechanizmów, V. Połączenia, zamki i mechanizmy sterujące, VI. Mechanizmy przestrzenne i regulatory. Treść książki poprzedzają dwie przedmowy: do wydania radzieckiego i do wydania polskiego.

Rozdział I zawiera podstawowe pojęcia teorii mechanizmów, przypomnienie pewnych twierdzeń mechaniki stosowanych w analizie kinematycznej mechanizmów, oraz podstawowe wiadomości z dziedziny wyznaczania torów, prędkości oraz przyspieszeń poszczególnych punktów mechanizmów. Milcząco przyjęto, że w rozdziale tym jest mowa wyłącznie tylko o mechanizmach płaskich.

W rozdziale II jest mowa kolejno o ogniwach, parach kinematycznych, mechanizmach dźwigniowych płaskich, kołach zębatych, profilach zębów, ząbieniu ewolwentnym i cykloidalnym, przekładniach zębatych przestrzennych, przekładniach ślimakowych oraz o mechanizmach złożonych z kół zębatych. Rozdział ilustruje ponad 810 przykładów z praktyki, przy czym obok rysunków geometrycznych podano wielką ilość schematów, a także zależności kinematycznych i wzorów stosowanych w praktyce obliczeniowej.

Rozdział III poświęcony jest mechanizmom krzywkowym i ciernym, hamulcom oraz przekładniom bezstopniowym. Podobnie jak w dwóch

pierwszych rozdziałach, opisy i schematy mechanizmów wyprzedzają ogólne wiadomości, oraz w szerszej mierze wiadomości z dziedziny analizy i syntezy poszczególnych typów mechanizmów, zwłaszcza mechanizmów krzywkowych, hamulców oraz mechanizmów hydraulicznych. Podkreślić należy uwzględnienie mechanizmów hydraulicznych, posiadających swoją specyfikę i najczęściej pomijanych w podręcznikach teorii mechanizmów jako grupa specjalna wymagająca odrębnego opracowania.

Rozdział IV obejmuje mechanizmy o ruchu przerywanym, mechanizmy służące do wykonywania działań matematycznych, jak mechanizmy sumujące, mnożące, planimetry, integratory, analizatory harmoniczne i mechanizmy do kreślenia krzywych, a dalej mechanizmy kierujące, w tej liczbie także prostowody, mechanizmy przyrządów do mierzenia wielkości mechanicznych jak wagi, siłomierze, hamulce hydrauliczne, achometry itp., mechanizmy nawrotne, mechanizmy o regulowanym skoku oraz mechanizmy kompensujące i wyrównujące.

Rozdział V obejmuje „połączenia”, zamki, zaciski, uchwyty, kleszcze i oprawy, zapadki i „ustalacze”, mechanizmy zabezpieczające oraz mechanizmy sterujące.

Rozdział VI poświęcony jest mechanizmom przestrzennym, w tej liczbie mechanizmom śrubowym i regulatorom maszynowym.

Niezmiernie obfity zbiór przykładów nawiązuje do wszelkich dziedzin budowy maszyn i to stanowi o jego pozytywnej wartości. Obok zastosowań z dziedziny obrabiarek i maszyn energetycznych, znajdzie tu czytelnik wielką liczbę mechanizmów z dziedziny ogólnego budownictwa maszynowego, pojazdów szynowych i bezszynowych, aparatury pomiarowej, mechaniki precyzyjnej oraz innych dziedzin specjalnych.

Niewątpliwym brakiem książki jest brak nawiązania do podstawowego podręcznika teorii mechanizmów, jako jego dalsze rozwinięcie w kierunku praktycznym. Recenzent nie jest również przekonany o konieczności od-

stąpienia w książce od przyjętej w teorii mechanizmów klasyfikacji strukturalnej na rzecz budzącego zastrzeżenia podziału funkcjonalnego. Tzw. połączenia, np. nitowe lub śrubowe, nie są w ogóle mechanizmami, gdyż nie służą przeniesieniu ruchu, ani jego przekształceniu. To samo dotyczy sprzęgeli sztywnych. Z drugiej strony powtarzają się w książce te same mechanizmy w różnych grupach funkcjonalnych.

Wprowadzony podział mechanizmów na zasadzie funkcjonalnej nie został nigdzie uzasadniony. Nie wiadomo np. dlaczego mechanizmy drążkowo-przegubowe i zębate traktowane są w jednym rozdziale, podczas gdy mechanizmy krzywkowe (dające się sprowadzić w swej analizie do mechanizmów drążkowo-przegubowych) stanowią wraz z sprzęgłami, hamulcami i mechanizmami hydraulicznymi (!) odrębny rozdział?

Przy dużej liczbie przykładów mechanizmów, zacytowanych w książce, zbyt mało z nich posiada bardziej wyczerpujące objaśnienia, które by zapewniły należyte zrozumienie działania mechanizmu. Niemniej podręcznik stanowi bardzo wartościowy zbiór schematów różnorodnych mechanizmów, ciekawy i pouczający dla każdego mechanika, a przede wszystkim dla konstruktorów, pobudzający do myślenia i pracy samodzielnej.

Podręcznik ma z natury swej charakter uzupełniający w stosunku do podstawowego dzieła z teorii mechanizmów. Należałoby więc wyrazić życzenie pod adresem Wydawnictwa, aby za tym podręcznikiem ukazał się jak najprędzej drugi, stanowiący dzieło podstawowe. Literatura radziecka ma kilka pozycji nadających się do przetłumaczenia w tym charakterze, a tym samym do wzbogacenia naszego, nader skąpego jeszcze piśmiennictwa z dziedziny teorii mechanizmów.

Tłumacz „Elementów Mechanizmów” nie miał łatwego zadania ze względu na mało jeszcze przeoraną terminologię polską. Starał się wybrnąć z zadania, oddając w każdym przypadku możliwie wiernie sens terminologii rosyjskiej.

Prof. dr inż. R. Szewalski

K. S. Jewtiuchow — TECHNIKA BEZPIECZEŃSTWA TRANSPORTU WENĘSTRZAKŁADOWO. Tłumaczyli z jęz. ros. W. Czarnocka i inż. J. Dobrzański. Format A5, stron 181, rys. 106, tablic 9. PWT, Warszawa, 1954. Cena zł 13.—

Książka zawiera informacje z dziedziny techniki bezpieczeństwa dotyczące środków transportu poziomego wewnątrz zakładów przemysłowych z pominięciem dźwigów i suwnic i przeznaczona jest dla personelu inżynieryjno-technicznego zakładów przemysłowych oraz służby bhp.

Poszczególne rozdziały poświęcone są następującym zagadnieniom: 1) warunkom bezpieczeństwa eksploatacji kołowego transportu szynowego, 2) zasadom bezpieczeństwa eksploatacji transportu kołowego bezszynowego, 3) warunkom bezpieczeństwa eksploatacji urządzeń transportu ciągłego z elementami ciągłowymi, 4) warunkom bezpieczeństwa eksploatacji urządzeń transportu ciągłego bez elementów ciągłych, 5) warunkom bezpieczeństwa eksploatacji urządzeń transportowych grawitacyjnych, 6) technice bezpieczeństwa przy ręcznym i zmechanizowanym wykonywaniu robót załadunkowo-wyładunkowych.

Ponieważ książka ta jest tłumaczeniem pracy autora zagranicznego i ocena jej wartości użytkowej została w swoim czasie dokonana, przeto w niniejszej recenzji ograniczę się do uwag związanych z wydaniem polskim. Nie są one, niestety, pozytywne. Przede wszystkim użycie nazw dla różnych rodzajów transportu zostało dokonane dowolnie, nie uwzględniając poważnej i istotnej pracy Głównego Instytutu Mechaniki, który opracował i opublikował przed paru laty klasyfikację i nomenklaturę urządzeń transportu bliskiego. Pod słowem „bliski” rozumie się transport wewnątrz zakładów przemysłowych, a więc już w samym tytule należało niefortunny wyraz „wewnątrzzakładowy” zastąpić ustaloną nazwą „bliski”. To samo dotyczy prawie wszystkich nazw urządzeń transportowych przyjętych w treści książki.

Następnie przy opisach części składowych urządzeń, względnie ich działania bądź wpływu na bezpieczeństwo pracy, tłumacze posługują się nazwami dawno usuniętymi ze słownictwa technicznego, jak np. „wentyl”, „boleć” itd., zamiast „zawór”, „sworzeń”, posiadających pełne prawo obywatelstwa w polskim języku technicznym. Należy żałować, iż korekta techniczna tego wydania nie zwróciła na to uwagi, a wyrazów tego typu jest w książce bardzo dużo. Takich usterek nie powinno się już spotykać w naszych wydawnictwach technicznych.

Byłoby również celowe poddać omawiane wydanie starannej korekcie stylistycznej. Budowa zdań jest ciężka i robi wrażenie tłumaczenia słowo po słowie oryginału z zachowaniem układu gramatycznego języka rosyjskiego. W wyniku tej metody tłumaczenia książkę czyta się trudno i nie zawsze od razu można zrozumieć, co w danym zdaniu miało być powiedziane. Np. tytuł podręcznika „specjalne skrajnie wewnętrzno-oddziałowe zbliżenie budynków”.

Szata graficzna książki oraz korekta drukarska nie budzą zastrzeżeń.

Mgr inż. Jerzy Witowski

Prof. inż. Fryderyk Staub — ZASTOSOWANIE MIKROSKOPU DO BADANIA STALI I ŻELIWA. Wydanie 2. Biblioteka Racjonalizatora. Format B6, stron 105, rys. 81, tablic 2. PWT, Warszawa, 1954. Cena zł 2,50.

Treść broszury podzielona została na 6 rozdziałów. Pierwszy z nich podaje fotografie i schemat nowoczesnego mikroskopu metalograficznego oraz krótki opis jego działania.

Rozdział drugi dotyczy przygotowania zglądu przy pomocy szlifowania i polerowania ręcznego i mechanicznego, jak również przy pomocy polerowania elektrolitycznego.

Praktyczne zastosowanie mikroskopu do badania stali opisano w rozdziale trzecim. Zawarte w nim mikrografie uwidaczniają przydatność mikroskopu do wykrywania wtrąceń niemetalicznych, tlenków powstających przy przepalaniu stali, pęknięć hartowniczych, stopnia deformacji ziarn itp. Podano mikrografie głównych składników strukturalnych stali oraz mikrografie jej różnych struktur, odpowiadających różnym rodzajom obróbki cieplnej i cieplno-chemicznej, połączeniom spawanym i lutowanym. Podano tu również sposób znajdowania liczbowych wartości podstawowych własności mechanicznych stali oraz wykres tych wartości dla zahartowanej stali perlitycznej w zależności od temperatury odpuszczania.

Rozdział czwarty zawiera szereg ekspertyz, ustalających — dzięki zastosowaniu mikroskopu — przyczyny awarii różnych stalowych elementów maszyn.

W rozdziale piątym podano mikrografie i krótki opis różnych rodzajów żeliwa.

W rozdziale szóstym, podobnie jak w rozdziale czwartym dotyczącym stali, przytoczono szereg przykładów zastosowania mikroskopu do wykrywania przyczyn uszkodzenia różnych żeliwnych elementów maszyn.

Doskonałe rysunki i mikrografie, wykonane w Katedrze Metaloznawstwa Politechniki Śląskiej oraz zwięzła i jasna treść broszury zapewniają czytelnikowi nie obeznanemu z mikroskopem metalograficznym łatwe zapoznanie się z jego działaniem i zastosowaniami.

Jednak trudno jest zgodzić się ze wskazówką podaną na str. 2, że broszura przeznaczona jest, między innymi, dla mistrzów zatrudnionych w przemyśle hutniczym przy kontroli produkcji stali oraz przy odbiorze półwyrobów i gotowych wyrobów stalowych i żeliwnych. Do przeprowadzania bowiem kontrolnych badań metalograficznych, dokonywanych przy odbiorze stali oraz gotowych przedmiotów stalowych i żeliwnych, wiadomości podane w broszurze są niewystarczające.

Wynika to przede wszystkim z jej małej objętości, która nie pozwoliła na szczegółowe rozwinięcie rozległego tematu określonego tytułem „Zastosowanie mikroskopu do badania stali i żeliwa”, tym bardziej, że Autor przekroczył zakres tego tematu przez podanie sposobów otrzymywania liczbowych wartości własności mechanicznych stali i przez załączenie szeregu wykresów przedstawiających własności hartowanej stali w zależności od temperatury odpuszczania.

Umieszczenie powyższych wykresów w broszurze dotyczącej zastosowania mikroskopu byłoby tylko wtedy słuszne, gdyby podane w nich wartości liczbowe związane zostały z wyglądem składników strukturalnych przez zamieszczenie odpowiednich mikrografii.

Głównym celem broszury, jak to wynika z włączenia jej do „Biblioteki Racjonalizatora”, jest dokształcanie racjonalizatorów. Niektórzy z nich bowiem w pracach swoich spotykają się z koniecznością ogólnego zapoznania się z krystaliczną budową stali i żeliwa lub też pragną zorientować się, co można przy pomocy mikroskopu metalograficznego zobaczyć i jakie zadania dzięki niemu rozwiązać. Ten główny cel broszura spełnia całkowicie.

Mgr inż. Marian Kozłowski

Zbigniew Muszyński (Katedra Maszynoznawstwa Ogólnego SGGW) — CZĘŚCI MASZYN W ŚWIELE LITERATURY PATENTOWEJ. Format A5, stron 59, rysunków 71, tablic 3. PWT, Warszawa, 1954. Cena zł 4.—

Książka odznacza się ciekawym doбором tematów zacierpiętych z literatury patentowej, prawidłowym pod względem technicznym uszeregowaniem tematów oraz starannymi i przejrzystymi rysunkami. Krótka, zawarta często w kilku wierszach, treść wyjaśniająca wynalazki stanowi zwartą całość dającą się przeczytać w ciągu jednego posiedzenia.

Autor książki posiada długoletnie doświadczenie i jest głębokim znawcą spraw patentowych. Obrabiał on słusznie nieruszany temat — popularyzację literatury patentowej, dając przejrzysty przegląd postępu technicznego z zakresu części maszyn. Podane rozwiązania nie zawsze znane są szerokiemu ogółowi techników, a najczęściej spoczywają w archiwach fabrycznych lub Urzędzie Patentowym. Krótkie opisy poszczególnych patentów podane są w sposób przystępny i dostatecznie wyczerpujący. Szczególnie cenne są wskazówki Autora dotyczące zalet i wad oraz wyraźne wyodrębnienie tych grup części maszyn, w których brak wynalazków wskazuje drogę racjonalizatorom i wynalazcom do dalszej pracy.

Dokonując krótkiego przeglądu treści książki należy zaznaczyć, że nie wszystkie rozwiązania podane są doskonale, np. nit z rys. 4 wymaga wyjaśnienia dotyczącego koncentracji nacisków na obrzeżu łba wklęsłego, a w związku z tym wątpliwa jest siła zaciskająca łączone części; nit z rys. 9 posiada dane wystarczające dla uzyskania patentu, natomiast względy technologiczne i zjawiska jakie powstaną przy nitowaniu budzą zastrzeżenia; nakrętka z rys. 21 wymaga uzasadnienia wielkości wtoczenia S; zawór z rys. 34 ma korzystny kształt opływowy, jednak zwiększona ilość uszczelnień oraz układ dźwigni nie gwarantujący osiowego docisku grzybka do gniazda nie świadczą o jego celowości; dwurzędowe łożysko toczne z rys. 45, mimo prawidłowej konstrukcji jest trudne do wykonania ze względów technologicznych; sprzęgło z rys. 55 jest rozwiązaniem mniej wygodnym niż znane sprzęgło podobnej konstrukcji z jednym paskiem.

Podając te kilka przykładów pragnę zwrócić uwagę na to, że przed konstruktorami leży szerokie pole do popisu nad udoskonaleniem istniejących rozwiązań oraz zebranie i opublikowanie danych liczbowych. W pracach tych dużą rolę mogą odegrać badania nad częściami maszyn prowadzone w laboratoriach wyższych uczelni technicznych.

Sądzę, że będę w zgodzie z intencjami Autora, podkreślając, że użyteczność nowego rozwiązania nabiera znaczenia dopiero wtedy, gdy poparta jest wyczerpującymi danymi liczbowymi odnośnie przenoszonych obciążeń, danymi wytrzymałościowymi i omówieniem zakresu zastosowania. Zaostrzędzi to wiele czasu przy indywidualnych niekontrolowanych badaniach.

Podane w książce dane liczbowe dotyczące materiałów plastycznych są bardzo cenne. Brak tych danych jest najczęściej powodem niestosowania tych materiałów w rozwiązaniach konstrukcyjnych.

Książka odda duże usługi konstruktorom i będzie bodźcem do dalszych wysiłków nad opracowywaniem nowych i doskonaleniem dotychczasowych konstrukcji. Poza tym książka ta powinna stać się punktem wyjścia dla podobnych opracowań z różnych dziedzin budowy maszyn, z tym, że oprócz literatury patentowej należałoby w nich uwzględnić również i materiały nowatorskie.

Mgr inż. Bolesław Jurek

Mgr inż. Stefan Błażewski — POMIARY TWARDOSTCI METALI. Format A5, stron 193, rysunków 136, tablic 20 + dodatek = 23 tablice. PWT. Warszawa, 1954. Cena zł 17.—.

Z zadowoleniem należy powitać 2 wydanie pierwszej tego rodzaju książki w języku polskim (książeczki inż. Zubek „Pomiary twardości” z 1924 r. nie liczę jako dawno już przestarzałej i o zbyt wąskim zakresie), przeznaczonej dla pracowników działów kontroli technicznej ze średnim wykształceniem technicznym oraz dla pracowników zakładowych laboratoriów wytrzymałościowych.

Książka ta, wydana stosunkowo bardzo starannie, zawiera opisy metod badania twardości metali stosowanych w przemyśle oraz metod badania mikrotwardości, opisy konstrukcji twardościomierzy i mikrotwardościomierzy oraz przepisy posługiwania się nimi wraz z licznymi tablicami pomocniczymi.

Dzięki temu powinna ona stanowić niezbędne wyposażenie każdego laboratorium kontrolnego czy zakładowego.

W ogólnym układzie książki rzuca się w oczy poprawna tendencja uszeregowania treści według schematu:

1. wprowadzenie w teoretyczne podstawy opisywanej metody badania twardości,
2. opis konstrukcji przyrządu służącego do badania twardości daną metodą,
3. opis czynności przy posługiwaniu się danym przyrządem,
4. praktyczne wskazówki dotyczące poprawnego dokonywania pomiarów.

W niektórych miejscach książki widzi się jednakże pewne przestarzałości, szczególnie w odniesieniu do punktu pierwszego powyższego schematu.

Przypuszczam, że ten przestarzałość opracowania niektórych punktów (przy ogólnym ograniczeniu objętości tej książki) stał się przyczyną zbyt wielkich skrótów, niejasności a nawet błędów, na które wskazuję przy szczegółowej analizie poszczególnych rozdziałów. Waga i ilość ich nie jest, ogólnie biorąc, wielka, dlatego też usunięcie ich przy następnym wydaniu nie przedstawi żadnych trudności, a z pewnością przyczyni się do podniesienia wartości tej książki. Każdy pracownik laboratoriów kontrolnych, który dotychczas był zmuszony do wyszukiwania w czasopiśmie, prośpektach, ewentualnie w trudnodostępnych podręcznikach zagranicznych, opisu metod, konstrukcji i czynności przy korzystaniu z aparatów służących do pomiaru twardości, powita tę bardzo wartościową książkę z wielkim uznaniem.

W książce nie uszczędniono się od nieścisłości, a nawet błędów. Oto kilka z nich przykładowo:

Str. 11. Zdanie „Dokładne metody pomiarów twardości metali opierają się na określeniu twardości pozwalającym ją oznaczyć liczbowo” jest zbędne i niesłuszne, bo przecież i metoda Mohsa prowadzi do liczbowego oznaczenia twardości, a dokładną nie może być nazwana.

Tytuł „Charakterystyka metod pomiaru twardości” (str. 13) nie odpowiada treści rozdziału. Omówiona tu jest, i to tylko w sposób ogólnikowy, grupa niektórych metod statycznego wgniatania wgłębnika. Nie należałoby w tym miejscu poruszać zagadnienia porównywalności wyników pomiaru twardości, bo wymaga ono trochę szerszego ujęcia, co byłoby możliwe przy omawianiu poszczególnych metod.

Str. 13 i 14 — Autor twierdzi, że do badania twardości metali niejednorodnych należy wybrać wgłębnik o większej powierzchni, np. kulkę o większej średnicy. Raczej należałoby wybrać metodę dającą odcisk o większych wymiarach. Dalej (str. 15 u góry strony) Autor podaje, że do oceny twardości metali jednorodnych wystarczy stosunkowo mała jego przestrzeń. Raczej objętość. I znów nie mały wgłębnik, lecz taka metoda (wgłębnik, obciążenie), która daje odcisk o małych wymiarach.

Str. 17 wiersz 7 od góry zamiast D ma być P . Zdanie „Krzywe wykonane dla różnych metali ogólnie biorąc charakteryzuje to, że dla pewnej wartości P , leżącej w dość dużym przedziale P_1 i P_2 ...” należy zastąpić zdaniem: „Krzywe podające dla różnych metali zależność H_B od wielkości nacisku (przy stałej średnicy kulki) charakteryzuje płaskie

maksimum, tak że w dość szerokim przedziale P_1P_2 wartości H_B niewiele się różnią od H_{Bmax} . Wielkość nacisku P dobiera się zwykle w tym przedziale”.

Str. 18 — Po zdaniu: „Gdy grubość g przedmiotu jest zbyt mała..., należy próbę powtórzyć stosując kulkę o mniejszej średnicy” należałoby dodać: „i odpowiednio mniejszy nacisk P ”.

Str. 23 (wiersz 10 od góry) — Zdanie: „Kulek użytych przypadkowo do pomiarów $H_B > 500$ nie należy używać do pomiarów mniejszych twardości ze względu na otrzymane trwałe odkształcenie kulki” sugeruje, że można ich używać do pomiarów większych twardości. Należałoby to zdanie w następnym wydaniu zmodyfikować.

Str. 24 (wiersz 6 od dołu) — W zdaniu: „Dokonując rozmaitymi siłami P_1, P_2 ... odcisków różnymi kulkami” należałoby dodać po słowie „kulkami”: „lecz tak, by kąt wgniatania ϕ (rys. 7) był stały” i dalej „możemy zgodnie ze wzorem [13] napisać”...

Wtedy tylko dalej wypowiedziane stwierdzenie, że m i $\sin^{\frac{\phi}{2}}$ są stałe, będzie słuszne.

Na str. 27 (wiersz 7 od góry) zdanie: „Wynik twardości obliczony ze wzoru:

$$H_{Bmax} = \frac{2a_0}{\pi} \frac{\sqrt{n^n(n-2)^{n-2}}}{(n-1)^{n-1}} \quad [20]$$

„powinien dać tę samą wartość, co wynik doświadczalny $H_{B10,3000/30}$ ” jest fałszywe. Uwzględniając rozważania ze str. 17 w brzmieniu proponowanym przeze mnie, zdanie to powinno brzmieć następująco: „Wynik twardości obliczony z tego wzoru powinien tylko nieznacznie różnić się od wyników pomiarów dokonywanych zgodnie z normami”.

Rozdział III (str. 87) należy skrócić i przeredagować. Teoretyczne rozważania słusznie podane *petitem* nie znajdują potem odbicia w opisie twardościomierzy do dynamicznego badania twardości.

Str. 95. Twardościomierz *Nikołajewa*. Brak tutaj wzmianki, że obliczenie twardości odbywa się przy pomocy tablic, po dokonaniu pomiaru odcisku.

Str. 99 (wiersz 4 od góry) — Zdanie: „Wysokość odskoku zależy od odkształcenia sprężystości badanego metalu, a sprężystość jest na ogół zgodna z twardością” oprócz błędu drukarskiego jest co najmniej niejasne. W dalszej części wyjaśnienia zjawiska sprężystego odskoku bijaka jest tak wiele nieścisłości, a nawet błędnych wypowiedzi, że czytelnik o poziomie, dla którego książka ta jest przeznaczona, nic z tego wyjaśnienia nie zrozumie. Rozdział ten należałoby albo przeredagować, albo nawet — bez szkody dla całości — po prostu opuścić (od str. 99 wiersz 4 od góry od słowa „Wysokość odskoku...” aż do połowy str. 99 do słowa „proporcjonalność”).

Str. 103. Wahadło *Herberta*. Ze względu na bardzo słabe rozpowszechnienie tej metody, można ten rozdział bez szkody pominąć. Jeśli by się jednak go zostawiło, to należałoby go jakoś zaznaczyć (gwiazdką, *petitem* czy tp.), podobnie jak te rozdziały, w których wprowadza się pewne rozważania teoretyczne (np. II, 6 b. częściowo, II, 6 c. w całości, V, 17. częściowo) jako przeznaczone dla poziomu wyższego. Ta sama myśl przyświecała Autorowi prawdopodobnie w rozdziale III.

Dużym niedociągnięciem książki jest całkowite pominięcie przez Autora osiągnięć naszych naukowców, zwłaszcza że w dziedzinie teorii pomiaru twardości mamy prace badawcze o podstawowym znaczeniu.

I tak np. omawiając prawo *Meyera* w rozdziale II p. 6 c. należałoby nawiązać do badań przeprowadzonych przez A. Krupkowskiego¹ i⁸) oraz podać wyniki pracy W. Kurcina²), który pierwszy wykazał, że współczynniki „ a ” i „ h ” we wzorze *Meyera* nie są wielkościami stałymi, jak to błędnie od pół wieku podawano w literaturze, a że ich wartość zależy między innymi od obciążenia przy którym dokonano pomiaru.

Omawiając pomiary mikrotwardości w rozdziale X należałoby wykrzesać wyniki pracy F. Stauba i A. Rościszewskiego⁴) oraz pracę W. Łoskiewicz, W. Haczewskiego i Z. Wójcika^{5,6}) i A. Semkiewicza⁷).

Z tych kilku przykładów widać już, że przy uzupełnianiu materiału do drugiego wydania książki wskazane było przejrzeć naszą literaturę techniczną i naukową i oprzeć poszczególne rozdziały książki na najnowszych zdobyczach naszych naukowców.

Mgr inż. Jan Woźniacki

1) A. Krupkowski — *Revue de Metallurgie*, 28 (1931) 641.

2) N. Kurcin — Charakterystyka współczynników „ a ” i „ h ” we wzorze *Meyera* przy pomiarach twardości. Prace Badawcze Głównego Instytutu Mechaniki Nr 1, 1950 r.

3) N. Kurcin — Zwiększenie dokładności pomiaru twardości przyrządem typu Poldi. Prace Badawcze G. I. M. Nr 2, 1950 r.

4) F. Staub i A. Rościszewski — Pomiary mikrotwardości. Prace Instytutu Mechaniki Nr 7, 1953 r.

5) W. Łoskiewicz, W. Haczewski i Z. Wójcik: Mikrotwardość stali węglowych. — Prace Badawcze Instytutu Metalurgii i Odlewnictwa, 1950 r.

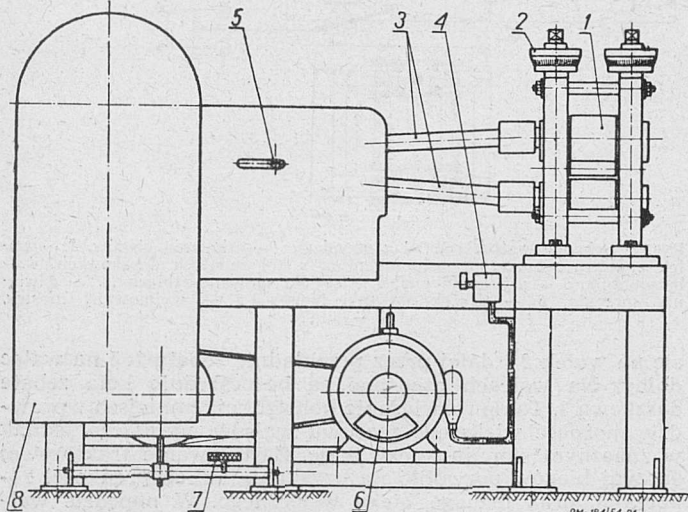
6) Z. Wójcik — Badania mikrotwardości stali węglowych w różnych stadiach obróbki cieplnej. Praca dypl. Zakład Metalografii A. G. Kr., 1949 r.

7) A. Semkiewicz — Aparaty do mierzenia mikrotwardości. Hutnik, nr 5—6, 1949 r.

8) A. Krupkowski — Mechaniczne własności miedzi. 1930.

Walcarki doświadczalne

Do wykonania niektórych prac badawczych Instytut potrzebował małej walcarki do walcowania na zimno wąskich taśm, prętów profilowych i drutów o średnicy do 10 mm. Otrzymanie takiej walcarki w kraju było niemożliwe, nato-



Rys. 1. Widok ogólny walcarki WD 2; 1 — stojaki z walcami, 2 — śruby nastawcze z bębni, 3 — łączniki, 4 — wyłącznik silnika elektrycznego, 5 — dźwignia zmiany biegów, 6 — silnik elektryczny, 7 — pedał sprzęgła ciernego, 8 — osłona napędu.

miast sprowadzenie zagranicznej nie rozwiązywało sprawy, wobec zbyt odległych terminów dostaw importowych.

Z wyżej wymienionych względów postanowiono zaprojektować i wykonać potrzebną walcarkę we własnym zakresie. Prace konstrukcyjne rozpoczęto na początku 1953 r., po czym przystąpiono do warsztatowego wykonania walcarki. W lipcu 1953 r. została ona oddana do użytku i rozpoczęto przy jej użyciu próby spłaszczania drutów oporowych.

Ogólny widok walcarki WD 2 przedstawia rys. 1. Posiada ona własny niezależny napęd, może pracować jako trio z jednym walcem nie napędzanym, lub jako duo i posiada dwie wielkości walcowania. Walce osadzone są w łożyskach igielkowych. Dane techniczne walcarki WD 2 zamieszczono w tablicy I.

Ze względu na ograniczone możliwości wykonawcze własnego warsztatu mechanicznego, oraz krótki termin uruchomienia walcarki, postanowiono w jej konstrukcji wyeliminować części odlewane, a do napędu wykorzystać samochodowe sprzęgło i skrzynię biegów wybrane ze złomu. Zamierzenia te zostały z powodzeniem wykonane.

Ramę walcarki wykonano jako podłużny stół z ceowników i kątowników. Stojaki przykręcono do płaskiej, dokładnie skrobanej płyty o grubości około 20 mm, tworzącej z podstawą jedną całość.

Jak widać z rys. 2 napęd od silnika elektrycznego o mocy 5,5 KM i 1450 obr/min przenosi się przy pomocy dwóch pasków klinowych o wymiarach 17 × 13 na tarczę sprzęgła ciernego (samochodowego), osadzonego na wałku 1; następnie — za pomocą czterech pasków klinowych na wał ślimaka 2, napędzającego ślimacznice 3. Wał ślimacznicy połączony jest sprzęgiem przegubowym 4 ze skrzynią biegów 5. W skrzyni tej znajdują się cztery koła zębate o przełożeniu $i_5 = 1:1$ oraz $i_4 = 1:2$, dzięki czemu walcarka może pracować z dwiema różnymi prędkościami. Wszystkie wyżej opisane mechanizmy zostały wybrane ze złomu i po niewielkiej przeróbce dostosowane do napędu walcarki.

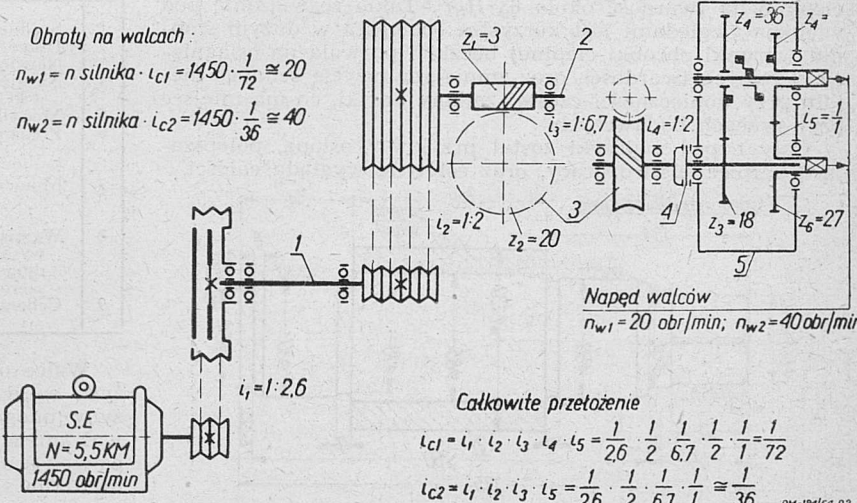
Sama walcarka (rys. 3) składa się z dwóch stojaków 1 o budowie zamkniętej spawanych z blachy. Walce napędzane 2, 3 obracają się na łożyskach igielkowych 4 o nośności około 6000 kG, założonych po cztery sztuki na każdy walec. Walec nienapędzany 5 ułożyskowany jest w tulejkach brązowych 6. Brązowe pierścienie oporowe 7 zabezpieczają walce przed przesunięciem bocznym. Oprawa tulejek łożyskowych walca luźnego przykręcona jest śrubami do korpusu łożyska górnego walca. Między oprawami łożysk walców górnego i dolnego znajdują się cztery sprężyny unoszące walec górny. Regulację szczeliny walcowniczej (odległość między walcami) wykonuje się przy pomocy dwóch, niezależnych od siebie śrub nastawnych 8 z gwintem Tr

TABLICA I. Dane techniczne walcarki WD 2.

l.p.	Podstawowe parametry	Wymiar
1	Średnica walców napędzanych w mm	min 105 max 130
2	Średnica walca nienapędzanego w mm	40
3	Długość beczi w mm	125
4	Największy odstęp między walcami dla: układu duo w mm układu trio w mm	20 8
5	Największy dopuszczalny nacisk na walec kG	24000
6	Moc silnika w KM	5,5
7	Prędkość walcowania w m/sek największa najmniejsza	0,272 0,136
8	Moment obrotowy na walcach w kGm największy najmniejszy	187,5 93,75
9	Wymiary gabarytowe w mm wysokość długość szerokość	1200 1600 700
10	Ciężar całkowity w kG	400

Obroty na walcach:

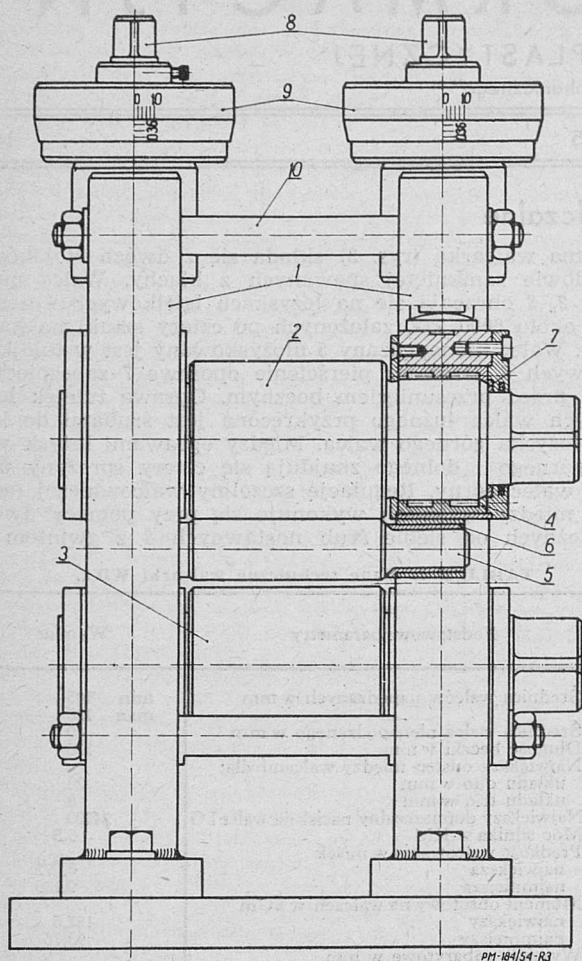
$$n_{w1} = n_{\text{silnika}} \cdot i_{c1} = 1450 \cdot \frac{1}{72} \approx 20$$
$$n_{w2} = n_{\text{silnika}} \cdot i_{c2} = 1450 \cdot \frac{1}{36} \approx 40$$



Rys. 2. Schemat kinematyczny napędu walcarki WD 2.

36 × 3, obracających się w nakrętkach brązowych osadzonych w stojakach. Obie śruby zaopatrzone są w bębny nastawcze 9 umożliwiające dosuw walców z dokładnością do 0,05 mm. Stojaki połączone są ze sobą czterema zespórkami 10. Napęd od skrzyni biegów przenosi się na walce przy pomocy przegubu.

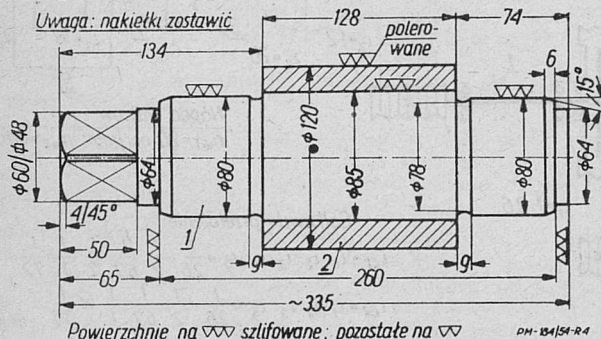
Celem usprawnienia wymiany walców, co w praktyce jest często potrzebne, bieżnie pod igły łożyskowe wykonano bezpośrednio na walcach, odstępając od pierwotnie projektowanego nakładania pierścieni łożyskowych. Dzięki temu wymiana walców jest prosta i zabiera najwyżej 15 minut czasu. Należy tutaj nadmienić o jeszcze jednym ważnym



Rys. 3. Przekrój poprzeczny walcarki.

udogodnieniu, a mianowicie o składanej konstrukcji walców. Na wałek 1 (rys. 4) ze stali TC 2 nasadzona jest na gorąco beczka 2 ze stali TC 4. Wałek i beczka obrabione są cieplnie na twardość około 63 HRC. Takie rozwiązanie pod wieloma względami jest korzystne: polepsza w dużym stopniu warunki obróbki cieplnej beczki i pozwala na osiągnięcie wyższych twardości, oraz zmniejsza zużycie cennego metalu przy konieczności częstej zmiany beczki, co ma miejsce przy pracach badawczych.

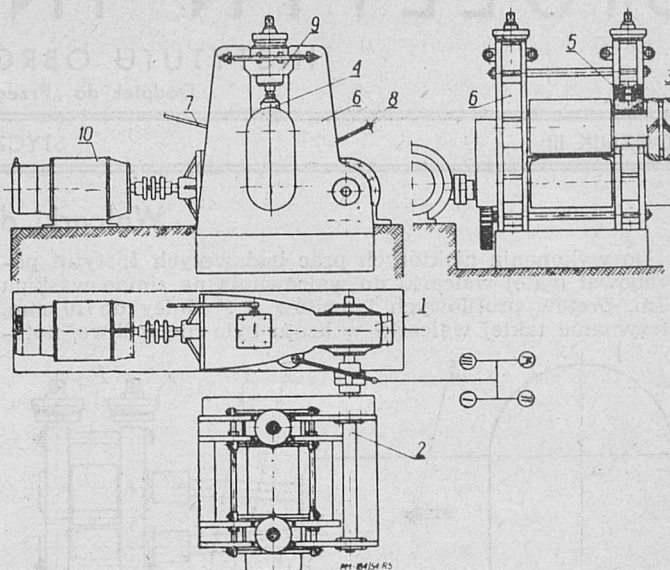
Cały napęd walcarki został przykryty osłoną, polepszającą bezpieczeństwo pracy, oraz estetykę wyglądu całości.



Rys. 4. Wałek roboczy walcarki WD 2.

Na zakończenie wypada nadmienić, że walcarka ta zdała doskonale egzamin praktyczny. Wykonano już na niej szereg prac badawczych, a nawet używano do walcowania na gorąco profilu wiertła krętego ze stali szybko tnącej w Fabryce Pił i Narzędzi — Wapienica.

Instytut posiada również walcarkę duo o średnicy walców 250 mm wykonaną także sposobem gospodarczym. Walcarka, przedstawiona schematycznie na rys. 5 napędzana jest silnikiem elektrycznym o mocy 17,8 KM i 1450 obr/min, poprzez skrzynię biegów z traktora 1, skąd napęd przenosi



Rys. 5. Schemat walcarki WD 1 z napędem; 1 — skrzynia biegów, 2 — wałek z kołem zębatym, 3 — przekładnia z kół zębatych daszkowych, 4 — bezpiecznik, 5 — płytka żeliwna, 6 — stojaki spawane z blachy, 7 — dźwignia sprzęgła, 8 — drążek skrzynki biegów, 9 — wyjmowany mostek, 10 — silnik.

się na wałek 2 i dalej przez przekładnię zębatą 1:5 na wałek dolny. Na walcach osadzone są bezpośrednio koła zębate daszkowe 3. Takie rozwiązanie konstrukcji zmniejsza wprawdzie możliwość większego rozsuwu walców, upraszcza jednak w znacznym stopniu konstrukcję. Zastosowanie traktorowej skrzyni biegów pozwoliło na uzyskanie trzech prędkości roboczych, oraz jednego biegu wstępnego. W napędzie walcarki wykorzystano również traktorowe sprzęgło cierne, umożliwiające zmianę biegu bez zatrzymywania silnika. Silnik i skrzynia biegów związane są luźno z walcarką i stoją na osobnym fundamencie. Skrzynia biegów z wałkiem walcarki 2 połączona jest sprzęgłem kłowym — sztywnym.

Tablica II. Dane techniczne walcarki WD I

l.p.	Podstawowe parametry	Wymiar
1	Średnica walców w mm	250
2	Długość beczki w mm	400
3	Największy odstęp między walcami w mm	6
4	Największy dopuszczalny nacisk na walec w kG	40000
5	Moc silnika w KM	17,8
6	Prędkość walcowania w m/sek	0,115 0,078 0,054
7	Moment obrotowy na walcach w kGm	1340 1960 2820
8	Wymiary gabarytowe w mm:	
	wysokość	1300
	długość	2500
	szerokość	2000
9	Całkowity ciężar w kG	1800

Walce obracają się w łożyskach ślizgowych; oprawy łożysk są dwudzielne. Między oporami znajdują się sprężyny unoszące górny wałek. Nastawianie szczeliny między walcami wykonuje się przy pomocy dwóch niezależnie obracanych śrub nastawczych z gwintem Tr 44 × 3. Na śrubach osadzone są bębny o średnicy 120 mm z podziałką umożliwiającą pomiar przesunięcia walców z dokładnością do 0,01 mm.

Między śrubą nastawczą a łożyskiem górnym znajduje się bezpiecznik 4 z żeliwnym pierścieniem 5, ulegającym ścięciu w przypadku przeciążenia walcarki. Nakrętki śrub mieszczą się w specjalnych mostkach 9, które można usuwać. Pozwala to na wymianę walców bez rozsuwania stojaków.

Walcarka ta oddała cenne usługi w czasie opracowywania szeregu zagadnień technologicznych, między innymi technologii produkcji drutów jezdnych stalowo-aluminiowych. Oprócz w.w. walcarek, Instytut opracował konstrukcję walcarek wielowalcowych. Będą one przedmiotem osobnej publikacji.