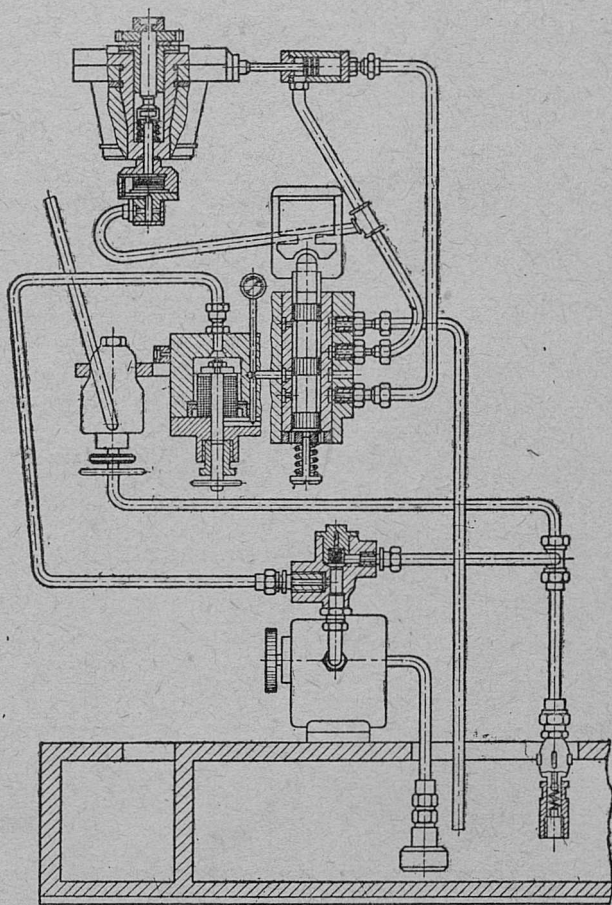


PRZEGLĄD MECHANICZNY

MIESIĘCZNIK NAUKOWO-TECHNICZNY



Schemat rozrządu hydraulicznego szybkobieżnej
dłutownicy do kół zębanych

II Kongres Inżynierów i Techników Polskich

Wrzesień 1952 r. — Warszawa

Inżynierowie i Technicy w szeregach Narodowego Frontu Walki o Pokój i Socjalizm

ROK XI

WRZESIEŃ 1952

ZESZYT 9

WYDAWNICTWO NACZELNEJ ORGANIZACJI TECHNICZNEJ

Zadania Przemysłu Maszynowego w świetle wytycznych VII Plenum KC PZPR	str. 329
ARTYKUŁY GŁÓWNE	
Mgr inż. Stanisław Rytwiński, inż. Stefan Lewandowski — Zastosowanie urządzeń chłodniczych w obrabiarkach do metali	331
Mgr inż. Jan Tuszyński — Zadania i organizacja wydziału remontowego	338
Mgr inż. Zbigniew Górny — Zeliwo w zastosowaniu na panewki łożysk ślizgowych	341
Mgr Klemens Wiśniewski — Prawa przypadkowości w zastosowaniu praktycznym	346
Prof. inż. Zdzisław Rytel — Samoczynne sterowanie zaworu	354
Prof. dr inż. Wacław Moszyński — Stan napięcia a wyteżenie materiału (dokończenie)	359
Prof. dr inż. Robert Szewalski — Teoria mechanizmów (dokończenie — Analityczne metody analizy kinematycznej mechanizmów)	363
PRZEGLĄD PRASY TECHNICZNEJ	
Szybkobieźna dłutownica do kół zębatach (W.L.)	367
Częstość drgań własnych sprężyn śrubowych (J.St.K.)	368
Metalizacja sztucznych tworzyw parą metali w wysokiej próżni (J.St.K)	367

BIBLIOGRAFIA

WIADOMOŚCI SIMP

(Do zeszytu załączony jest Przegląd Bibliograficzny Mechaniki str. 4)

СОДЕРЖАНИЕ

CONTENTS

SOMMAIRE

ГЛАВНЫЕ СТАТЬИ

Применение холодильных установок в металлорежущих станках

Задачи и организация ремонтного цеха

Применение чугуна на втулки в подшипниках скольжения

Законы случайности в практическом применении

Самоуправление автоматическое клапана

Напряженное состояние и прочность материала (окончание)

Теория механизмов (окончание)

ОБЗОР ТЕХНИЧЕСКОЙ ПЕЧАТИ

БИБЛИОГРАФИЯ

СООБЩЕНИЯ СИМП

PRINCIPAL ARTICLES

Application of refrigerating plants with machine tools

Tasks and organization of a repair shop

Application of cast iron for brases of plain bearings

Practical application of chance laws

Self-acting valves for steam engines

State of tensions and exertion of material (conclusion)

Theories of mechanisms (conclusion)

TECHNICAL PRESS REVIEW

BIBLIOGRAPHY

SIMP BIULETIN

ARTICLES PRINCIPAUX

Application des installations réfrigérantes aux machines-outils à travailler les métaux

Taches et organisation de la setion de réparation

Application de la fonte aux coussinets des paliers glissants

Principes de fortuitée dans l'application pratique

Gouvernement automatique d'une soupape

État des tensions et l'effort de la matière (fin)

Théories de mécanismes (fin)

REVUE DE LA PRESSE TECHNIQUE

BIBLIOGRAPHIE

BULLETIN DE SIMP

DO NASZYCH CZYTELNIKÓW

Zeszyt 11 „Przeglądu Mechanicznego“, poświęcony zagadnieniom metrologii technicznej, mechaniki drobnej precyzyjnej, oraz kontroli i automatyki, ukaże się w objętości podwójnej (88 str. wraz z dodatkami). Cena zeszytu 18 zł.

Zamówienia na ten zeszyt oraz na prenumeratę należy zgłaszać:

a) przy zamówieniach indywidualnych w urzędach pocztowych oraz u listonoszy najpóźniej do 15 października br.

b) przy zamówieniach zbiorowych (prenumerata ulgowa), przez stowarzyszenia i oddziały NOT oraz urzędy i instytucje do PPK „Ruch“, wpłacając należność na konto PKO I-19881/110.

PRZEGŁĄD MECHANICZNY

MIESIĘCZNIK NAUKOWO-TECHNICZNY

STOWARZYSZENIA INŻYNIERÓW I TECHNIKÓW MECHANIKÓW POLSKICH

REDAKCJA: WARSZAWA, CZACKIEGO 3/5, TEL. 8-95-10 w. 48

ADMINISTRACJA: WARSZAWA, MICKIEWICZA 18, TEL. 10-62-26

Zadania Przemysłu Maszynowego w świetle wskazań VII Plenum KC PZPR

Zadania Przemysłu Maszynowego, wynikające z referatu tow. Bieruta i dyskusji VII Plenum można podzielić na dwie grupy:

Jedna, to zmiana metod pracy, zmiana metod kierownictwa, właściwe rozwiązanie zagadnień siły roboczej, mechanizacji, płacy i warunków życiowych robotników, wykorzystania rezerw produkcyjnych, zaopatrzenia, słowem przejście w przemyśle maszynowym na wyższe stadium organizacji wytwarzania, które odpowiada tej fazie rozwoju sił wytwórczych, przez którą przechodzimy obecnie.

Ta grupa zadań, u podstawy której stoi zmiana psychiki kierownictwa przemysłu, kierownictwa każdego zakładu przemysłowego, zmian psychiki w kierunku zrozumienia nowej sytuacji i odpowiednio do niej zastosowania nowych środków i nowych metod produkcji nie jest specyficzna dla przemysłu maszynowego. Dotyczy ona całego przemysłu, całej wytwórczości socjalistycznej.

Druga grupa zadań — przeciwnie — wynika z wyjątkowego stanowiska, jakie wśród wszystkich innych dziedzin działalności gospodarczej zajmuje przemysł maszynowy. Tę wyjątkową rolę przemysłu maszynowego wspaniale określa Towarzysz Stalin, mówiąc, że przemysł „musi zrekonstruować na nowej podstawie technicznej nie tylko sam siebie, nie tylko wszystkie gałęzie przemysłu, w tej liczbie również przemysł lekki, przemysł spożywczy, przemysł drzewny ale musi jeszcze zrekonstruować wszystkie gałęzie transportu i wszystkie gałęzie rolnictwa. Może on jednak spełnić to zadanie jedynie wtedy, jeżeli przemysł budowy maszyn, ta zasadnicza dzwignia rekonstrukcji gospodarstwa narodowego — zajmie w nim przeważające miejsce¹⁾).

Każde więc nowe zadanie, dotyczące bezpośrednio jakiejkolwiek dziedziny przemysłu, górnictwa, rolnictwa czy transportu może być spełnione tylko wówczas, gdy zawczasu zostaną przygotowane przez przemysł maszynowy warunki do wypełnienia takiego zadania, warunki w postaci środków realizacji nowoczesnej technologii i nowoczesnego transportu — maszyn i urządzeń. W ten sposób przemysł maszynowy staje się pionierem postępu technicznego we wszystkich dziedzinach wytwórczości i transportu oraz w wielu gałęziach działalności usługowej.

Poprzez dobór typów i rozwiązania konstrukcyjne wprowadzonych do produkcji maszyn i urządzeń, zarówno technologicznych, energetycznych jak transportowych, ogólnego zastosowania i specjalnych, może i powinien wpływać na kształtowanie techniki wytwarzania, stosownie do wytycznych i wskazań formułowanych przez Partię i Rząd.

Jakież to wskazania w tym zakresie wynikają z obrad VII Plenum?

Należyte wykorzystanie sił roboczych wymaga zmniejszenia postojów maszyn i urządzeń. Wzmocnić więc należy walkę o jakość produkowanych maszyn, zarówno w zakresie konstrukcji, doboru materiałów jak i wykonania. Trzeba dłożyć starań, aby każde urządzenie odznaczało się pewnością ruchu i zapewniało bezawaryjność eksploatacji. W konstrukcjach zwracać należy uwagę na łatwość demontażu i wymiany szybko zużywających się części.

W najbardziej decydujący sposób podkreślono podstawowe znaczenie mechanizacji pracy. „Żadne zasoby ludzkie — mówi tow. Bierut w swym referacie — nie wystarczyłyby na zabez-

1) J. Stalin, Zagadnienia leninizmu „Książka i Wiedza” 1949 r., str. 447.

pieczenie zaplanowanej przez nas skali wzrostu budownictwa i produkcji bez szybkiego wzrostu wydajności pracy, a ten jest niemożliwy bez wszechstronnej mechanizacji²⁾). Wiadomo, że w tym zakresie przemysł nasz ma wciąż jeszcze duże zaległości. Zaległości te są szczególnie wyraźne na odcinku transportu wewnętrznego, prac załadunkowo-wyładunkowych oraz techniki składowania materiałów. Kluczem do szeroko podjętej poprawy stanu mechanizacji transportu wewnętrznego, poprawy, która zdolna jest wyswobodzić od prac produkcyjnych setki tysięcy robotników, jest typizacja urządzeń transportu wewnętrznego i regularna, programowa produkcja przez przemysł maszynowy, pełnego asortymentu tych urządzeń. Jedynie stworzenie możliwości łatwego zaopatrzenia się przemysłu w celowo pomyślany sprzęt do mechanizacji zdolny jest sprawić, aby plany mechanizacji zakładów przemysłowych, składów, zbiornic i magazynów stały się realne.“

Referat Tow. Bieruta wyraźnie stwierdza, że zaniedbane jest konstruowanie i produkcja sprzętu mechanizacyjnego. „Trzeba, ażeby zagadnienia stosowania wszechstronnej mechanizacji znalazły się w centrum uwagi całej naszej partii, wszystkich organizacji planujących i gospodarczych, wszystkich inżynierów, techników konstruktorów i technologów, wszystkich racjonalizatorów i przodowników pracy, całej naszej klasy robotniczej“²⁾).

Nie omylimy się więc stawiając zagadnienie uruchomienia na szeroką skalę programowej produkcji typowego sprzętu mechanizacyjnego w rzędzie czołowych zagadnień przemysłu maszynowego, wynikających ze wskazań VII Plenum.

Nie można powiedzieć, aby na tym polu dotychczas nie zrobiono zupełnie nic. Istnieją fragmenty normalizacji i typizacji niektórych urządzeń transportowych, jak na przykład przenośniki, stosowane w górnictwie węglowym, elektrowciągi, wózki elektryczne ze statą platformą i inne.

Istnieje nomenklatura typowych elementów mechanizacji odlewni. Fragmenty te jednak nie są dotąd powiązane w pewną mniej lub więcej kompletną całość, a szeregu z nich nie doprowadzono jeszcze do końca.

Pierwszy więc etap zadania polega na scaleniu, dopełnieniu i dokończeniu prac typizacyjnych.

Drugi etap to wprowadzenie produkcji typizowanych elementów i urządzeń do stałych programów produkcyjnych odpowiednio wybranych zakładów. Zadania tych zakładów muszą być starannie dobrane pod względem asortymentu i seryjności tak, ażeby zastosowane być mogły przy ich wytwarzaniu nowoczesne, wydajne metody produkcji potokowej.

Nie na tym jednak koniec. Możemy przyjąć za pewne, że organizacje projektujące nowe zakłady uwzględniać będą w pełni zastosowanie tych wszystkich urządzeń mechanizacyjnych, których dostawa wydaje się im możliwa do zrealizowania. Ale poza tym niezbędne jest zorganizowanie szeroko podjętej akcji szkoleniowo-informacyjnej, której zadaniem będzie poinformować załogi starych zakładów o tym jakie urządzenia i elementy mechanizacji są możliwe do otrzymania oraz pouczyć, jak z urządzeń tych korzystać, jak organizować pełną lub częściową mechanizację w istniejących zakładach. W takiej akcji szkoleniowej poważną rolę odegrać powinny stowarzyszenia techniczne.

Rzecz jasna, że zagadnienie typowego sprzętu i typowych urządzeń do mechanizacji transportu wewnętrznego jakkolwiek niezwykle ważne i podstawowe — nie wyczerpuje zadań przemysłu maszynowego. Należy do tych zadań także stałe wzbogacanie asortymentu i ulepszanie konstrukcji maszyn i urządzeń dla wszystkich dziedzin przemysłu, które jest warunkiem osiągania przez ten przemysł planowych wskaźników produkcji i pomyślnego rozwiązywania trudności na odcinku sił roboczych. Odnosi się to do wszystkich dziedzin działalności gospodarczej korzystających z maszyn, ale w obecnym momencie występuje szczególnie wyraźnie w odniesieniu do rolnictwa. „Należy — mówi tow. Bierut — sprząc silnie rolnictwo z przemysłem socjalistycznym w celu stopniowego oparcia rolnictwa przy pomocy przemysłu, podobnie jak przemysłu — na nowej bazie technicznej, na systematycznym zaopatrywaniu rolnictwa w nowoczesny sprzęt, w maszyny rolnicze, nawozy i inne środki niezbędne dla potrzeb produkcyjnych rolnictwa“²⁾).

Szybkie i sprawne wykonanie planów przemysłu maszynowego w zakresie rozbudowy produkcji maszyn i narzędzi rolniczych stanowi więc na obecnym etapie rozwoju budownictwa socjalistycznego jedno z zagadnień podstawowych.

Wskazania, wynikające z obrad VII Plenum KC PZPR podkreślają zadania w obecnym momencie węzłowe, zadania, na wykonaniu których skupiona być winna uwaga wszystkich jednostek przemysłu maszynowego oraz wszystkich inżynierów i techników mechaników. Sprawne i terminowe wykonanie tych zadań towarunek zwycięstwa w walce o plan, o postęp techniczny, o socjalizm i pokój.

J.L.

2) Bolesław Bierut, „O wzmocnieniu spójni między miastem i wsią w obecnym okresie budownictwa socjalistycznego“. Referat, wygłoszony na VII Plenum Komitetu Centralnego PZPR dnia 14 czerwca 1952 r. Nowe Drogi nr 6/52 str. 27

Zastosowanie urządzeń chłodniczych w obrabiarkach do metali

Inż. STANISŁAW RYTWINSKI
Mgr inż. STEFAN LEWANDOWSKI

Zastosowanie przy obróbce metali skrawaniem oraz obróbce plastycznej na zimno urządzeń chłodniczych dla obniżania temperatury chłodziw i olejów napędowych (hydraulicznych) jest nowym zagadnieniem przemysłowym. Zależy od tego dalsze stosowanie stali szybko tnących jako głównego tworzywa, szczególnie na narzędzia wielostrzowe o kształtach złożonych oraz podniesienie trwałości narzędzi. Również konieczność oszczędzania olejów smarnych i napędowych jako surowca deficytowego, przechodzenie na gorsze oleje zastępcze (łatwo starzejące się w podwyższonych temperaturach) — to poważne czynniki pobudzające do zastosowania chłodziarek w obrabiarkach i prasach.

W artykule omówiono wyniki badań laboratoryjnych i przemysłowych, własności stali i olejów w obniżonych temperaturach, instalacje chłodnicze w obrabiarkach, nowe metody chłodzenia narzędzi.

1. Wyniki dotychczasowych badań

Badania nad podwyższeniem trwałości narzędzi ze stali szybko tnących i podniesieniem sprawności urządzeń hydraulicznych, przez zastosowanie cieczy chłodzących o obniżonych temperaturach i chłodzenia olejów napędowych, były prowadzone w USA oraz w Niemczech w latach 1942 ÷ 43, głównie w zakładach przemysłu zbrojeniowego i chłodniczego [2] [3] [4] [5]. Obecnie podobne badania na dużą skalę prowadzone są nadal w Niemczech [6] i Belgii [7].

Niemieckie zakłady DKW, BBC i Linde wykonały szereg udanych prób wiercenia luf armatnich przy zastosowaniu olejów chłodzących o ustalonej temperaturze $t = 3 \div 5^\circ\text{C}$ i ciśnieniu $50 \div 60$ atm. W tym przypadku otrzymano znaczne podwyższenie trwałości narzędzi, podniesienie gładkości powierzchni i doskonałe usuwanie wiórów z otworu.

Jednocześnie prowadzono próby podniesienia sprawności urządzeń hydraulicznych. Stwierdzono spadek ciśnienia oleju z 25 na 15 atm i związany z tym spadek sprawności o 35%, co było wynikiem silnego grzania się olejów. Ta sama przyczyna powoduje przy prasach hydraulicznych jeszcze większy procentowo spadek sprawności. Zastosowane chłodzenie układu hydraulicznego wodą daje wyniki nie zadowalające. Dopiero wprowadzenie sztucznego chłodziwa olejów napędowych przy utrzymaniu stałej temperatury około 20°C dało dobre rezultaty.

Niezależnie prowadzone były badania w różnych gałęziach budowy maszyn, z których wymienić można chłodzenie elektrod w spawarkach stykowych, gdzie osiągnięto sześciokrotne podniesienie trwałości.

Najwięcej danych posiadamy z różnych prób, wykonanych w zakładach przemysłowych nad podniesieniem trwałości narzędzi, których wyniki zostały zestawione w tablicy I, [3] [4] [5]. Były one tak przekonujące, że w końcu roku 1943 zdecydowano wprowadzić do niemieckiego przemysłu zbrojeniowego urządzenia do oziębiania cieczy chłodzących, które miały być w pierwszym rzędzie zastosowane przy 600 pracujących automatach tokarskich jedno i wielowrzecionowych, gdzie ilość narzędzi ze stali szybko tnących o kształtach złożonych jest znaczna. Dalej zarządzono szybkie zorganizowanie produkcji urządzeń chłodniczych, przewidując wykonanie w roku 1944 około 4000 sztuk, w tym:

800 szt. o wydaj. 800 kcal/h przy 8 l/min cieczy chłodz.
1200 szt. o wydaj. 2500 kcal/h przy 15 l/min cieczy chłodz.
2000 szt. o wydaj. 7000 kcal/h przy 45 l/min cieczy chłodz.

Dla centralnego chłodzenia mniejszych obrabiarek przewidziano pewną ilość chłodziarek amoniakalnych o wydajności 20000 kcal/h. Ogłoszone obecnie prace [6], [7] wskazują na żywe zainteresowanie się tym zagadnieniem, szczególnie przez przemysł zbrojeniowy, dysponujący dobrym parkiem maszynowym, przeważnie o napędzie i sterowaniu hydraulicznym.

Niewątpliwie wzrost trwałości narzędzi ze stali szybko tnących pracujących w warunkach sztucznego obniżenia temperatury chłodziw oraz podniesienie się sprawności urządzeń hydraulicznych w obrabiarkach i prasach posiadają proste uzasadnienie fizyczne.

W temperaturach stałych i obniżonych poprawiają się własności smarne olejów, zmniejsza się proces starzenia i spalania, występujący intensywnie w podwyższonych temperaturach. Zmniejsza się bardzo niepożądany proces przenikania powietrza do przewodów olejowych w mechanizmach napędowych i sterowniczych oraz straty przeciekania, występujące przy nadmiernym nagrzaniu się oleju o powiększonej płynności.

2. Własności fizyczne stali i olejów w temperaturze $t \approx 0^\circ\text{C}$

Powodzenie sztucznego chłodzenia olejów i chłodziw w automatach tokarskich i frezarskich oraz rewolwerówkach wiąże się wyraźnie ze stosowaną na tych obrabiarkach obróbką stali niskowęglowych, tzw. automatowych, ciągnionych. Wytrzymałość tych stali przy $t = 0^\circ\text{C}$ jest około 20% niższa niż w temperaturze lokalnego maksimum $t = 275 \div 300^\circ\text{C}$ (rys. 1 i 2).

Dalsze obniżanie temperatury tych stali poniżej 0°C prowadzi do wzrostu R_p przy jednoczesnym spadku udarowości U , (rys. 3) zanikającej przy powolnych obciążeniach dopiero poniżej $t = -80^\circ\text{C}$, (rys. 3 i 4).

Wpływ szybkości odkształcania (uderzenia) na udarowość „krytyczną“ U_k kG/cm², przedstawiony na rys. 4, został zaobserwowany stosunkowo niedawno [8].

Zgodnie z rys. 4, przy szybkości uderzenia (młot Charpy) wynoszącej $v = 8,3$ m/sek zanik udarowości stali o zawartości 0,2% C został przesunięty już do temperatur $t = 0^\circ\text{C}$, gdzie $U \approx 0,5$ kGm/cm². Takie szybkości skrawania ($v = 500$ m/min) wymagają stosowania narzędzi z węglików spiekanych.

Przesunięcie krytycznego zakresu udarowości stali niskowęglowych do $t = 0^\circ\text{C}$ osiąga się na drodze zwiększenia ziarna ferrytu, (rys. 5) przez odpowiednią obróbkę cieplną oraz przez zgniot na zimno (przeciąganie i walcowanie). Podobny efekt osiąga się przez

TABLICA I. Zestawienie wyników badań nad podwyższeniem trwałości narzędzi — 1942-44; [3], [4], [5]

Lp.	Miejsce prób (firma)	Przedmiot obrabiany	Materiał obrabiany	Obrabiarka	Materiał narzędzia	Środki chłodzące	Obniżka temp. °C przez chłodz.	Wydajn. urząd. chłodn. w kcal/h	Wzrost trwałości ostrza T%	Uwagi
1	Kodak Nagel Stuttgart	tuleja do zapalnika granatu	blacha tłoczona	rewolwerówka Hahn - Kolb	st. szybko tnąca „Röchling - Gigant Uno”	emulsja „Roborol” 1:10	26 ⁰ /4 ⁰	1200	0	przy niskiej temp. rozdział emulsji
						olej specjalny Shell „2203”	28 ⁰ /7 ⁰	1200	30÷40	ilość oleju 11 l/min.
2	Viga - Werk Braunschweig	piersień stożk. do zapaln. pocisku	st. C. 25.61	automat tok. Index 52	st. szybko tnąca „Poldi Redesco”	olej specjalny Shell „2203”	35 ⁰ /12 ⁰	1200	24—81	ilość oleju 11 l/min.
3	Pittler Leipzig	śruby M8×35 i M8×20 wg DIN	stal na śruby $R_r = 50 = 55 \text{ kG/mm}^2$	automat tok. Pittler „AT22”	st. szybko tnąca SSA	Gasolin „KR” i „DKS”	39 ⁰ /5 ⁰	1200	30—40	ilość oleju 4 l/min.
4	Singer Wittenberge	lufa działka przeciwlotn. 2 cm	CN — Stahl $R_r = 60 — 80 \text{ kG/mm}^2$	automat tok. Index 24	st. szybko tnąca „Röchling-Kosmos D”	emulsja „Oemeta”	25 ⁰ /6 ⁰	1200	32—75	Ilość emulsji 10 l/min.
5	Bauer - Schaurte Neuss i Schwarzenberg	śruby	stal na śruby $R_r = 50 — 56 \text{ kG/mm}^2$	dwuwrzecionowa gwinciarzka Wagner WDD	SS	Gasolin KR i DKS	30 ⁰ /5 ⁰	1200	0	ilość oleju 9 l/min za mała wydaj. urz. chłodn.
		śruby specjalne	Verbus 10K $R_r = 100 — 120 \text{ kG/mm}^2$	tokarka kop. Loewe	Böhlerit	emulsja 1:2	26 ⁰ /2 ⁰		64	ilość emulsji 0,5 l/min.
6	Bosch Stuttgart	walek uzębiony	st. C. 60. 61	automat tok. Index 18	SS	olej 37 1	32 ⁰ /11 ⁰	1500	100	ilość oleju 10 l/min wzrost wydajn. obrabiarki 30%
		walek	st. C. 10. 61	automat tok. Index 12		Wisura 1554	32 ⁰ /7 ⁰	1000	105	wydajność urz. chłodniczego za duża; znaczne polepszenie gładkości pow. z 15 na 8
		oprawka świecy zapłon.	stal specjalna $R_r = 80 — 100 \text{ kG/mm}^2$	6-io wrzecion. automat tok. Gildemeister POX 53/40	2,5% W	Wisura AK 1610 oraz 1613	37 ⁰ /6 ⁰			
7	DKK Brand - Erbdorf	lufa działka przeciwlotn. 2 cm	specjalna stal na lufy działowe	automat gwinc. Heller „GFSO/120”	SS	Shell 1499	42 ⁰ /2 ⁰	2000	51	ilość oleju 5 l/min
				automat tok „Hasse - Wrede” „AGM I”		Gasolin Schneidal „K”	35 ⁰ /20 ⁰	4000	38÷83	wzrost wydajn. obrabiarki 20% ilość oleju 40 l/min
						Gasolin „KR” i „DKS”				
8	Schmellpressen Fabrik Heidelberg	granaty	stal spec. na uzbroj.	2 wrzecionowa wiert. pozioma	SS	emulsja M2 ASW Luha-fen	20 ⁰ /9 ⁰	1600	13÷17	ilość emulsji 14 l/min
		pociski		pila tarczowa			26 ⁰ /7 ⁰		0	przy niskiej temp. rozdział emulsji
9	VDO-Werk Frankfurt/M	kończówka pocisku	Panthal	automat tok. Index 24	SS	VDO - Schneidol	33 ⁰ /8 ⁰	1200	100	
10	A. Teves Frankfurt/M	drag hamulca	SM-Stahl $R_r = 60 — 70 \text{ kG/mm}^2$	frezarka Wanderer DVR	st. szybko tnąca Struassmann F7	emulsja 1.07 °E/20°C	26 ⁰ /5 ⁰	1200	100	ilość emulsji 6 l/min
11	BBC Kräfelfeld	łopatki turbiny	V ₂ A-Stahl	frezarka	SS	emulsja	27 ⁰ /6 ⁰	1600	55	ilość emulsji 4 l/min
12	Fa. Stolz Heidelberg	styki kont. elektr.	mosiądz	automat specjalny	SS	olej	29 ⁰ /5 ⁰	800	42	wzrost wyd. obrab. 28%
13	Stolz St. Ludwig	łuski do rewolwerów	st. 42.11	automat tok. Brown-Sharp	SS	olej selectol	26 ⁰ /9 ⁰	1600	63	

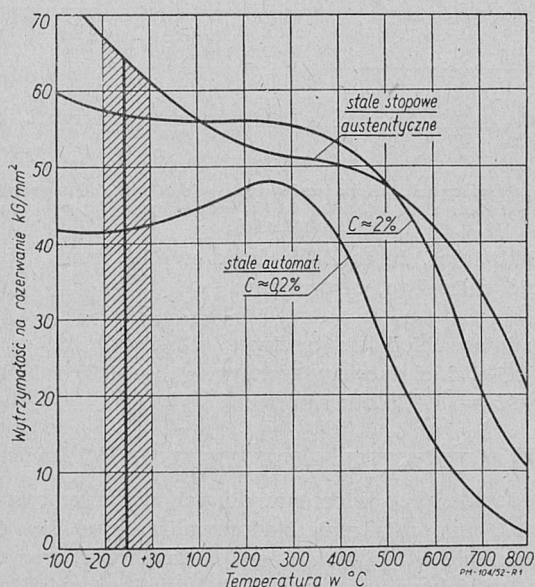
Uwaga: w punktach 2, 11 i 13 używano dwu chłodziarek BBC 800 pracujących równocześnie

wprowadzenie do stali automatowych zwiększonej zawartości siarki. Lepszą skrawalność daje również dodatek ołowiu (ok. 0,5%), wpływającego na spadek oporów tarcia, a stąd i na gładkość powierzchni.

Współczynnik tarcia poślizgowego ostrza ze stali szybko tnącej wyraźnie spada w temperaturach $t = 0^\circ\text{C}$ (rys. 6), gdzie $\mu = 0,2 \div 0,3$ dla normalnych warunków skrawania (powierzchnia utleniona, temperatura chłodziwa około 20°C).

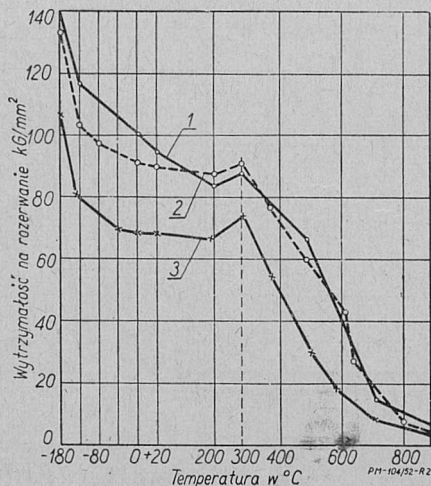
Wymienione wyżej czynniki fizyczne powinny dać, przy użyciu chłodziwa o temperaturze $t = 0^\circ\text{C}$ w strefie skrawania, spadek oporów skrawania o około 50% w porównaniu z warunkami normalnymi, gdzie $t = 600 \div 640^\circ\text{C}$, [1] [6].

Pracę narzędzia ze stali szybko tnącej w obniżonej temperaturze poprawia jeszcze stosunkowo mała przewodność cieplna tej stali w temperaturze 0°C , gdzie zgodnie z rys. 7 współczynnik przewodzenia ciepła dla stali szybko tnących wynosi $\lambda = 0,04 \text{ cal/cm}^\circ\text{C sek}$. Należy podkreślić, że w temperaturach $t \approx 0^\circ\text{C}$ stale



Rys. 1. Wpływ temperatury na Rr stali uprzednio wyżarzanej [1].

nisko-węglowe posiadają wysoki współczynnik przewodności cieplnej [9], $\lambda_{0,2^\circ\text{C}} \approx 4 \lambda_{W18K5}$, czyli ułatwione jest odprowadzanie ciepła ze strefy skrawania do



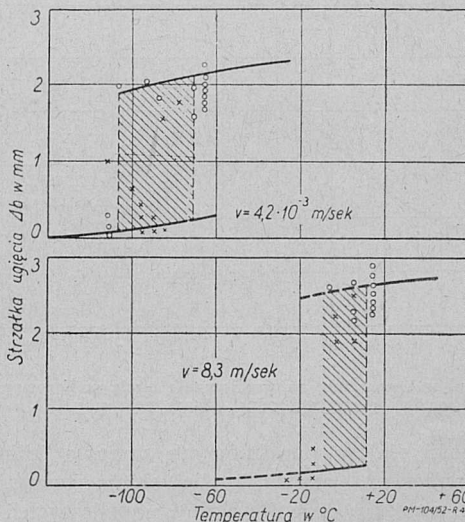
Rys. 2. Rr stali niskowęglowych w temperaturach $t = -180^\circ\text{C}$ do $t = +800^\circ\text{C}$ [8].



Rys. 3. Udarność stali niskowęglowych (z rys. 2) w zależności od temperatury [8].

przedmiotu obrabianego, zamiast do narzędzia. Sytuację znakomicie poprawia chłodziwo-smar o temperaturze $t \approx 0^\circ\text{C}$, obniżające współczynnik tarcia poślizgowego ostrza po powierzchni przedmiotu obrabianego (naoliwiona i utleniona stal) $\mu_0 \approx 0,18$.

Ze względu na wysoki udział pracy tarcia ostrza o przedmiot na powierzchni przyłożenia, mały współczynnik tarcia wpływa bardzo dodatnio na spadek oporów skrawania. Mimo obniżania temperatury chłodziwa do około $t = 20^\circ\text{C}$, na powierzchni natarcia panu-

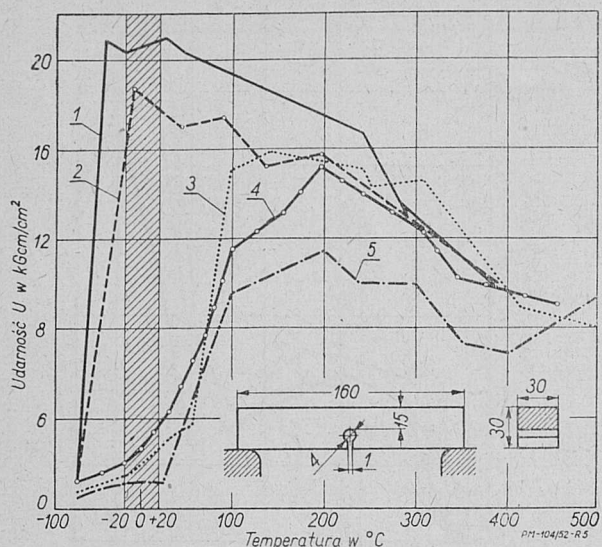


Rys. 4. Wpływ temperatury $t^\circ\text{C}$ i szybkości odkształcania U na „udarność krytyczną” stali węglowej (0,2% C), uprzednio wyżarzanej w 1000°C (wielkość ziarna ferrytu około 53 mikronów) [8].

ją temperatury rzędu 600°C [6], spowodowane tarcie między ostrzem a wiórem. Tarcie wewnętrzne w olejach, stosowanych w urządzeniach napędowych i sterowniczych obrabiarek i pras, wzrasta silnie dopiero w temperaturze krzepnięcia $t = -20 \div 50^\circ\text{C}$ (rys. 8).

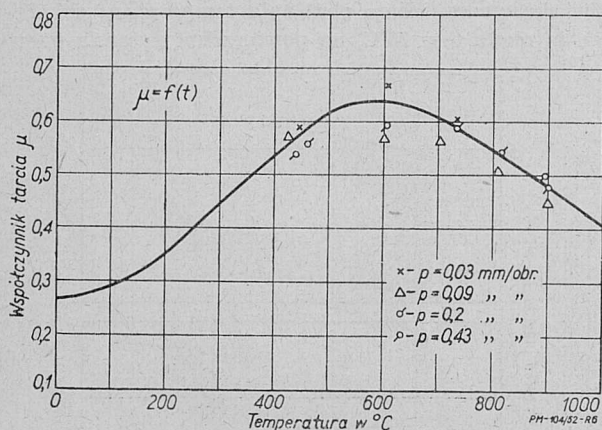
3. Lepkość i tarcie hydrodynamiczne w temp. $t \approx 0^\circ\text{C}$

Używane w obrabiarkach oleje napędowe i wrzecionowe należą do grupy mineralnych o składzie $C_n H_{2n+2}$. Na rys. 9 zestawiono ciepła topienia $Q \text{ cal/mol}$



Rys. 5. Krytyczne zakresy uderności (kruchości) stali niskowęglowych (0,1% C) w zależności od temperatury i wielkości ziarn: 1 — stal hartowana przy $t = 950^{\circ}\text{C}$ i odpuszczana do $t = 650^{\circ}\text{C}$, 2 — stal normalizowana, 3 — stal kuta i odpuszczana, grube ziarno, 4 — stal przegrzana do $t = 1250^{\circ}\text{C}$, grube ziarno, 5 — stal walcowana na zimno ($t \approx 2000^{\circ}\text{C}$).

oraz ciepła parowania olejów parafinowych w zależności od temperatury i ilości atomów węgla na 1 mol objętości [10]. Jednocześnie na rys. 10 przedstawiono wpływ ciężaru atomowego, związanego z liczbą cząsteczek grupy CH_2 olejów parafinowych, na wielkość współczynnika lepkości ($\lg \eta$) dla temperatur 0, 20, 50 i 100°C [10].



Rys. 6. Wpływ temperatury na współczynnik tarcia poślizgowego ostrza po stali chromowej przy różnych posuwach [11].

Lepkość olejów parafinowych wzrasta kilkakrotnie ze wzrostem ciężaru i obniżeniem temperatury. Podobne wyniki podaje dla olejów napędowych i wrzecionowych rys. 11 [11].

4. Chłodzenie strefy skrawania

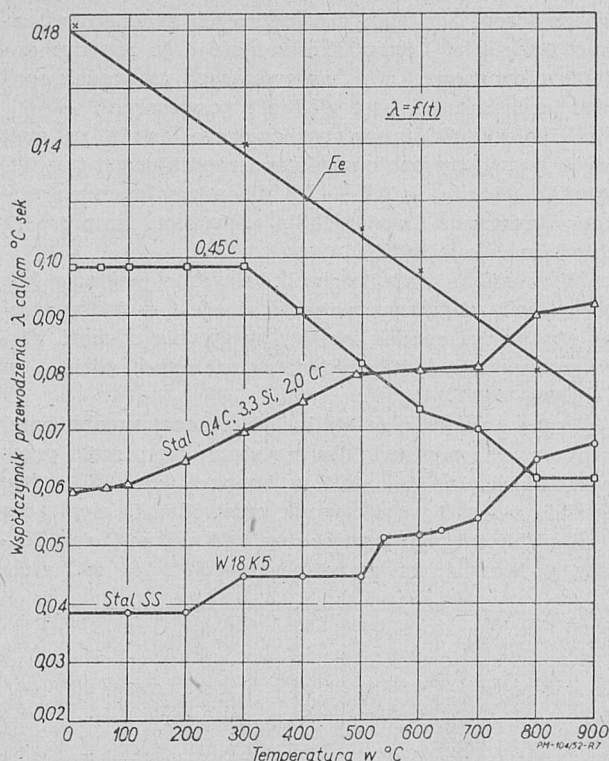
Bierzemy dla przykładu nowoczesną tokarkę wysocze szybkoobrotową TD-400 o mocy nominalnej $N_n = 15 \text{ KM}$. Zakładamy sprawność $\eta = 0,9$ oraz spadek 10% mocy na pokonanie spójności wióra, wobec czego moc efektywna zamieniona na ciepło przy skrawaniu będzie:

$$N_e = N_n \cdot 0,8 = 15 \cdot 0,8 = 12 \text{ KM}$$

Równoważnik cieplny:

$$Q = 632,3 \cdot N_e = 632,3 \cdot 12 = 7588 \text{ kcal/h,}$$

a stąd: $Q_{\min} = 7588 : 60 = 126,4 \text{ kcal/min.}$



Rys. 7. Współczynnik przewodzenia ciepła w zależności od temperatury $t^{\circ}\text{C}$ dla żelaza, stali węglowej 0,45%, stali stopowej i szybkoobrotowej W18K5 [9].

Zakładając, że tę ilość ciepła w 80% musi odprowadzić chłodziwo, otrzymamy:

$$0,8 \cdot Q = 0,8 \cdot V_s \cdot \gamma_c \cdot c_0 \cdot \Delta t$$

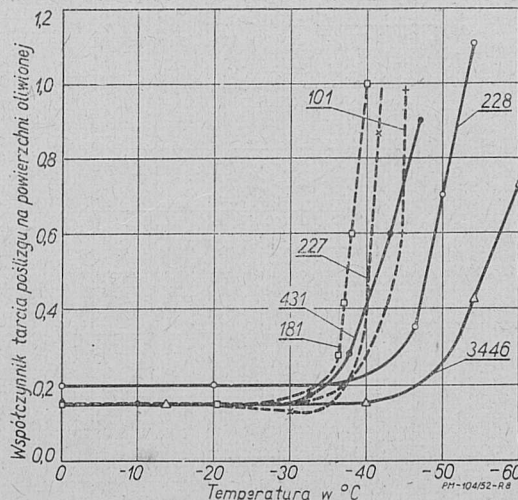
Zakładając chłodziwo o ciepłe właściwe $c_0 = 0,9 \text{ kcal/kg}^{\circ}\text{C}$ i ciężarze właściwym $\gamma_0 = 0,95 \text{ kg/dm}^3$ przy $\Delta t = 10^{\circ}\text{C}$, otrzymamy:

$$V_s = \frac{0,8 \cdot Q}{\gamma_0 \cdot c_0 \cdot \Delta t} = \frac{0,8 \cdot 126,4}{0,95 \cdot 0,9 \cdot 10} = 11,3 \text{ l/min}$$

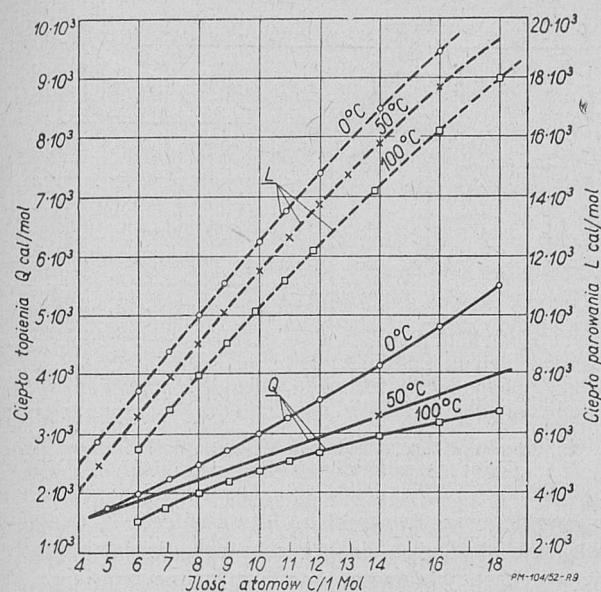
Podobnie przy wierceniu długich otworów o średnicy 100 mm, chłodzenie i odprowadzanie wiórów olejem o ciepłe właściwe $c_0 = 0,45 \text{ kcal/kg}^{\circ}\text{C}$ oraz ciężarze właściwym $\gamma_0 = 0,85 \text{ kg/dm}^3$, przy różnicy temperatur oleju $\Delta t_{\max} = 30^{\circ}\text{C}$ i założonej mocy $N_e = 50 \text{ kW}$ otrzymamy:

$$Q = 860 \cdot N_e = 860 \cdot 50 = 51000 \text{ kcal/h}$$

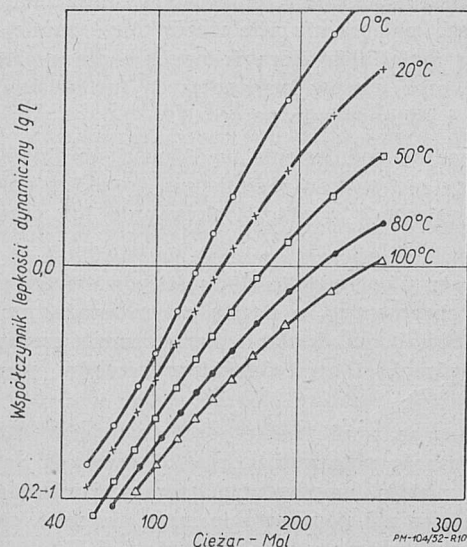
$$Q_{\min} = 850 \text{ kcal/min.}$$



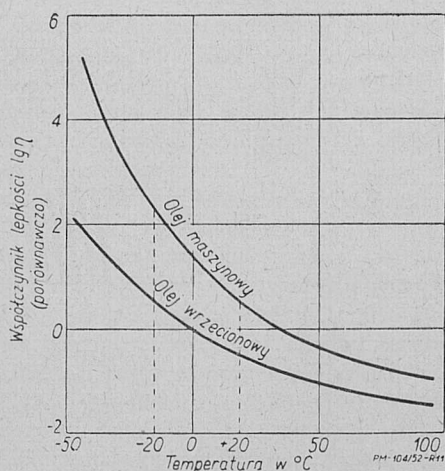
Rys. 8. Współczynnik tarcia poślizgowego (statycznego) na powierzchni naoliwionej w niskich temperaturach [11].



Rys. 9. Ciepło topienia Q cal/mol i parowania L cal/mol olejów parafinowych w zależności od ilości atomów węgla w cząsteczce oraz temperatury [10].



Rys. 10. Zależność współczynnika lepkości dynamicznej ($\log \eta$) olejów parafinowych od ciężaru cząsteczkowego [10].



Rys. 11. Współczynnik lepkości (porównawczy, $\log \eta$) olejów w temperaturach $t = -50 \div +100^\circ\text{C}$ [11].

Niezbędna ilość oleju do chłodzenia będzie:

$$V_s = \frac{Q}{\gamma_o \cdot C_o \cdot \Delta t} = \frac{850}{0,85 \cdot 0,45 \cdot 30} \approx 75 \text{ l/min.}$$

czyli $v_h = 75 \cdot 60 = 4500 \text{ l/h} = 4,5 \text{ m}^3/\text{h}$.

Przyjmując chłodzenie naturalne i obieg chłodziwa ok. 2 razy na godzinę, otrzymamy objętość oleju równą około $2,5 \text{ m}^3$. W rzeczywistości jednak potrzebna jest większa ilość chłodziwa z powodu znacznych ilości ciepła wytworzonego tarcie przepływu przez szczeliny przy ciśnieniu tłoczenia $p = 20 \div 25 \text{ atm}$.

5. Chłodzenie łożysk ślizgowych

Bierzemy dla przykładu ponownie tokarkę TD-400 o mocy 15 KM. Obliczamy łożysko wrzecionowe $d = 110 \text{ mm}$, przy $n_{\max} = 2800 \text{ obr/min}$.

Prędkość obwodowa czopa łożyskowego:

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60} = \frac{\pi \cdot 0,11 \cdot 2800}{60} = 16 \text{ m/sek}$$

Moment tarcia w łożysku będzie:

$$M_t = P_m \cdot \frac{d}{2} \cdot \mu' \text{ kGm.}$$

Współczynnik tarcia w łożysku [12]:

$$\mu' = 1 \cdot 27 \cdot \mu = 1 \cdot 27 \cdot 0,04 \approx 0,05$$

Średnia siła obwodowa na wrzecionie:

$$P_m = \frac{\eta \cdot N \cdot 75}{v} = \frac{0,8 \cdot 15 \cdot 75}{16} = 56 \text{ kG.}$$

Moment tarcia w łożysku po podstawieniu wartości:

$$M_t = 56 \cdot 0,05 \cdot \frac{0,11}{2} = 0,154 \text{ kGm.}$$

Ilość ciepła wytworzona przez tarcie w łożysku przy szybkości kątowej: $\omega = 2\pi \cdot n$

$$Q_t = \frac{M_t \cdot \omega}{427} = \frac{0,154 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 2800}{427} = 6,3 \text{ kcal/min.}$$

Ilość ciepła wypromieniowana i oddana przez przewodzenie

$$Q' \approx 0,3 \text{ kcal/min,}$$

Stąd ilość oleju wrzecionowego potrzebna do chłodzenia łożyska

$$V = \frac{Q_t - Q'}{\gamma_o \cdot c_o \cdot \Delta t} = \frac{6,3 - 0,3}{0,8 \cdot 0,48 \cdot 5} \approx 3 \text{ l/min.}$$

Przyjmując obróbkę dokładną, gdzie przyrost temperatury łożyska dopuszcza się $t = 5^\circ\text{C}$, potrzeba oleju 3 litry/min na jedno łożysko.

6. Urządzenia chłodnicze w obrabiarkach

Aby uniknąć przetłaczania wielkich ilości olejów chłodniczych, nadmiernych przyrostów ich temperatury, powodujących szybkie starzenie, należy poważnie zająć się zagadnieniem sztucznego chłodzenia, które nabiera obecnie światowego znaczenia przemysłowego.

Istnieje wiele układów chłodniczych w obrabiarkach. Ograniczymy się jedynie do omówienia rozwiązań najbardziej nowoczesnych.

1. Chłodzenie indywidualne obrabiarki przez dobudowanie chłodzarki szafkowej o wydajności od 800 do 7000 kcal/h.

2. Chłodzenie zbiorowe kilku lub kilkunastu obrabiarek przy stosowaniu centralnego urządzenia chłodniczego o wydajności około 100000 kcal/h.

Stosuje się dwa układy:

a) chłodzenie bezpośrednie z utrzymaniem tej samej temperatury cieczy chłodzącej we wszystkich obrabiarkach, (rys. 12);

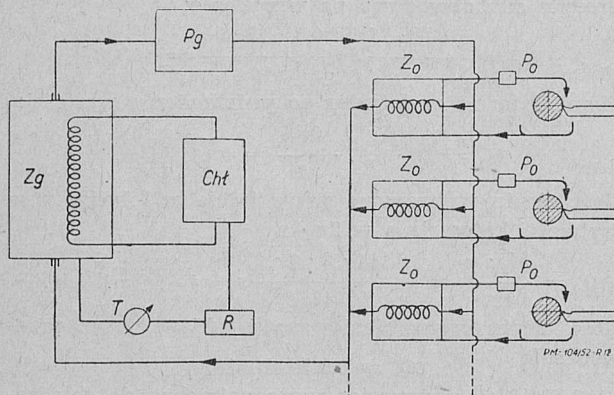
b) chłodzenie pośrednie z dodatkowymi urządzeniami do regulacji temperatury cieczy chłodzących na każdej obrabiarce (rys. 13).

W typowych rozwiązaniach (a i b) stosuje się obiegi parowe NH_3 , CO_2 ze sprężarkami tłokowymi [13]. Czynnik chłodzący oziębiony w zbiorniku głównym Z_g przez chłodziarkę Chł jest przepompowywany pompą P_g do sieci przewodów o obiegu zamkniętym, doprowadzonych do zbiorników chłodziwa Z_o przy obrabiarce. Ze zbiorników Z_o odpowiednie pompki P_o doprowadzają przewodami chłodziwo do miejsca skrawania. Po spełnieniu swojego zadania chłodziwo wraca do zbiornika Z_o . Temperatura czynnika chłodzącego w zbiorniku głównym Z_g jest regulowana termostatem T , który steruje przerywaczem R .

Przypadek b) różni się od a) jedynie wprowadzeniem przy każdej obrabiarce termostatów T_1 , które ograniczają przepływ czynnika chłodzącego w węzłach zbiorników Z_o według ustalonej temperatury.

7. Nowe poglądy na sposoby chłodzenia narzędzi

Również poważnej ewolucji ulegają poglądy na sposoby chłodzenia narzędzi. Zwraca się obecnie baczniejszą uwagę na wszechstronne chłodzenie krawędzi tną-



Rys. 12. Schemat układu chłodniczego bezpośredniego dla grupy obrabiarek [7].

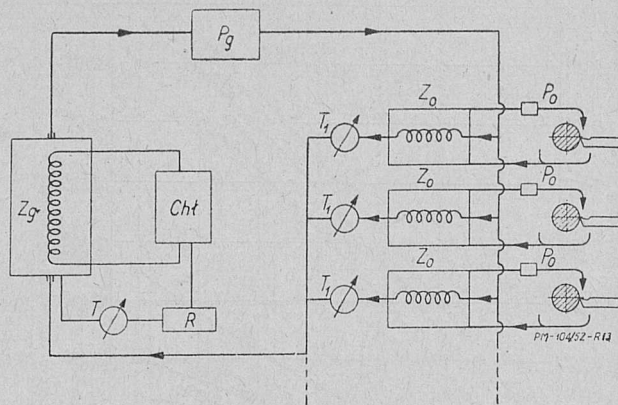
cych narzędzi jak również przedmiotów obrabianych (rys. 14) [7]. Chłodzenie obrabianego tworzywa w strefie kształtowania wióra, gdzie wysoka temperatura z procesu spęczania może wywierać wpływ dodatni na spadek oporów skrawania [1] zmiękzonego materiału, musi być rozważane na podstawie wykresów, przedstawionych na rys. 1, 2, 3 i 4.

Należy unikać skrawania stali niskowęglowych w zakresie temperatur lokalnego wzrostu wytrzymałości ($t \approx 300^\circ\text{C}$), a przechodzić do temperatur niższych przez sztuczne chłodzenie.

Przy skrawaniu narzędziami ze spiekanych węglików — znacznymi szybkościami — nie stosuje się sztucznego chłodzenia ostrzy, znoszących łatwo temperatury rzędu 800°C , należy jednak unikać temperatur $t = 500 \div 700^\circ\text{C}$, gdzie zgrzewanie się i wysoka czepność materiału ostrza i przedmiotu powoduje wzrost współczynnika tarcia ($\mu_{\max}$, rys. 6, przy $t \approx 600^\circ\text{C}$) i zużywanie przyspieszone krawędzi tnących.

8. Wnioski

Korzyści wynikające ze stosowania urządzeń chłodniczych w rewolwerówkach, automatach tokarskich jedno i wielowrze-



Rys. 13. Schemat układu chłodniczego z regulacją temperatury chłodziwa na poszczególnych obrabiarce [7].

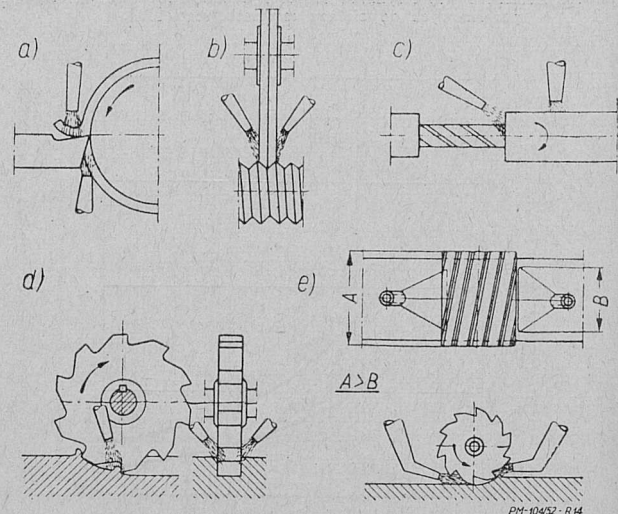
cionowych oraz frezarskich, dłutownicach i frezarkach obwiedniowych do kół zębatach, przeciągarkach i wiertarkach wielowrzecionowych są następujące:

1) znaczne podwyższenie trwałości narzędzi ze stali szybko tnących o kształtach skomplikowanych, dochodzące wg najnowszych badań do 135% [6], które jest wynikiem obniżenia temperatury skrawania i jednoczesnego polepszenia ich warunków, zmniejszenie rozchodu materiałów narzędziowych i czasu ostrzenia narzędzi oraz czasów pomocniczych (ustawianie, mocowanie i zdejmowanie narzędzi).

2) Znaczne podniesienie wydajności obrabiarek (do 40%) przy zachowaniu niezmienniej trwałości narzędzi, przez zwiększenie prędkości skrawania lub przekroju wióra.

3) Znaczne polepszenie gładkości powierzchni przedmiotów obrabianych, a co się z tym wiąże, mniejsza ich wrażliwość na działanie karbu, zmniejszenie czasu sprawdzania i oszczędność przyrządów pomiarowych.

4) Znaczne zmniejszenie rozchodu cieczy chłodzących, możliwość stosowania rzadko-płynnych olejów, które w niskiej temperaturze łatwo oddzielają się od wiórów, oraz nie powstawanie mgły olejowej, co daje znaczne polepszenie warunków pracy.



Rys. 14. Schematy nowych metod chłodzenia narzędzi [7]; a — noża tokarskiego, b — tarczy szlifierskiej do gwintów, c — wiertła, d — freza tarczowego, e — freza walcowego.

Korzyści wynikające z chłodzenia olejów napędowych (hydraulicznych) w obrabiarkach i prasach oraz innych urządzeniach maszynowych są następujące:

1) Podwyższenie sprawności urządzeń hydraulicznych o około 30% i związane z tym podniesienie wydajności.

2) Pewniejsza, równomierniejsza i wydajniejsza praca napędów i sterowań hydraulicznych przy ustalonej lepkości olejów i zmniejszonych stratach przeciekania.

3) Zastosowanie w obrabiarkach precyzyjnych, np. szlifierek i tokarek do gwintów, olejów w temperaturze $t = 20^{\circ}\text{C}$, daje dobre wyniki w utrzymaniu tolerancji wymiarów i gładkości powierzchni przedmiotów obrabianych.

4) Znaczne zwiększenie trwałości ciężkich przekładni zębatych, pracujących w warunkach zmiennych obciążeń przy sztucznie utrzymywanej temperaturze $t = 20^{\circ}\text{C}$, szczególnie w hutnictwie.

*

Ze względu na znaczenie gospodarcze omówionych korzyści należy zorganizować i przeprowadzić w kra-

ju odpowiednie badania¹⁾, które dadzą wytyczne do zastosowania przemysłowego.

LITERATURA

1. Rytwiński St., „Skrawanie metali w podwyższonych temperaturach”, „Przegląd Mechaniczny” Nr 5, 1952 r.
2. Pahlitzsch G., „Leistungssteigerung durch Tiefkühlung”, Braunschweig 1944.
3. „Niederschrift über die Tagung der Arbeitsgemeinschaft Werkzeugkühlung in Heidelberg am 13 April 1944”.
4. „Tiefkühlen — Zusammenstellung der bisherigen Versuchs — ergebnisse in RLM — Forschungsauftrag SS 6135 — 9811/42” — Lehrstuhl u. Versuchsfeld für Werkzeugmaschinen u. Fabrik — betriebe, T. H. Braunschweig 25.9.1943.
5. „Versuchsergebnisse mit BBC — Werkzeugkühler W800”, Heidelberg 12.4.1944.
6. Pahlitzsch G., „Die Bedeutung der Kältetechnik für die Metallbearbeitung”, Kältetechnik Nr 10, 1951.
7. Niedzwiecki A., „La lubrification dans la taile de metaux”, La Machine Moderne Nr. 2, 1952.
8. Szaposnikow N. L., „Mechaniceskije ispytaniya materialow”, Moskwa 1951.
9. Rapatz F., „Die Edelmehle” Berlin 1943.
10. Götner H. G., „Über Kennzahlen für das Viscosität — Temperatur Verhalten von Schmierstoffen”, Leipzig 1949.
11. Bucin M. N., „Issledowanie trienia smazannykh poverychnostiej pri niskich temperaturach”, Moskwa 1951.
12. Moszyński W., „Wykład Elementów Maszyn”, T II, wyd. II, Warszawa 1951 r.
13. Stefanowski B., „Chłodnictwo”, Warszawa 1949.

¹⁾ Myśl przeprowadzenia podobnych badań w Polsce była przedstawiona prof. dr inż. B. Stefanowskiemu dnia 2.X.1950 r. przez S. Lewandowskiego.

Zadania i organizacja wydziału remontowego

Mgr inż. JAN TUSZYŃSKI

Nowoczesna organizacja produkcji dąży do stworzenia warunków, w których wydziały produkcyjne mogą w pełni wykorzystywać posiadane obrabiarki i urządzenia. Tego rodzaju warunki uzyskuje się dzięki obsłudze wydziałów produkcyjnych przez wydziały pomocnicze, a więc przez dział głównego technologa, dział gospodarki narzędziowej, głównego mechanika, głównego energetyka i inne.

Tematem artykułu są sprawy, związane z obsługą wydziałów produkcyjnych przez dział głównego mechanika, a ściślej mówiąc przez podległy temu działowi wydział remontowy.

Omówiono: miejsce wydziału remontowego w organizacji zakładu (schemat działu głównego mechanika, współpraca z działem produkcji, współpraca z głównym technologiem), organizację wydziału remontowego (założenia, zadania i przykłady typowej organizacji), dokumentację wydziału remontowego (instrukcja obsługi, paszportyzacja maszyn), przechowywanie części i narzędzi (przechowywanie wyposażenia, części zamiennych, wypożyczalnia).

I. MIEJSCE WYDZIAŁU REMONTOWEGO W ORGANIZACJI ZAKŁADU

1. Schemat działu głównego mechanika

Organizacja działu głównego mechanika zależy przede wszystkim od wielkości zakładu. Rys. 1 podaje dwa rozwiązania organizacyjne: pierwsze z nich przewiduje istnienie oddzielnego działu głównego energetyka, drugie łączy natomiast pod głównym mechanikiem wszystkie dziedziny pracy, pokazane na rozwinięciu pierwszym. Różnice te nie są dla omawianego tematu istotne, gdyż zarówno w jednym jak i drugim przypadku mamy do czynienia z oddzielnym wydziałem remontowym.

Podobnie jak wszystkie komórki fabryczne, wydział remontowy nie jest jednostką pracującą samodzielnie, a działalność jego opiera się w znacznym stopniu na współpracy z innymi działami. Współpraca ta dotyczy w pierwszym rzędzie wydziałów produkcyjnych, obsługiwanych przez wydział remontowy oraz pozostałych działów obsługujących produkcję.

2. Współpraca z działem produkcji

Zadaniem wydziału remontowego jest obsługa wydziałów produkcyjnych przez zapewnienie należytego stanu obrabiarek i innych urządzeń produkcyjnych. Mimo to nie może on być wyłącznie odpowie-

dzialny za stan maszyn i urządzeń, nad którymi sprawuje opiekę, gdyż przez znaczną większość czasu urządzenia te są obsługiwane przez personel produkcyjny.

Aby ustalić właściwy zakres odpowiedzialności, wyszczególnimy wszystkie zadania i czynności, które powinny być wykonywane przy typowej obrabiarence od chwili przybycia jej do fabryki. Są to:

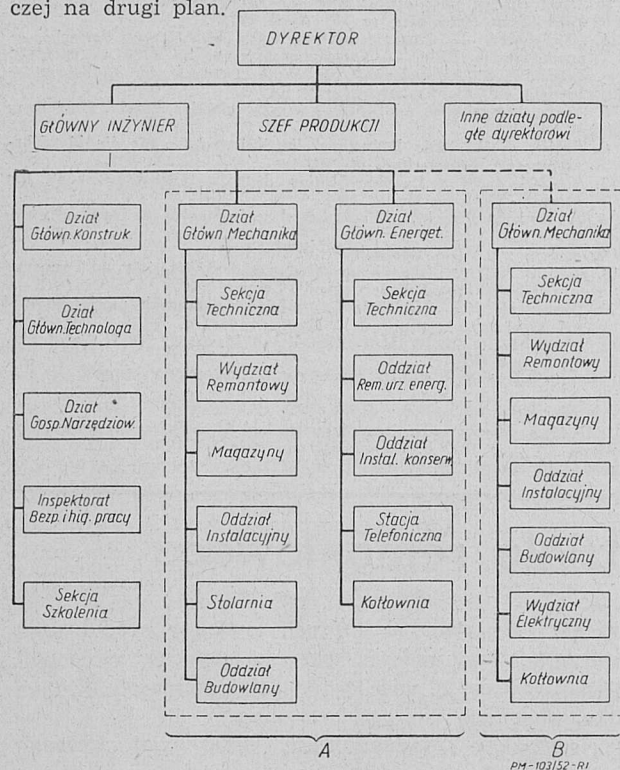
- a) ustawienie maszyny,
- b) uruchomienie maszyny,
- c) ustawianie i obsługa maszyny w czasie jej normalnej pracy produkcyjnej,
- d) czyszczenie maszyny po pracy,
- e) smarowanie maszyny,
- f) drobne naprawy i przeglądy,
- g) całokształt czynności, związanych z poważniejszymi przeglądami, naprawami i remontami maszyny.

Poza czynnościami, należącymi bez wątpienia do warsztatu produkcyjnego (c i d) i wydziału remontowego (a i g), znajdujemy w powyższym spisie zadania, wymagające bliższego omówienia (b, c i f).

U r u c h o m i e n i e m a s z y n y

Uruchomienie nowej maszyny należy do wspólnych zadań warsztatu produkcyjnego i wydziału remontowego, który obowiązany jest doprowadzić ma-

szynę do stanu używalności przez zmontowanie wszystkich pozycji wyposażenia, nasmarowanie maszyny i jej próbne uruchomienie. Ponieważ szereg maszyn wymaga specjalnego oprzyrządowania, o które dba dział głównego technologa, rola warsztatu produkcyjnego przy uruchomieniu nowej maszyny schodzi raczej na drugi plan.



Rys. 1. Miejsce działu głównego mechanika w schemacie organizacyjnym zakładu; A — dział głównego mechanika oddzielony od działu głównego energetyka (większe zakłady), B — całość prac przedstawionych na wariantcie A podporządkowana głównemu mechanikowi (zakłady mniejsze).

Zasada powyższa nie dotyczy maszyn bardziej uniwersalnych, jak tokarki czy strugarki, nie wymagających specjalnego oprzyrządowania i dobrze znanych personelowi produkcyjnemu, natomiast znajduje pełne zastosowanie w stosunku do maszyn nowoczesnych, których opanowanie przez warsztat nasuwa pewne trudności.

Smarowanie maszyn i drobne naprawy

Smarowanie maszyn jak również drobne naprawy i przeglądy mogą być powierzane personelowi produkcyjnemu bądź też remontowemu, przy czym stopień wykorzystania personelu produkcyjnego do tych czynności zależy od jego kwalifikacji. W ustroju socjalistycznym dążymy do wychowania pełnowartościowego fachowca, zdolnego nie tylko do wykonywania czynności produkcyjnych, do których maszyna jest przeznaczona, ale również do dbania o powierzona mu maszynę.

Powierzenie opieki nad maszyną personelowi produkcyjnemu nie jest oczywiście możliwe wówczas, gdy pracuje na niej robotnik niewykwalifikowany. W takich wypadkach obowiązki, o których mowa, spadają na pracowników remontu, którzy powinni jednak dbać przy ich wykonywaniu o szkolenie obsługi i przygotowanie jej w ten sposób do bardziej samodzielnego zajęcia się maszyną.

Istnieje jednak pewna granica, poza którą nawet wykwalifikowany pracownik produkcyjny nie powinien posuwać się. Niepodobniestwem byłoby oczywiście podanie ogólnych reguł, ustalających tę granicę, zależy ona bowiem od rodzaju maszyny, od charakteru pracy w danym warsztacie, od kwalifikacji robotnika oraz innych czynników.

Ogólne wytyczne w sprawie współpracy z produkcją

Współpraca między produkcją a remontem powinna rozciągać się nawet na te czynności, które pozornie należą tylko do jednego z tych działów. I dlatego jest wskazane, aby wydział remontowy miał pieczę nad sposobem czyszczenia maszyn przez robotników i nad obchodzeniem się robotników z maszynami w czasie normalnej eksploatacji. Chodzi tu z jednej strony o okazanie pomocy robotnikom mało wykwalifikowanym przez udział w ich szkoleniu, z drugiej zaś o zwracanie robotnikom i kierownictwu warsztatu uwagi w przypadkach rażącej niedbałości lub złej woli w obchodzeniu się z maszynami.

Odwrotne zjawisko spotykamy w przypadku remontów, szczególnie awaryjnych, których szybkie przeprowadzenie bywa często warunkiem wykonania planu bądź też przyjętych przez robotnika zobowiązań produkcyjnych. W takich przypadkach może okazać się celowe czasowe przydzielenie robotnika produkcyjnego do grupy remontowej i przyspieszenie w ten sposób końca remontu. Dzieje się to oczywiście z korzyścią dla robotnika, który pogłębi dzięki temu swoje kwalifikacje.

3. Współpraca z głównym technologiem

Uruchomienie i eksploatacja sprzętu warsztatowego

O uruchomieniu nowych maszyn była już mowa przy omawianiu współpracy wydziału remontowego z produkcją. Tu należy jeszcze podkreślić, że uruchomienie nowej maszyny należy do głównego technologa w tym zakresie, w jakim stawiamy sobie za cel uzyskanie z maszyny wydajności i jakości produkcji, przewidzianych w instrukcji obróbkowej. W praktyce podział odpowiedzialności między głównym mechanikiem a głównym technologiem zależy oczywiście w bardzo znacznej mierze od ich dobrej współpracy.

Jak zobaczymy później, dobrze zorganizowany dział głównego mechanika powinien rozporządzać własnym konstruktorem (lub konstruktorami), których zadaniem jest wykonywanie rysunków części zamiennych i projektowanie drobnych przeróbek maszyn. Mimo to główny mechanik nie zawsze rozporządza dostatecznymi możliwościami w tej dziedzinie, a nawet bywa ich nieraz całkowicie pozbawiony. W takich przypadkach prace te obciążają częściowo lub całkowicie dział głównego technologa lub konstruktora.

Obok przedstawionej sytuacji, gdy główny technolog lub konstruktor wspomagają głównego mechanika, bywają również nieraz sytuacje odwrotne, gdy produkcja korzysta z usług głównego mechanika przy wykonaniu usprawnień, leżących na granicy między technologią a przeróbką czy też dostosowaniem konstrukcji maszyny. Charakterystyką nowoczesnych urządzeń produkcyjnych jest bardzo bliskie powiązanie konstrukcji maszyny z zadaniami technologicznymi,

do których jest ona przeznaczona i w związku z tym zbliżamy się nieraz do krańcowego rozwiązania, jakim jest wyspecjalizowana maszyna, będąca w istocie rzeczy wielkim przyrządem obróbkowym. W takich przypadkach odpowiedzialność działów głównego mechanika i głównego technologa nie da się również ściśle rozgraniczyć.

O p r z y r z ą d o w a n i e i w y p o s a ż e n i e m a s z y n y

Prawidłowo opracowana instrukcja obróbkowa przewiduje, na jakiej maszynie ma być każda operacja przeprowadzona i jakie są potrzebne do tego celu pomoce warsztatowe. Nie ulega wątpliwości, że takie pozycje, jak nóż tokarski, przyrząd wiertniczy lub sprawdzian tłoczkowy, zostaną zaliczone do pomocy warsztatowych i jako takie powinny być wyszczególnione w instrukcji obróbkowej.

Obok takich pozycji istnieją przypadki wątpliwe, jak np. używane przy szlifowaniu otworów wrzeciona szlifierskie, które mogą być uznane za wyspecjalizowane narzędzie obróbkowe. Konsekwencją takiej decyzji będzie udział głównego technologa w ustaleniu norm zużycia wrzecion szlifierskich i danie w ten sposób wskazówek gospodarce narzędziowej co do zapewnienia warsztatowi potrzebnej ilości tych urządzeń. Czyli dział głównego mechanika może mieć do czynienia z naprawami wrzecion szlifierskich, nie będzie jednak odpowiedzialny za to, jeżeli wrzecion tych zabraknie.

Obok wrzecion szlifierskich istnieje jeszcze szereg innych urządzeń, które mogą być zaliczone do oprzyrządowania bądź też do wyposażenia. Jako zasadę przyjmujemy, że główny technolog i gospodarka narzędziowa są odpowiedzialni tylko za te pozycje, które występują w instrukcjach obróbkowych pod rubryką: narzędzia, przyrządy i sprawdziany. Główny technologi nie powinien pomijać w tym spisie wątpliwych pozycji zanim nie zdobędzie pewności, że pozycje te są objęte wyposażeniem maszyny, za które odpowiedzialny jest główny mechanik.

4. Współpraca z głównym energetykiem

Tytuł powyższy wskazywałby na to, że zamieszczone w dalszym ciągu uwagi dotyczą tylko tych zakładów, w których istnieją oddzielne działy głównego mechanika i głównego energetyka. W istocie rzeczy tak nie jest, gdyż niezależnie od struktury organizacyjnej zakładu wydział remontowy jest organizacyjnie wyodrębniony od wydziału elektrycznego, nawet jeżeli oba podlegają głównemu mechanikowi. Z tego względu podane niżej omówienie współpracy mechaników z elektrykami zachowa pełną aktualność niezależnie od schematu organizacyjnego zakładu.

Zagadnienie współpracy dwóch omawianych specjalności powstaje na tym tle, że większość nowoczesnych maszyn i urządzeń posiada bogate wyposażenie elektryczne. Nierzadko spotyka się obrabiarki, zaopatrzone w cztery i więcej silników oraz w elektryczne urządzenia sterujące. Równie a nawet jeszcze bardziej złożone wyposażenie elektryczne napotykamy w hartowni, gdzie coraz większe rozpowszechnienie zyskują piece elektryczne, wyposażone w złożoną aparaturę do regulowania i rejestrowania temperatury.

Normalnie spotykane rozwiązywanie organizacyjne, przy którym remontowana czy też kontrolowana ma-

szyna wchodzi kolejno we władanie mechaników i elektryków, podległych różnym kierownikom, nie jest zadowalające, gdyż trudno wprowadzać organizacyjny podział tam, gdzie technika nie chce o tym podziale wiedzieć i nierozłącznie spleta ze sobą rozwiązania mechaniczne z elektrycznymi. Zachowanie takiego wyodrębnienia organizacyjnego doprowadza w praktyce do sytuacji, gdy każda z omawianych specjalności nie chce nic wiedzieć o kłopotach drugiej i ma skłonność do wzajemnego przerzucania odpowiedzialności w przypadkach, gdy ustalenie przyczyny złego działania obrabiarki napotyka na trudności.

Uwagi powyższe nie zmierzają bynajmniej do tego, aby uzasadnić konieczność połączenia w jedną całość organizacyjną pracowników wydziału remontowego z elektrykami. Istnienie oddzielnych warsztatów elektrycznych nadal należy uznać za niezbędne, podobnie jak niezbędne są komórki, mające za zadanie konserwację sieci elektrycznej w zakładzie. Dziedzina, w której połączenie obu specjalności wydaje się godne polecenia, to nadzór nad maszynami i ich konserwacja.

II. ORGANIZACJA WYDZIAŁU REMONTOWEGO

1. Podstawowe założenia organizacyjne

Podobnie jak zakład przemysłowy, dział głównego mechanika jest powołany do wykonania pewnych określonych zadań technicznych. Analogicznie do podziału na działy produkcyjne i działy obsługowe, obowiązującego w nowoczesnym zakładzie przemysłowym, spotykamy podobną specjalizację wśród działów, podległych głównemu mechanikowi. Odpowiednikiem głównego inżyniera jest u głównego mechanika kierownik sekcji technicznej, któremu podlega całość zagadnień technicznych, wymagających opracowania rysunkowego lub kalkulacyjnego, oraz tworzenie stałej dokumentacji i opieka nad nią. Dla wywiązania się z tych zadań kierownik sekcji technicznej musi rozporządzać potrzebnym personelem, składającym się z konstruktorów, kalkulatorów i personelu administracyjnego.

Szefem produkcji jest u głównego mechanika kierownik wydziału remontowego, spełniający swoje czynności w oparciu o prace przygotowawcze i pomocnicze, wykonywane przez sekcję techniczną. O ile od kierownika sekcji technicznej wymagamy na pierwszym planie kwalifikacji technicznych, nabytych w drodze wykształcenia technicznego, o tyle kierownikowi wydziału remontowego stawiamy przede wszystkim wymagania w dziedzinie umiejętności kierowania ludźmi i praktycznej znajomości obrabiarek oraz urządzeń technicznych.

2. Zadania wydziału remontowego

Z a d a n i a p l a n o w a n e

Czynności zaplanowane przy maszynach obejmują całą gamę możliwości, od czynności najprostszych do najbardziej pracochłonnych i odpowiedzialnych. Tak więc mamy do czynienia z przeglądami, z remontami drobnymi i średnimi i wreszcie z remontami kapitalnymi. Prostsze czynności przy maszynach mogą być z powodzeniem przekazywane personelowi produkcyjnemu.

N a p r a w y i r e m o n t y a w a r y j n e

Obok czynności zaplanowanych wydział remontowy powinien liczyć się jeszcze z naprawami i remon-

tami awaryjnymi, których zaplanować nie można, a które zdobywają mimo to pierwszeństwo przed innymi robotami, gdy zajdzie potrzeba ich przeprowadzenia. Powinno to znaleźć wyraz w odpowiedniej organizacji wydziału remontowego.

Wiadomo, że wskutek niedostatecznej obsady personalnej wydziałów remontowych nie jest zwracana dostateczna uwaga na konserwację maszyn oraz na planowane przeglądy i remonty. Remonty takie nie dochodzą ponadto do skutku ze względu na złe planowanie produkcji, w wyniku czego maszyny, które powinny być przekazane wydziałowi remontowemu, okazują się niezbędnie potrzebne i dopiero poważniejsze zaburzenie w pracy maszyny, spowodowane długotrwałym brakiem należytej opieki, stwarza sytuację przymusową, w której remont staje się natychmiastową koniecznością. Nie potrzeba udowadniać, że taki przymusowy nieplanowany remont jest znacznie kosztowniejszy od remontu, którego nie można było wykonać we właściwym czasie ze względu na pilne zadania produkcyjne.

Z powyższego wynika, że najlepszym sposobem uniknięcia a przynajmniej zmniejszenia do minimum remontów awaryjnych jest planowane przeprowadzanie remontów o charakterze zapobiegawczym. Mimo to długi jeszcze czas będą równolegle przeprowadzane w fabrykach remonty obu rodzajów i długo jeszcze kierownicy wydziałów remontowych będą stawiali w obliczu sytuacji, zmuszających do przerzucenia na naprawy awaryjne ludzi, zatrudnionych w danym momencie przy naprawach planowych.

3. Przykład typowej organizacji

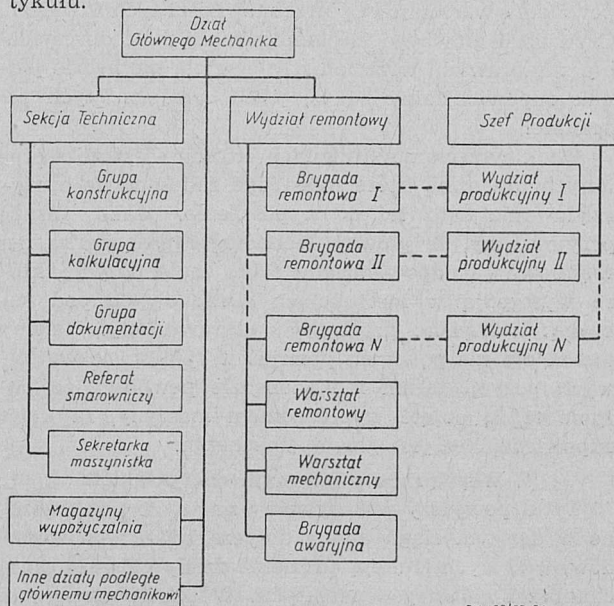
Mimo że organizacja wydziału remontowego nie może być ujęta ogólnie obowiązującymi zasadami, podajemy poniżej przykładową organizację omawianych komórek, opracowaną przy wzięciu pod uwagę wyżej naszkicowanych zadań (rys. 2). Wiemy już, że należyte wykonanie omawianych prac wymaga współpracy dwóch komórek: sekcji technicznej i wydziału remontowego i że działalność tych komórek będzie koordynowana bezpośrednio przez głównego mechanika, któremu komórki te podlegają. Zależnie od wielkości zakładu możemy mieć do czynienia z grupami większymi, z jednoosobowymi, a nawet w przypadku zakładów niewielkich jedna osoba może pełnić zadania, dla których schemat nasz przewiduje dwie oddzielne grupy.

Kośćcem wydziału remontowego są brygady lub grupy remontowe, ułożone w strategicznych punktach zakładu. Jeżeli zakład składa się z pewnej ilości warsztatów rozrzuconych na większej przestrzeni, wówczas ilość brygad powinna odpowiadać ilości warsztatów. W ten sposób dochodzimy do koncepcji, przy której poszczególne brygady będą przydzielone do poszczególnych warsztatów nie tylko terenowo ale i organizacyjnie. Oznacza to, że brygady te otrzymują zarządzenia bezpośrednio od kierowników obsługiwanych przez nie warsztatów i figurują na stanie wydziału remontowego jedynie pod względem formalnym. Oczywiście, że brygady te powinny stosować pewien jednolity sposób postępowania, nie ulegając „modom“, które mogą obowiązywać na poszczególnych warsztatach. Tę jednolitość powin-

na zapewnić odpowiednia działalność koordynacyjna, prowadzona przez kierownika wydziału remontowego. W skład omawianych brygad remontowych powinni również wchodzić elektrycy.

Obok brygad remontowych w organizacji wydziału remontowego przewidziany jest centralny warsztat remontowy, w którym prowadzone są poważniejsze remonty i naprawy, wymagające zdjęć maszyn z fundamentów. Tam również przeprowadza się remonty kapitalne. Oddzielną jednostkę tworzy wreszcie brygada awaryjna, której działalność nie jest terenowo umiejscowiona, niektóre bowiem naprawy tej kategorii są przeprowadzane na miejscu przy maszynach, inne zaś wymagają zdjęć maszyn z fundamentów i przeniesienia jej do warsztatu centralnego. Doświadczenie powinno wykazać właściwą liczebność takiej brygady awaryjnej, przy czym stosunek jej do pozostałego personelu wydziału charakteryzowałby stan maszyn w danym zakładzie, zmieniając się in minus w miarę poprawy tego stanu.

Na schemacie (rys. 2) pokazany jest wreszcie warsztat mechaniczny oraz magazyn i wypożyczalnia, które zostaną bliżej omówione w końcowej części artykułu.



PM-103/S2-R2

Rys. 2. Organizacja sekcji technicznej i wydziału remontowego.

Zwraca uwagę brak w schemacie komórki smarowniczej, mimo że spotykamy się często z takim ustrojem wydziału remontowego, w którym smarowanie maszyn jest zadaniem grupy wyszkolonych smarowników. Grupa ta nie została organizacyjnie wydzielona z pełną świadomością, jest bowiem ze wszech miar wskazane, aby smarowanie maszyn było powierzane brygadam remontowym, przydzielonym do poszczególnych warsztatów. Przy tego rodzaju organizacji obowiązki smarownika spełnia jeden ze ślusarzy remontowych, który przeprowadza te czynności wg specjalnego kalendarzyka. Dzięki przestrzeganiu tego kalendarzyka ślusarz-smarownik jest zmuszony do okresowego zajmowania się wszystkimi maszynami, co daje mu doskonałą sposobność do oględzin smarowanych mechanizmów i stwierdzenia przy tej sposobności ewentualnych usterek. (c.d.n.)

Żeliwo w zastosowaniu na panewki łożysk ślizgowych

Mgr inż. ZBIGNIEW GÓRNY

Z powodu zwiększających się trudności materiałowych i konieczności przynajmniej częściowego eliminowania zużycia metali deficytowych, znacznie wzrosło w ostatnich latach zainteresowanie się żeliwem jako materiałem na panewki łożyskowe. W Polsce w chwili obecnej ze względów gospodarczych zagadnienie to nabiera szczególnej wagi. Zastosowanie żeliwa ciągliwego o strukturze perlityczno-ferrytycznej oraz możliwości zwiększenia dopuszczalnych nacisków jednostkowych przy zastosowaniu żeliwa modyfikowanego pozwoli na wydane rozszerzenie jego dotychczasowego zakresu zastosowania.

W artykule omówiono wpływ zasadniczych składników stopowych i struktury na własności przeciwciernie żeliwa; rodzaje żeliwa stosowanego na panewki łożyskowe; dopuszczalne wartości nacisku jednostkowego, prędkości obwodowej i iloczynu $p \cdot v$ dla poszczególnych rodzajów żeliwa; porównawcze własności mechaniczne tworzyw łożyskowych; zakres i wytyczne zastosowania żeliwa na panewki łożyskowe.

1. Własności przeciwciernie żeliwa

Przy tworzywach łożyskowych zasadniczą rolę odgrywa ścieralność oraz współczynnik tarcia.

Żeliwo przeznaczone na łożyska ślizgowe winno posiadać wg *Girszowicza* [16] poza niewielką ścieralnością również możliwie niski współczynnik tarcia ($\mu = 0,05 \div 0,16$). Przy tarcu ze smarowaniem olejem silnikowym i badaniu współpracy żeliwa z żeliwem (próbka i przeciwpróbka) na maszynie *Amslera* stwierdzono wzrost współczynnika tarcia przy podwyższaniu nacisku [14].

Współczynnik tarcia zależy również od całkowitej ilości obrotów. Ogólny charakter przebiegu krzywych $\mu = f(i)$ wykazuje obniżenie współczynnika tarcia w miarę przeprowadzania próby, a następnie jego ustalenie, co można wytłumaczyć docieraniem się elementów współpracujących w pierwszym etapie badań [15].

Pod względem strukturalnym żeliwo składa się z metalicznej osnowy, poprzecinanej pasemkami grafitu lub gniazdami węgla żarzenia, grającymi w pewnej mierze rolę czynnika smarującego.

Grafit lub węgiel żarzenia, będąc znacznie miększym od metalicznej osnowy, wyciera się łatwo tworząc mikroskopowe zbiorniczki wypełniające się smarem [1]. Grafit wpływa również na odporność na ścieranie zależnie od wielkości, rozłożenia oraz całkowitej ilości. Wg *Girszowicza* najkorzystniejszy jest grafit o średniej wielkości pasemek, równomiernie rozłożonych.

Największą odporność na ścieranie wykazuje żeliwo szare o strukturze perlitycznej. Obecność zarówno ferrytu jak i cementu podeutektycznego jest niekorzystna. Ferryt powoduje zwiększenie wytarcia szczególnie przy wyższych naciskach jednostkowych, przy równoczesnym nieznacznej obniżeniu współczynnika tarcia, cementyt natomiast będąc twardym składnikiem strukturalnym łatwo wykrusza się, ułatwiając ścieranie.

Badania ścieralności żeliwa perlityczno-ferrytycznego, przeprowadzone przez *Girszowicza* na maszynie *Amslera*, wykazały dużą zależność ścieralności od zawartego w strukturze ferrytu (tabl. I). Jak wynika z tablicy I, należy unikać obecności ferrytu w strukturze; zostało to uwzględnione przy opracowywaniu żeliwa modyfikowanego [15].

Badania *Choroszczewa* [2] nad wpływem ferrytu na ścieralność perlitycznego żeliwa ciągliwego, przeprowadzone na maszynie *prof. Zajcewa*, wykazały na-

tomiaś, że najkorzystniejsza struktura żeliwa winna zawierać $60 \div 80\%$ perlitu (reszta ferryt), a więc posiadać strukturę perlityczno-ferrytyczną. Zaletą tego żeliwa jest możliwość współpracy z wałami nieutwardzonymi.

TABLICA I. Wpływ zawartości perlitu na własności przeciwciernie żeliwa szarego, stosowanego na panewki łożyskowe [16]

Zawartość perlitu w strukturze %	25	30	45	50	60	70	80	90
Wytarcie w %	100	35	25	20	10	7	5	0,7

Odnosnie wpływu ukształtowania osnowy perlitycznej na odporność na ścieranie zdania poszczególnych autorów są podzielone. Wg opinii *Heller'a* [17] *Timmins'a* [18] oraz *Schwarza* [19] drobniejszy perlit wykazuje mniejsze zużycie ze względu na jego większą spoiwość w stosunku do perlitu o grubych pasemkach. *Scharfenberg* [20] natomiast podaje następujący szereg struktur perlitycznych o malejącej odporności na ścieranie:

- a) perlit o długich pasemkach
- b) perlit o drobnych pasemkach
- c) perlit kulkowy.

Dodatek manganu powyżej 1,5% powoduje wprowadzenie znaczne rozdrobnienie perlitu lub nawet powstanie struktury martenzytycznej, co obniża ścieralność, lecz prowadzi wg *Girszowicza* do wzrostu współczynnika tarcia do $\mu = 0,8$.

Duży wpływ na ścieralność żeliwa posiada również fosfor, występujący w nim w postaci eutektyki fosforowej. Wpływ ten winien być zasadniczo dodatni, ze względu na tworzenie siatki nośnej (eutektyka fosforowa). Niezbędnym warunkiem jednak dodatniego wpływu fosforu na odporność na ścieranie jest mocne powiązanie eutektyki z osnową: drobna siatka eutektyki winna być równomiernie rozłożona w perlitycznej osnowie [16]. W żeliwie ferrytycznym dodatni wpływ fosforu zaznacza się jedynie przy małych naciskach jednostkowych.

Zawartość fosforu w żeliwie zależna jest m. in. od materiału elementu współpracującego; przy współpracy ze stalowym wałem zawartość fosforu w panewce może być wyższa niż przy współpracy z wałem żeliwnym, gdyż wówczas zwiększa się możliwość wykruszenia eutektyki. Panewki łożyskowe mające się stosunkowo łatwo docierać mają ograniczoną zawartość fosforu do 0,3%.

2. Rodzaje żeliwa stosowanego na panewki łożyskowe

Ferrytyczne żeliwo szare (rys. 1 i 2) jest najbardziej miękkim spośród wszystkich rodzajów żeliwa przeciwnego, dzięki czemu panewka łożyskowa stosunkowo łatwo dopasowuje się do czopu wału. Żeliwo to posiada niskie własności przeciwnie (znaczną ścieralność) szczególnie przy wyższych naciskach jednostkowych. Panewki wykonane z niego można stosować przy współpracy z czopami nieutwardzonymi ze zwykłej stali węglowej (tablica II, żeliwo A).

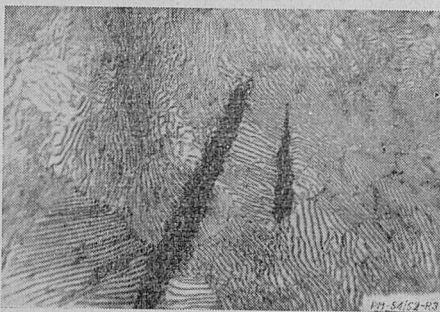


Rys. 1. Struktura żeliwa szarego ferrytycznego; powiększenie 500 $\times$ (zmniejszono $\times 0,75$) trawiono azotalem.



Rys. 2. Struktura żeliwa szarego ferrytyczno-perlitycznego; powiększenie 50 $\times$ (zmniejszono $\times 0,75$) trawiono azotalem.

Perlityczne żeliwo szare (rys. 3) jest dotychczas najbardziej rozpowszechnionym i najczęściej stosowanym na panewki łożyskowe. Ze względu na wyższą twardość żeliwo o strukturze perlitycznej wymaga stosowania wałów o wysokiej twardości (najlepiej czopy utwardzone). Pożądanym jest równomierne rozłożenie grafitu i eutektyki fosforowej (rys. 4 i 5); unikać należy ferrytu a szczególnie cementytu. Żeliwo szare perlityczne znalazło w ZSRR stosunkowo szerokie zastosowanie [3] (tablica II, żeliwo B, C, D, E). Ogólnie dla żeliwa szarego perlitycznego stosowanego na panewki łożyskowe przewiduje się w ZSRR iloczyn $[2,3]: p \cdot v = 20 \div 25 \text{ kG/cm}^2 \text{ m/sek}$; przy czym $p_{\max} = 40 \text{ kG/cm}^2$; $v_{\max} = 5 \text{ m/sek}$.

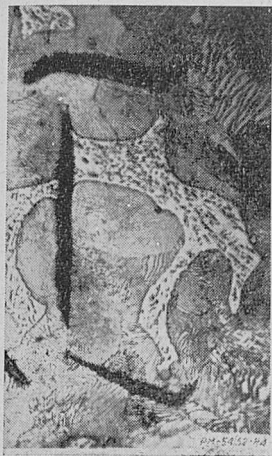


Rys. 3. Struktura żeliwa szarego perlitycznego; 500 $\times$ (zm. $\times 0,75$), trawiono azotalem.

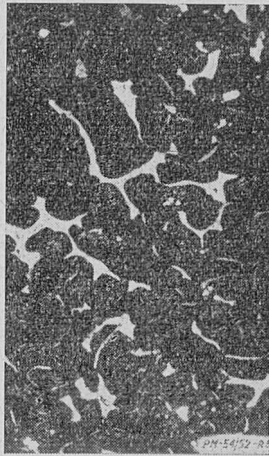
Wg danych niemieckich [21] dla żeliwa najnowszej jakości (prawdopodobnie Ge 18.91 wg DIN 1691), posiadającego twardość $H_B = 180$ można dopuścić $p_{\max} = 10 \text{ kG/cm}^2$; $v_{\max} = 0,1 \div 0,5 \text{ m/sek}$.

TABLICA II. Skład chemiczny i własności mechaniczne różnych rodzajów żeliwa, stosowanego na panewki łożysk ślizgowych

Nr bieź.	Rodzaj żeliwa	Struktura osnovy metalicznej	S k ł a d c h e m i c z n y w p r o c e n t a c h									R_r kG/mm ²	σ %	H_B	odnośnik liter- tury
			Całk.	Si	P	Mn	S	Cr	Ni	Cu	Al				
A	szare	ferrytyczna	3,3 ÷ 3,6	3,0 ÷ 3,5	0,8 ÷ 1,0	0,4 ÷ 0,6	—	—	—	—	—	—	150 ÷ 160	3	
B	szare	perlityczna	3,2 ÷ 3,6	2,2 ÷ 2,4	0,15 ÷ 0,20	0,6 ÷ 0,9	do 0,12	0,2 ÷ 0,35	0,2 ÷ 0,3	0,2 ÷ 0,3	0,1 ÷ 0,15	—	170 ÷ 230	3	
C	szare	perlityczna	3,2 ÷ 3,6	2,2 ÷ 2,4	0,15 ÷ 0,20	0,6 ÷ 0,9	do 0,12	0,2 ÷ 0,35	0,3 ÷ 0,4	—	—	—	170 ÷ 230	3	
D	szare	perlityczna	3,5	2,5	max. 0,12	0,65 ÷ 0,85	do 0,12	0,15	0,45	0,4	—	—	—	5, 6, 7	
E	szare	perlityczna	3,0 ÷ 3,4	1,6 ÷ 1,9	0,5	0,6 ÷ 0,8	do 0,1	—	—	—	—	—	—	5, 6, 7	
F	modyfikowane ¹⁾	perlityczna	2,9 ÷ 3,0	1,83 ÷ 1,93	0,13 ÷ 0,14	0,67 ÷ 0,8	0,11 ÷ 0,15	—	—	—	—	—	—	15, 36	
G	modyfikowane ²⁾	perlityczna	3,5 ÷ 3,8	1,5 ÷ 1,9 ³⁾	0,30	0,6 ÷ 0,8	0,10	—	—	—	—	—	—	24	
H	ciągławe	perlityczno-ferrytyczna	2,6	1,0	0,07	0,8	0,08	—	—	—	—	—	50	7	
I	ciągławe ⁴⁾	perlityczno-ferrytyczna	2,9 ÷ 3,1	0,95 ÷ 1,15	do 0,12	0,5 ÷ 0,7	do 0,12	—	—	—	—	—	—	2	
J	ciągławe ⁵⁾	perlityczno-ferrytyczna	2,4 ÷ 2,6	1,2 ÷ 0,8	do 0,12	0,4 ÷ 0,6	do 0,12	—	—	—	—	—	—	2	
K	ciągławe	perlityczna	2,6 ÷ 3,0	1,0 ÷ 1,1	do 0,07	0,9 ÷ 1,0	do 0,01	—	—	—	—	—	49 ÷ 53	6 ÷ 7	
L	stopowe ⁶⁾	perlityczna	3,2 ÷ 3,5	1,1 ÷ 1,8	—	—	—	—	—	—	—	—	190 ÷ 200	3	
M	stopowe	perlityczna	3,2 ÷ 3,6	2,4 ÷ 2,9	0,15 ÷ 0,20	0,8 ÷ 1,0	do 0,12	0,2 ÷ 0,35	0,7 ÷ 0,9	0,7 ÷ 0,9	0,1 ÷ 0,15	—	27,4 ÷ 23,2	11	
Uwagi: ¹⁾ żeliwo modyfikowane żelazokrętem, ²⁾ żeliwo modyfikowane krzemotytanem, ³⁾ dobór zawartości krzemu w zależności od grubości ścianki 50 ÷ 18 mm, ⁴⁾ żeliwo z żeliwnika przy grubości ścianki do 15 mm, ⁵⁾ żeliwo z procesu duplex w zależności od grubości ścianek 15 ÷ 30 mm, ⁶⁾ w zależności od grubości ścianki 50 ÷ 18 mm.															



Rys. 4. Eutektyka fosforowa w żeliwie szarym perlitycznym; 500 $\times$ (zmn. $\times$ 0,75) trawiono azotalem.



Rys. 5. Nierównomierne rozłożenie eutektyki fosforowej w żeliwie perlitycznym szarym; 100 $\times$ (zmn. $\times$ 0,75) trawiono azotalem; światło spolaryzowane.

Żeliwo wyższej jakości (Ge 26.91 wg DIN 1691) można stosować przy znacznie wyższych obciążeniach [22], a mianowicie: $p_{max} = 40 \div 50 \text{ kG/cm}^2$; $v_{max} = 1,5 \div 1,65 \text{ m/sek}$ [23,31]; $p.v = 40 \text{ kG/cm}^2\text{m/sek}$ [23].

Żeliwo modyfikowane (rys. 6 i 7) odznacza się zwiększonymi własnościami wytrzymałościowymi. Posiada strukturę perlityczną lub częściowo sorbityczną z równomiernie rozłożonym drobnym grafitem. Pod względem własności przeciwciernych żeliwo to może ustępować tylko ciągliwemu o strukturze perlityczno-ferrytycznej. Na podstawie dotychczasowych badań i prób wstępnych [36] można przyjąć, że: $v_{max} = 2 \div 2,5 \text{ m/sek}$, $p_{max} = 15 \div 25 \text{ kG/cm}^2$. Po przeprowadzeniu dokładnych badań, wartości te zostaną prawdopodobnie wydawnie zwiększone, szczególnie w odniesieniu do nacisku jednostkowego.

Wg danych francuskich [24] na panewki łożysk ślizgowych stosuje się żeliwo modyfikowane krzemowapniem lub krzemowytanem (tablica II żeliwo G). Dodatki tytanu w ilości $0,1 \div 0,2\%$, uzyskane przez modyfikowanie krzemowytanem (SiTi 20), okazały się bardzo korzystne ze względu na własności wytrzymałościowe i przeciwciernie żeliwa.



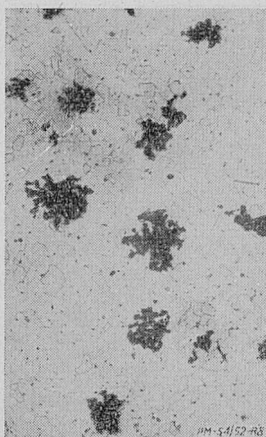
Rys. 6. Struktura żeliwa przed modyfikacją (żeliwo połowiczne); pow. 500 $\times$ (zmn. 0.75) trawiono azotalem.



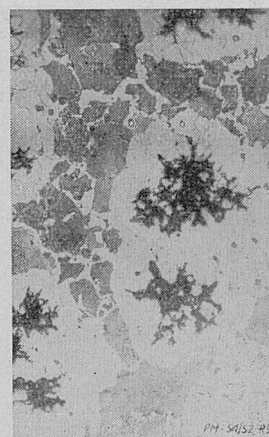
Rys. 7. Struktura żeliwa modyfikowanego żelazokrzemem; pow. 500 $\times$ (zmn. 0,75) trawiono azotalem.

Żeliwo ciągliwe. Zwykle żeliwo szare o strukturze perlitycznej, dotychczas najbardziej rozpowszechnione, posiada zbyt dużą twardość i przeważnie wymaga stosowania wałów utwardzonych. Poszukiwania w kierunku znalezienia żeliwa o niższej twardości skierowały zainteresowanie na żeliwo ciągliwe. Początkowo zwrócono uwagę na żeliwo ferrytyczne otrzymywane tzw. sposobem amerykańskim (rys. 8), tzn. zawierające węgiel wolny w postaci węgla żarzenia oraz ferrytyczną ośnowę metaliczną.

Wg Smiriagina i Szpagina [3] dla żeliwa ciągliwego o strukturze ferrytycznej, stosowanego w ZSRR (tablica II, żeliwo H), dopuszcza się $p_{max} = 40 \text{ kG/cm}^2$. Badania przeprowadzone w Wyższej Szkole Technicznej w Hagen (r. 1934) wykazały, że żeliwo ciągliwe ferrytyczne może pracować zadawalająco przy iloczynie $p.v = 22 \text{ kG/cm}^2\text{m/sek}$ [8].



Rys. 8. Struktura żeliwa ciągliwego ferrytycznego; pow. 500 $\times$ (zmn. $\times$ 0,75) trawiono azotalem.



Rys. 9. Struktura żeliwa ciągliwego ferrytyczno-perlitycznego; pow. 500 $\times$ (zmn. 0,75) trawiono azotalem; charakterystyczna struktura tzw. „wolic oczu”.

Znacznie lepsze własności przeciwciernie i wytrzymałościowe posiada żeliwo ciągliwe o strukturze perlityczno-ferrytycznej (rys. 9), mogące być pełnowartościowym tworzywem zastępczym w miejsce dotychczas stosowanych brązów cynowo-cynkowych a po części i innych metali kolorowych. W ZSRR żeliwo tego rodzaju przebadano w Instytucie Maszynoznawstwa Rolniczego ZSRR w Rostowie n/Donem i po raz pierwszy zastosowano na tulejki resorowe w Zakładach Samochodowych im. Stalina w Moskwie [2]. Skład chemiczny żeliwa wyjściowego należy tak dobrać, aby po odlaniu uzyskać żeliwo białe. Po obróbce cieplnej struktura winna składać się z perlitu, ferrytu oraz niewielkich skupisk węgla żarzenia równomiernie rozłożonych w ośnowie metalicznej. Należy bezwzględnie unikać wolnego cementytu oraz perlitu kulkowego.

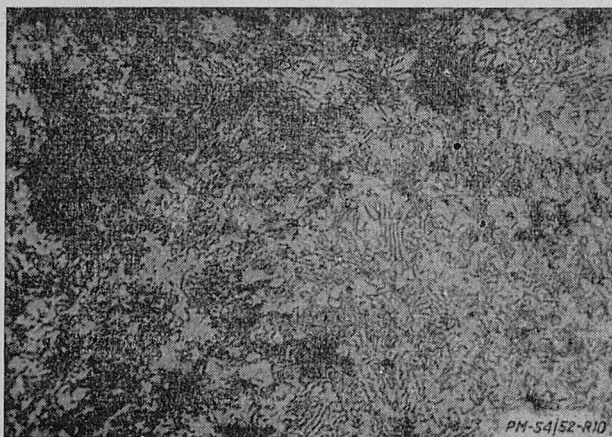
Żeliwo ciągliwe zawierające $60 \div 80\%$ perlitu pasemkowego (resztę ferrytu) o twardości $H_B = 163 \div 197$ [2] może współpracować zarówno z utwardzonymi jak nieutwardzonymi wałami. Na specjalną uwagę zasługuje tzw. żeliwo ciągliwe manganowe, zawierające $0,8 \div 1,2\%$ Mn. Zwiększenie zawartości manganu w żeliwie wyjściowym, dobierane wg wzoru empirycznego: $\% \text{ Mn} = 0,23 (\% \text{ C} + 2\% \text{ Si})$ miało na celu ła-

twiejsze osiągnięcie żądanej struktury zawierającej 60 ÷ 80% perlitu.

Ogólnie dla żeliwa ciągliwego wg Lifszyca [26] można dopuścić następujące warunki obciążenia: $v_{max} = 3$ m/sek, $p.v = 50$ kG/cm²m/sek. W odniesieniu do przebadanego w Instytucie Maszynoznawstwa Rolniczego w Rostowie żeliwa ciągliwego o strukturze perlityczno-ferrytycznej dopuszczalne obciążenia są wyższe: $p = 10 \div 160$ kG/cm², $v = 0,6 \div 3$ m/sek; $p.v = 100$ kG/cm²m/sek. [2].

Wg Smiriagina i Szpagina [3] dla żeliwa ciągliwego perlityczno-ferrytycznego (tablica I, żeliwo K) mamy nieco niższe dopuszczalne obciążenia: $p_{max} = 60$ kG/cm², $v_{max} = 2 \div 3$ m/sek.

Żeliwo ciągliwe perlityczne (bez ferrytu, rys. 10) wymaga stosowania wałów utwardzonych [2] i przed oddaniem do eksploatacji winno być docierane [3].



Rys. 10. Struktura żeliwa ciągliwego perlitycznego; pow. 500 × (zmn. × 0,75) trawiono azotalem.

Żeliwo stopowe. Piwowarsky [11] podaje dwa rodzaje żeliwa stopowego stosowanego na panewki łożyskowe (żeliwo L, tablica II); jest to żeliwo zawierające dodatki 1,5% Ni oraz 0,3% Cr i ewentualnie niewielkie dodatki molibdenu. Omawiane żeliwo stopowe posiada wysokie własności wytrzymałościowe i stosunkowo dobre własności przeciwcierne. W ZSRR stosuje się żeliwo stopowe o strukturze perlitycznej zawierającej do 0,35% Cr, 0,9% Ni oraz dodatki miedzi i aluminium (żeliwo M, tablica II). Ze względu na własności przeciwcierne, żeliwo radzieckie nie powinno zawierać więcej niż 15% ferrytu; eutetyka fosforowa i grafit winny być równomiernie rozłożone a cementyt bezwzględnie unikany [5,6,7].

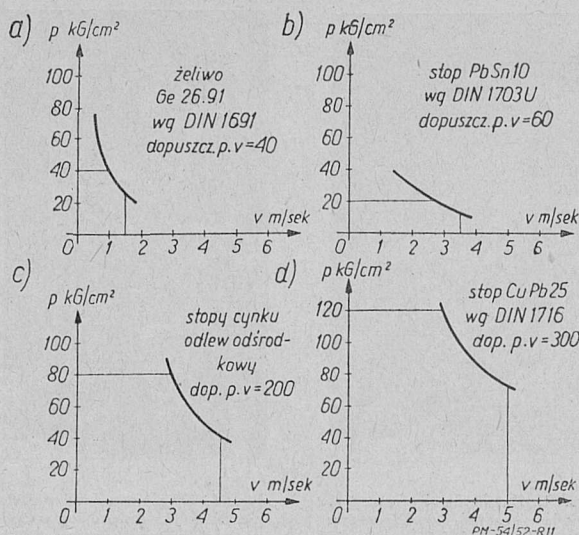
2. Własności żeliwa przeciwcierne

W celu lepszego zorientowania się we własnościach żeliwa stosowanego na panewki łożyskowe najwygodniej omówić żeliwo porównawczo z innymi tworzywami łożyskowymi.

Własności biegowe

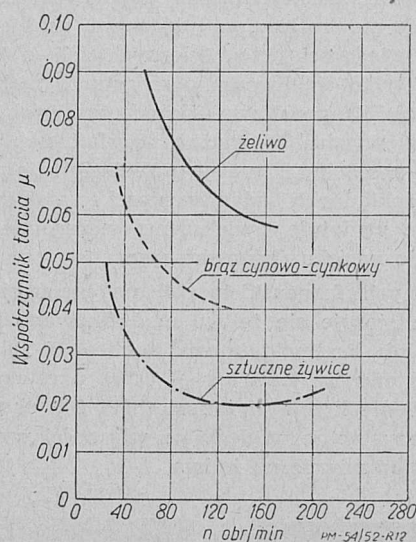
Irtenkauf i Schumacher [23] zestawili porównawczo dopuszczalne wartości nacisków jednostkowych i prędkości obwodowych oraz iloczyny $p.v$ dla żeliwa Ge 26.91 (wg DIN 1691 z r. 1942), stopów PbSn 10 i CuPb 25 oraz stopów cynku odlanych odśrodkowo (rys. 11).

Współczynnik tarcia, jak już uprzednio wspomniano, zależy od nacisku jednostkowego oraz prędkości obwodowej.



Rys. 11. Krzywe graniczne bezawaryjnej pracy dla żeliwa Ge 26.91 (wg DIN 1691) oraz łożyskowych stopów cynowych, cynkowych i miedziowych.

kości obwodowej. Wpływ obrotów wału a więc pośrednio prędkości obwodowej przy badaniu żeliwa szarego perlitycznego, brązu cynowo-cynkowego oraz panewek łożyskowych tekstolitowych zestawiono na rys. 12 [27] przy ustalonym nacisku jednostkowym: $p = 100$ kG/cm².



Rys. 12. Zależność współczynnika tarcia od szybkości obrotów czopa wału dla panewek łożyskowych z żeliwa, brązu cynowo-cynkowego oraz łożysk tekstolitowych.

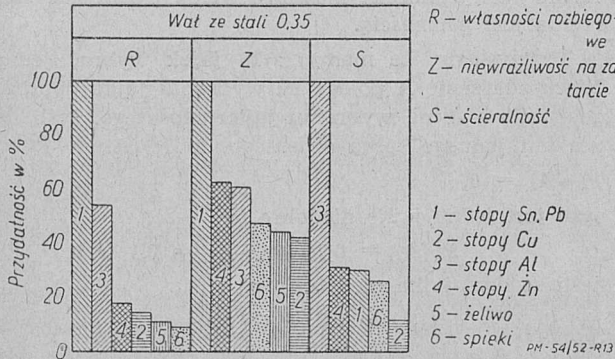
Ocenę przydatności poszczególnych tworzyw łożyskowych z punktu widzenia własności biegowych przy zastosowaniu nieutwardzonego wału ze stali węglowej 035 przedstawiono wykreślnie wg Weber'a [28] na rys. 13. Uwzględniając własności biegowe przy niedostatecznym smarowaniu wprowadzono, celem porównania zachowania się w czasie pracy różnych tworzyw łożyskowych, następujące pojęcia: własności rozbiegowe (R), niewrażliwość na zatarcie (Z), ścieralność (S).

Najlepsze tworzywa w danej grupie np. stopy cynowe lub ołowiowe przy ocenie własności rozbiegowych stanowią 100% przydatności, przydatność pozostałych tworzyw wyrażona jest w procentach w odniesieniu do najlepszego.

TABLICA III. Własności fizyczne i mechaniczne tworzyw łożyskowych [28]						
Stop	Ciepłota właściwa kG/dcm ²	Współczynnik rozszerzalności ciepłej × 10 ⁻⁶	E kG/mm ²	Przewodnictwo ciepłe cal/cm ⁰ C/sek	H _B kG/mm ²	Wytrzymałość na zmęczenie (20 × 10 ⁶) kG/mm ²
Wysokocynowe babity Sn80	7,5	21	5000 ÷ 6000	0,082	25 ÷ 28	2,6 ÷ 3,0
Stopy ołowiane: Pb—Sn—Cd Pb—Sn Pb—Sb Pb	9,2 ÷ 10,5	23 ÷ 30	3100 ÷ 2200	0,055 ÷ 0,045	17 ÷ 36	1,0 ÷ 2,9
Stopy miedzi: CuSn5Zn5Pb5 CuSn6 Cu—Al—Mn Ms Spec	7,6 ÷ 8,6	17 ÷ 19	10000 ÷ 13500	0,12 ÷ 0,18	60 ÷ 200	—
Cu—Pb Cu—Pb—Sn	9,5	18	9000	0,27	23 ÷ 67	3
Stopy aluminium Al—Cu—Mg—Pb Al—Si—Cu—Ni Al—Zn—Cu	2,7 ÷ 2,9	20,5 ÷ 23	7500	0,30 ÷ 0,38	65 ÷ 125	8,5 ÷ 11
Stopy cynku ZnAl4Cu1 ZnCu5Pb2	6,7 ÷ 7,2	27	10000	0,25	60 ÷ 80	7 ÷ 12
Żeliwo	7,25	10	12000 ÷ 13000	0,07 ÷ 0,14	130 ÷ 250	10
Łożyska spiekane brązowe żelazne	6 ÷ 6,5 5 ÷ 6	— —	— —	— —	20 ÷ 40 10 ÷ 60	— —

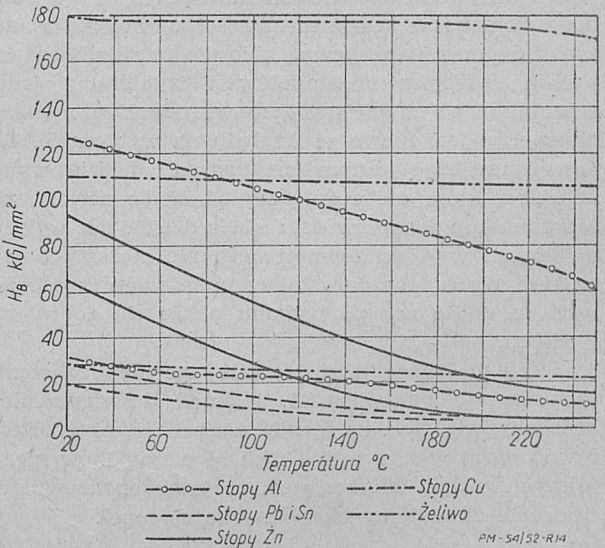
TABLICA IV. Własności wytrzymałościowe tworzyw łożyskowych [18]								
Własności	Tworzywo	Stopy Sn i Pb	Brązy	Stopy Zn	Spieki	Spise i mosiądze	Stopy Al.	Żeliwo
H_{RC} kG/mm ²		10 ÷ 20	40 ÷ 50	60 ÷ 70	50 ÷ 70	70 ÷ 90	40 ÷ 50	50 ÷ 70
Odkształcenie przy ściskaniu %		20 ÷ 30	30 ÷ 40	30 ÷ 40	20 ÷ 30	10 ÷ 20	15 ÷ 25	5
R_r kG/mm ²		5 ÷ 12	15 ÷ 35	20 ÷ 32	—	15 ÷ 30	—	—
a %		0 ÷ 15	2 ÷ 25	0,6 ÷ 1,5	—	6 ÷ 32	—	—

Własności mechaniczne (fizyczne) zestawione zostały porównawczo z innymi tworzywami łożyskowymi w tablicach III, IV wg danych Webera [28,29] oraz Kühnel'a [12].



Rys. 13. Porównawcza ocena przydatności tworzyw łożyskowych przy współpracy z wałem ze stali węglowej 035.

Ważnym dla pracy łożyska jest wpływ temperatury na własności mechaniczne a szczególnie na twardość. Na rys. 14 przedstawiono wpływ temperatury na twardość różnych stopów łożyskowych wg Weber'a [28]. Wykres przedstawiony na rys. 14 obejmuje z wyjątkiem żeliwa cały zakres możliwych twardości dla



Rys. 14. Wpływ temperatury na twardość stopów łożyskowych.

stopów danej grupy np. stopy miedzi reprezentują 2 krzywe, między którymi mieszczą się twardości wszystkich możliwych stopów miedzi stosowanych na panewki łożyskowe. Dla żeliwa podano tylko dolną granicę twardości.

Prawa przypadkowości w zastosowaniu praktycznym¹⁾

Mgr KLEMENS WIŚNIEWSKI

Zadaniem niniejszego artykułu jest przedstawienie najczęściej stosowanych metod w walce z przypadkiem, z tym nieznanym objawem niedostrzegalnych przyczyn, które nie dają się uchwycić za pomocą prymitywnych środków. Pominięte są przy tym subtelne rozumowania, wymagające starannego przygotowania matematycznego i skomplikowane obliczenia wymagające dużej rutyny, podane są tylko te przypadki, które może bez większych trudności zrozumieć każdy inżynier. Przykłady dobrano tak, aby stanowiły one metody praktyczne, stosowane w przemyśle lub handlu.

Istotą większości praw rachunku prawdopodobieństwa jest ich zdolność rozgraniczenia między znaną a nieznaną przyczyną wywołującą zjawisko. Dzięki rozgraniczeniu, jakie uzyskuje się przez prawa rachunku prawdopodobieństwa, można oddzielić z dostateczną w praktyce dokładnością przyczyny główne od przyczyn drobnych i kierować niejako zjawiskami przypadkowymi w ten sposób, żeby ograniczyć wpływ drobnych wielorakich i jeszcze niepoznanych przyczyn do minimum.

Co to jest prawdopodobieństwo

Zarówno w mowie potocznej jak i w języku technicznym jest używane pojęcie zdarzenia. Nas interesować będzie jedynie zajście lub niezajście zdarzenia. Zdarzeniem może np. być powstanie uszkodzenia maszyny w warsztacie produkcyjnym, śmiertelny wypadek na ulicy, rozpad atomu, błąd pomiaru zawarty w określonych granicach itp.

Na zajście lub niezajście rozpatrywanego przez nas zdarzenia mogą mieć wpływ dwa rodzaje okoliczności: sprzyjające i niesprzyjające. Jeśli np. przeciętnie na 100 sztuk wyprodukowanego towaru są dwie sztuki niedobre to znaczy, że na ogólną liczbę 100 możliwych okoliczności jest 98 okoliczności sprzyjających trafieniu na sztukę dobrą a tylko dwie niesprzyjające.

Rozpatrywane okoliczności muszą jednak być równoprawnione w sensie możliwości wywołania zjawiska. Gdy mamy np. pewną zbiorowość składającą się z dwu rodzajów przedmiotów i wybieramy jeden egzemplarz na chybił trafił, to wszystkie egzemplarze muszą być jednakowe ze względu na wybieranie. Takim charakterystycznym przypadkiem będzie wybór nakrętek, które nie różnią się od siebie zewnątrznie a wybieramy je np. w celu stwierdzenia ich wytrzymałości. Z wyglądu zewnętrznego nie możemy o tym sądzić i dlatego każda sztuka ma te same szanse bez względu na to czy po badaniu okaże się dobra, czy niedobra.

Jeżeli będziemy rozpatrywali pewne zdarzenie, oznaczmy je symbolem A , i przed doświadczeniem będziemy wiedzieli, że jest N wszystkich przypadków równo możliwych, a wśród nich M przypadków sprzyjających zajściu zdarzenia A , to prawdopodobieństwo zdarzenia A możemy określić jako stosunek

$$P(A) = \frac{M}{N} \quad [1]$$

Jest to klasyczna definicja prawdopodobieństwa, która w praktyce przemysłowej jest w większości przypadków zupełnie wystarczająca.

¹⁾ Z cyklu „zastosowań teorii prawdopodobieństwa i statystyki matematycznej w zagadnieniach technicznych. Patrz nr 7-8/52, str. 274.

Zdarzenie przeciwne do zdarzenia A oznaczamy symbolem $\neg A$. Prawdopodobieństwo zajścia zdarzenia $\neg A$ lub niezajścia zdarzenia A jest:

$$P(\neg A) = \frac{N - M}{N} \quad [2]$$

bowiem przypadki sprzyjające zajściu zdarzenia A są teraz przypadkami niesprzyjającymi zajściu zdarzenia $\neg A$.

Jeżeli zachodzi związek

$$P(A) + P(\neg A) = 1 \quad [3]$$

Ogólnie jeśli mamy n zdarzeń $A_1, A_2, A_3, \dots, A_n$ wyłączających się (to jest takich, że zajście jednego ze zdarzeń wyłącza możliwości zajścia innego) i jedynie możliwych (to jest takich, że tylko one mogą wywołać zjawisko) to

$$\sum_{i=1}^n P(A_i) = 1 \quad [4]$$

Własności prawdopodobieństwa

a) Prawdopodobieństwo jest ułamkiem zawartym między zerem a jednością.

b) Jeżeli liczba przypadków sprzyjających zajściu zdarzenia, którego prawdopodobieństwo obliczamy, jest zerem, to prawdopodobieństwo tego zdarzenia jest zerem, mówimy wtedy, że zajście zdarzenia jest niemożliwością.

c) Jeśli liczba przypadków sprzyjających zajściu badanego zdarzenia równa jest liczbie wszystkich przypadków możliwych, to prawdopodobieństwo tego zdarzenia jest jednością, mówimy wtedy, że zajście zdarzenia jest pewnością.

Przypuśćmy, że mamy z 10 jajek wybrać jedno. Niech zdarzenie A polega na wybraniu jajka dobrego, zdarzenie $\neg A$ na wybraniu jajka zepsutego. Jeśli nie ma ani jednego jajka zepsutego, to $P(A) = 1$,

$$P(\neg A) = 0,$$

jeśli jest jedno jajko niedobre to

$$P(A) = 0,9; P(\neg A) = 0,1$$

jeśli są dwa jajka niedobre, to

$$P(A) = 0,8; P(\neg A) = 0,2$$

itd.

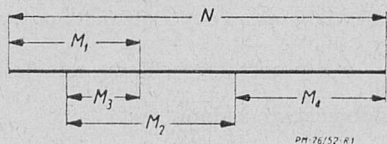
Zdarzenia A i $\neg A$ są zdarzeniami wyłączającymi się i jedynie możliwymi.

Rozpatrzmy teraz taką sytuację, że chcemy zbać pewną partię towaru na dwie właściwości a i b . Załóżmy, że w partii jest N sztuk. Wśród nich jest M_1 sztuk niedobrych ze względu na właściwość a , M_2 sztuk niedobrych ze względu na właściwość b i M_3 sztuk niedobrych ze względu na właściwości a i b ,

i wreszcie M_4 sztuk dobrych ze względu na właściwości a i b .

Graficznie możemy tę sytuację przedstawić na osi liczbowej rys. 1, z którego możemy napisać zależność

$$M_1 + M_2 - M_3 + M_4 = N. \quad [5]$$



Rys. 1. Ilustracja podziału sztuk niedobrych.

Liczba przypadków sprzyjających trafieniu na sztukę niedobrą jest $M_1 + M_2 - M_3$ a ponieważ wszystkich przypadków jest N , zatem prawdopodobieństwo trafienia na sztukę niedobrą jest

$$(M_1 + M_2 - M_3)/N.$$

Przedstawiając to w ogólniejszej symbolice, oznaczamy przez A zdarzenie polegające na trafieniu na sztukę niedobrą ze względu na właściwość a , przez B zdarzenie polegające na trafieniu na sztukę niedobrą ze względu na właściwość b . Prawdopodobieństwo trafienia na sztukę niedobrą jest prawdopodobieństwem zajścia zdarzenia A lub zajścia zdarzenia B . Oznaczmy to symboliczną sumą $A + B$. Prawdopodobieństwo zajścia zdarzenia $A + B$ jest więc

$$P(A + B) = \frac{M_1}{N} + \frac{M_2}{N} - \frac{M_3}{N}. \quad [6]$$

Ale $\frac{M_1}{N}$ jest prawdopodobieństwem zajścia zdarzenia

A , $\frac{M_2}{N}$ — prawdopodobieństwem zajścia zdarzenia B ,

a $\frac{M_3}{N}$ — jednoczesnego zajścia zdarzenia A i B . Jednoczesne zajście dwu zdarzeń A i B oznaczamy iloczynem AB .

Z wzoru [6] otrzymamy:

$$P(A + B) = P(A) + P(B) - P(AB). \quad [7]$$

Ogólnie, jeśli mamy n jakichkolwiek zdarzeń $A_1, A_2, A_3, \dots, A_n$ to

$$P(\sum A_i) = \sum P(A_i) - \sum P(A_i A_j) + \sum P(A_i A_j A_k) - \dots \pm P(A_1 A_2 A_3 \dots A_n). \quad [8]$$

Przypuśćmy, że badamy partię towaru na 3 właściwości A_1, A_2, A_3 . Zdarzenie A_i niech polega na otrzymaniu sztuki niedobrej ze względu na właściwość a_i .

Prawdopodobieństwo otrzymania sztuki niedobrej (według wzoru [8]) jest

$$P(A_1 + A_2 + A_3) = P(A_1) + P(A_2) + P(A_3) - P(A_1 A_2) - P(A_1 A_3) - P(A_2 A_3) + P(A_1 A_2 A_3).$$

Jeżeli zdarzenia A_1 i A_2 są od siebie niezależne, to znaczy, że zajście jednego zdarzenia nie ma wpływu na zajście drugiego, to zachodzi związek

$$P(A_1 A_2) = P(A_1) P(A_2). \quad [9]$$

Ogólnie, jeśli zdarzenia $A_1, A_2, A_3, \dots, A_n$ są niezależne, to

$$P(A_1 A_2 A_3 \dots A_n) = P(A_1) P(A_2) P(A_3) \dots P(A_n). \quad [10]$$

Przy niezależności zdarzeń A_1 i A_2 wzór [7] przechodzi we wzór

$$P(A_1 + A_2) = P(A_1) + P(A_2) - P(A_1) P(A_2). \quad [11]$$

Niech zdarzenie A_1 polega na zepsuciu się jednej maszyny, a zdarzenie A_2 niech polega na zepsuciu się drugiej maszyny. Prawdopodobieństwo zepsucia się którejkolwiek maszyny jest dane wzorem [11].

Jeżeli zdarzenia A_1 i A_2 nie tylko, że są niezależne ale również nie mogą jednocześnie zajść, to mówimy o nich, że się *wyłączają*, wtedy

$$P(A_1 A_2) = 0. \quad [12]$$

Gdy zdarzenia A_1 i A_2 są *w y ł ą c z a j ą c e* to prawdopodobieństwo zajścia zdarzenia A_1 lub zdarzenia A_2 jest

$$P(A_1 + A_2) = P(A_1) + P(A_2). \quad [13]$$

Ogólnie, jeśli zdarzenia $A_1, A_2, A_3, \dots, A_n$ wyłączają się, to $P(A_1 + A_2 + \dots + A_n) = P(A_1) + P(A_2) + \dots + P(A_n)$.

[14]

Przypuśćmy, że pomieszano 4 rodzaje żarówek 25, 50, 75 i 100 W w jednym pudle.

Niech zdarzenia A_1, A_2, A_3, A_4 polegają na trafieniu odpowiednio na żarówkę 25, 50, 75 i 100 świecową.

Prawdopodobieństwo wyciągnięcia żarówki 25 świecowej albo 50 świecowej jest sumą zdarzeń wyłączających się, bowiem wyciągnięcie żarówki 25 świecowej wyłącza możliwość wyciągnięcia w tym samym ciągnięciu żarówki 50 świecowej i odwrotnie.

W pudle są jeszcze żarówki 75 i 100 W, a więc jakkolwiek zdarzenia A_1 i A_2 są wyłączające, to jednak nie są one jedynie możliwe, czyli prawdopodobieństwo dane wzorem [10] nie jest równe jedności.

Gdyby w pudle były tylko żarówki dwu rodzajów wtedy zdarzenia A_1 i A_2 byłyby wyłączającymi się i jedynie możliwymi i miałyby zastosowanie wzór [4], który podaliśmy bez uzasadnienia.

To rozróżnienie zdarzeń jest bardzo istotne nawet w prostych zadaniach praktycznych; zle określenie prowadzi wielokrotnie do błędów, należy zatem przed przystąpieniem do rachunków skrupulatnie przebadać z jakimi zdarzeniami mamy do czynienia.

Rozkład hypergeometryczny

Rozkładamy na stole 10 jednakowych monet odwracając trzy z nich orłem do góry, a pozostałe 7 reszką do góry. Zasłaniamy je i jedna osoba wybiera na chybił trafił jedną monetę. Jakie jest prawdopodobieństwo, że osoba ta wybierze monetę odwróconą orłem do góry? Zdarzeniem A jest tu trafienie na monetę odwróconą orłem do góry, a ponieważ takich monet jest trzy na ogólną liczbę 10, więc żądane prawdopodobieństwo jest $P(A) = \frac{3}{10}$.

Pozwólmy osobie, która wybiera monety wybrać od razu dwie monety i teraz odpowiedzmy jakie jest prawdopodobieństwo, że jedna z wybranych monet będzie odwrócona orłem do góry.

Albo ogólnie założmy, że w zbiorze jest N elementów, a wśród nich M elementów jednego rodzaju a $N - M$ elementów drugiego rodzaju. Wybieramy jednorazowo n — elementów. Taki wybór jest jednoznaczny z wybieraniem po kolei i nie zwracaniem elementów do zbiorowości.

Równomogliwych układów z N elementów w grupach po n elementów jest $\binom{N}{n}$. Układy sprzyjające są te, w których jest m elementów jednego rodzaju

a $n - m$ elementów drugiego rodzaju wśród wybranych n . Elementy pierwszego rodzaju w liczbie m powstają z M elementów a takich układów jest $\binom{M}{m}$.

Z każdym z tych układów musi być połączony układ, składający się z elementów drugiego rodzaju w liczbie $n - m$, które powstają z $N - M$ elementów.

Układów takich jest $\binom{N-M}{n-m}$.

Zatem przypadków sprzyjających jest $\binom{M}{m} \binom{N-M}{n-m}$.

Prawdopodobieństwo wyciągnięcia m elementów jednego rodzaju i $n - m$ elementów drugiego rodzaju, wyciągając jednocześnie m elementów ze zbiorowości, w której jest M elementów pierwszego rodzaju a $N - M$ elementów drugiego rodzaju wyraża się wzorem

$$P\left(m, n; \frac{M}{N}\right) = \frac{\binom{M}{m} \binom{N-M}{n-m}}{\binom{N}{n}}. \quad [15]$$

Wzór ten wyraża rozkład prawdopodobieństwa zmiennej losowej m . Funkcję $P\left(m, n; \frac{M}{N}\right)$ nazywamy funkcją gęstości tego rozkładu. Po lewej stronie wzoru [15] w nawiasie podaje się trzy parametry: m — jako liczbę elementów jednego rodzaju, n — jako całkowitą liczbę pobranych elementów i $\frac{M}{N}$ jako stosunek liczby elementów jednego rodzaju do wszystkich elementów. Symbole po prawej stronie wzoru [15] są podstawieniami do wzoru

$$\binom{k}{r} = \frac{k!}{r! (n-r)!}, \quad [16]$$

z którego wynika, że wzór [15] można przedstawić również w postaci

$$P\left(m, n; \frac{M}{N}\right) = \frac{M! (N-M)! n! (N-n)!}{m! (M-m)! (n-m)! (N-M-n+m)! N!}.$$

Rozwiązanie naszego zadania wymaga jedynie podstawienia do wzoru [15].

Wracamy do naszego przykładu. Prawdopodobieństwo przy jednoczesnym pobraniu dwu monet, pojawienia się jednej monety odwróconej orłem do góry, jest

$$P\left(1, 2, \frac{3}{10}\right) = \frac{\binom{3}{1} \binom{10-3}{1-1}}{\binom{10}{2}} = \frac{7}{15}.$$

Bezpośrednie obliczenie bez korzystania z ogólnego wzoru [15] jest następujące. W dwu wybranych monetach jedna będzie orłem do góry, a druga reszką do góry tylko w dwu układach:

orzeł, reszka i reszka, orzeł.

Zjawisko wybrania jednej monety orłem do góry a drugiej reszką do góry jest sumą zjawisk wybrania orła i reszki lub reszki i orła. Prawdopodobieństwo pierwszego zjawiska jest prawdopodobieństwem ilo-

czynu zjawisk wybrania najpierw orła, czego prawdopodobieństwo jest $\frac{3}{10}$, a z pozostałego składu reszki,

czego prawdopodobieństwo jest $\frac{7}{9}$. Analogicznie dla

drugiego zjawiska prawdopodobieństwo wybrania reszki jest $\frac{7}{10}$ a z pozostałego składu orła jest $\frac{3}{9}$. Zatem

prawdopodobieństwo żądane jest

$$\frac{3}{10} \cdot \frac{7}{9} + \frac{7}{10} \cdot \frac{3}{9} = \frac{7}{15}.$$

W przypadku pobierania dwu monet jednocześnie może się nie pojawić żadna moneta odwrócona orłem do góry, prawdopodobieństwo tego zjawiska obliczone ze wzoru [15] jest

$$P\left(0, 2, \frac{3}{10}\right) = \frac{\binom{3}{0} \binom{7}{2}}{\binom{10}{2}} = \frac{7}{15}.$$

i wreszcie mogą się pojawić dwie monety odwrócone orłem do góry, czego prawdopodobieństwo jest

$$P\left(2, 2, \frac{3}{10}\right) = \frac{\binom{3}{2} \binom{7}{0}}{\binom{10}{2}} = \frac{1}{15}.$$

Oczywiście suma obliczonych prawdopodobieństw wynosi 1, gdyż w dwu wyciągniętych monetach mogła nie pojawić się żadna moneta odwrócona orłem do góry, jedna lub dwie.

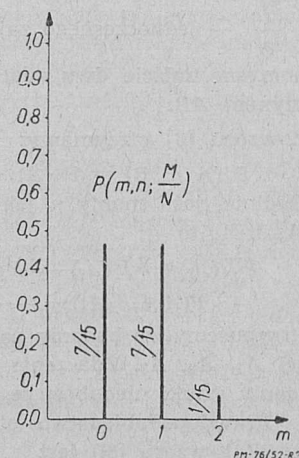
Przedstawmy te prawdopodobieństwa na rys. 2, na którym odcięta przedstawia liczbę monet odwróconych orłem do góry a

rzędna, odpowiadające tej liczbie prawdopodobieństwo. Prawdopodobieństwo równe jedności wyciągnięcia albo żadnej monety odwróconej orłem do góry albo jednej albo dwu, rozkłada się na trzy prawdopodobieństwa, stąd też możemy mówić, że dane zjawisko ma rozkład pokazany na rys. 2.

Jeśli ogólnie ze zbiorowości o liczbie elementów równej N , wśród których M ma pewną własność, wybieramy n elementów jednocześnie lub po kolei ale nie zwracamy ich do zbiorowości, to prawdopodobieństwo wyciągnięcia m elementów posiadających wspomnianą własność wyraża się wzorem [15]. O zjawisku takim mówimy, że ma rozkład *hypergeometryczny*.

A teraz rozpatrzmy przykład z kontroli odbiorczej.

Dostarczono partię 40 maszyn, wśród których jest 6 maszyn niedobrych na pewną właściwość. Na ogół badamy maszyny strupcentowo, lecz badanie pewnych właściwości może być kosztowne i decydujemy się na kontrolę statystyczną. Pobieramy próbkę, powiedz-



Rys. 2. Prawdopodobieństwa przy pobieraniu dwu monet.

my z 4 sztuk, i pytamy o kolejne prawdopodobieństwa nie pojawienia się w tej próbie ani jednej maszyny niedobrej, jednej, dwu, trzech lub czterech maszyn niedobrych. Prawdopodobieństwa te obliczone ze wzoru [15] są.

$$P\left(0,4; \frac{6}{40}\right) = 0,5075$$

$$P\left(1,4; \frac{6}{40}\right) = 0,3929$$

$$P\left(2,4; \frac{6}{40}\right) = 0,0921$$

$$P\left(3,4; \frac{6}{40}\right) = 0,0074$$

$$P\left(4,4; \frac{6}{40}\right) = 0,0001$$

Razem 1,0000

Istotnie interesującym jest na przykład pytanie, jakie jest prawdopodobieństwo pojawienia się w próbce z 4 sztuk co najwyżej jednej sztuki niedobrej jeśli w partii jest 6 sztuk niedobrych na 40 wszystkich sztuk.

Prawdopodobieństwo pojawienia się co najwyżej jednej sztuki niedobrej jest sumą prawdopodobieństw pojawienia się zera sztuk niedobrych albo jednej sztuki niedobrej i równa się wobec tego

$$P\left(0,4; \frac{6}{40}\right) + P\left(1,4; \frac{6}{40}\right) = 0,9004.$$

Przypuśćmy, że dostawca zna swoją partię i wie, że jest 6 sztuk niedobrych na 40. Gdy odbiorca powie mu, że godzi się na przyjęcie partii, jeśli wśród czterech zbadanych sztuk znajdzie się co najwyżej jedna niedobra, wtedy dostawca może przystąpić do transakcji z szansą dziewięćdziesięcioprocentową na sto, że jego partia zostanie uznana za dobrą, ponieważ prawdopodobieństwo otrzymania w próbce z 4 sztuk co najwyżej jednej sztuki niedobrej jest 0,90.

Dla małych partii towaru prawdopodobieństwa tego typu jak w przykładzie z maszynami oblicza się właśnie według wzoru [15].

Odbiorca dla przyjęcia dostarczonej mu partii towaru żąda, żeby w próbce z n — sztuk nie pojawiło się więcej niż m — sztuk niedobrych.

Gdy partia liczy N — sztuk, wśród których jest M — sztuk niedobrych, to prawdopodobieństwo, że partia taka zostanie przyjęta przy powyższych żądaniach oblicza się z wzoru:

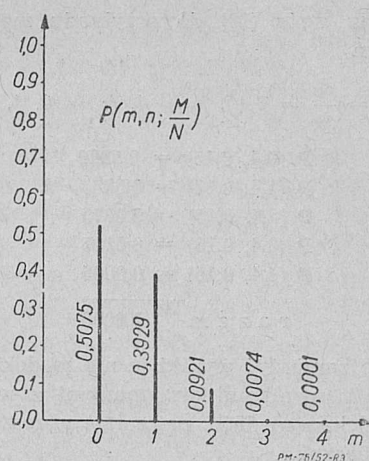
$$P\left(\leq m, n; \frac{M}{N}\right) = \sum_{k=0}^m \frac{\binom{M}{k} \binom{N-M}{n-k}}{\binom{N}{n}}. \quad [17]$$

Wzór ten wyraża t. zw. *prawo całkowite* (totalne) prawdopodobieństwa zwane też *dystrybuantą*.

Przykład z maszynami jest szczególnym przypadkiem zastosowania wzoru [17].

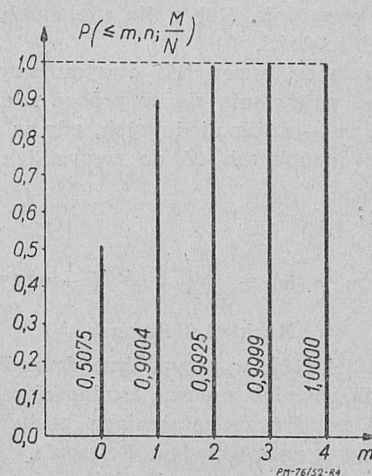
Dla lepszego wyjaśnienia tego procesu przedstawmy sobie na rysunku 3 rozkład prawdopodobieństw, obliczonych z wzoru [15] dla przykładu maszyn.

Prawdopodobieństwa natomiast dane wzorem [17] będą kolejnymi sumami, co na wykresie będzie od-



Rys. 3. Przykładowy rozkład prawdopodobieństw danych wzorem [15].

powiadało sumowaniu rzędnych. Zilustrowano to dla przykładu maszyn na rys. 4.



Rys. 4. Przykładowy rozkład podobieństw danych wzorem [17].

O innych własnościach rozkładu powiemy później, wyniknie to bowiem w łatwy sposób z ogólniejszych rozważań. Również podane będą tam pewne wielkości charakteryzujące ten rozkład.

Rozkład dwumianowy

W rozkładzie hypergeometrycznym prawdopodobieństwa są od siebie zależne, bowiem zbiorowość wyczerpuje się. Jeżeli założymy, że zbiorowość jest tak duża w porównaniu z próbką, że skład jej nie ulega zmianie w czasie pobierania próbki, to prawdopodobieństwa dane wzorem [15] uproszczą się.

Oznaczmy stosunek $\frac{M}{N}$ symbolem w . Jest to prawdopodobieństwo zajścia zdarzenia w jednym doświadczeniu.

Prawdopodobieństwo wyciągnięcia w próbce z n — elementów, m — elementów o żądanej własności gdy w zbiorowości stosunek elementów o żądanej własności do wszystkich elementów jest $w = \frac{M}{N}$, wyraża się wzorem

$$P(m, n, w) = \binom{n}{m} w^m (1-w)^{n-m}. \quad (18)$$

zwany wzorem *dwumianowym* lub *Bernoulli'ego*.

Zastosujmy wzór [18] do przykładu maszyn. Dla partii maszyn

$$w = \frac{M}{N} = \frac{6}{40} = 0,15, \quad n = 4, \quad m = 0, 1, 2, 3, 4.$$

$$P(0,4,0,15) = 0,5220$$

$$P(1,4,0,15) = 0,3685$$

$$P(2,4,0,15) = 0,0975$$

$$P(3,4,0,15) = 0,0115$$

$$P(4,4,0,15) = 0,0005$$

$$\text{razem} \quad 1,0000$$

Jak łatwo zauważyć wyniki te nie są dokładne, porównując je z wynikami otrzymanymi z wzoru [15], ale nieścisłości są nieduże, natomiast uproszczenia rachunkowe znaczne.

Toteż robimy wyraźny podział: jeśli partia jest mała, powiedzmy do 50 sztuk, należy posługiwać się wzorem [15], a gdy już jest większa to można z powodzeniem posługiwać się wzorem dwumianowym danym przez wyrażenie [18] o ile nie zależy nam na bardzo dużej ścisłości.

Analogicznie do wzoru [17] otrzymujemy prawdopodobieństwo pojawienia się w próbce z n — sztuk co najwyżej m — sztuk niedobrych, gdy w partii stosunek sztuk niedobrych M do wszystkich sztuk N

$$\text{był } w = \frac{M}{N}.$$

$$P(\leq m, n, w) = \sum_{k=0}^m \binom{n}{k} w^k (1-w)^{n-k}. \quad [19]$$

Rozkład Poissona

Wzory [18] i [19], w przypadku gdy próbki są duże, sprawiają również znaczne trudności rachunkowe, przeto przy poniższych założeniach posługujemy się rozkładem, zwanym rozkładem Poisson'a.

Oznaczmy iloczyn $nw = c$ i założmy, że c jest stałe.

Wartość c jest oczekiwaną liczbą sztuk niedobrych w próbce n sztukowej pobranej ze zbiorowości, w której stosunek liczby sztuk niedobrych do wszystkich

$$\text{sztuk jest } w = \frac{M}{N}.$$

Wychodząc z wzoru [18] przy n — dostatecznie dużym, prawdopodobieństwo otrzymania w próbce z n — sztuk m — sztuk niedobrych, gdy w partii stosunek sztuk niedobrych do wszystkich sztuk jest w , wyraża się wzorem Poissona:

$$P(m, c) = \frac{c^m}{m!} e^{-c}. \quad [20]$$

Wzór ten nadaje się, gdy $c = nw < 5$.

Rozpatrzmy nasz przykład z maszynami, obliczając żądane prawdopodobieństwa z wzoru [20]. Tu $c = nw = 4 \cdot 0,15 = 0,6 < 5$; $m = 0, 1, 2, 3, 4$.

$$P(0, 0,6) = 0,5487$$

$$P(1, 0,6) = 0,3293$$

$$P(2, 0,6) = 0,0989$$

$$P(3, 0,6) = 0,0199$$

$$P(4, 0,6) = 0,0031$$

$$\text{razem} \quad 0,9999 \approx 1,0000$$

Otrzymane wyniki również nie są zgodne z wynikami zupełnie poprawnymi, uzyskanymi z wzoru [15], lecz nie zawsze mamy małe partie i małe próbki.

W produkcji masowej próbki są nawet do 1500 sztuk, przy tym wadliwość partii w nie przekracza 10%; poczynając od próbki 100 sztuk z praktycznie wystarczającą dokładnością stosuje się wzór [20]. Za pomocą tego wzoru obliczono w polskiej normie PN/N-03001 całą tablicę planów odbiorczych wystarczającą do celów statystycznej kontroli jakości.

Obliczeń tych dokonano na podstawie wzoru

$$P(\leq m, c) = \sum_{k=0}^m \frac{c^k}{k!} e^{-c}. \quad [21]$$

W przypadku tych obliczeń interesującym było przy jakiej wadliwości partii dostawca będzie miał prawdopodobieństwo przyjęcia partii równe 95%, to znaczy, że w próbce z n — sztuk nie pojawi się więcej niż m — sztuk niedobrych. Podana tu wartość prawdopodobieństwa 95% jest wartością umowną.

Funkcja, dana wzorem [21], jest stabilizowana, przeto można znaleźć dla każdej wartości $m = 0, 1, 2, 3, \dots$ i prawdopodobieństwa $P(\leq m, c) = 0,95$ wartość c . Tę wartość c oznacza się przez c_2 i w pomocniczej tabelce układ dla różnych wartości m , odpowiadające im wartości c_2 dla danego n .

$$c_2 = nw_2 \quad \text{stad} \quad w_2 = \frac{c_2}{n}.$$

Analogicznie postępuje się przy obliczaniu wadliwości partii, przy której jest z góry dane prawdopodobieństwo jej przyjęcia.

W PN/N — 03001 jest np. w tablicy pomocniczej dla $m = 3$ $c_2 = 1,37$. A więc prawdopodobieństwo, że w próbce dajmy na to równej 100 sztukom pojawi się co najwyżej trzy sztuki niedobre jest 95% gdy wadli-

$$\text{wość partii wynosi } w_2 = \frac{c_2}{100} = 0,0137 \approx 1,4\%.$$

Oczywiście nie jest to jedyne zastosowanie wzoru Poissona, lecz w przypadku tym zastosowanie jest niezwykle proste.

Ograniczamy się jedynie do podania tych trzech rozkładów nieciągłych, omówimy ich własności posługując się pojęciem wartości oczekiwanej.

Zmienna losowa

Jak widzieliśmy w poprzednich przykładach zjawisko w pewnej liczbie doświadczeń mogło nie wystąpić w ogóle, mogło wystąpić raz, dwa razy itd. Każdej liczbie określającej ilość wystąpień zjawiska przyporządkowaliśmy pewne prawdopodobieństwo, obliczone bądź z wzoru [15] bądź [18], bądź wreszcie z wzoru [20]. Liczba pojawień się zjawiska zależy od przypadku, dlatego też taką zmienną nazywamy zmienną przypadkową, bądź zmienną losową, ponieważ wartość jej zależy od wyniku losowania.

Zmienną losową jest na przykład liczba niedobrych maszyn, które mogliśmy wylosować w próbce z $n = 4$ sztuk, z prawdopodobieństwami podanymi na rys. 3.

Oznaczmy zmienną losową symbolem x , a wartości jakie ona może przyjmować symbolami $x_1, x_2, x_3, \dots, x_k$.

Zmienna losowa x może przyjmować podane wartości z prawdopodobieństwami, które oznaczmy odpowiednio przez

$$P_1, P_2, P_3, \dots, P_k.$$

Wartość oczekiwana

Wartością oczekiwaną zmiennej losowej x nazywamy wyrażenie

$$E(x) = x_1 P_1 + x_2 P_2 + \dots + x_k P_k, \quad [22]$$

które jest sumą iloczynów możliwych wartości zmiennej przez odpowiadające im prawdopodobieństwa.

W przykładzie naszym partia miała wadliwość $w = 0,15$, pobieraliśmy próbkę z $n = 4$ sztuk.

Oczekiwana liczba sztuk niedobrych w próbce, w przypadku gdy prawdopodobieństwa obliczaliśmy z wzoru [15] jest

$$E_1(x) = 0 \cdot 0,5075 + 1 \cdot 0,3929 + 2 \cdot 0,0921 + 3 \cdot 0,0074 + 4 \cdot 0,0001 = 0,5997.$$

Gdy prawdopodobieństwa obliczaliśmy z wzoru [18] jest

$$E_2(x) = 0 \cdot 0,5220 + 1 \cdot 0,3685 + 2 \cdot 0,0975 + 3 \cdot 0,0115 + 4 \cdot 0,0005 = 0,6000$$

i wreszcie gdy prawdopodobieństwa obliczaliśmy z wzoru [20]

$$E_3(x) = 0 \cdot 0,549 + 1 \cdot 0,329 + 2 \cdot 0,099 + 3 \cdot 0,020 + 4 \cdot 0,003 = 0,599.$$

Okazuje się, że wartości oczekiwane są sobie równe (w granicach dokładności obliczeniowej) bez względu na to według jakiego wzoru były obliczane prawdopodobieństwa.

Wartość oczekiwana jest to wielkość, której należy oczekiwać, jeśli wykonamy dużą liczbę doświadczeń. Najczęściej wartość oczekiwana nie jest żadną z wielkości, które przybiera zmienna x . Przekonać się o tym możemy obliczając oczekiwaną liczbę oczek na ściance kostki do gry, gdy będziemy wielokrotnie rzucali kostką, sumowali liczbę oczek i dzielili tę sumę przez liczbę rzutów. Z jednej strony wykonując doświadczenia otrzymamy średnią, z drugiej strony obliczymy teoretycznie wartość oczekiwaną. Teoretyczną wartość obliczymy poniżej, doświadczalną może otrzymać każdy posiadacz kostki do gry.

Ponieważ liczba oczek na ściance kostki do gry przyjmuje wartości 1, 2, 3, 4, 5, 6 z równymi prawdopodobieństwami $1/6$ więc

$$E(x) = \frac{1}{6} (1 + 2 + 3 + 4 + 5 + 6) = 3,5.$$

Taka jest wartość oczekiwana liczby oczek, ale przecież żadna ścianka kostki nie ma na sobie liczby oczek 3,5.

W rozkładzie hypergeometrycznym wartość oczekiwana jest

$$E(x) = \sum_{k=0}^n k \frac{\binom{M}{k} \binom{N-M}{n-k}}{\binom{N}{n}} = \frac{M}{N} n = nw. \quad [23]$$

W rozkładzie dwumianowym wartość oczekiwana jest

$$E(x) = \sum_{k=0}^n k \binom{n}{k} w^k (1-w)^{n-k} = nw. \quad [24]$$

W rozkładzie Poissona wartość oczekiwana jest

$$E(x) = \sum_{k=0}^n k \frac{c^k}{k!} e^{-c} = nw = c. \quad [25]$$

Porównajmy wzory [23], [24] i [25]. Dają one tę samą

wartość teoretyczną dla wartości oczekiwanej, a więc wynik obliczenia oczekiwanej liczby niedobrych maszyn w próbce nie był przypadkowy.

Wartość oczekiwana reprezentuje wartość środkową zmiennej losowej, dookoła której skupiają się punkty pozostałe, jest łatwa do obliczeń, dzięki czemu zdobyła sobie wielką popularność zarówno w teorii jak i w praktyce. Ze względu na twierdzenie, że oczekiwana wartość średniej S_n z próbki n sztukowej jest równa wartości średniej $\bar{x}$ w zbiorowości $E(S_n) = \bar{x}$, szacuje się wartość średnią w zbiorowości za pomocą średniej z próbki. Nie jest ona wystarczającą charakterystyką zbiorowości, bowiem nie charakteryzuje rozrzutu wartości zmiennej losowej.

Odchylenie średnie

Przypuśćmy, że w wyniku doświadczenia otrzymaliśmy dwa następujące ciągi obserwacji

$$\begin{array}{c} 2, 3, 4, 5 \\ i \quad 0, 3, 4, 7 \end{array}$$

Średnia z pierwszego ciągu obserwacji jest

$$3, 5$$

i z drugiego też

$$3, 5.$$

Rozrzut w drugim ciągu obserwacji jest większy niż w pierwszym.

Za miarę koncentracji elementów zbiorowości składającej się z N elementów $x_1, x_2, x_3 \dots x_N$, przyjmuje się najczęściej odchylenie średnie wyrażone wzorem

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2}, \quad [26]$$

w którym $\bar{x}$ oznacza średnią $\bar{x} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i$, a N liczbę elementów.

Odchylenie średnie wyraża się w tych samych jednostkach w jakich wyraża się rozpatrywana wielkość.

Zjawisko rozrzutu obserwujemy przy produkcji. Zdarza się, że średnia wymiarów nie ulega zmianie, lecz poszczególne egzemplarze wykazują coraz większe odchylenia od wartości średniej w miarę zużywania się narzędzi produkcyjnych.

Ujęcie liczbowe wzrastającego rozrzutu jest naszym celem teoretycznym, a praktycznym sprowadzenie go do dopuszczalnego minimum. W przypadku obserwowania błędów pomiarowych, odchylenie średnie nazywa się zwykle *błędem średnim*.

Miara ta jest najwygodniejsza w sensie teoretycznym, nie zawsze jednak w praktycznym, bo trudno ją obliczać.

W statystycznej kontroli jakości produkcji bieżącej przyjmuje się na przykład jako najwygodniejszą miarę rozrzutu *rozstęp*, to jest różnicę między największą a najmniejszą wartością otrzymaną w czasie badania. Ujęcie teoretyczne rozstępu jest trudne, lecz do zastosowań praktycznych zbudowano tablice, które całkowicie zastępują wzory.

Kwadrat odchylenia średniego definiujemy teoretycznie jako wyrażenie

$$\sigma^2 = E(m^2) - [E(m)]^2, \quad [27]$$

zwane również *wariancją* (to jest różnicą między wartością oczekiwaną kwadratu zmiennej i kwadratem wartości oczekiwanej) i oznaczone symbolem w .

TABLICA I. Niektóre rozkłady nieciągłe.

Nazwa rozkładu	Funkcja gęstości rozkładu	Dystrybucja	Wartość oczekiwana	Wariancja (kwadrat odchylenia średniego)
Hypergeometryczny	$P(m, n; \frac{M}{N}) = \frac{\binom{M}{m} \binom{N-M}{n-m}}{\binom{N}{n}}$	$P(\leq m, n; \frac{M}{N}) = \sum_{k=0}^m \frac{\binom{M}{k} \binom{N-M}{n-k}}{\binom{N}{n}}$	$E(m) = \frac{M}{N} n$	$\sigma^2 = \frac{M}{N} \cdot \frac{N-M}{N} n \left(\frac{N-n}{N-1} \right)$
Dwumianowy	$P(m, n; w) = \binom{n}{m} w^m (1-w)^{n-m}$	$P(\leq m, n, w) = \sum_{k=0}^m \binom{n}{k} w^k (1-w)^{n-k}$	$E(m) = nw$	$\sigma^2 = n w (1-w)$
Poisson'a	$P(m, nw=c) = \frac{c^m}{m!} e^{-c}$	$P(\leq m, nw=c) = \sum_{k=0}^m \frac{c^k}{k!} e^{-c}$	$E(m) = n w = c$	$\sigma^2 = (n w)^2$
Wielomianowy	$P = \frac{n!}{n_1! n_2! \dots n_k!} P_1^{n_1} \cdot P_2^{n_2} \dots P_k^{n_k}$		$E(x) = \sum_{i=1}^k x_i p_i$	$\sigma^2 = \sum_{i=1}^k x_i^2 p_i - [E(x)]^2$

W rozkładzie hypergeometrycznym odchylenie średnie jest dane wzorem

$$\sigma = \sqrt{w(1-w)n} \sqrt{\frac{N-n}{N-1}} \quad [28]$$

W rozkładzie dwumianowym odchylenie średnie jest dane wzorem

$$\sigma = \sqrt{w(1-w)n}. \quad [29]$$

W rozkładzie Poissona odchylenie średnie jest dane wzorem

$$\sigma = n w = c. \quad [30]$$

Z rozkładów nieciągłych podaliśmy tu tylko trzy: mające może najszerze zastosowanie w praktyce przemysłowej. Wykorzystanie tych rozkładów do zagadnień przemysłowych ze względu na ich elementarną formę nie nastręcza trudności, jeśli ma się trochę opanowaną technikę rachunkową.

Dla celów użytkowych wymienione rozkłady podane są w tabelicy I.

Nie wymaga ona komentarzy, a jedynie dopisywania innych rozkładów, które czytelnik uzna za stosowne mieć w swojej kartotece narzędzi schematycznie uporządkowanych.

Mamy tu w stosunku do czytelnika jeszcze jedno zobowiązanie, a mianowicie nie podaliśmy przykładu zastosowania rozkładu dwumianowego. Ad rem.

Przypuśćmy, że mamy do czynienia z pewnym procesem produkcyjnym i chcemy kontrolować jego stabilność. Niech na przykład będzie automat, który produkuje przeciętnie 96% sztuk dobrych. Wadliwość produkcji wynosi więc 4%. Będziemy dążyli do zmniejszenia tej ilości braków, ale to zagadnienie będzie przedmiotem dalszych artykułów. Chwilowo ograniczymy się do rozważań, mających na celu ustalenie metody postępowania dla postawienia granicy między przypadkiem a istotną przyczyną powodującą braki.

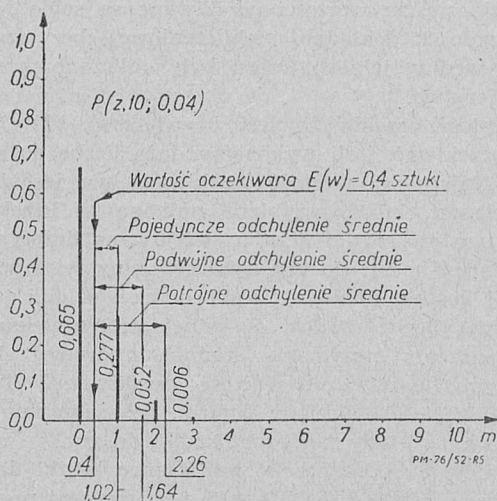
Ponieważ zbiór przedmiotów jest dość znaczny, możemy zastosować rozkład dwumianowy.

Chcąc kontrolować działanie naszego automatu, pobieramy co pewien czas, zależny od warunków technicznych i ekonomicznych, próbkę np. z 10 sztuk; badamy ją i stwierdzamy liczbę braków z .

Jaką wielką wartość może przyjąć z , iżbyśmy mogli uważać, że tę wartość należy przypisać przypadkowi, a od jakiej wartości począwszy będziemy mogli

uważać, że powstała jakaś przyczyna powiększająca liczbę braków?

Przedstawmy ten rozkład na rys. 5, przy tym skorzystamy z wzoru [18], w którym wstawiamy $w = 0,04$, $n = 10$ i obliczamy dla każdej wartości z prawdopodobieństwa.



Rys. 5. Rozkład prawdopodobieństwa dla próbki z 10 sztuk.

Prawdopodobieństwa te wyliczamy i wpisujemy w tabelicy II.

TABLICA II. Prawdopodobieństwa z wzoru dwumianowego

z	$P(z, 10; 0,04)$
0	0,665
1	0,277
2	0,052
3	0,006
4	0,000
razem	1,000

Obliczmy teraz wartość oczekiwaną i zamieścimy ją na rysunku. Z wzoru [24] jest

$$E(z) = nw = 10 \cdot 0,04 = 0,4 \text{ sztuki}$$

Otrzymana wartość 0,4 sztuki nie ma tu odpowiednika, ponieważ nie pojawi się nigdy pewna część sztuki nie-dobrej, lecz wartość ta wskazuje nam na koncentrację w okolicy 0,4 sztuki, co oznacza, że najczęściej nie będzie się pojawiała żadna sztuka niedobra lub jedna sztuka niedobra.

Obliczmy teraz odchylenie średnie.

Z wzoru [29] jest

$$\sigma = \sqrt{n w (1 - w)} = \sqrt{10 \cdot 0,04 \cdot 0,96} \approx 0,62 \text{ sztuki.}$$

Jaki był cel obliczenia odchylenia średniego pokazujemy natychmiast.

Odejmijmy i dodajmy od wartości oczekiwanej wartość pojedynczego odchylenia średniego, otrzymamy $0,4 - 0,62 = -0,22$ sztuki i $0,4 + 0,62 = 1,02$ sztuki. Pierwsza wartość jest poniżej zera i zastąpimy ją zerem jako najmniejszą wartością, którą możemy otrzymać z obserwacji. Zapytajmy jakie jest prawdopodobieństwo, że w próbie z 10 sztuk pojawi się liczba sztuk niedobrych zawarta między zerem a 1,02 sztuki, czyli jakie jest prawdopodobieństwo otrzymania liczby sztuk niedobrych w granicach jednego odchylenia średniego.

Prawdopodobieństwo to jest sumą prawdopodobieństw otrzymania zera lub jednej sztuki niedobrej. Ponieważ prawdopodobieństwa te mamy obliczone w tablicy II, więc wystarczy je do siebie dodać. Otrzymujemy więc, że liczba sztuk niedobrych będzie albo zero albo jeden z prawdopodobieństwem

$$0,65 + 0,277 = 0,942.$$

Jeśli nas nie zadawała ta wielkość prawdopodobieństwa, to możemy ustalić jakie jest prawdopodobieństwo, aby liczba sztuk niedobrych nie przekroczyła podwójnego, czy nawet potrójnego odchylenia średniego.

Granice podwójnego odchylenia średniego są

$$0 \text{ sztuk i } 0,40 + 2 \cdot 0,62 = 1,64 \text{ sztuki.}$$

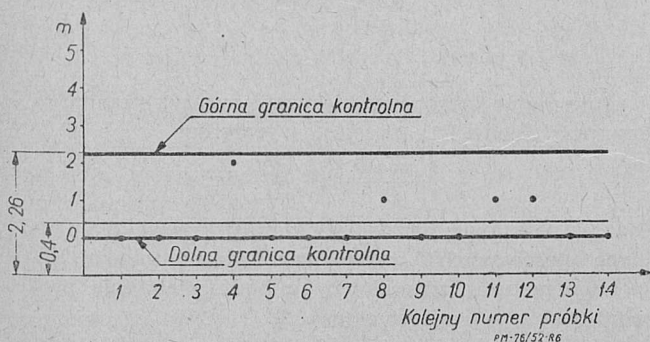
Granice potrójnego odchylenia średniego są

$$0 \text{ sztuk i } 0,40 + 3 \cdot 0,62 = 2,26 \text{ sztuki.}$$

Prawdopodobieństwo nieprzekroczenia podwójnego odchylenia średniego jest równe 0,954 a potrójnego 0,997.

Zwykle posługujemy się potrójnym odchyleniem średnim, gdyż prawdopodobieństwo, aby liczba sztuk niedobrych w próbie dzięki przypadkowi przekroczyła granice potrójnego odchylenia średniego jest (0,003) bardzo małe i w praktyce możemy się z nim nie liczyć.

Na tej podstawie możemy skonstruować kartę kontrolną przedstawioną na rys. 6.



Rys. 6. Wzór karty kontrolnej dla liczby sztuk niedobrych w próbie z 10 sztuk.

Na osi odciętych odkłada się liczby oznaczające numery próbek w jednakowych odstępach. Na osi rzędnych odmierza się wartość oczekiwaną, w naszym przypadku równą 0,4 sztuki i granice potrójnego odchylenia

średniego zwane granicami kontrolnymi, w naszym przypadku 0 sztuk i 2,26 sztuki. Na tych wysokościach prowadzi się odpowiednie linie równoległe do osi odciętych.

Wyniki kolejnych próbek nanosi się na rys. 6. W przypadku gdy jeden punkt przekroczy granicę kontrolną jest to ostrzeżenie, że nastąpiło pogorszenie produkcji bo nie można tego zjawiska przypisać przypadkowi, ponieważ na skutek przypadku w 1000 próbek oczekujemy 3 punktów poza granicami kontrolnymi. Dla kilku lub kilkunastu próbek, które wykonujemy nie spodziewamy się ani jednego punktu poza granicami kontrolnymi. Pojawienie się punktu poza granicami świadczy, że hipoteza nasza, że produkcja nie ulega zmianie nie jest słuszna, więc hipotezę tę odrzucamy i przyjmujemy hipotezę przeciwną, że wydajność produkcji uległa zmianie. W ten sposób rozdzieliliśmy niejako działanie przypadku od działania istotnych przyczyn, co było naszym celem postawionym na wstępie. Zagadnienia te będą szerzej omawiane w następnych artykułach niniejszego cyklu.

Na zakończenie omawiania rozkładów nieciągłych podamy jeszcze uogólnienie rozkładu dwumianowego.

Rozkład dwumianowy stosuje się do zmiennych losowych, przyjmujących dwie wartości.

Jeśli zmienna losowa przyjmuje więcej niż dwie wartości, lecz nie jest zmienną ciągłą, to zachodzi potrzeba uogólnienia rozkładu dwumianowego na rozkład wielomianowy.

Rozważmy zmienną losową x przyjmującą jedynie wartości

$$x_1, x_2, x_3, \dots, x_k$$

z prawdopodobieństwami

$$P_1, P_2, P_3, \dots, P_k.$$

Prawdopodobieństwo pojawienia się n_1 razy wartości x_1 , n_2 razy wartości x_2 itd. n_k razy wartości x_k , gdy wykonano n doświadczeń i gdy jedynymi wartościami, które może przybierać x są wartości $x_1, x_2,$

$x_3, \dots, x_k$, przy tym $\sum_{i=1}^k n_i = n$, jest

$$P = \frac{n!}{n_1! n_2! \dots n_k!} P_1^{n_1} \cdot P_2^{n_2} \dots P_k^{n_k}. \quad [31]$$

Wyrażenie to nazywamy prawem rozkładu wielomianowego przez analogię do rozkładu dwumianowego.

P r z y k ł a d

Rzucając kostkę do gry np. 21 razy mamy szanse na pojawienie się jedynie wartości 1, 2, 3, 4, 5, 6 bowiem tylko te liczby są wypisane na ściankach kostki do gry, są to wartości $x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6$.

Prawdopodobieństwa $P_1, P_2, P_3, P_4, P_5, P_6$ są wszystkie równe $1/6$. Zapytać możemy teraz jakie jest na przykład prawdopodobieństwo pojawienia się w 21 rzutach — raz jedynki, dwa razy dwójki, trzy razy trójki, cztery razy czwórki, pięć razy piątki i sześć razy szóstki w dowolnej kolejności. Tu

$$\begin{aligned} n_1 &= 1 & n_4 &= 4 \\ n_2 &= 2 & n_5 &= 5 \\ n_3 &= 3 & n_6 &= 6 \end{aligned}$$

Korzystając z wzoru [31] mamy

$$P = \frac{21!}{1! 2! 3! 4! 5! 6!} \left(\frac{1}{6}\right)^{1+2+3+4+5+6} = 0,00009. \quad (c. d. n.)$$

Samoczynne sterowanie zaworu¹⁾

Prof. inż. ZDZISŁAW RYTEL

Stała tendencja w lepszym wyzyskiwaniu urządzeń maszynowych przez powiększanie prędkości — w silnikach przejawia się dążnością do wprowadzenia coraz wyższej liczby obrotów mechanizmu korbowego; w rezultacie uzyskuje się większą moc osiąganą z pojemności skokowej, a więc wielkości proporcjonalnej do środków nakładowych urządzenia. Zagadnienie to nie daje się jednak rozwiązać w sposób prosty, w większości przypadków wymaga to opracowania konstrukcji specjalnie przystosowanej do powiększonej prędkości, bądź oparcia się o odmienne rozwiązania konstrukcyjne.

Artykuł wskazuje na inne możliwości konstrukcyjne w tym zakresie w zastosowaniu do silników parowych. Ponieważ zasada działania, mianowicie samoczynne uruchamianie zaworu wlotowego, nie była dotychczas zastosowana, rozpatrzona została kinematyka stawidła tego rodzaju i wyprowadzono równania wiążące poszczególne czynniki, które wpływają na charakter i jakość pracy stawidła samoczynnego. W zakończeniu ujęte są przewidywane wyniki i podkreślone cechy, jakie odróżniają silnik ze stawidłem samoczynnym od normalnego tłokowego silnika parowego.

Uruchamianie zaworów w silnikach szybkoobrotowych wymaga wprowadzenia do układu stawidłowego bardzo wysokich przyspieszeń, z czym związane jest znaczne obciążenie mechanizmu, głównie wynikające z oporów bezwładności. Szczególnie trudne staje się uruchomienie zaworów w silnikach parowych o wysokiej liczbie obrotów, pracujących przy małych napełnieniach, a więc z pojedynczym rozprężaniem pary doprowadzanej o wysokim ciśnieniu, jak również w szybkoobrotowych silnikach spalinowych dwusuwowych przelotowych, posiadających np. zawór bądź parę zaworów wydechowych.

Trudność rozwiązania układu stawidłowego polega na tym, że zawory otwierają się w silnikach tego rodzaju na okres czasu wyrażający się w tysięcznych częściach sekundy, co odpowiada kątowi korby wału korbowego zawartemu w granicach $30 \div 90^\circ$. Mechanizm stawidłowy w tych przypadkach musi składać się z elementów o wysokiej wytrzymałości, tym niemniej jest narażony na względnie szybkie zużycie się, a uszkodzenia, szczególnie sprężyn zaworowych, są stosunkowo częste.

Przy konstrukcji zaworu, która w dalszej treści zostanie szczegółowiej wyjaśniona, można będzie w pewnym stopniu te trudności ominąć, przy czym uzasadnienie najdogodniej jest przeprowadzić na silniku parowym przelotowym, posiadającym zawór dolotowy umieszczony w głowicy cylindrowej.

Silniki tego typu pracują przy mocy nominalnej na ogół z napełnieniem rzędu 6% do 8%, oczywiście przy częściowym obciążeniu napełnienie będzie jeszcze mniejsze, zaś bieg jałowy może utrzymać przy napełnieniu tylko paru procent. Niech żądana liczba obrotów takiego silnika wynosi n na min., zaś okres czasu, w którym zawór jest otwarty równa się $2T$ sek, a odpowiadający temu okresowi kąt korby $2\alpha_T$, wyrażony w mierze stopniowej, to czas otwierania zaworu (przy ruchu symetrycznym) równa się

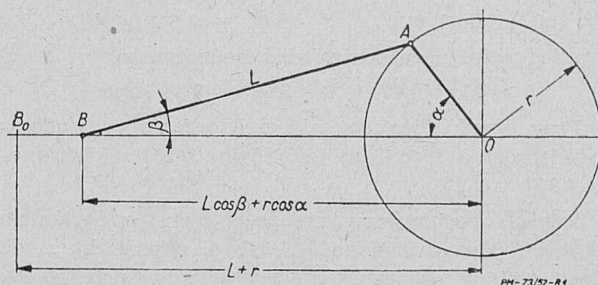
$$T = \frac{\alpha_T}{6 \cdot n} \text{ sek.}$$

Okres otwierania zmniejsza się w miarę zmniejszania się napełnienia, co łączy się ze spadkiem obciążenia silnika.

Pomiędzy kątem korby α , a napełnieniem cylindra u (rozważany jest silnik jednostronnego działania z prostym bądź wodzikowym układem korbowym) istnieje związek (rys. 1):

$$u = \frac{2x}{r} = \frac{1 - \cos \alpha}{2} + \frac{1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}}{2}$$

gdzie: r — promień korby, x — przesunięcie tłoka odpowiadające kątowi α , λ — iloraz r/L (L — długość korbowodu). Pierwszy człon wyraża zależność dla korbowodu o nieskończonej długości, drugi — stanowi poprawkę na skończoną długość korbowodu, która daje $\lambda < 1$.



Rys. 1.

Zwykle dla uproszczenia obliczeń rozwijamy licznik ułamka w szereg:

$$\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} = 1 - \frac{\lambda^2}{2} \sin^2 \alpha + \frac{\lambda^4}{8} \sin^4 \alpha - \frac{1}{16} \lambda^6 \sin^6 \alpha + \dots$$

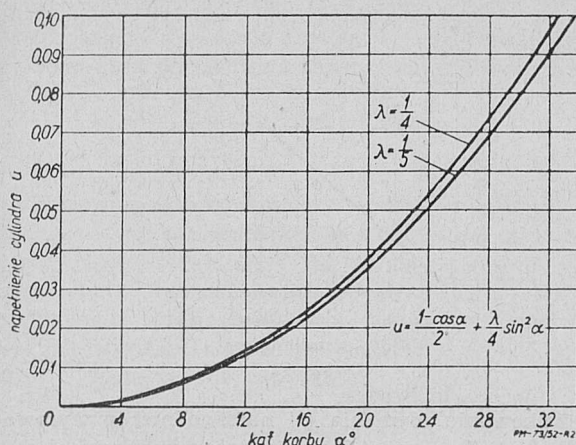
i zatrzymując tylko dwa pierwsze wyrazy, otrzymujemy przybliżone lecz prostsze wyrażenie:

$$u \approx \frac{1 - \cos \alpha}{2} + \frac{\lambda}{4} \sin^2 \alpha$$

Na tej podstawie wyznaczone zostały krzywe dla różnych stosowanych λ , ustalające związek między napełnieniem u i kątem korby α bądź wielkością proporcjonalną — czasem t (rys. 2).

Całkowity kąt otwarcia $2\alpha_T$ jest co prawda większy, ponieważ zawsze mamy do czynienia z wcześniejszym tzw. przedzwrotowym kątem otwierania, jaki zamyka się — zależnie od systemu stawidła i prędkości silnika — przeciętnie w granicach $5 \div 25^\circ$. W silnikach spalinowych ten kąt jest stały i nie zmienia swej wielkości zależnie od obciążenia, w silnikach pa-

¹⁾ Referat wygłoszony w dn. 18 lutego 1952 r. na posiedzeniu Komisji Mechaniki Towarzystwa Naukowego Warszawskiego.



Rys. 2.

rowych dąży się do tego, aby podczas dostosowania napełniania przez stawidło do obciążenia kąt wlotu przedzwrotowego pozostał możliwie niezmienny. Biorąc powyższe pod uwagę możemy ustalić całkowity kąt korby, odpowiadający okresowi otwierania i zamykania zaworu wlotowego, na $30 \div 60^\circ$.

Liczbowa wielkość kąta α_T pozwala obliczyć przyspieszenia, występujące podczas ruchu zaworu, przy założeniu, że na początku wlotu prędkość zaworu jest równa zero, a przyspieszenia dla wartości dodatnich i ujemnych są stałe, przy czym stosunek ich wyraża się współczynnikiem $\varphi > 1$;

$$a_{\text{dod.}} = \frac{2h}{T^2} (1 + \varphi) \quad a_{\text{ujemne}} = \frac{2h}{T^2} \left(1 + \frac{1}{\varphi} \right)$$

Niech pełny skok zaworu wynosi $h = 5 \text{ mm}$ i $\varphi = 3$ wówczas przyspieszenia równają się:

T sek	0,001	0,002	0,003	0,004	0,005
a_{dod} m/sek ²	$40 \cdot 10^3$	$10 \cdot 10^3$	4500	2500	1600
$a_{\text{ujem.}}$ m/sek ²	$13,3 \cdot 10^3$	$3,33 \cdot 10^3$	1500	833	533

Przykład ten wskazuje jak trudno jest rozwiązać mechanizm stawidłowy, jeżeli — na skutek wysokiej liczby obrotów silnika i małych napełnień, okres otwierania zaworu wyraża się w tysięcznych częściach sekundy.

Nieco korzystniej zagadnienie to rozwiązuje się przy stawidłach suwakowych, które w chwili otwierania wlotu posiadają już określoną prędkość, obciążającym natomiast czynnikiem w stawidle suwakowym jest znaczny ciężar części ruchomych i w porównaniu z zaworami, wielki opór przesuwowy.

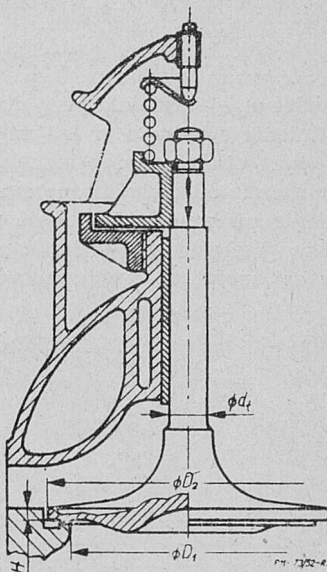
Reasumując tę krótką analizę należy podkreślić następujące wytyczne konstrukcyjne dla rozwiązania rozrządu o wysokiej liczbie obrotów, w zastosowaniu do silnika parowego:

1) najkorzystniej jest wzorować urządzenie sterujące raczej na działaniu suwaka a nie zaworu, bowiem tego rodzaju układ działa przy znacznie większym kącie korby i tym samym nie wymaga wprowadzania do mechanizmu nadmiernie wysokich przyspieszeń.

2) Rozrząd dla zmiennego obciążenia tak należy rozwiązywać, aby skok elementu sterującego był zmienny tj. mały — dla małych napełnień, a powiększający się w miarę wzrostu napełnienia; warunkowi temu między innymi czyni zadość stawidło biegunowe.

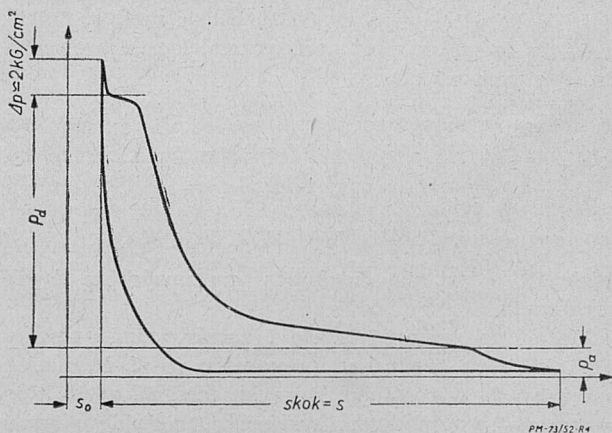
3) Masy części mechanizmu rozrządczego, które zmieniają położenie w okresie działania stawidła powinny być możliwie małe.

Warunkom powyższym czyni zadość zawór, którego schemat konstrukcyjny podany jest na rys. 3; zawór składa się z grzybka, którego przylgna posiada wewnętrzną średnicę — D_1 , zaś cylindryczne obrzeże o średnicy D_2 prowadzone jest z określonym luzem w gnieździe o wysokości H . Trzon zaworu posiada średnicę d_t i obciążony jest sprężyną, wywierającą przy zamkniętym zaworze nacisk wstępny S_0 ; nacisk ten można zmieniać przesuwając odpowiedni element, który na schemacie posiada postać śruby. Na trzonie zaworu, poniżej sprężyny, założone zostało urządzenie tłumiące osiadanie zaworu, którego działanie idealowo można porównać z „kataraktą“ stawideł wychwytowych; w aktualnym przypadku czynnikiem tłumiącym byłoby powietrze.



Rys. 3.

Uruchomienie zaworu wywołane jest ciśnieniem sprężania, w chwili gdy tłok dobiega do odkorbowego martwego położenia, a ciśnienie sprężania zbliża się do swego maksimum; w danym razie należy przyjąć, że to ciśnienie jest wyższe od ciśnienia pary dolotowej. Taki stan rzeczy nie należy do wyjątków, przy pewnych zakłóceniach w biegu urządzeń kondensacyjnych silników przelotowych, pracujących z bardzo małymi przestrzeniami szkodliwymi, zdarza się często przekroczenie ciśnienia pary dolotowej w końcu suwu sprężania i wykres indykatorowy przyjmuje postać podaną na rys. 4; w danym przypadku nadwyżka



Rys. 4.

ciśnienia wyniosła ok. 2 atm. Przekroczenie ciśnienia dolotowego w normalnych typach silników parowych jest zjawiskiem niepożądanym, natomiast w przypadku rozpatrywanym może służyć pozytywnej sprawie

— wprawienia w ruch organu rozrządczego, którego działanie tym samym będzie działaniem samoczynnym.

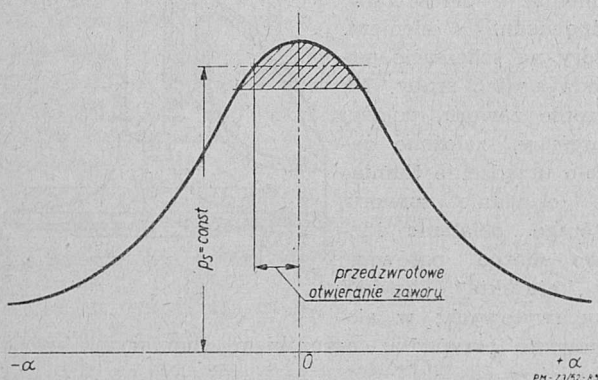
Zakładając zatem zgodnie z rys. 3:

D_1 — średnica wewnętrzna przyłgni zaworu w cm,
 D_2 — średnica zewnętrzna obrzeża grzybka zaworu w cm, d_t — średnica trzonu zaworu,
 możemy napisać równanie równowagi sił działających na zawór w chwili otwierania zaworu:

$$\frac{\pi}{4} (D_2^2 - d_t^2) p_d + S_0 = \frac{\pi D_1^2}{4} p_s$$

gdzie: p_d — ciśnienie pary dolotowej, w kg/cm^2 , p_s — ciśnienie sprężania w kg/cm^2 .

Aby ciśnienie p_s osiągnęło żadaną wysokość należy dobrać odpowiednio parametry silnika, a więc: ciśnienie wydmuchu, wysokość szczelin wylotowych silnika przelotowego, wielkość przestrzeni sprężania i to w zależności od wykładnika politropy sprężania.



Rys. 5.

W otoczeniu bliskim martwemu położeniu tłoka można będzie p_s dla okresu otwierania zaworu uważać jako wielkość stałą; na rys. 5 wyznaczona jest krzywa sprężania w zależności od kąta korby α . W rzeczywistości wielkość p_s w okresie otwierania zaworu zmienia się w niewielkich granicach, bowiem zależy od dwóch prędkości — tłoka i zaworu; we wstępnym okresie ruchu — na skutek wyższej prędkości tłoka — p_s nieco wzrasta w następnym — przy wyrównaniu się prędkości obu elementów pozostaje stała, a w końcowym — wobec zmniejszania się prędkości tłoka aż do zera (w OMP) będzie malała. Zależności te dadzą się ująć analitycznie, lecz doprowadzą do złożonych wzorów.

Zakładając zatem $p_s = \text{const}$, otrzymamy:

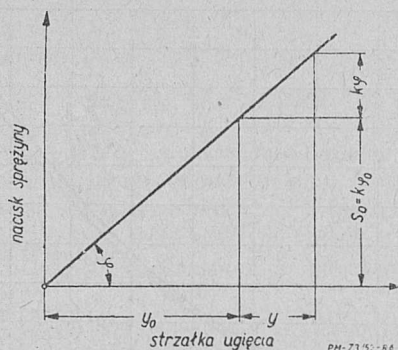
$$p_s = p_d \frac{D_2^2 - d_t^2}{D_1^2} + 4 \frac{S_0}{\pi D_1^2} \text{ oraz } P = \frac{\pi D_2^2}{4} (p_s - p_d) + \frac{\pi d_t^2}{4} p_d - S_0$$

gdzie P — jest siłą działającą na zawór w chwili otwierania.

Jeżeli po pewnym czasie t zawór zajmie położenie określone rzędną y , przy czym $y < H$, nacisk sprężyny S_0 wzrośnie o $\Delta s = ky$ (rys. 6), gdzie $k = \text{tg} \varphi$ — jest modułem sprężyny. Dla takiego stanu daje się ułożyć różniczkowe równanie ruchu:

$$m \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} = P - k \cdot y \quad [1]$$

gdzie: m — stanowi masę zaworu z doliczeniem pozostałych elementów przyłączonych do zaworu.



Rys. 6.

Całkowanie równania [1] najdogodniej przeprowadzić, obniżając rząd równania przez podstawienie:

$$\frac{d^2 y}{dt^2} = \frac{dv}{dt} ; v dt = dy$$

po czym podstawiając i mnożąc stronami, mamy:

$$\int m \cdot v \cdot dv = \int P dy - \int k y \cdot dy$$

całkując otrzymamy:

$$m \frac{v^2}{2} = P y - \frac{k y^2}{2} + C$$

Stałą równania C wyznaczamy z początkowych warunków, a mianowicie: dla $y = 0$, $v = 0$ stąd $C = 0$. Prędkość przesuwania się zaworu:

$$v = \sqrt{\frac{2P}{m} y - \frac{k}{m} y^2} \quad [2]$$

osiąga max przy $y = H$.

$$v_{\max} = \sqrt{\frac{2P}{m} \cdot H - \frac{k}{m} H^2} \quad [3]$$

W wyrażeniu podpierwiastkowym wyraz pierwszy ma identyczną postać jak w wyrażeniu na prędkość przy stałym przyspieszeniu a , gdzie w danym razie

$$a = \frac{P}{m}, \text{ zaś wyraz drugi, obniżający wielkość prędkości, wyraża wpływ wzrastającego przeciwdziałania sprężyny.}$$

Obliczenie czasu t dokonujemy, całkując równanie [2] a mianowicie:

$$\int dt = \int \frac{dy}{\sqrt{\frac{2P}{m} \cdot y - \frac{k}{m} y^2}} \quad [4]$$

Całka tego równania jest:

$$t = \frac{1}{\sqrt{\frac{k}{m}}} \arcsin \left(\frac{k}{P} \cdot y - 1 \right) + C_1 \quad [5]$$

$$\text{lub w dogodniejszej postaci } \sin \left(t \cdot \sqrt{\frac{k}{m}} - C_0 \right) = \frac{k}{P} y - 1$$

Ponieważ dla $t = 0$, $y = 0$, $\sin C_0 = 1$, a więc $C_0 = \frac{\pi}{2}$

otrzymamy:

$$\cos \left(t \cdot \sqrt{\frac{k}{m}} \right) = 1 - \frac{k}{P} y \quad [6]$$

Jak wynika z rys. 3 dla $t = t_1$, $y = H$
a zatem czas przesunięcia zaworu na wysokość H

$$t_1 = \frac{1}{\sqrt{\frac{k}{m}}} \arccos \left(1 - \frac{k}{P} H \right) \quad [7]$$

Ponieważ w równaniu występuje wielkość P , dająca się dowolnie zmieniać w określonych granicach przez dobór średnic D_2 i D_1 (porównaj równanie na str. 6) oraz wstępny nacisk sprężyny S_0 , nastawialny nawet w czasie pracy silnika, można zależnie od warunków ruchu stawidla — ustalać czas t_1 i prędkość v_{max} na żądanej wysokości.

W drugim okresie ruchu rozprężony zawór przesuwają się z malejącą prędkością aż do punktu zwrotu, w którym prędkość przesuwania równa się zeru, po czym pod działaniem zwiększonego nacisku sprężyny — powraca do pierwotnego położenia. W tym okresie przepływ pary jest otwarty. Ponieważ na zawór w drugiej części ruchu działa odmienny układ sił, korzystnie jest stosować przesunięty układ odniesienia, a mianowicie tak dobrany, aby współrzędną y odmierzając tym razem od położenia krawędzi sterującej dla którego: $y = 0$, $t = 0$, $v = v_{max}$.

Na zawór działają siły: opór bezwładności $m \frac{dv}{dt}$, ciśnienie pary p_d , działające na przekrój trzona zaworu $\frac{\pi d_t^2}{4}$ i nacisk sprężyny, wzrastający ze skokiem zaworu $S_0 + kH + ky$; obierając kierunek otwierania zaworu za dodatni, możemy napisać równanie równowagi sił:

$$-m \frac{dv}{dt} + \frac{\pi d_t^2}{4} p_d - S_0 - kH - ky = 0 \quad [8]$$

$$\text{Stąd } m \frac{dv}{dt} = \frac{\pi d_t^2}{4} p_d - S_0 - kH - ky \quad [9]$$

Wielkość stała w tym równaniu $B = \frac{\pi d_t^2}{4} p_d - S_0 - kH$ może przyjmować różne wartości zależnie od przyjętych liczb, może być ona dodatnia bądź ujemna, względnie może równać się zeru. Rozpatrzmy każdy przypadek oddzielnie.

a) $B = 0$. Warunek ten oznacza, że przy $t = 0$ nacisk sprężyny i działanie ciśnienia pary na trzon zaworu równoważą się; te dwie siły są przeciwnego znaku — sprężyna usiłuje zawór wcisnąć do wewnątrz, zaś działanie pary — wysunąć zawór na zewnątrz.

W tym przypadku różniczkowe równanie ruchu:

$$m \frac{dv}{dt} = -ky \quad [10]$$

po pomnożeniu stronami $v \cdot dt = dy$ i scałkowaniu daje odpowiedź:

$$\frac{mv^2}{2} = -k \frac{y^2}{2} + C_2 \quad [11]$$

gdzie stała C_2 — wyznaczona z początkowych warunków ruchu: $y = 0$, $t = 0$, $v = v_{max}$, wynosi $C_2 = \frac{m \cdot v_{max}^2}{2}$, a równanie, (zgodnie z zasadą zachowania energii)

$$m(v_{max}^2 - v^2) = ky^2 \quad [12]$$

Z powyższego wynika: dla $y = h_{oa}$ i $v = 0$; gdzie h_{oa} — jest największym skokiem zaworu przy założeniu $B = 0$,

$$\text{maksymalny skok zaworu } h_{oa} = v_{max} \sqrt{\frac{m}{k}} \quad [13]$$

$$\text{Czas otwierania zaworu } t_{oa} = \frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{m}{k}} \quad [14]$$

Łącząc oba wzory otrzymamy:

$$t_{oa} = \frac{\pi}{2} \frac{h_{oa}}{v_{max}} \quad [15]$$

W silnikach pracujących z małymi napełnieniami — h_{oa} może być oczywiście niewielkie, tym bardziej, że są możliwości umieszczenia w głowicy zaworu o średnicy D_2 nieomal równej średnicy cylindra; przy znacznym obwodzie dostateczny przekrój przepływowy jest do uzyskania przy małym skoku.

Zależności powyższe dają następujące wyniki liczbowe, np. dla $h_{oa} = 3 \text{ mm}$ i $v_{max} = 2 \text{ m/sek}$, czas otwierania $t_o = \frac{\pi}{2} \frac{0,003}{2} = 0,00237 \text{ sek}$.

b) $B < 0$. Warunek ten jest praktycznym przypadkiem układu sił w stawidle; napięcie sprężyny jest tak wysokie, że opanowuje ciśnienie pary wypychające zawór, przyczyniając się do skrócenia okresu otwarcia zaworu.

Różniczkowe równanie ruchu w tym przypadku przyjmuje postać:

$$m \frac{dv}{dt} = -ky - B \quad [16]$$

Pierwsze całkowanie daje następujący rezultat:

$$\frac{mv^2}{2} = -\frac{k}{2} y^2 - By + C_3 \text{ stała } C_3 = \frac{m \cdot v_{max}^2}{2} \quad [17]$$

$$\text{skąd } v_{max}^2 - v^2 = \frac{k}{m} y^2 + 2 \frac{B}{m} y \quad [18]$$

Ponieważ przy $v = 0$, $y = h_{ob}$ otrzymamy równanie kwadratowe:

$$h_{ob}^2 + 2 \frac{B}{k} h_{ob} - \frac{m}{k} v_{max}^2 = 0 \quad [19]$$

$$\text{z którego wynika } h_{ob} = -\frac{B}{k} + \sqrt{\left(\frac{B}{k}\right)^2 + \frac{m}{k} v_{max}^2} \quad [20]$$

W rozwiązaniu równania kwadratowego do przyjęcia jest tylko dodatni wynik pierwiastkowania.

Porównując tę wielkość h_{ob} z poprzednim rezultatem (h_{oa} — przy $B = 0$) widzimy, że h_o — jest w tym przypadku mniejsze, przy czym stopień zmniejszenia jest uwarunkowany wielkością ilorazu $\frac{B}{k}$. Je-

żeli ten iloraz wyraźnie wzrośnie znaczenie drugiego wyrazu pod pierwiastkiem zmniejszy się i h_{ob} będzie

zblizało się do zera, przeciwnie, jeżeli iloraz $\frac{B}{k}$ bę-

dzie mały, wpływ jego pozostanie nieznaczny i wielkość h_o stanie się bliska h_{oa} . Związek powyższy jest zapowiedzią subtelnej regulacji użytecznego skoku zaworu h_o w zależności od wielkości B , a co zatem idzie od przyjętego napięcia wstępnej sprężyny — S_0 .

Zależność tę możemy przedstawić również inaczej.

$$\text{Niech } \frac{B}{k} = \varphi \cdot h_{oa} \text{ i } \frac{h_{ob}}{h_{oa}} = \psi \text{ to}$$

po podstawieniu do równania [20] otrzymamy:

$$\psi = \sqrt{\varphi^2 + 1} - \varphi \quad [21]$$

co pozwoli określić następujący szereg kolejnych wartości:

$$\varphi = 0,1 \ 0,2 \ 0,5 \ 0,8 \ 1,0 \ 1,2 \ 1,5 \ 1,8 \ 2,0 \ 3,0 \ 4,0$$

$$\Psi = 0,9 \ 0,88 \ 0,62 \ 0,48 \ 0,41 \ 0,36 \ 0,3 \ 0,26 \ 0,24 \ 0,16 \ 0,1$$

φ	0,1	0,2	0,5	0,8	1,0	1,2	1,5	1,8	2,0	3,0	4,0
$\cos \vartheta$	0,1	0,185	0,45	0,625	0,715	0,77	0,835	0,873	0,89	0,97	0,975
ϑ^*	1,47	1,38	1,1	0,89	0,77	0,69	0,58	0,5	0,47	0,24	0,23
t_{ob}	0,00735	0,0069	0,0055	0,0044	0,0038	0,0034	0,0029	0,0025	0,0023	0,0012	0,00115

Ten szereg liczb dobitniej potwierdza, że przez zmianę wstępnego napięcia sprężyny i to dokonywaną w znacznym zakresie granic, uzyskujemy bardzo dokładną regulację roboczego skoku zaworu, a tym samym i napełnienia; jest to również wskazówką, że drobne zmiany naprężenia sprężyny spowodowane drganiami bądź wstrząsami mechanizmu, nie powinny, zmieniać w sposób wyczuwalny napełnienia, a więc i mocy silnika.

Dalsze całkowanie równania, przekształconego z równania $v^2 = -\frac{k}{m} y^2 - 2 \frac{B}{m} y + 2 \frac{C_3}{m}$ [22] po doprowadzeniu do postaci

$$\int dt = \int \frac{dy}{\sqrt{2 \frac{C_3}{m} - 2 \frac{B}{m} y - \frac{k}{m} y^2}} \quad [23]$$

i zastąpieniu stałej C_3 przez $C_3 = \frac{m \cdot v_{max}^2}{2}$ i

$$v_{max}^2 = \frac{k}{m} h_{ob}^2 + 2 \frac{B}{m} h_{ob} \text{ daje wynik:}$$

$$t \cdot \frac{k}{m} - C_4 = \arcsin \frac{B + ky}{B + k h_{ob}} \quad [24]$$

Zakładając, że dla $t = t_{ob}$, $y = h_{ob}$, otrzymamy sta-

$$\text{łą } C_4 \text{ z równania: } t_{ob} \sqrt{\frac{k}{m}} - C_4 = \frac{\pi}{2} \quad [25]$$

stąd $C_4 = t_{ob} \sqrt{\frac{k}{m}} - \frac{\pi}{2}$ a po podstawieniu do równania [24]

$$\sin \left[t \sqrt{\frac{k}{m}} - \left(t_{ob} \sqrt{\frac{k}{m}} - \frac{\pi}{2} \right) \right] = \sin \left[\frac{\pi}{2} - \sqrt{\frac{k}{m}} (t_{ob} - t) \right] = \cos \sqrt{\frac{k}{m}} (t_{ob} - t) = \frac{B + ky}{B + k h_{ob}} \quad [26]$$

Wzór ten pozwala obliczyć czas t , otwierania zaworu dla dowolnego jego przesunięcia $y < h_{or}$. Analogicznie jeżeli do powyższego wzoru wstawimy warunek, że dla $t = 0$, $y = 0$ otrzymamy:

$$\cos \sqrt{\frac{k}{m}} \cdot t_{ob} = \frac{B}{B + k h_{ob}} = \frac{1}{1 + \frac{k}{B} \cdot h_{ob}} \quad [27]$$

na podstawie którego możemy wyznaczyć czas t_{ob} — pełnego otwarcia zaworu.

Jeżeli wykorzystamy poprzednie podstawienia, przyjęte dla uzyskania równania [21], a mianowicie:

$$\varphi h_{oa} = \frac{B}{k} \text{ i } \psi = \frac{h_{ob}}{h_{oa}} \text{ możemy analogicznie równanie [27] doprowadzić do zbliżonej postaci:}$$

$$\cos \vartheta = \cos \sqrt{\frac{k}{m}} \cdot t_{ob} = \frac{1}{1 + \frac{\psi}{\varphi}} = \frac{\varphi}{\varphi + \psi} \quad [28]$$

Zakładając te same wielkości dla φ co poprzednio i przyjmując dla przykładu $\frac{k}{m} = 200$, możemy ułożyć dalszy szereg związanych wielkości liczbowych, które wyznaczają zmienną zależną t_{ob} :

c) $B > 0$ właściwie nie ma praktycznego zastosowania, bowiem warunek taki oznacza, że nacisk sprężyny $S_0 + kH$ jest niedostateczny, aby przeciwdziałać wypychającemu działaniu pary na zawór, tak iż może grozić niezamknięcie zaworu. W rzeczywistości taki stan rzeczy jest mało prawdopodobny, bowiem występuje jeszcze jedna siła w końcowym okresie napełnienia, nie brana dotychczas pod uwagę, wynikająca z różnicy ciśnień pary po stronie dolotowej zaworu i przestrzeni roboczej cylindra spowodowanej dławieniem przepływu i jednoczesnym rozprężaniem się pary; w związku z powyższym zmniejsza się i siła wypychająca zawór na zewnątrz. Warunek $B > 0$ może tylko przy znacznych wartościach bezwzględnych doprowadzić do niedomykania się zaworu, przy wartościach zaś mało różniących się od zera, warunek taki wpływa na przedłużenie okresu napełniania i prawdopodobnie sterowanie tego rodzaju mogłoby być zastosowane w silnikach wolnobieżnych, jeśli jednak praktyka nie ujawni zbytnej wrażliwości układu na zmienne warunki pracy silnika, a więc np. na wahania się ciśnienia pary dolotowej.

Określenie użytecznego skoku zaworu h_0 i czasu otwierania t_0 zamyka kinetykę zaworu samoczynnie sterowanego. Przytoczone wzory jak i tabelki pozwalają obliczyć podstawowe wielkości zaworu jak np. D_1 , D_2 , H i d_z i dobrać odpowiednio pozostałe elementy układu, a przede wszystkim moduł sprężyny w zależności od masy zaworu i prędkości silnika; wielkości te są jednak współzależne i to w większym stopniu jak w innych analogicznego zastosowania mechanizmach, toteż przeliczenie nie prowadzi do celu i prawdopodobnie określone wielkości trzeba będzie dobierać drogą kolejnych przybliżeń.

Podstawowym elementem układu i czynnikiem przewidzianego działania stawidła jest sprężyna; jej moduł i napięcie wstępne decydują o przyspieszeniu, występującym w ruchu zaworu. Przy wysokiej liczbie obrotów silnika sprężyny będą wypadały silne i sztywne. Aby nie występowało zbyt szybko zmęczenie materiału sprężyny, wskazane jest wprowadzenie niezbyt wysokich dopuszczalnych obciążeń jednostkowych.

Co się tyczy samej konstrukcji należy dążyć do dokładnego wykonania średnicy D_2 w obu częściach, a więc w gnieździe zaworowym i na grzybku zaworu; szczelina na ϕD_2 powinna być możliwie mała, bowiem na wysokości H — grzybek zaworu zachowuje się jak tłok i wymagana jest względnie wysoka szczelność. Ten warunek będzie wymagał również możliwie

*) — w mierze łukowej.

dałyby graniczne wartości, obniżone x_{Qmin} razy w odniesieniu do Q_r , oraz x_{Rmin} razy — w odniesieniu do R_0 . Obniżając poziomą linię Q_r do poziomu $\sigma_H =$

$$Q_r' = \frac{Q_r}{x_{Qmin}} \text{ i zbliżając punkt } R'_0 \text{ na odległość } \sigma_m =$$

$$\sigma_{mo}' = \frac{\sigma_{mo}}{x_{Rmin}} \text{ od początku } O \text{ wykresu, bez zmiany kie-}$$

runku prostych R'_0R , uzyskalibyśmy wykres naprężeń dopuszczalnych. Wartości x_{Qmin} i x_{Rmin} mogą być różne, gdyż osiągnięcie, a nawet przekroczenie granicy Q_r , np. w przypadku nierównomiernego rozkładu naprężeń (przy zginaniu lub skręcaniu), może zupełnie nie być niebezpieczne dla części maszynowej, podczas gdy osiągnięcie granicy wytrzymałości rozdzielczej jest zawsze groźne. Stąd wynika, iż x_R z reguły przyjmuje wartości wyższe, niż x_Q . Jedne i drugie są zresztą zawsze zależne od warunków obciążenia, które może być stałe, tętniące i wahadłowe lub przyjmować wartości pośrednie oraz od możliwego spiętrzenia naprężeń. Podziałki współczynników bezpieczeństwa x_Q i x_R mogą być zachowane bez zmiany w porównaniu z rys. 14, przy czym odczytywano by wg nich rzeczywiste wartości x_Q i x_R , albo też zmienione tak, by ich l wypadła na wysokości Q'_r i σ_{mo}' ; w tym przypadku odczytywałyby się wg nich względne wartości współczynników bezpieczeństwa — w stosunku do przyjętych wartości x_{Qmin} i x_{Rmin} .

Zaznaczmy, iż omówione ostatnio oznaczanie współczynników bezpieczeństwa może być wprowadzone do każdego wykresu wyężeniowego, a więc i do wykresu $\sigma_H(\sigma_v)$ Hubera-de Saint-Venanta (jak również do wykresu Fridmana).

12. Zastosowanie wykresów wyężeniowych do analizy procesów obróbki plastycznej

Zważywszy wszystko wyżej powiedziane stwierdzamy, iż wyężeniowy wykres Pelczyńskiego jest bardziej złożony od wykresu Hubera-Saint-Venanta, który tym jednak wyraźnie ustępuje wykresowi Pelczyńskiego, iż jego poszczególne punkty nie odtwarzają jednoznacznie stanu napięcia i wyznaczenie wg nich jego składowych jest niemożliwe.

Jak widzieliśmy, wykres Pelczyńskiego wyznacza te składowe dla punktów leżących w obszarze wa-

chlarza $R_1R'_0R_2$ i dla stanów będących na granicy wytrzymałości rozdzielczej. Jest on więc bardziej złożony, lecz jednocześnie i bardziej wszechstronny od wykresu Hubera-de Saint-Venanta.

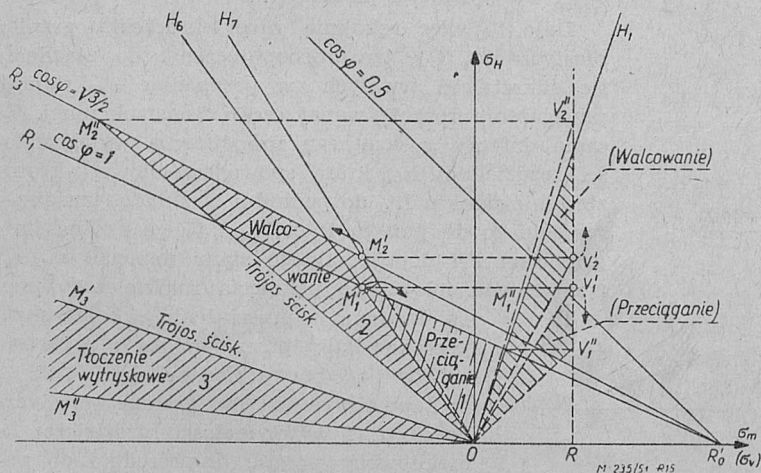
Jeżeli jednak nie zależy nam na rozwiązywaniu tego odwrotnego zadania, najczęściej zupełnie zbędnego, wówczas prostszy w budowie wykres Hubera — Saint-Venanta odda nam te same usługi co wykres Pelczyńskiego; najlepiej widać to z rys. 15, zacerpniętego z jego pracy, podobnie jak kilka innych omówionych tu wykresów. Przedstawia on w sposób przejrzysty warunki przejścia materiału w stan plastyczny — (na tle niebezpieczeństwa powstania rozdzielczych pęknięć materiału), w różnych procesach obróbki plastycznej: przeciągania, walcowania i tłoczenia wytryskowego. W czasie przeciągania proces rozpoczyna się od dwuosowego równomiernego ściskania (lp. 6 wg tablicy I), czemu odpowiadają promienie OH_6 i R'_0R_1 (gdyż $\varphi = 0$), kończy się zaś jednoosiowym rozciąganiem (lp. 1 zestawienia 1), czemu odpowiada promień OH_1 i ten sam promień R'_0R_1 . Pozwala to wyznaczyć trójkątny obszar $OM'_1M''_1$, przez który przesuwają się promień OH w kierunku strzałki M'_1 .

Przy walcowaniu proces rozpoczyna się od dwuosowego nierównomiernego ściskania (mniej więcej odpowiadającego lp. 7 zestawienia 1), czemu odpowiadają promienie OH_7 i R'_0R_3 , kończy się zaś trójosiowym nierównomiernym ściskaniem, czemu odpowiada promień OM''_2 i poprzedni promień R'_0R_3 . Wyznacza to nowy trójkątny obszar $OM'_2M''_2$, przez który promień OH przesuwają się w kierunku strzałki M'_2 . Wreszcie tłoczeniu wytryskowemu odpowiada trójosiowe nierównomierne ściskanie o bardzo dużym kącie odchylenia α' promieni ograniczających właściwy mu obszar $OM'_3M''_3$ wykresu, który nie jest zamknięty jakimś promieniem R'_0R . Z wykresu widać, iż przy przeciąganiu zachodzi duże niebezpieczeństwo pęknięć rozdzielczych — wobec obniżania się granicznych punktów M_1 wzdłuż linii $M'_1M''_1$ przy jednoczesnym podnoszeniu się (w miarę postępującego zgniotu i utwardzenia się materiału) linii granicznej Q_r , która musi być przekroczona, jeżeli obróbka plastyczna ma w ogóle mieć miejsce. Toteż najczęściej nie można od razu wykorzystać całego obszaru 1 i należy stosować szereg kolejnych przeciągań cząstkowych. W przypad-

ku walcowania, niebezpieczeństwo pęknięć rozdzielczych, aczkolwiek możliwe, jest nieporównanie mniejsze, gdyż podwyższaniu się granicy plastyczności towarzyszy przesuwanie się punktu M_2 w górę wzdłuż linii $M'_2M''_2$. Przy tłoczeniu wytryskowym powstanie pęknięć rozdzielczych jest w ogóle niemożliwe⁷⁾.

Zatrzymaliśmy się nieco dłużej nad tym wykresem, by na jego przykładzie pokazać możliwości praktycznych zastosowań wykresów wyężeniowych. Jak wy-

⁷⁾ Zaznaczmy, iż w pracy swej dr Pelczyński podaje znacznie bardziej szczegółowej analizie różne procesy obróbki plastycznej na tle wyprowadzonych przez siebie pojęć ich zdolności oraz intensywności zgniatania i odporności materiałów na zgniot. Dla braku miejsca spraw tych bliżej tu nie omawiamy, jak również i zamykających desertację przeliczeń omówionych na początku doświadczeń Kármára, dokonanych na gruncie wykresów wyężeniowych $\sigma_H(\sigma_m)$.



Rys. 15.

gładałby zastępujący go wykres Hubera — *de Saint-Venanta*? Aby go narysować, wystarczy przeciągnąć pionową linię $\sigma_v = R_0$, (gdzie R_0 jest wytrzymałością rozdzielczą materiału), i przerzutować na nią poziomo graniczne punkty $M'_1, M''_1, M'_2, M''_2...$ omawianych obszarów. Otrzymamy nowe trójkątne obszary $OV'_1V''_1$ i $OV'_2V''_2$. Obszar 3 wyznaczyć możemy w drodze prostego przeliczenia; ograniczające go promienie utworzą z dodatnim kierunkiem osi σ_v kąty α'' których $\text{ctg}\alpha'' = \frac{\sigma_v}{\sigma_H}$. Ten prosty wykres $\sigma_H(\sigma_v)_r$ oddać może nam te same usługi, co bardziej od niego złożony wykres $\sigma_H(\sigma_m)$.

13. Analiza hipotezy Burzyńskiego przy dwuosiowych stanach napięcia

Zachodzą jednak często przypadki, gdy wykres *Pelczyńskiego* nie może być zastąpiony przez wykres *Hubera — de Saint-Venanta*. Przykładem tego może być wykorzystanie wykresu $\sigma_H(\sigma_m)$ dla poddania analizie hipotezy wyteżeniowej niezmienników (*Burzyńskiego*).

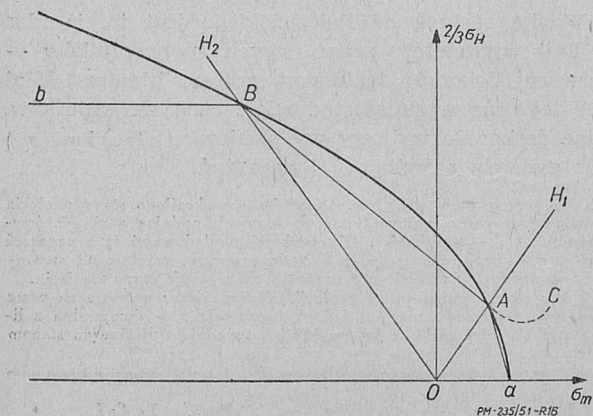
Wg tej hipotezy o wytężeniu materiału rozstrzyga funkcja $F(s, t, u) = 0$ trzech niezmienników

$$s = \sigma_m, \quad t = \frac{\sqrt{2}}{3} \sigma_H \text{ i}$$

$$u = \sqrt[3]{\sigma_x \sigma_y \sigma_z - 2\tau_x \tau_y \tau_z - \sigma_x \tau_x^2 - \sigma_y \tau_y^2 - \sigma_z \tau_z^2} = \sqrt[3]{\sigma_1 \sigma_2 \sigma_3}; \quad [19]$$

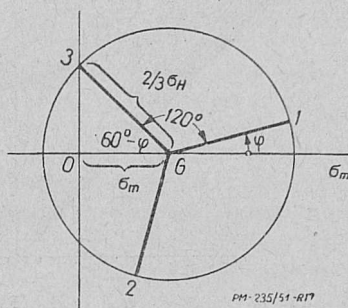
funkcję tę dla różnych materiałów należy wyznaczyć doświadczalnie.

Upraszczając hipotezę prof. W. Burzyńskiego zwykle pomija się niezmiennik u , znikający zresztą we wszystkich dwuosiowych stanach napięcia. Pozwala to ująć funkcję $F(\sigma_m, 2/3\sigma_H, 0) = 0$ w postaci wykresu $\sigma_H(\sigma_m)$. W ujęciu prof. Z. Kłębowskiego, który w szeregu prac spopularyzował omawianą hipotezę, przyjmuje się paraboliczną linię wykresową, zastępowaną przez trzy odcinki proste (rys. 16): 1) środkowy (najważniejszy z punktu widzenia praktyki konstrukcyjnej) skośny odcinek AB , oparty o promienie OH_1 i OH_2 odpowiadające jednoosiowemu rozciąganiu i ściskaniu, 2) poziomy odcinek Bb odpowiadający dużym ujemnym wartościom σ_m , oraz 3) stromo opadający odcinek Aa odpowiadający małym dodatnim war-



Rys. 16.

tościom stosunku σ_H/σ_m . Wszystko to jednak dotyczy wyłącznie materiałów, dla których stosunek z wytrzymałości R_c przy ściskaniu i R_t przy rozciąganiu jest większy od jedności, jak to ma miejsce w przypadku żeliwa. Jeżeli bowiem $z = 1$, jak to zachodzi w materiałach plastycznych, wówczas hipoteza Burzyńskiego przechodzi w hipotezę Hubera; wierzchołek paraboli przesuwa się w prawo do nieskończoności i sama parabola staje się poziomą prostą $\sigma_H = Q_p$. W oparciu o wykres wytrzymałościowy dr Pełczyńskiego dojść mu-



Rys. 17.

(rys. 11). Jeżeli ustalimy ów skręt φ , uzyskamy, jak wiemy już, wykres wyężeniowy złożony z dwóch odcinków prostych: poziomego $\frac{2}{3} \sigma_H = \frac{2}{3} Q_r$, nieograniczonego w obszarze dużych ujemnych wartości σ_m oraz skośnego odcinka $R'_0 R$, określonego zależnością [18]. Jeżeli inaczej określimy kąt φ , wiążąc go jednoznacznie ze składowymi stanu napięcia, np. zakładając, iż jedna z nich jest równa zeru, tzn. uwzględniając tylko dwuosiowe stany napięcia, możemy i wówczas uzyskać określoną graniczną linię wyężeniową. W tym bowiem przypadku będziemy mieli, jak to widać z rys. 17,

$$\sigma_m = {}^{2/3} \sigma_H \cos (60^\circ - \varphi) = \sigma_H \left(\frac{\cos \varphi}{3} + \frac{\sin \varphi}{\sqrt{3}} \right),$$

$$\text{skąd } \operatorname{ctg} \alpha' = \frac{\sigma_m}{\sigma_H} = \frac{\cos \varphi}{3} + \frac{\sin \varphi}{\sqrt{3}}. \quad [20]$$

Ponieważ $\operatorname{ctg} \beta' = \frac{\cos \varphi}{n}$, możemy zbudować dwa pęki

promieni OH i $R'O'R$ odpowiadających wartościom $\varphi = 0^\circ, 5^\circ, 10^\circ, \dots, 60^\circ$, które wyczerpią wszystkie pośrednie stadia od dwuosowego równomiernego rozciągania do takiegoż ściskania. Punkty ich przecięcia wyznaczają linię graniczną wyężenia określoną na podstawie II-ej hipotezy dla wszelkich dwuosowych stanów napięcia. Ogólny układ tej linii wynika wyrażenie z rozmieszczenia punktów $M_1 \div M_7$ na rys. 11, jest ona dokładnie wykreślona na rys. 18. Linia ta ma dwie gałęzie. Jedną z nich jest łukiem hiperboli o równaniu

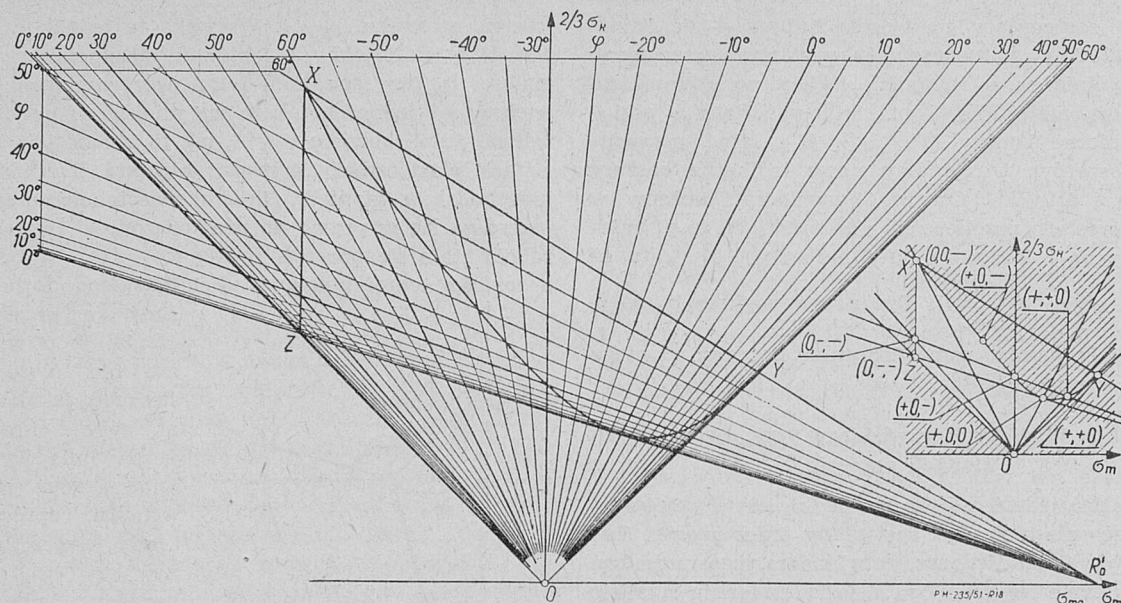
$$\sigma_H^2 = (3 + 2n + \frac{4}{3}n^2)\sigma_m^2 - 2n(1 + \frac{4}{3}n)\sigma_{m_0} \cdot \sigma_m + \frac{4}{3}n^2\sigma_{m_0}^2, \quad [21]$$

gdzie $n = \frac{3(1-2\nu)}{2(1+\nu)} = 0,461$, jeżeli przyjąć $\nu = 0,3$,

wobec czego równanie [21] przyjmie postać

$$\left(\frac{\sigma_H}{0,389 \sigma_{mc}}\right)^2 - \left(\frac{\sigma_m - 0,177 \sigma_{mo}}{0,190 \sigma_{mo}}\right)^2 = 1. \quad [21]$$

⁸⁾ Obszaru tego nie podano na rys. 14, aby go nie zaciemniać.



Rys. 18..

Druga gałąź (XZ) jest odcinkiem prostej pionowej o równaniu

$$\sigma_m = - \frac{1-2\nu}{3\nu} \sigma_{mo} = -0,445 \sigma_{mo}. \quad [21'']$$

W zależnościach tych $\sigma_m = R_0$ jest naprężeniem na granicy wytrzymałości rozdzielczej przy trójosiowym równomiernym rozciąganiu; σ_H odmierzamy bezpośrednio na półtorakrotnie zagęszczonej podziałce rzędnych.

W najwyższym punkcie X linii granicznej, wspólnym dla obydwóch gałęzi, wykazuje ostre załamanie; rzędna tego punktu, wynosząca $\sigma_{Hmax} = 1,33 \sigma_{mo}$ (wciąż wg zagęszczonej podziałki i przy $\nu = 0,3$) odpowiada jednoosiowemu ścisnaniu $(0,0, -\sigma)$. Jest ono więc najkorzystniejszym spośród jedno- i dwuosiowych stanów naprężenia dla przeprowadzania materiału w stan plastyczny⁹⁾. Jeżeli granica plastyczności Q_r jest wyższa od σ_{Hmax} , dla przeprowadzenia materiału w stan plastyczny konieczne jest użycie ściskania trójosiowego o znacznych naciskach średnich σ_m .

Zauważmy, iż pionowy odcinek XZ granicznej linii wyężenia stwarza poważne niebezpieczeństwo przekroczenia wytrzymałości rozdzielczej materiału przy dwuosiowym, zwłaszcza równomiernym (punkt Z) ścisnaniu. Jeżeli wyłączymy trójosiowe stany naprężenia, obszar bezpieczny wykresu $\sigma_H(\sigma_m)$ może objąć co najwyżej wolną od zakreskowania powierzchnię OZXYO miniatury rys. 18 (przy dwuosiowym stanie naprężenia odpadnie jeszcze jej część leżąca ponad promieniem R_0R_1).

Zaznaczmy, iż wyniki badań nad żeliwem, przeprowadzone w 1926 r. w Zurychu przez Roša i Eichingera¹⁰⁾ wykazują charakterystyczne zakrzywienie AC linii wykresowej BA (rys. 16), zbliżone do tego, jakie widzimy na rys. 18.

Na tle tych rozważań nasuwa się wniosek, że pominięcie niezmiennika u w hipotezie V-ej (Burzyńskiego) powoduje znaczne zniekształcenie zawartego w niej kryterium wyężenia oraz że w jedynym przypadku, gdy pominięcie to wynika z natury rzeczy, tj. w dwuosiowych stanach naprężenia, przebieg linii jest daleki od parabolicznego. Poza tym zmiana stosunku $z = R_0/R_1$ od $\sim 3,6$ dla żeliwa do ~ 1 dla stali nie wywołuje wydłużania się i spłaszczania paraboli; ponieważ ze zmniejszeniem tym wiąże się obniżenie granicy plastyczności, powoduje to obcięcie niezmienniczej linii granicznej ZXY na wysokości $2/3 \sigma_H = 2/3 Q_r$, aż do całkowitego wyłączenia linii hiperbolicznej w przypadkach, gdy $Q_r < 0,39 \sigma_{mo}$, tzn. gdy prosta $2/3 \sigma_H = 2/3 Q_r$ przechodzi poniżej wierzchołka hiperboli.

Można wyrazić przypuszczenie, że hipoteza niezmienników, dzięki uproszczeniu jej, została zepchnięta na niewłaściwy tor. Stojąc dziś na gruncie wykresów wyężeniowych opartych na powiązaniu dwóch różnych hipotez, a mianowicie II-ej i IV-ej, co dziś wydaje się być zupełnie słusznym ujęciem zagadnienia, można uważać, że szukanie jakiegoś jedynego kryterium wyężenia nie doprowadzi do celu.

Wielką zasługą dr Pełczyńskiego jest to, iż idąc po linii wytkniętej przez swych poprzedników — pierwszy dokonał trafnego wyboru hipotez II-ej i IV-tej oraz wysunął stąd wiele cennych wniosków, dając doskonałe wykresy wyężeniowe $\epsilon_H(\epsilon_m)$ i $\sigma_H(\sigma_m)$ oraz gwiazdy odkształceń i naprężeń.

⁹⁾ Na umieszczonej obok rys. 18 miniaturze określono stany naprężenia odpowiadające poszczególnym punktom krzywej, podając znaki + (rozciąganie), 0 i - (ściskanie). Dla większej poglądowości tych oznaczeń znaki + i - mają duże, średnie i małe rozmiary, zależnie od stosunku bezwzględnych wartości odpowiednich składowych stanu naprężenia.

¹⁰⁾ Wg nieogłoszonej pracy prof. Z. Kłębowskiego; wyznaczona przez niego, linia wykresowa nie jest jednak bezpośrednio porównywalna z linią z rys. 18, gdyż niektóre jej punkty odpowiadają trójosiowym stanom naprężenia.

Pogłębiajmy swą wiedzę, zdobywajmy wyższe kwalifikacje, by lepiej służyć Ojczyźnie!

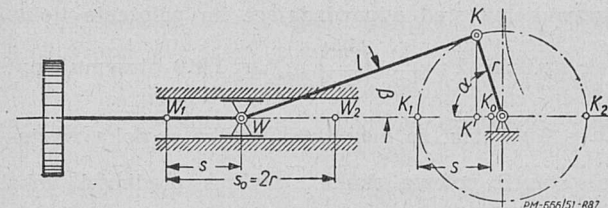
(Z hasła na Złot Młodych Przetwórców)

Teoria mechanizmów^{*)} (dokończenie)

Prof. dr inż. ROBERT SZEWAŁSKI

V. ANALITYCZNE METODY ANALIZY KINEMATYCZNEJ MECHANIZMÓW

W analizie kinematycznej mechanizmów metody analityczne stosowane są na ogół rzadziej od wykreślnych, ponieważ metody wykreślne prowadzą na ogół szybciej i prostszymi środkami do celu. Metody analityczne są natomiast bardziej dokładne; można je jednak stosować tylko tam, gdzie nie prowadzą one do bardziej zawiłych, dla praktyki nieprzydatnych wzorów.



Rys. 87.

Najważniejszy przykład zastosowania metody analitycznej do analizy kinematycznej mechanizmu stanowi normalny mechanizm korbowy maszyny tłokowej (rys. 87). Zakładając, że korba obraca się ruchem jednostajnym, wyrażamy jej prędkość kątową wzorem:

$$\omega = \frac{\pi n}{30} \text{ sek}^{-1}$$

Dla dowolnego położenia korby określonego kątem α szukamy:

1) położenia tłoka względnie wodzika, tj. jego drogi s mierzonej od położenia skrajnego, 2) jego prędkości v , oraz 3) jego przyspieszenia p .

Na wstępie określamy położenia skrajne wodzika i tym samym wielkość skoku: $s_0 = 2r$.

Droga tłoka dla położenia korby, określonego dowolnym kątem α wynosi:

$$s = \overline{W_1 W} = \overline{K_1 K_0} = \overline{K_1 K'} + \overline{K' K_0}$$

W tym: $\overline{K_1 K'} = r (1 - \cos \alpha)$

$$\overline{K' K_0} = l (1 - \cos \beta)$$

Stąd: $s = r (1 - \cos \alpha) + l (1 - \cos \beta)$

Z twierdzenia sinusów otrzymujemy:

$$\frac{r}{l} = \frac{\sin \beta}{\sin \alpha}$$

$$\sin \beta = \frac{r}{l} \sin \alpha = \lambda \sin \alpha$$

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}$$

W pierwszym przybliżeniu

$$\cos \beta = 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \alpha$$

$$s = r (1 - \cos \alpha) + \frac{1}{2} \lambda r \sin^2 \alpha \quad [2]$$

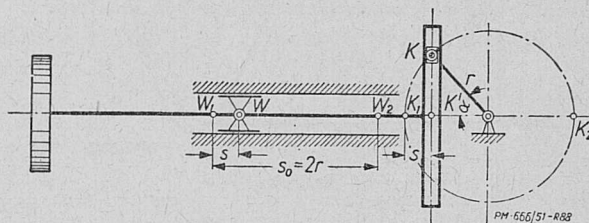
W powyższym wzorze oznaczają:

r — promień korby, $\lambda = \frac{r}{l}$ — stosunek promienia korby do długości łącznika.

Im dłuższy jest łącznik w stosunku do promienia korby, tym mniejszy jest współczynnik λ , a zatem tym dokładniej wzór [2] określa drogę tłoka.

Dla nieskończenie długiego łącznika: $\lambda = \frac{r}{l} = 0$,

oraz: $s = r (1 - \cos \alpha)$. Droga tłoka jest wtedy równa drodze rzutu czopa korbowego na kierunek ruchu tłoka. Łatwo jest wykazać, że tego rodzaju mechanizm da się zrealizować przy pomocy ruchomej kuli sy (jarzma) (rys. 88).



Rys. 88.

W normalnym mechanizmie korbowym droga tłoka okazuje się sumą dwóch funkcji harmoniczných, z których druga, o mniejszej amplitudzie, posiada podwójną częstotliwość. Istotnie podstawiając: $\sin^2 \alpha = \frac{1 - \cos 2\alpha}{2}$ otrzymujemy wyrażenie na drogę

tłoka w postaci:

$$s = r (1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda r}{4} (1 - \cos 2\alpha) \quad [3]$$

Stąd wykres (rys. 89a), przedstawiający drogę tłoka w funkcji kąta korbowego.

Prędkość tłoka jest pierwszą pochodną drogi względem czasu:

$$v = \frac{ds}{dt} = r \omega (\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha) \quad [4]$$

Zachodzi tu znowu superpozycja dwóch funkcji harmoniczných, z których druga, o mniejszej amplitudzie, posiada podwójną częstotliwość w stosunku do pierwszej (rys. 89b).

Największą wartość (extremum) prędkości otrzymujemy z warunku

$$\frac{dv}{dt} = r \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) = 0$$

$$\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha = 0$$

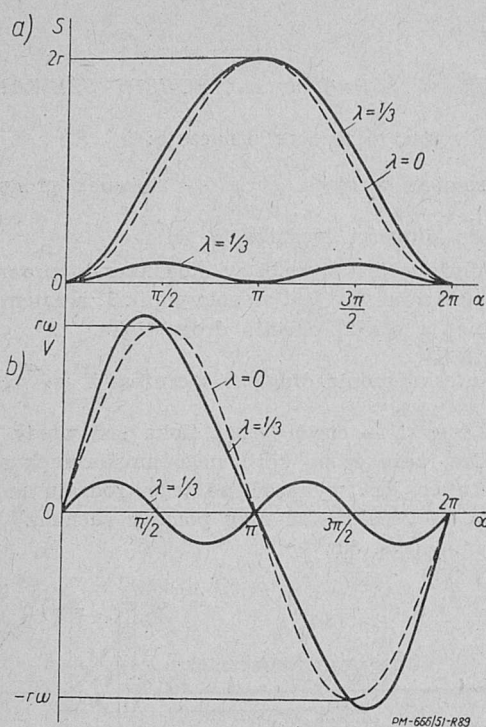
albo po wykonaniu działań:

$$\cos^2 \alpha + \frac{1}{2} \cos \alpha - \frac{1}{2} = 0$$

oraz ostatecznie:

$$(\cos \alpha)_v = v_{\max} = \frac{1}{4\lambda} \pm \frac{\sqrt{1 + 8\lambda^2}}{4\lambda} \quad [5]$$

*) Patrz PM nr nr 1, 3 i 8/51 oraz 3 i 6/52.



Rys. 89.

Tak np. dla: $\lambda = \frac{1}{5}$ otrzymujemy: $\alpha_{v=v_{max}} = 79^{\circ}16'$

Wstawiając otrzymaną wartość na kąt α w równanie prędkości, otrzymujemy w dalszym ciągu maximum prędkości, w szczególności jako pewną wielokrotność prędkości czopa korbowego ($v_k = r\omega$). Tak

np. dla: $\lambda = \frac{1}{5}$ otrzymujemy: $\frac{v_{max}}{v_k} = 1,019$.

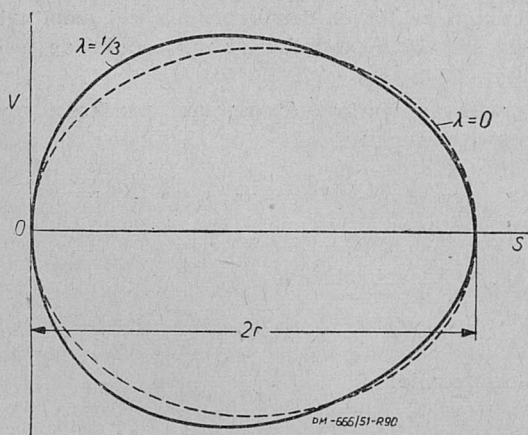
W praktyce najczęściej określa się prędkość tłoka w funkcji jego drogi: $v = f(s)$.

Dla nieskończenie długiego łącznika zachodzą zależności:

$$s = r(1 - \cos \alpha)$$

$$v = r\omega \sin \alpha = v_k \sin \alpha$$

$$\text{Stąd: } \cos \alpha = 1 - \frac{s}{r}$$



Rys. 90.

$$\begin{aligned} \sin \alpha &= \frac{v}{v_k} = \sqrt{1 - \cos^2 \alpha} = \sqrt{1 - \left(1 - \frac{s}{r}\right)^2} = \\ &= \sqrt{\frac{s}{r} \left(2 - \frac{s}{r}\right)} \end{aligned}$$

albo ostatecznie:

$$\frac{s^2}{r^2} - 2\frac{s}{r} + \left(\frac{v}{v_k}\right)^2 = 0 \quad [6]$$

Jest to równanie elipsy (rys. 90). Na skutek skończonej długości łącznika ($\lambda > 0$) elipsa zniekształca się w krzywą jajowatą. Wstawiając dla ekstremum prędkości tłoka wartość $\left(\frac{v}{v_k}\right)_{max}$, bądź wartość $(\alpha)_{v=v_{max}}$

w równanie drogi tłoka w funkcji kąta korbowego, otrzymujemy stąd odpowiadające im położenie tłoka.

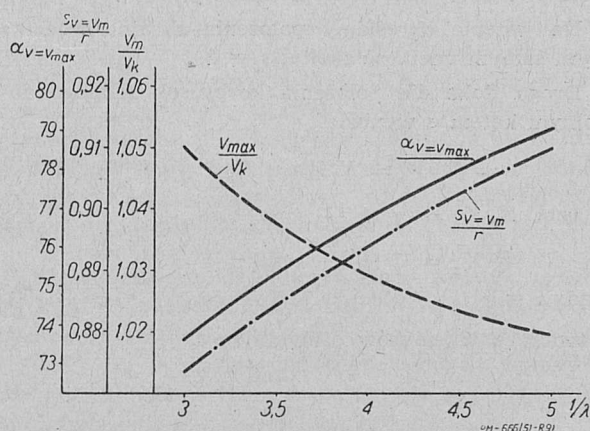
Tak np. dla: $\lambda = \frac{1}{5}$ i $\left(\frac{v}{v_k}\right)_{max} = 1,019$ otrzymujemy:

$\frac{s}{r} = 0,910$, tzn. że maximum prędkości tłoka występuje przed połową skoku (wykres prędkości tłoka niesymetryczny).

Poniższa tablica zawiera zestawienie wartości dotyczących ekstremum prędkości dla różnych wartości

$\lambda = \frac{r}{l}$ (rys. 91).

λ	1 : 3	1 : 3,5	1 : 4	1 : 4,5	1 : 5
$\alpha_{v=v_{max}}$	73°44,4'	75°31,6'	77°01'	78°14,6'	79°16,3'
$\frac{s_{v=v_{max}}}{r}$	0,8736	0,8939	0,8954	0,9027	0,9104
$\frac{v_{max}}{v_k}$	1,0496	1,0374	1,0292	1,0233	1,0191



Rys. 91.

Ważne jest pojęcie *średniej prędkości tłokowej*, tj. prędkości jakąby posiadał tłok przebiegając drogę z jednakową w każdym punkcie prędkością.

$$v_{sp} = \frac{2s_0}{\tau} \quad [7]$$

gdzie: $\tau = \frac{60}{n}$ sek — oznacza czas jednego obrotu korby.

Zależności pomiędzy średnią prędkością tłokową a prędkością obwodową korby określają równania:

$$v_k = \frac{2r\pi n}{60} = \frac{s_0\pi n}{60} = \frac{\pi}{2} v_{sr} \quad [8]$$

$$\text{względnie: } v_{sr} = \frac{2}{\pi} v_k \quad [9]$$

Można zatem z danej prędkości obwodowej korby wnosić o średniej prędkości tłoka i nawzajem ze średniej prędkości tłoka o prędkości korby.

Przez zróżniczkowanie wyrażenia [4] otrzymujemy przyspieszenie tłoka:

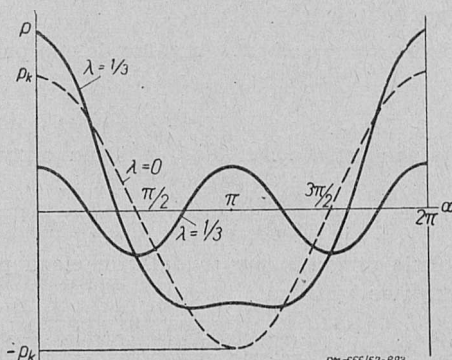
$$p = \frac{dv}{dt} = r\omega^2 (\cos\alpha + \lambda\cos 2\alpha) \quad [10]$$

Dla nieskończenie długiego łącznika ($\lambda = 0$) otrzymalibyśmy:

$$p_{\lambda=0} = r\omega^2 \cos\alpha = p_k \cos\alpha, \quad [11]$$

gdzie: p_k — oznacza przyspieszenie (normalne i zarazem całkowite) czopa korbowego.

Uwzględniając skończoną długość łącznika, nakładamy na krzywą: $r\omega^2 \cos\alpha$ drugą, o podwójnej częstotliwości i λ -krotnie większej, tj. w istocie kilkakrotnie mniejszej amplitudzie (rys. 92). Z przebiegu krzywej wynika, że skrajne wartości przyspieszeń występują



Rys. 92.

w położeniach skrajnych tłoka; maximum przyspieszenia dla $\alpha = 0$, tj. w odkorbowym położeniu wozzika:

$$p_{max} = r\omega^2 (1 + \lambda), \quad [12]$$

minimum przyspieszenia dla $\alpha = \pi$, tj. dla kurowbowego położenia wozzika

$$p_{min} = r\omega^2 (1 - \lambda). \quad [13]$$

Dla nieskończenie długiego łącznika ($\lambda = 0$) otrzymujemy:

$$s = r(1 - \cos\alpha); p = r\omega^2 \cos\alpha;$$

uwzględniając zależności $\cos\alpha = 1 - \frac{s}{r}$ otrzymamy

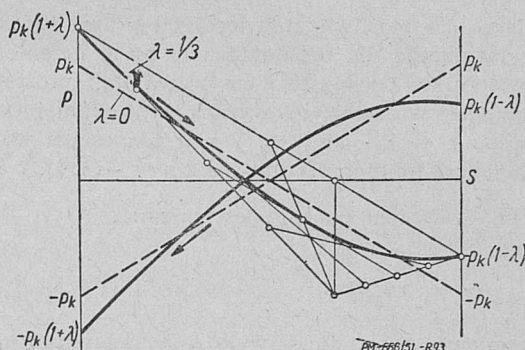
$$p = r\omega^2 \left(1 - \frac{s}{r}\right) = (r - s)\omega^2 \quad [14]$$

Powyższe równanie jest równaniem linii prostej (rys. 93); w skrajnych położeniach tłoka:

$$s = 0; \quad p = r\omega^2 = p_k$$

$$s = 2r; \quad p = -r\omega^2 = -p_k$$

i analogicznie dla skoku powrotnego.



Rys. 93.

Dla skończonej długości ($\lambda > 0$) łącznika:

$$s = r(1 - \cos\alpha) + \frac{\lambda r}{4}(1 - \cos 2\alpha)$$

$$p = r\omega^2 (\cos\alpha + \lambda\cos 2\alpha)$$

W rezultacie podstawień otrzymujemy zależność przyspieszenia tłoka od jego drogi w postaci paraboli (rys. 7)

$$p = \lambda p_k + p_k \cdot \frac{1}{3} \left(4 + \lambda - \frac{p}{p_k} - 4 \frac{s}{r}\right) - 2\lambda p_k \cdot \left[1 - \frac{1}{9} \left(4 + \lambda - \frac{p}{p_k} - 4 \frac{s}{r}\right)^2\right], \quad [15]$$

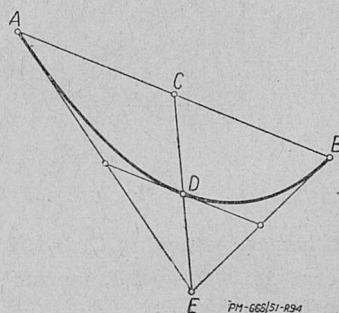
przy czym w położeniach skrajnych przyspieszenie przybiera wartości:

$$p_I = r\omega^2 (1 + \lambda) = p_k (1 + \lambda)$$

oraz:

$$p_{II} = -r\omega^2 (1 - \lambda) = -p_k (1 - \lambda)$$

Do wykreślenia paraboli przyspieszeń w funkcji drogi tłoka potrzebna jest obok znajomości współrzędnych dwóch punktów krzywej ponadto jeszcze znajomość położenia stycznych do paraboli w tych



Rys. 95.

punktach. Istotnie bowiem parabola posiada tę własność, że styczne wykreślone do niej w dowolnych dwóch punktach A i B (rys. 94) przecinają się w takim punkcie E, że odcinek łączący punkt E z punktem C (środkiem cięciwy $\overline{AB}$) parabola dzieli na dwie równe części $\overline{CD} = \overline{DE}$, zaś styczna do paraboli poprowadzona w punkcie D jest równoległa do cięciwy $\overline{AB}$. Tym samym punkt D jest punktem paraboli najbardziej oddalonym od cięciwy $\overline{AB}$. Znajac zatem przyspieszenia w punktach A i B (p_I i p_{II}) należy określić przyspieszenie w punkcie D z warunku, że

odbiega ono możliwie najwięcej od prawa liniowego, obowiązującego dla mechanizmu o nieskończenie długim łączniku. Odstępstwo od prawa linii prostej pochodzi, jak wiadomo, od wyrazu o podwójnej częstotliwości: $r \omega^2 \lambda \cdot \cos 2\alpha$. Wyraz ten osiąga wartość najmniejszą (minimum) dla: $\cos 2\alpha = -1$, tj. $2\alpha = \pi$

i $\alpha = \frac{\pi}{2}$. W tym punkcie jest zatem:

$$p_D = r\omega^2 (\cos \frac{\pi}{2} + \lambda \cos \pi) = -\lambda p_k$$

Ponieważ droga tłoka wyraża się wzorem:

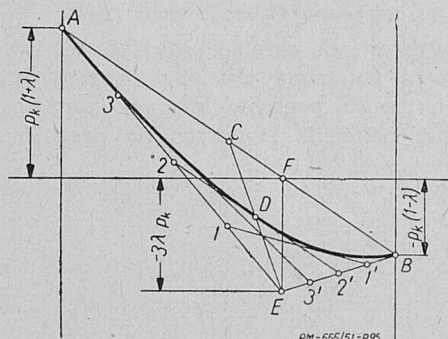
$$s = r(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda r}{4}(1 - \cos 2\alpha)$$

przeto dla: $\alpha = \frac{\pi}{2}$

$$s_{\alpha=\pi/2} = s_D = r + \frac{\lambda}{2} r$$

Punkt D leży zatem o $\frac{1}{2} \lambda r$ na prawo od środka skoku tłoka.

Łącząc punkt D z punktem C i przedłużając odcinek CD od punktu D o $\overline{DE} = \overline{CD}$ otrzymujemy punkt E, w którym przecinają się styczne do paraboli przyspieszeń wykreślone w punktach A i B (rys. 94 i 95). Dzieląc dalej odcinki $\overline{AE}$ i $\overline{BE}$ na jednakową ilość równych części i łącząc je odpowiednio prostymi otrzymujemy parabolę jako obwiednię tych prostych, stycznych do niej.



Rys. 94.

Biorąc pod uwagę, że punkty C, D i E leżą na jednej prostej, oraz że: $\overline{CD} = \overline{DE}$, można stąd wyznaczyć współrzędne punktu E:

$$s_C = r;$$

$$p_C = \frac{p_A + p_B}{2} = \frac{1}{2} [p_k(1 + \lambda) - p_k(1 - \lambda)] = \lambda p_k$$

$$s_D = r + \frac{1}{2} \lambda r; \quad p_D = -\lambda p_k$$

Stąd:

$$s_E = s_D + (s_D - s_C) =$$

$$= r + \frac{1}{2} \lambda r + \left(r + \frac{1}{2} \lambda r - r \right) = r + \lambda r$$

$$p_E = p_D - (p_C - p_D) = -\lambda p_k - (\lambda p_k - (-\lambda p_k)) = -3\lambda p_k$$

Okazuje się, że punkt F, w którym prosta $\overline{AB}$ przecina oś odciętych, ma odciętą (rys. 95):

$$s_F = s_E = r + \lambda r$$

Okoliczność ta upraszcza konstrukcyjne wyznaczenie punktu E. Łączymy mianowicie linią prostą punkt A z punktem B i znajdujemy punkt F przecięcia się tej prostej z osią odciętych. W punkcie F wykreślamy rzędną i na niej odmierzymy od linii zerowej w dół wielkość: $3\lambda p_k$.

Konstrukcja krzywej przyspieszeń tłoka w funkcji drogi tłoka jest bardzo ważna; korzysta się z niej bardzo szeroko w dynamice maszyn tłokowych.

Warto przy tej sposobności zauważyć, że pola ograniczone krzywą nad i pod osią odciętych — jak łatwo jest udowodnić — są sobie liczebnie równe, tym samym:

$$\int_0^{2r} p ds = 0$$

Niekiedy interesuje nas w mechanizmie korbowym specjalnie ruch łącznika. Jak wiadomo można go rozłożyć na dwa ruchy składowe, jeden ruch postępowy prostoliniowy z prędkością wózka (punktu W) i drugi obrotowy, ściślej mówiąc wahadłowy, dookoła tego punktu.

Prędkość kątowna obrotu łącznika dookoła punktu W:

$$\omega_l = \frac{d\beta}{dt} \quad [16]$$

Korzystając z zależności: $\sin \beta = \lambda \sin \alpha$ otrzymujemy

$$\omega_l = \omega_k \cdot \lambda \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \beta} = \omega_k \cdot \lambda \cdot \frac{\cos \alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}} \quad [17]$$

Podobnie otrzymujemy w dalszym ciągu przyspieszenie kątowe łącznika:

$$\varepsilon_l = \frac{d\omega_l}{dt} = \lambda \omega_k \cdot \frac{-\sin \alpha \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} + \cos \alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}} \cdot \frac{\lambda^2 \sin \alpha \cos \alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}} \cdot \frac{d\alpha}{dt}$$

lub po uproszczeniu:

$$\varepsilon_l = \lambda \omega_k^2 \sin \alpha \cdot \frac{\lambda^2 - 1}{(1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)^{3/2}} \quad [18]$$

Przyrównując ε_r do zera otrzymujemy: $\alpha = 0$ względnie π , a stąd największą wartość prędkości kątowej łącznika:

$$(\omega_l)_{max} = \pm \lambda \omega_k \quad [19]$$

której znajomość może mieć znaczenie w projektowaniu maszyn szybkoobrotowych.

Analogicznie można wykazać, że przyspieszenie kątowe łącznika ε_l osiąga wartości skrajne dla:

$$\alpha = \frac{\pi}{2} \text{ i } \frac{3\pi}{2}, \text{ w szczególności zaś:}$$

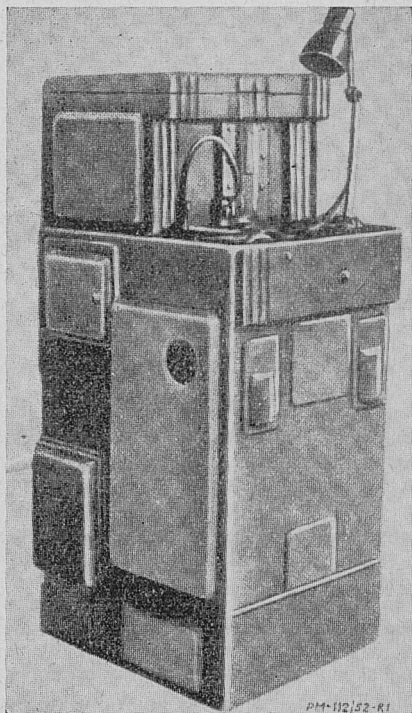
$$(\varepsilon_l)_{max} = \pm \frac{\lambda \omega_k^2}{\sqrt{1 - \lambda^2}} \quad [20]$$

W podobny sposób analizuje się rachunkowo inne mechanizmy. Otrzymane wyrażenia nie zawsze są krótkie i przejrzyste. Analiza metodami wykreślnymi prowadzi na ogół szybciej i pewniej do celu.

Przegląd prasy technicznej

SZYBKOBIEŻNA DŁUTOWNICA DO KÓŁ ZĘBATYCH

Dłutownica do kół zębatach (model 5107) pokazana na rys. 1 służy do obróbki małych kół zębatach walcowych (zewnętrznych lub wewnętrznych) o zębach prostych i śrubowych, o module do 1 mm, średnicy do 75 mm i szerokości zębów do 20 mm.



Rys. 1. Widok szybkiej dłutownicy do kół zębatach mod. 5107.

Dla nacinania kół zębatach śrubowych obrabiarka wyposażona jest w specjalne prowadzenie suwaka.

Proces obróbki odbywa się automatycznie. Cykl roboczy składa się:

1) z wcinania się narzędzia dłutującego w obrabiane koło w kierunku dośrodkowym (promieniowo) na potrzebną głębokość, oraz

2) obwiedniowego dłutowania zębów w ciągu jednego lub dwóch pełnych obrotów obrabianego koła.

Nacinanie kół zębatach systemem obwiedniowym odbywa się przy pomocy narzędzia w kształcie koła, które wykonuje ruch postępowo-zwrotny równoległy do osi obrabianego przedmiotu i jednocześnie obraca się wokół swej osi.

Aby uniknąć tarcia i zmniejszyć zużycie krawędzi tnących narzędzia, suwak wraz z narzędziem odsuwa się przy ruchu powrotnym od obrabianego przedmiotu o 0,07 mm, a w górnym położeniu przed skokiem roboczym wraca do poprzedniego położenia.

Takie rozwiązanie pozwala na zwiększenie ilości skoków narzędzia na minutę bez wywoływania szkodliwych drgań obrabiarki, czego nie można osiągnąć w często spotykanych rozwiązaniach, gdzie przy ruchu jałowym narzędzia stół wraz z obrabianym kołem zębatym odsuwa się od narzędzia. Stosunkowo wielka masa stołu ogranicza jego ilość skoków na minutę.

Dłutownica do kół zębatach mod. 5107 może być wyposażona w samoczynny podajnik, z którego przedmioty podawane są kolejno do miejsca obróbki.

Z chwilą uruchomienia silnika napędu hydraulicznego, stół z obrabianym kołem uzyskuje samoczynny posuw prostoliniowy w kierunku narzędzia, do chwili uzyskania pełnego zarysu zęba, po czym włączony zostaje samoczynny, odpowiedni dożądanego posuwu,

ruch obrotowy stołu, dający w efekcie struganie obwiedniowe.

Powyższe procesy spowodowane są przez rolę prowadzącą stołu, toczącą się po krzywej samoczynnych posuwów obrotu, po której toczy się rolka prowadząca.

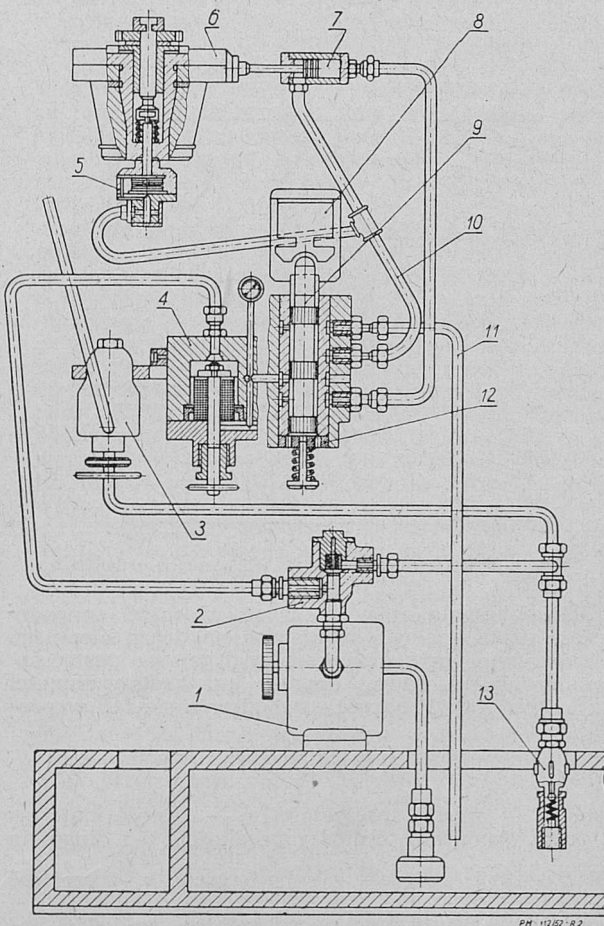
Dłutownica 5107 wyposażona jest w urządzenie nawrotne, pozwalające na zmianę kierunku obrotu narzędzia i przedmiotu obrabianego.

Szybkość ruchów postępowo-zwrotnych narzędzia może się zmieniać od 400 do 2000 podwójnych skoków na minutę, przy pomocy 4-stopniowego koła pasowego. Posuw skrawania można zmieniać od 0,01 ÷ 0,56 mm na każdy podwójny skok narzędzia.

Dłutownica wyposażona jest w dwa silniki elektryczne: jeden uruchamiający narzędzia hydrauliczne i chłodzące, mocy 0,25 kW ($n = 1410$ obr/min.), drugi — obsługujący proces obwiedniowego dłutowania mocy 0,6 kW ($n = 1410$ obr/min.).

Dla włączania i wyłączania silnika oraz zabezpieczenia go od spadku napięcia wbudowany jest elektromagnetyczny rozrusznik. Przed krótkim zwarciem zabezpiecza bezpiecznik typu E27. Przy spadku napięcia poniżej 60% normalnego rozrusznik automatycznie włącza silniki, które nie włączają się samoczynnie przy podniesieniu się napięcia. Można je uruchomić dopiero przez powtórne naciśnięcie guzika, przy napięciu rozruchu wynoszącym nie mniej niż 85% normalnego.

Urządzenie hydrauliczne pokazane na rys. 2 obsługuje posuw stołu w kierunku narzędzia tnącego,



Rys. 2. Rozrząd hydrauliczny dłutownicy mod. 5107; 1 — pompa zębata, 2 — zawór redukcyjny, 3 — zawór rozdzielczy, 4 — filtr oleju, 5 — cylinder uchwyty mocujący stół dłutownicy, 7 — cylinder przesuwu stołu, 8 — elektromagnes przesuwający suwak 9 do góry przy włączonym silniku, 10, 11 — przewody oleju, 12 — pokrywa cylindra suwaka, 13 — zawór redukcyjny.

uchwyt dla umocowania kół przeznaczonych dla nacinania, jak również odsuwanie stołu po ukończeniu całego cyklu obróbki. Pracę tę wykonuje olej podawany do cylindrów 5 i 7 (rys. 2) przy pomocy pompki zębatej, napędzanej silnikiem 0,25 kW. Wydajność pompki 6 l/min. Ciśnienie w układzie reguluje się zaworem redukcyjnym 2; ciśnienie to powinno wynosić 5 kG/cm². Niektóre z kół o drobnym module muszą być obrabiane w kłach. Konstrukcja stołu przewiduje ten rodzaj obróbki i dlatego oprócz oprawy hydraulicznej można na nim ustawić specjalne urządzenie dla z mocowania kółek w kłach.

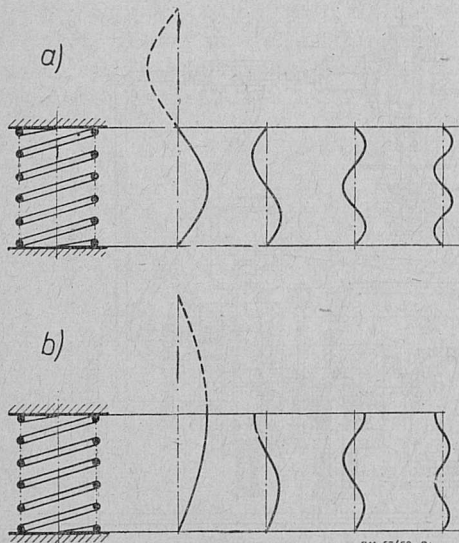
Slimak mechanizmu podziałowego stołu posiada urządzenie kompensacyjne, pozwalające na usunięcie osiowych i promieniowych luzów. Slimacznicza pracuje w skrzynce z olejem, co zabezpiecza powierzchnie trące od zużycia i wpływa dodatnio na dokładność pracy maszyny.

(Stanki i instrument nr 3/52)

W. L.

CZĘSTOŚĆ DRGAŃ WŁASNYCH SPRĘŻEN ŚRUBOWYCH

W praktyce technicznej częste są przypadki, w których sprężyna musi współpracować z elementem maszynowym posiadającym szybkie ruchy; typowym tego przykładem jest sprężyna zaworowa. Zmienność obciążeń sprężyny wywołuje w niej powstawanie drgań, które mogą powodować naprężenia większe jak te, które wynikają z obliczeń. Ponieważ obliczenia pomijają naprężenia wywołane drganiami, należy dążyć do tego, aby były one możliwie małe. Szczególnie niebezpiecznym staje się współbrzmienie drgań własnych i wymuszonych; można go uniknąć, dobierając odpowiednio częstotliwość drgań własnych.



Rys. 1. Schemat rozchodzenia się fali w pręcie stalowym.

Dla obliczenia częstotliwości drgań własnych sprężyny została użyta analogia ze zjawiskiem drgań cienkiego pręta; w tym przypadku przebieg drgań ma postać fali sinusoidalnej, której długość jest krotną długości pręta (rys. 1ab). Prędkość rozchodzenia się fali w pręcie

$$v = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$$

gdzie: E — moduł sprężystości, ρ — gęstość materiału pręta. Ponieważ pomiędzy prędkością v i długością fali λ istnieje związek: $v = \frac{v}{\lambda}$ gdzie: v — częstotliwość

drgań, możemy obliczyć v , zakładając, że jeden koniec pręta jest swobodny, a $\lambda = 4l$, gdzie l — długość pręta.

Do powyższych wzorów wprowadzamy następujące zależności: $E = \frac{\Delta P}{\Delta l}$ i $\rho = \frac{q}{V}$ są odpowiednie przyrosty siły i długości pręta, q — przekrój pręta.

Oznaczając przez V — objętość pręta, możemy napisać: $q = \frac{V}{l}$. Po wstawieniu do wzoru na v , w rezultacie otrzymamy

$$v = \sqrt{\frac{E}{\rho}} : 4l = \frac{1}{4} \sqrt{\frac{C}{\rho} \frac{P}{V}} \quad \text{gdzie } C = \frac{\Delta P}{\Delta l}$$

Wzór powyższy może posłużyć dla obliczenia częstotliwości drgań własnych sprężyny. Ugięcie f sprężyny pod wpływem siły P równa się:

$$f = \frac{64 \cdot n \cdot r^3 P}{d^4 G}$$

gdzie: n — liczba czynnych zwojów, r — średni promień zwoju, d — średnica drutu sprężyny, G — moduł sprężystości postaciowej. Stąd

$$C = \frac{\Delta P}{\Delta l} = \frac{P}{f} = \frac{d^4 \cdot G}{64 \cdot n \cdot r^3}$$

$$\text{Objętość sprężyny } V = \frac{\pi d^2}{4} \cdot 2\pi r \cdot n = \frac{1}{2} \pi^2 d^2 r \cdot n$$

Zatem dla sprężyny zwiniętej śrubowo częstotliwość drgań wynosi:

$$v = \frac{1}{4} \sqrt{\frac{d^4 \cdot G \cdot 2}{64 \cdot n \cdot r^3 \rho \pi^2 d^2 r n}} = \frac{1}{16} \frac{d}{r^2 n} \sqrt{\frac{G}{2\rho}}$$

Analogicznie można obliczyć prędkość v , która równa się:

$$v = \frac{1}{4\pi} \frac{d \cdot l}{r^2 n} \sqrt{\frac{G}{2\rho}}$$

Wzory powyższe posłużyły za podstawę opracowania nomogramu¹⁾; sposób korzystania z nomogramu wskazuje układ linii naniesionych dla następującego przykładu:

$r = 25$ mm, $d = 5$ mm, $n = 100$ i $l = 130$ mm, wypadła: $v = 215$ l/min, $v = 1870$ cm/sek.

Dla opracowania nomogramu przyjęto:

$$G = 820\,000 \text{ kG/cm}^2, \rho = \frac{\gamma}{g}, \gamma = 0,0078 \text{ kG/cm}^3, \\ g = 981 \text{ cm/sek}^2$$

J. St. K.

(Stroirenstvi nr 1/52, str. 18).

METALIZACJA SZTUCZNYCH TWORZYW PARA METALI WYSOKIEJ PRÓŻNI

Dotychczas stosowane metody pokrywania sztucznych tworzyw metalami w celu ich uszlachetnienia dla celów elektrotechnicznych, były następujące: srebrzenie drogą chemiczną, nakładanie powłok galwanicznych na uprzednio nałożoną warstwę przewodnią, bądź też natryskiwanie metalem. Nowością jest metalizacja przedmiotów ze sztucznych tworzyw w wysokiej próżni.

Urządzenia stosowane przy tym są różnorodne i skomplikowane i dlatego metoda ta opłaca się jedynie przy produkcji masowej. Metalizację przeprowadza się w próżni (10^{-4} mm sł. Hg), uzyskiwanej przy pomocy pomp dyfuzyjnych z wstępnej próżni osiągniętej przez pompy mechaniczne.

Części metalizowane mocuje się w uchwytach, zamurza się w lakierze (celem zamknięcia por i otrzymania gładkiej powierzchni), suszy i następnie metalizuje.

Zużyty w tym celu lakier nie powinien reagować niekorzystnie na lakier ochronny, którym następnie pokrywa się metalizowany przedmiot. Przypadek taki może zachodzić w reflektorach, w których warstwa refleksyjna ma zaledwie 0,05 μ , i przez którą dyfunduje pokrywający lakier ochronny. W tym celu stalową nieckę reflektora najpierw pokrywa się lakierem żaroodpornym i dopiero wtedy metalizuje powierzchnie w próżni.

Do metalizacji stosuje się zwykle elektryczne odgazywanie przedmiotów; ta operacja dokonywana jest również w komorze metalizatora. Przedmioty w

¹⁾ Patrz 4 str. okładki.

komorze metalizatora posiadają ruch wirowy co ułatwia cząsteczkom metalu pokrywanie powierzchni ze wszystkich stron.

Jako źródła ciepła dla odparowania służą grzejniki elektryczne oporowe z drutu lub taśmy (dla odparowania aluminium można używać tylko grzejników z wolframu). Temperatura grzejników winna szybko wzrastać aby temperatura powierzchni przedmiotów pozostała niska, i aby utrzymać wysoką próżnię.

Rozpylanie katodowe stosowane jest tylko dla odparowania metali szlachetnych i dla celów specjalnych; nie wymaga ono wysokiej próżni, dzięki czemu urządzenia pompowe są prostsze. Czasy metalizacji są przy tym niewspółmiernie dłuższe niż przy metodzie odparowania.

Folie metalizuje się w rolach metodą ciągłą, przy czym komory suszenia i parowania mogą być bądź

oddzielne lub też obydwa procesy przeprowadza się w komorach ze sobą połączonych.

Z już wykonanych urządzeń zostały opisane:

a) Urządzenie do odparowywania z komorą o średnicy 1 m, wyposażone w instalację dla próżni wstępnej na 170 m³ na godz. i dwie pompy dyfuzyjne olejowe o wydajności 1500 l/sek każda. W komorze osiąga się w ciągu 12 minut próżnię do 0.0001 mm sł. Hg.

b) Urządzenie do rozpylania katodowego dla części wrażliwych na temperaturę. Chłodzoną wodą katoda ma $\varnothing$ 470 mm. Urządzenie jest zasilane prądem stałym 3000 V, 0,5 A.

Podanymi sposobami metalizowano: ozdoby, artykuły reklamowe, lustra reflektorów, tabliczki firmowe, podstawy do przyrządów, oryginały płyt gramofonowych, materiały oporowe, papier kondensatorowy, materiał introligatorski itp.

(Technische Rundschau nr 26/52).

J. St. K.

Bibliografia

M. Nowikow — KONSTRUKCJA PRZYRZĄDÓW MONTAŻOWYCH — Format B5, str. 280, rys. 278. PWT, Warszawa 1952. Z rosyjskiego tłumaczył inż. Wacław Ostrowski.

W miarę kroczącego naprzód postępu w dziedzinie konstrukcji przyrządów ułatwiających produkcję maszyn, coraz to trudniej jest osiągnąć wystarczający poziom w zakresie podręczników obejmujących całość zagadnienia. Jesteśmy świadkami rozczłonkowania całej wiedzy o konstrukcji przyrządów na jej poszczególne bardziej specjalne gałęzie. W ten sposób powstają podręczniki wprowadzające czytelnika w dziedzinę pewnych ograniczonych zastosowań. Do podręczników takiego wąsko określonego kierunku należą również prace wymieniona w nagłówku.

Autor, niewątpliwie niepośledni znawca zagadnień montażowych, wywiązał się z postawionego zadania w sposób jak najbardziej zadowalający. Ilość użytecznego materiału podana w przystępnej postaci w wymienionym podręczniku uderza swym znacznym rozmiarem i różnorodnością przykładów. Jako właściwość zmienną dla innych prac przytoczyć należy również tę okoliczność, iż wiele spotykanych podręczników traktuje dział montażu nader skromnie pod względem zamieszczonych wiadomości. Tym większą więc niespodziankę stanowi obfita treść pracy M. Nowikowa.

Całość opracowania podręcznika zawarto w 5 rozdziałach. Rozdział pierwszy (9 stron) poświęcono w całości wiadomościom o wykonywaniu rysunków. Podręcznik omawiany wprowadza czytelnika w istotę stawianych zadań, bez konieczności zdobywania potrzebnych wiadomości pomocniczych na terenie osobnych prac. Stąd pochodzi umieszczenie na czele podręcznika zredagowanych krótko, wielu nader użytecznych wiadomości o wykonywaniu rysunków maszynowych.

Rozdział drugi (44 strony) podaje konstrukcję zasadniczych elementów składowych stosowanych w przyrządach montażowych. W sposób zwięzły podano normalne rozwiązania wielu stosowanych powszechnie części, spełniających rozliczne zadania powierzane przyrządom montażowym. W szczególności omówiono dokładnie konstrukcję elementów ustalających oraz mocujących, następnie konstrukcję korpusów oraz ich niektórych uzupełnień np. nóżek. Bezpośredni pożytek dla konstruktora stanowią umieszczane przy opisie niektórych części tabele podające ich znormalizowane wymiary.

Rozdział trzeci (45 stron) obejmuje zasady konstruowania przyrządów montażowych. W rozwinięciu treści tego rozdziału podchodzi autor do występujących tu zagadnień w sposób najbardziej skuteczny. Rozpoczynając od podziału przyrządów, przez określenie ich poszczególnych zadań oraz podanie ogólnych zasad konstruowania — przechodzi stopniowo do obliczeń i licznych przykładów podanych sposobem bardzo jasnym i łatwym do zrozumienia. Wszystkie nie-

mał przykłady wymagające obliczeń są poparte wzorami, które zwalniają konstruktora od żmudnych niejednokrotnie poszukiwań w podręcznikach mechaniki. Przytoczono również wiele liczbowych wartości stałych zaczerpniętych z praktycznych rozwiązań. Nadwyzczaj pożyteczną całość tego rozdziału kończy ustęp rozważający ostateczną konstrukcję przyrządu. Zawarte w nim trafne uwagi ogólne pozwolą uważnemu czytelnikowi uniknąć wielu pospolitych błędów konstrukcyjnych.

Rozdział czwarty (114 stron) stanowi przedłużenie treści rozdziału poprzedzającego. Zawarte w nim wiadomości stanowią opisy szczegółowe wielu ogólnie stosowanych przyrządów. Treść tego rozdziału rozwinięta nadwyzczaj obszernie i zaopatrzona obficie w przykłady i rysunki stanowi prawdziwą podporę i pomoc w pracy konstrukcyjnej. Spis omawianych urządzeń zawierający kilkadziesiąt pozycji pojęciowych, orientuje w przybliżeniu o rozmiarach i użyteczności zamieszczonych tu wskazówek. Bez zbędnej przesady można wyrazić, iż autor wyczerpał przeważającą większość stosowanych w praktyce urządzeń montażowych, podając w sposób wyraźny ich rysunki i opisy. Do całości występujących w rzeczywistości sprzętów i urządzeń brakuje niewiele. Wymienić można np. urządzenia o charakterze przenośników stosowanych w montażu lub niektórych układów celowniczych służących do ustalania wzajemnych położeń odległych niejednokrotnie zespołów montowanych na wspólnych podstawach. Brak omówienia tych ostatnio wymienionych urządzeń nie pomniejsza, rzecz jasna, użytecznej wartości podręcznika, tym więcej, że konstrukcja ich nadaje się w pewnym stopniu do osobnego omówienia.

Rozdział piąty (59 stron) zakańczający całość podręcznika użytkowano w celu podania szeregu bardzo potrzebnych dla konstruktora wiadomości dotyczących spraw materiałów stosowanych w budowie przyrządów montażowych. Sprawy te potraktowano równie obszernie i sumiennie jak i inne poruszone poprzednio w omawianym podręczniku. Autor zajmuje się przede wszystkim materiałami metalowymi podając ich składniki, własności mechaniczne oraz przepisy obróbki cieplnej. Osobno zestawiono i podano charakterystyki materiałów niemetalowych oraz powłok przeciwkorozyjnych. W załączniku pomieszczono spis elementów znormalizowanych z oznaczeniami według norm radzieckich. W dalszym ciągu zamieszczono dodatkowo pewien wybór części znormalizowanych podanych jako kompletny wyciąg z obowiązujących norm radzieckich (szkice i tabele wymiarowe). Uzupełnienie to pozwala konstruktorom na celowe korzystanie z istniejących już materiałów normalizacyjnych w przypadkach, w których nie stworzono jeszcze odpowiednich norm w ramach akcji PKN.

Przekładu na język polski dokonano starannie unikając długich i niezrozumiałych określeń. Zastosowa-

ne słownictwo polskie nie wykazuje łatwych do zauważenia błędów. Wykonanie rysunków jako też zewnętrzny wygląd całości podręcznika, bardzo staranny, przyczyni się na pewno do tym większej korzyści, jaką osiągną czytelnicy z jego lektury.

Jak z wyżej podanego opisu można wnioskować, całość podręcznika przedstawia się wyjątkowo dodatnio. Usługi jakie odda on niewątpliwie zarówno kształcącym się, jak również czynnym w przemyśle konstruktorom, będą znaczne, toteż z uznaniem należy podnieść inicjatywę wydawcy (PWT), który trafnie ocenił zalety podręcznika przeznaczając go do przyswojenia naszej literaturze technicznej.

prof. Włodzimierz Mermon

I. M. Chanin i W. W. Juszyń — BILANS MATERIAŁOWY I BILANS CIEPLNY PIECÓW KOKSOWNICZYCH — Z rosyjskiego tłumaczył inż. Józef Harwat — Format A5, str. 132, rys. 8, PWT, Katowice 1952.

Książka w sposób zwięzły omawia metody przeprowadzania bilansu masowego i cieplnego pieców koksowniczych.

Autorowie zalecają przeprowadzać bilans masowy tylko w odniesieniu do całej masy substratów i produktów procesu, bez rozbicia na pierwiastki chemiczne. Uzasadniają to w sposób następujący: „Bilans pierwiastkowy do tej pory nie znalazł praktycznego zastosowania, jednakże wzbudza on teoretyczne zainteresowanie...” Przy omawianiu poszczególnych pozycji bilansu masowego autorowie podają sposoby pomiaru poszczególnych wielkości, względnie wzory pozwalające wielkości te obliczyć. Niektóre wzory oparte są na danych praktycznych, nie posiadają uzasadnienia teoretycznego i w związku z tym nadają się tylko do obliczeń orientacyjnych (np. wzór [3] na obliczenie powietrza zassanego do komory koksowniczej).

Bilans cieplny rozbijają autorowie na dwie części: „Bilans cieplny zestawiony na podstawie ciepła spalania węgla wsadowego i produktów koksowania” oraz „Bilans cieplny ogrzewania pieców koksowniczych” (zgodnie z nomenklaturą stosowaną w książce). Pierwszy z tych bilansów oparty na cieple spalania, raczej należałoby nazwać bilansem izotermicznego procesu koksowania, bilans ten bowiem nie uwzględnia nadwyżek entalpii. Jako zamknięcie tego bilansu otrzymuje się „efekt cieplny procesu koksowania”. Autorowie zastrzegają się jednak, że „do wyliczonej w ten sposób wartości cieplnego efektu procesu koksowania należy odnosić się z pewną rezerwą” i w dalszych wywodach przyjmują, że jest on równy zeru. Druga część bilansu energetycznego (bilans cieplny ogrzewania pieców koksowniczych) uwzględnia tylko nadwyżkę entalpii substratów i produktów procesu oraz wartość opałową spalonego gazu. Zużycie gazu opałowego autorowie wyznaczają na podstawie równania bilansowego.

Rozdział 4 podaje przykład obliczenia bilansu masowego i cieplnego dla koksowni projektowanej. Przykład został przez tłumacza przeliczony, po przyjęciu danych jednej z koksowni polskich.

Rozdział 5 omawia graficzno-analityczną metodę zestawienia bilansu cieplnego, przy czym po stronie przychodów bilansu autorowie wymieniają wartość opałową gazu opałowego i pojemność cieplną tego gazu, powietrza i mieszanek wsadowej, zaś do pozycji rozchodowych zaliczają: ciepło przekazywane do komory, straty cieplne w regeneracjach i ciepło unieszone przez spaliny do komina. Rozdział 6 podaje przykład stosowania tej metody.

W sumie książka zawiera szereg pożytecznych danych, które mogą ułatwić przeprowadzenie orientacyjnych obliczeń. Z drugiej strony należy jednak stwierdzić, że w ostatnich latach w dziedzinie bilansów energetycznych procesów chemicznych dokonał się znaczny postęp. Dziedzina ta posiada dziś znacznie lepiej opracowane podstawy teoretyczne. M. in. należy wymienić prace wykonane w Katedrze Teorii Maszyn Ciepłych Politechniki Śląskiej, których wyniki zostały na razie tylko częściowo opublikowane.

Zresztą tłumacz wspomina w przedmowie, że książka nie obejmuje najnowszych osiągnięć radzieckich.

Dlatego też teoretyczna strona książki nasuwa szereg zastrzeżeń:

1) Rozbicie bilansu masowego na pierwiastki jest rzeczą konieczną, w przeciwnym bowiem razie nie jest możliwe skontrolowanie, czy bilans masowy nie przeczy zasadzie zachowania masy, która dotyczy także poszczególnych pierwiastków. Bilans masowy sporządzony tylko dla całości masy jest wątpliwą podstawą bilansu energetycznego i autorowie słusznie z rezerwą odnoszą się do wyników tego bilansu.

2) Rozbicie bilansu energetycznego na dwie części (rozdział 3) jest niepotrzebne i sztuczne. Przy przeprowadzaniu bilansu energetycznego piec koksowniczy powinno się traktować jako jeden układ. Nie utrudnia to bynajmniej sporządzenia bilansu, a wprost przeciwnie ułatwia, gdyż odpada z rachunku „efekt cieplny „procesu koksowania”, który autorem nastrocza kłopotu. Przy zestawieniu bilansu energetycznego należy konsekwentnie stosować jedną metodę bilansowania. Autorowie w pierwszej części bilansu używają ciepła spalania, w drugiej zaś operują wartością opałową, wskutek czego nie ma jednolitej metody obliczania nadwyżki entalpii wilgoci zawartej w gazach. Wzór [81a] na obliczenie nadwyżki entalpii pary wodnej uchodzącej z komory zawiera utajone ciepło parowania, natomiast wzory [83] i [56] wartości tej nie zawierają.

Zamknięcie bilansu energetycznego z reguły stanowi ciepło stracone na rzecz otoczenia. Zalecane przez autorów bezpośrednie obliczenie tej pozycji jest żmudne i daje wyniki wątpliwe. Wstawienie obliczonej ilości zużytego gazu opałowego do bilansu energetycznego nie może dać wyników dobrych.

Poza tym dają się zauważyć niedociągnięcia w używaniu jednostek. Autorowie często posługują się 1 Nm³ jako jednostką masy, często jednak spotyka się wymiar m³ tam, gdzie powinien figurować Nm³. Dla przykładu można wymienić wzór [57], który podaje ilość powietrza w m³/Nm³ gazu. Powinno być Nm³ powietrza/Nm³ gazu.

Tłumaczenie książki zostało wykonane starannie i nie wzbudza zastrzeżeń. Tłumacz zadał sobie dużo trudu, aby ułatwić korzystanie z książki rosyjskiej czytelnikowi polskiemu.

prof. dr inż. Stanisław Ochęduszek

Mgr inż. Józef Łapiński — METALIZACJA NATRYSKOWA (instrukcja) — Część I. Urządzenia i organizacja warsztatu — Format A5, str. 60, rysunków 24, tablic 8, PWT, Warszawa 1951, cena zł 7.—

Książka podejmuje zagadnienie dotychczas u nas mało znane i bardzo ważne z punktu widzenia techniczno-ekonomicznego. Z przedmowy dowiadujemy się, że część I „Metalizacji natryskowej” zaznajamia czytelnika z ogólnymi korzyściami stosowania metalizacji w różnych dziedzinach przemysłu oraz w formie instrukcji podaje wiele danych liczbowych potrzebnych przy urządzaniu i organizacji warsztatu metalizacyjnego; książka jest przeznaczona dla techników i mistrzów.

Książka posiada cztery rozdziały. W rozdziale pierwszym autor omawia w dużym streszczeniu zasadę i metody metalizacji natryskowej; w dalszym ciągu podane są nieco obszerniej zalety i wady metalizacji natryskowej w porównaniu do innych sposobów nakładania powłok metalowych oraz zakres zastosowania metalizacji i jej rozwój.

W rozdziale drugim — podane są w streszczeniu cel i metody przygotowania powierzchni za pomocą piaskowania i śrutowania oraz wykaz potrzebnych do tego urządzeń. W dalszym ciągu rozdziału znajdujemy podane w sposób nieusystematyzowany niektóre dane o piaskownikach, aparatach do piaskowania, wzmiankę o odpylaczach, opis filtru do odwadniania i odolwienia powietrza oraz urządzenia do przesiewania i suszenia piasku.

W podrozdziale zatytułowanym „Przygotowanie mechaniczne” znajdujemy tylko wzmiankę, że przysto-

wanie powierzchni do metalizacji wykonuje się na tokarkach, szlifierniach oraz elektrycznie. Opis przygotowania powierzchni metodą elektryczną zilustrowany jest nieopisanym rysunkiem, zatytułowanym „Urządzenie do elektrycznego przygotowania powierzchni”, z którego niewprowadzony czytelnik niewiele skorzysta.

R o z d z i a ł t r z e c i zawiera krótki opis aparatury, urządzeń i materiałów do metalizowania natryskowego. Omawiając aparaty drutowe gazowe, a w szczególności pistolet drutowy gazowy produkcji polskiej — autor bez podania rysunku przekroju pistoletu, a jedynie dwóch fotografii przedstawiających wygląd zewnętrzny pistoletu — wyjaśnia jego działanie. Opis aparatu drutowego elektrycznego zilustrowany jest rysunkiem nieopisanym i umieszczonym w niewłaściwym położeniu.

W dalszym ciągu rozdziału znajduje się pobieżny opis urządzeń do metalizowania, a mianowicie kabiny i stoły do metalizowania, obrabiarki do metalizowania, stojaki do drutu, urządzenia do zasilania tlenem i gazami palnymi, a w końcu opisu urządzeń do masowego piaskowania i metalizowania wyrobów drobnych, urządzeń wentylacyjnych oraz materiałów do metalizowania jak druty i proszki.

Końcowy r o z d z i a ł c z w a r t y jest najslabiej opracowanym i dlatego niezrozumiałym dla czytelnika rozdziałem książki.

W podrozdziale zatytułowanym „Klasyfikacja stoisk i warsztatów” autor wprowadził następujące błędne nazwy: „Oddzielne stoisko przenośne”, „Oddzielny kompletny warsztat ruchomy” oraz „Stacyjny warsztat do metalizacji”, na skutek błędnego tłumaczenia i opuszczenia tekstu rosyjskiego z książki „Maszynostrojenije” (t. 14, str. 325, kolumna prawa). Dalej znajdujemy niejasne sformułowania, jak: „program określa się według wskaźników średnich”, „program określa się według wskaźników konkretnych”, a dalej — „program określa się” i w końcu — „program zestawia się”.

Ponadto błędy drukarskie utrudniają zorientowanie się w temacie, np. w tablicy 5, w rubryce ostatniej znajdujemy: „polecamy typ urządzenia wg klasyfikacji tabl. 8”, zamiast tabl. 4; w tablicy 6 — „gęstość metali wyjściowych (drutów) i natryskanych”, w porównaniu z tablicą 3, zamieszczoną w książce „Maszynostrojenije” t. 14, podane są błędne dane liczbowe.

W podrozdziale zatytułowanym „Rozplanowanie warsztatu” — nie podano nazw urządzeń oznaczonych numerami na rys. 26 — i w związku z tym czytelnik nie może skorzystać z omawianego podrozdziału.

Słownictwo techniczne jest obciążone wieloma usterekami; spotykamy takie nazwy, jak: „powłoka metalowa”, a dalej w tekście „warstwa metalowa”, „pokrycie” (str. 15); „dysza wewnętrzna” (str. 19) — „dysza piaskowa zewnętrzna” (str. 21); a na rys. 8 — uprzednio podane nazwy są zmienione na: „dysza do powietrza”, „dysza do piasku”.

Ponadto spotyka się często ogólnikowe określenie „specjalny”; i tak znajdujemy w tekście: „specjalne aparaty” (str. 5), „specjalne środki ochronne” (str. 14), „specjalne rękawice” (str. 16), „specjalny pistolet” (str. 19), „specjalny transformator” (str. 25), „specjalne elektrody” (str. 25), „specjalny uchwyt” (str. 31), „specjalne obliczenia” (str. 42); również takie zwroty jak: „odpowiednia temperatura” (str. 24), „nieznaczne nadciśnienie” (str. 46), „normalna temperatura”, „rozmaite druty” (str. 46) — nic czytelnikowi nie wyjaśniają.

Na ogólną ilość 24 rysunków, 13 nie posiada oznaczeń i opisu i dlatego są one trudne do odczytania przez czytelnika. Pomimo usterek książka przyczyni się do popularyzacji metalizacji natryskowej.

Mgr inż. Józef Łapiński — METALIZACJA NATRYSKOWA (instrukcja) — część II. Wykonanie — A5, str. 120, rys. 61, tabl. 29. Wydaw. PWT — Warszawa. Cena zł 18.—

Książka ta jest drugą częścią pracy pt. „Metalizacja natryskowa” i jest przeznaczona dla inżynierów

i techników mechaników, ponadto uzyskała aprobatę M.S.Z. w charakterze książki pomocniczej dla wszystkich wydziałów budowy maszyn technikum mechanicznego i książki do bibliotek szkolnych techników mechanicznych, hutniczych, odlewniczych i komunikacyjnych.

Książka posiada siedem rozdziałów. W przedmowie autor omawia osiągnięcia krajowe w dziedzinie zastosowania metalizacji natryskowej do regeneracji części samochodowych i całego szeregu innych maszyn, podając szereg przykładów z praktyki krajowej oraz osiągnięcia na polu przekształcania kadr w zakresie metalizacji natryskowej.

W pierwszym rozdziale autor podaje właściwości fizyko-mechaniczne warstwy metalu natryskanego, a mianowicie tworzenie warstwy, przyczepność i spójność z podłożem, porowatość, gęstość i przenikalność natryskanego pokrycia przez gazy i cieczę; w dalszym ciągu autor omawia twardość, ścieralność i mechaniczną wytrzymałość warstw natryskiwanych i możliwość ich zastosowania do celów praktycznych oraz działanie wysokich temperatur na warstwę natryskaną.

W rozdziale drugim — autor opisuje szczegółowo proces technologiczny i warunki techniczne metalizacji natryskowej przy regeneracji zużytych części, a mianowicie przygotowanie powierzchni do natrysku, wykonanie natrysku, obróbka warstwy natryskanej i odbiór regenerowanych części.

W rozdziale trzecim podane jest zastosowanie metalizacji natryskowej do naprawy wadliwych płaskich powierzchni części maszyn, sposoby naprawy pęcherzy, porowatości i pęknięć w odlewach.

R o z d z i a ł c z w a r t y — zawiera omówienie zastosowania metalizacji natryskowej w celach ochrony przed korozją.

W rozdziale piątym autor podaje zastosowanie metalizacji natryskowej do ochrony przed korozją w wysokiej temperaturze (kaloryzowanie), sposoby, technikę i odmiany procesu kaloryzowania.

W rozdziale szóstym — poruszone są zagadnienia higieny pracy w warsztatach metalizacji natryskowej.

Końcowy r o z d z i a ł s i ó d m y — zawiera instrukcję do pistoletu GPM-L-2, na którą składa się opis urządzeń do metalizowania, konserwacji i działania pistoletu.

Podany przez autora — posiadającego duże doświadczenie w dziedzinie metalizacji natryskowej — szereg przepisów technologicznych, stanowi o dużej wartości wydawnictwa, które przyczyni się niewątpliwie w dużej mierze do osiągnięcia zamierzonego celu.

Słownictwo pozostawia wiele do życzenia, użycie słów: „adhezja” i „kohezja”, a następnie odpowiednich słów polskich: „przyleganie” i „przyczepność” (str. 12), „spójność”, „powiązanie” (str. 12), a następnie „wiązanie (szczepienie)”, (str. 15), wprowadzają czytelnika w błąd.

W tekście spotykamy takie nazwy jak: „piasek kanciasty” (zamiast piasek ostrokrawędziowy), „gwinowanie szarpane” (zamiast gwinowanie zadrgane), „brzeg” (zamiast krawędź), „koniec noża” (zamiast ostrze noża), „grzebiet gwintu” (zamiast wierzchołek gwintu), „krawędź tnąca” (zamiast krawędź skrawająca), „uchwyt” (zamiast chwyt), „szablony” (zamiast wzorcowniki), „kąty” (zamiast naroża), „Rączka” i „rękojeść” (zamiast chwyt), „korozja” (rozpuszczanie), a następnie „zniszczenie” (korozja).

W tekście zauważa się błędy drukarskie, jak: dwukrotne użycie słowa „odhejja” (str. 16), zamiast „adhezja”; na rys. 15 zamiast słowa „drut” winno być „śrut”, zamiast słowa „życiu” (str. 44) winno być „użyciu”, zamiast „otoczenie” (str. 45) winno być „obtoczenie”.

Pomimo wymienionych usterek omówiona książka jest wydawnictwem bardzo potrzebnym, cennym i godnym polecenia wszystkim zainteresowanym.

Mgr inż. J. Chudziński

Wiadomości SIMP

WALNY ZJAZD DELEGATÓW SIMP

W dniu 11 czerwca 1952 r. w Domu Technika w Warszawie odbyło się Zwyczajne Walne Zebranie Delegatów SIMP.

Zjazd Delegatów SIMP, poza statutowym obowiązkiem dokonania wyboru władz, jak i przeanalizowania pracy Stowarzyszenia za ubiegły okres, był naradą techniczną, na której aktywnie inżynierów i techników mechaników, dokonał oceny dotychczasowych osiągnięć przemysłu metalowo-przetwórczego i w dyskusji zostały śmiało wytyczone kierunki dalszej pracy SIMP-owców nad realizacją trzeciego roku Planu Sześcioletniego.

Przybyłych delegatów oraz zaproszonych gości powitał w imieniu ustępującego Zarządu Prezes SIMP, Kol. Zb. Muszyński, witając przedstawicieli Partii, Naczelnej Organizacji Technicznej, Związku Zawodowego Metalowców, Ministerstwa Przemysłu Maszynowego i Delegatów.

Zjazdowi przewodniczył Kol. Ed. Palacz z Oddziału Lubelskiego SIMP. Porządek obrad obejmował:

- 1) wybór przewodniczącego Zjazdu i Prezydium, 2) przyjęcie porządku obrad, 3) przemówienia, 4) referat zjazdowy Prof. Ignacego Bracha pt. „Postęp techniczny a osiągnięcia przemysłu metalowego”, 5) odczytanie i przyjęcie protokołu z poprzedniego Walnego Zjazdu SIMP, 6) sprawozdanie z działalności SIMP za rok 1951, 7) dyskusja nad sprawozdaniami, 8) referat statutowy i dyskusja, 9) program prac SIMP na rok 1952/53 oraz dyskusja ogólna, 10) wybór władz Stowarzysze-

nia, 11) wnioski Zarządu Głównego, Zarządów Oddziałów Kół terenowych oraz Delegatów.

W wyniku wyborów do Władz Stowarzyszenia w kadencji 1952/53 r. zostali wybrani następujący Kol. Kol.

Prezes SIMP Ryszard Gdulewski

V-Prezesi: Heliodor Chmielewski, Czesław Chodkowski, Eugeniusz Małkiewicz, Józef Lubaszko.

Sekretarz Generalny Jan Legat

Z-ca Sekretarza Generalnego Jakub Jastrzębski

Skarbnik: Karol Roehrich

Z-ca Skarbnika Kazimierz Oprządek

Członkowie Zarządu: Aleksander Jaskiewicz, Edward Juffy, Andrzej Latour, Adam Minchejmer, Mieczysław Patyrowski, Roman Skórski, Mieczysław Tomiczek, Zbigniew Zmichorski, Zbigniew Żurkowski.

W dyskusji podkreślano konieczność dalszego powiązania prac kół zakładowych SIMP-u z planami produkcyjnymi i ze szkoleniem na wszystkich szczeblach pionu inżynierijno-technicznego na zakładach pracy, przez kursy czy pracę w brygadach inżynierijno-robotniczych, które winny mieć do rozwiązania konkretne zadania postawione im przez techniczne kierownictwo zakładów pracy.

Po wyczerpującej dyskusji nad sprawozdaniem i programem prac, przyjęta została rezolucja, która jest odbiciem najważniejszych obecnie problemów naszego przemysłu i spraw organizacyjnych Stowarzyszenia:

„Technicy-mechanicy polscy, zebrani na Dorocznym Walnym Zebraniu Delegatów, świadomi roli, jaką odgrywa w potencjale gospodarczym i obronnym Kraju technika, stawiają przed ogółem Kolegów najważniejsze i aktualne zagadnienia:

- 1) Zwrócić baczną uwagę na zagadnienie budowy planów technicznych na rok 1953, jako konieczny i nieodzowny element racjonalizacji i usprawnienia produkcji w IV roku realizacji Planu 6-letniego.
- 2) W trudnym okresie szczupłości kadr technicznych w większości zakładów należy wykorzystać w pełni dla usuwania „wąskich przejść” i podnoszenia poziomu technicznego produkcji, możliwości, jakie stawia przed technikami zarządzenie PKPG z dnia 15 grudnia 1951 r. dotyczące organizowania i popularyzowania na wszystkich zakładach pracy brygad robotniczo-inżynierskich.
- 3) Zacieśnić współpracę inżynierów i techników z ruchem racjonalizatorskim przez zakładanie i aktywizowanie Kół SIMP-u na wszystkich zakładach i współdziałanie z klubami racjonalizatorskimi.
- 4) Pogłębić planowanie wewnątrz-zakładowe i doprowadzić plany do każdego stanowiska roboczego, gdyż jest to nieodzownym warunkiem poprawienia rytmiczności produkcji i jej asortymentowego wykonywania.
- 5) W okresie dźwignia na wyższy poziom nauk technicznych przy pełnym ich wykorzystaniu dla budowy socjalizmu, czego wyrazem jest powołanie do życia Polskiej Akademii Nauk, należy wyzyskać możliwości Instytutów Naukowo-Badawczych, przekazując im tematy i trudności produkcyjne celem wspólnego rozpracowywania i pokonywania. Przyczynić się do zwiększenia liczby autorów prac technicznych, które winny stanowić codzienną pomoc w rozwiązywaniu problemów produkcyjnych, stanowiących podbudowę dalszego rozwoju gospodarki narodowej.
- 6) Świadomi roli i znaczenia przodującej techniki radzieckiej oraz doceniając znaczenie wszechstronnej pomocy Związku Radzieckiego, musimy w pełni stosować i rozpowszechniać metody Kowalowa, Korabielnikowej i Żandarowej. Dla podwyższenia wydajności pracy i przyspieszenia wykonania zadań planowych, winniśmy wzorować się na olbrzymich doświadczeniach Związku Radzieckiego i posługiwać się radziecką literaturą i prasą techniczną.
- 7) Wobec postawienia przed naszą techniką przez Partię i Rząd, zadania podwyższenia jakości produkcji, zwrócić baczną uwagę na szkolenie i wzrost kwalifikacji pracowników kontroli technicznej, przez organizowanie kursów i praktycznych zajęć z tej dziedziny.

W przededniu wejścia w życie nowej Konstytucji Polskiej Rzeczypospolitej Ludowej, która stanowi urzeczywistnienie dążeń i spełnienie pragnień najbardziej postępowej części szeregu pokoleń inżynierów i techników polskich, zebrani na Zjeździe SIMP-u postanawiamy dolożyć wszelkich wysiłków do realizacji stawianych przed światem technicznym obowiązków i zadań, jako stanowiących gwarancję pokojowego rozwoju i szczęśliwego jutra całego Narodu Polskiego“.

WYDAWCA: NACZELNA ORGANIZACJA TECHNICZNA, WARSZAWA, Czackiego 3/5
Komitet Redakcyjny: mgr inż. ZYGMUNT BOCHENEK, mgr inż. PAWEŁ KOSIERADZKI, JAN STEFAN KOWALSKI, mgr inż. STANISŁAW KULESA, dr inż. JAN OBALSKI, prof. dr inż. ALEKSY PIATKIEWICZ, prof. inż. ZDZISŁAW RYTEL, prof. dr inż. ROBERT SZEWAŁSKI, mgr inż. LECH STRZELECKI, mgr inż. JÓZEF ZAGÓRSKI
Redaktor Naczelny: mgr inż. MARIAN WAKALSKI
Z-ca Redaktora Naczelnego: inż.-mch. WŁADYSŁAW KAWĘCKI
Sekretarz redakcji: ANNA WOCHOWSKA
Redaktor techniczny: CZESŁAW PIEKARSKI
PKO Nr konta I-19881/110.

Drukarnia im. Rewolucji Październikowej, Warszawa ulica Mińska 65, Zam. 739/52. 3-B-23894
Nakład 4500. Papier druk. sat. V kl. 60 g, form. A0. — Rękopis otrzym. 11.7.52. — Druk ukończ. 14.9.52



PRZEGŁĄD BIBLIOGRAFICZNY MECHANIKI

OPRACOWANY PRZEZ OŚRODKI DOKUMENTACJI
INSTYTUTU OBRABIAREK I OBRÓBKĘ SKRAWANIEM

I INSTYTUTU METALoznawstwa I Aparatury Naukowo-Laboratoryjnej

DODATEK DO MIESIĘCZNIKA „PRZEGŁĄD MECHANICZNY”

ROCZNIK 3

WARSZAWA, WRZESIEŃ 1952

NR 9

A. DŹWIGI

A2 — Podnośniki.

89* A21 621.28 B3—9.52
SZUCHMAN Z. S., PANOW S. P. **Samoczynne podnoszenie przesuwanych form za pomocą pełzających hydraulicznych dźwigników.** „Awtomaticheskij podjom skolziaszczich form polzuczimi gidrawliczeskimi domkratami”. Stroit. Promysl., t. 30, Nr 2, luty 52, s. 19; A4, 2,5 str., 2 fot. — Samoczynna instalacja dźwigników hydraulicznych pełzających do podnoszenia przesuwanych form przy ciągłym betonowaniu silosów. Charakterystyka techniczna i opis instalacji. Metoda wykonywania prac. Zmniejszenie pracochłonności i mechanizacja pracy ręcznej.

90* A21 621.28:621.863 B3—9.52
Artykuł Redakcji: **Wielocelowy dźwignik hydrauliczny.** „A multipurpose hydraulic ram”. Machin. Lloyd, t. 23, Nr 1A, styc. 51, s. 71; B5, 1 str., 2 fot. — Urządzenie hydrauliczne o napędzie ręcznym, które może służyć do podnoszenia ciężarów, prostowania pogiętych karoserii, zakładania i zdejmowania łożysk tocznych z wałów oraz do badania wtryskiwaczy silników wysokopreżnych w zależności od wyposażenia w mechanizmy dodatkowe. Ciężar całkowity urządzenia 12 kG, siła rozwijana 5000 kg, skok tłoka 15,6 cm.

91* A22 621.83:621.863:600.15 B3—9.52
BAZANOW A. F.: **Badanie przebiegu włączania sprzęgieł ciernych wciągarek budowlanych.** „Eksperimentylnyje issledowanija processow wključenja frikcionow stroitielnych lebidok”. Mechaniz. Stroit., t. 8, Nr 10, paźdz. 51, s. 3; A4, 7 str., 11 rys., 3 tabl. — Metody obliczania sprzęgieł ciernych stożkowych i taśmowych, stosowanych we wciągarkach budowlanych. Ustalenie zależności pomiędzy momentem na dźwigni ręcznej a momentem na wale przekładni. Zależność rozruchu od charakteru przekładni. Prace badawcze WNIISTroidermaszu nad sprzęgłami ciernymi we wciągarkach budowlanych.

92* A24 621.86:621.28 B3—9.52
Artykuł Redakcji: **Nowy rodzaj wózka podnośnego.** „A new hydraulic lifting truck”. Machin. Lloyd, t. 24, Nr 5/a, marz. 52, s. 99; A5, 1 str., 1 fot. — Ręczny wózek podnośny z nożnym hydraulicznym mechanizmem podnoszenia na wysokość od 0 do 125 mm. Opuszczanie wózka przez pokręcanie rączki-dysza. Nośność 3 t.

A4 — Żurawie.

93 A4 621.873 B3—9.52
GRIESEL H.: **Żuraw kolejowy 30 t.** „Ein Brücken-kranwagen von 30 t. Tragfähigkeit”. Z. VDI, t. 94, Nr 5, luty 52, s. 134; A4, 2 str., 1 fot., 2 rys. — Żuraw kolejowy do budowy mostów. Zakres pracy. Elementy konstrukcyjne. Sposób ustalania żurawia. Montaż i demontaż. Urządzenia bezpieczeństwa.

94* A4 621.873:539.4:600.15 B3—9.52
KOROBOW W. M.: **Obliczanie na wyboczenie wysięgników przytrzymywanych liną.** „K raszczotu na ustoicziwost' stiel, podwieszennych na gibkoj niti”. Mechaniz. Stroit., t. 9, Nr 2, luty 52, s. 6; A4, 4 str., 8 rys. — Wywód teoretyczny ustalający swobodną długość wyboczenia dla wysięgników przytrzymywanych liną o różnych układach statycznych.

95* A4 621.873:621.311.23 B3—9.52
RASPER L.: **Żuraw pływający z napędem spalino-wo-elektrycznym.** „Diselelektrischer Schwerlast-Schwimmkran mit Wippausleger”. Z. VDI, A4, 2,5 str., 2 fot., 3 rys. — Żuraw pływający z wysięgnikiem

przechyłanym mechanizmem dwuśrubowym. Spalino-wo-elektryczny generator napędowy. Dane techniczne żurawia. Układ pochylenia, obsługa i praca żurawia.

96* A4 621.873 B3—9.52
RATNER A. I.: **Nowe typy żurawi.** „Nowyje krany”. Wiestn. Maszinostr., t. 31, Nr 7, lip. 51, s. 18; A4, 3 str., 4 fot., 4 tabl. — Żurawie kolejowe i budowlane wykonane przez Ministerstwo Budowy Maszyn Budowlanych i Drogowych. Podano charakterystyki techniczne żurawi kolejowych typu K-251, żurawia budowlanego do jazdy po szynach o nośności 30 tonometrów przy wysięgu do 20 m i żurawia budowlanego 20 tonometrów przy wysięgu do 25 m, montowanego na ścianach budynku.

B. URZĄDZENIA PRZENOŚNIKOWE

B1 — Dzieła ogólne.

97* B1 622.233:621.867 B3—9.52
BIEŁYJ A. M.: **Zastosowanie górniczego wyposażenia dla usuwania gruntu przy budowie tuneli metodą przetłaczania.** „Primenienije gornowo oborudowanije dla uborki grunta pri stroitelstwie tunnelej sposobom prodawliwanija”. Stroit. Promysl., t. 29, Nr 11, list. 51, s. 16; A4, 3 str., 2 rys., 2 tabl. — Usuwanie gruntu z tuneli podczas ich budowy może być wykonywane przez zastosowanie maszyn używanych w górnictwie. Omówienie tej metody przy budowie tuneli metodą przetłaczania kształtowego pierścienia.

B2 — Przenośniki cięgnowe.

98* B2 621.869.6:621.867 B3—9.52
JANIN F. G.: **Nowy schemat rozładunku statków.** „Nowaja schiema razgruzki sudow”. Reczn. Transp., t. 12, Nr 1, styc. 52, s. 26; A4, 1,5 str., 1 rys. — Metoda przeładunku piasku z baret do wagonów lub składowisk, stosowana na budowie kanału Wołga — Don, polegająca na użytkowaniu pośredniego statku-przystani z wzdłużnym przenośnikiem, przy czym zgarnianie piasku z barki na przenośnik statku przystani odbywało się za pomocą łopat mechanicznych lub też przy użyciu zgarniark.

99* B21 621.867:669-46:621.791 B3—9.52
RATNIER A. I.: **Przenośniki taśmowe o zmniejszonym ciężarze.** „Oblegczonnyje lentocznyje transportory”. Wiestn. Maszinostr., t. 32, Nr 1, styc. 52, s. 38; A4, 1 str., 2 fot., 1 tabl. — Asortyment lekkich przenośników taśmowych o konstrukcji spawanej z rur stalowych o długościach 15, 10 i 5 m, zaprojektowany przez WNIISTrojdomasz. Zastosowanie zunifikowanych zespołów i rewelacyjne zmniejszenie ciężarów.

100* B21 621.869:621.8:621.867 B3—9.52
SIWAKOWSKIJ A. O., JEWNIEWICZ A. W.: **Mechanizacja transportu na wielkiej budowie z zakresu hydrotechniki.** „Miechanizacija transporta na krupnom gidrotechničeskom stroitelstwie”. Mechaniz. trudoj. Rabot, t. 5, Nr 9, wrzes. 51, s. 30; A4, 3 str. — Zasadniczy podział robót hydrotechnicznych na ekskawację i transport, budownictwo i montaż urządzeń. Przewaga transportu nad ekskawacją w zakresie pracochłonności i niedostateczna jego mechanizacja. Znaczenie i rozwój transportu ciągłego. Jego zespalandie z urządzeniami koparkowymi. Konieczność ulepszenia przenośników taśmowych. Zagadnienie rolek i taśm. Urządzenia napędowe dwubębnowe. Zwiększenie przyczepności taśmy do bębna napędowego. Transport grubej kruszywa. Transport i przeładunek cementu.

B — URZĄDZENIA PRZENOŚNIKOWE c. d.

101 B21 621.867 B3—9.52

Artykuł Redakcji: **Transporter taśmowy o długości 3 km.** Förderband 3 km lang“. Z. VDI, t. 93, Nr 30, paźdz. 51, s. 954; A4, 0,5 str. — Urządzenie do przenoszenia o długości 3 km. Usztywnienie taśmy gumowej liniami stalowymi. Dane techniczne. Warunki pracy. Wydajność.

C. MASZyny I SPRZĘT BUDOWLANY

C3 — Maszyny do czerpania i ładowania urobku.

102* C31 621.879.22 B3—9.52

RIEWIN I. A.: **Koparka krocząca E Sz-14/65.** „Szagajuszczij ekskawator E Sz-14/65“. Wiestn. Maszinostr., t. 31, Nr 5, maj 51, s. 34; A4, 4 str., 8 fot., 1 rys., 1 tabl. — Konstrukcja i działanie koparki kroczącej E Sz-14/65 i poszczególnych jej zespołów: ramy oporowej, mechanizmu kroczącego, nadbudowy, roboczego osprzętu i instalacji elektrycznej. Wskaźniki techniczne koparki i jej wymiary zasadnicze.

103* C31 621.879.22 B3—9.52

Artykuł Redakcji: **Dział inżynierski w „Festival of Britain“.** „Engineering in the Festival of Britain“. Engineering, t. 172, Nr 4463, paźdz. 51, s. 166; A3, 0,5 str., 1 fot. — Model koparki kroczącej produkowanej przez firmę Ransomes and Rapier, Ltd, Ipswich. Koparka krocząca czerpakowa użyta będzie na odkrywce w kopalni rudy żelaznej. Jej waga wynosi 1.500 ton, łyżka około 15 m³. Wysięg spawany z rur długości 53,34 m, średnica podstawy 14,63 m. Napęd od dwu agregatów spalinowo-elektrycznych, każdy o mocy 1500 KM.

104* C31 621.879.22 B3—9.52

Artykuł Redakcji: **Wielka koparka krocząca W. 1400.** „The largest walking dragline“. Engineer, t. 193, Nr 5014, luty 52, s. 1; A3, 1 str., 1 fot. — Wielka koparka czerpakowa zaprojektowana i wykonana przez firmę Rapier do kopania rudy żelaznej. Łyżka koparki o pojemności 15,3 m³, długość wysięgnika 63,4 m, ciężar 1650 ton. Podana fotografia koparki orientuje co do jej charakteru i wielkości.

105* C32 621.879.22 B3—9.52

RATNIER A. T.: **Koparki kubelkowe.** „Mnogokowszeye ekskawatory“. Wiestn. Maszinostr., t. 31, Nr 5, maj 51, s. 38; A4, 2,5 str., 3 fot., 3 tabl. — Koparki kubelkowe wykonywane przez Ministerstwo Budowy Maszyn Budowlanych i Drogowych. Koparka EM-301 używana jest do profilowania kanałów i nasypów kolejowych, a także do eksploatacji zwirowisk, koparka ET-121 — do kopania rowów, koparka EM-161 do budowy i oczyszczania kanałów irygacyjnych. Wskaźniki techniczne i wymiary zasadnicze koparek.

106* C33 621.879.24:621.67 B3—9.52

Artykuł Redakcji: **Hydropogłębiarka ssąca.** „Gidrozemesos“. Reczn. Transp., t. 12, Nr 1, stycz. 52, s. 47; A4, 0,5 str. — Próby prototypu hydropogłębiarki ssącej, zmontowanej na adaptowanym hydromotorze z zastosowaniem strumienia wody do spulchniania pogłębianych odcinków dna rzeki.

107* C33 : F31 621.879.24:621.67 B3—9.52

Artykuł Redakcji: **Pogłębiarka ssąca do pompowania żwiru.** „Suction dredger for pumping gravel“. Engineering, t. 169, Nr 4400, maj 1951, s. 595; B4, 1 str., 5 fot., 2 rys. — Pogłębiarka ssąca do wydobywania żwiru. Pojemność zasobnika na żwir wynosi 100 m³; może być napełniony 6-krotnie w ciągu doby. Rozładowanie wykonuje ta sama pompa, która napełnia zasobnik. Do napędu pompy oraz mechanizmu jazdy służy silnik spalinowy wysokoprężny o mocy 100 KM przy 1000 obr/min. Żadna ze składowych części kadłuba pogłębiarki nie przekracza 5 ton.

C6 — Urządzenia i maszyny do produkcji betonu i wyrobów betonowych.

108* C61 690.576:666.97:621.867:621.929: B3—9.52 :658.512

NIEPOROZNIJ P. S.: **Metoda ciągłej samoczynnej produkcji, transportu i układania hydrotechnicznego betonu potokiem wielkiego nasilenia.** „Mietodniepriywnowo awtomaticheskowo prigotowlenja transportirwnija i układki gidrotechnicheskowo bietona potoka bolszoj intensiwnosti“. Stroit. Promysl., t. 30, Nr 1, stycz. 52, s. 23; A4, 0,5 str., 2 fot. — Instalacja dla ciągłej produkcji betonu, składająca się z czterech pojemników betonu, piasku i kruszywa o pojemności po 50 m³, z których suche składniki betonu są wydawane za pomocą karuzelowych dozatorów na transporter taśmowy, przenoszący je do poziomego cylindrycznego mieszalnika ze śrubowymi prowadnicami, a następnie na budowę lub do pojemnika. Wydajność około 200 t/godz.

C8 — Maszyny do budowy i utrzymania nawierzchni drogowych.

109* C8 621.7.002.5:551.57 B3—9.52

AMUR-SANAN D. A.: **Obliczenie zapotrzebowania mocy w wirnikowym śrubowym odśnieźniku.** „Raszcot potrebnich moszcznostiej w szniekorotornom sniego-oczistitiele“. Mechaniz. Stroit., t. 9, Nr 2, luty 52, s. 19; A4, 3 str., 8 rys., 1 tabl. — Założenia pozwalające na ustalenie wzorów zapotrzebowania mocy przez wirnikowe odśnieźniki. Opory skrawania śniegu i opory w transporcie śniegu. Schemat kinematyczny odśnieźnika. Opory powietrza. Tarcze w rurociągach i obudowie. Straty w postaci energii kinetycznej wyrzucanego śniegu.

110 C84 625.7.002.5 B3—9.52

EWALD H.: **Użycie betonu z wstępnym zgniotem przy budowie nawierzchni.** „Anwendung der Spannbetons im Strassenbau“. Z. VDI, t. 93, Nr 27, wrzes. 51, s. 870; A4, 1 str., 5 rys. — Powody powstawania pęknięć w nawierzchniach betonowych. Maszyna do wytwarzania wstępnego ściskania w płytach betonowej nawierzchni drogowej. Konstrukcja i eksploatacja urządzenia.

C12 — Sprzęt i narzędzia powietrzne i elektryczne.

111* C12 624.132:629.114.2 B3—9.52

Artykuł Redakcji: **Eliminowanie pracy łopatą.** „Cutting out the spade work“. Mass Production, t. 28, Nr 2, luty 52, s. 63; A5, 0,5 str. — Maszyna do szybkiego wiercenia otworów w ziemi pod słupy telegraficzne, fundamenty, przy przesadzaniu drzew itd. Maszyna ciągniona jest traktorem Fergusson. Ten sam traktor napędza jej mechanizm roboczy podczas pracy. Głębokość wiercenia 0,92 m, średnica 14 do 31 cm. Czas wywiercenia takiego otworu w średnim gruncie wynosi 40 sekund.

112* C12 621.95:621.515:629.114.2 B3—9.52

Artykuł Redakcji: **Świder do skał osadzony na traktorze.** „Tractor-mounted rock drill“. Engineering, t. 171, Nr 4433, stycz. 51, s. 40; B4, 0,5 str., 1 fot. — Pneumatyczny świder do skał osadzony na traktorze. Konstrukcja pozwalająca na ustawianie świda pod dowolnym kątem tak w płaszczyźnie poziomej jak i pionowej. Zmiana wzniesienia świda przy pomocy cylindrów hydraulicznych. Zmiana kąta nachylenia — ręczna. Podczas pracy całość związana sztywno z traktorem przy pomocy śrub zaciskowych. Powietrze do napędu świda z kompresora centralnej sprężarki.

D. CZĘŚCI MASZYN

D4 — Wały, ich połączenia i podparcia.

113 D42 621.82 B3—9.52

MARRE.: **Błąd kardanowy w przyrządach pokładowych.** Der Kardanfehler bei Kursgeräten“. Z. VDI, t. 93, Nr 26, wrzes. 51, s. 836; A4, 7 str., 3 fot., 15 rys.

D — CZĘŚCI MASZYN c. d.

— Zastosowanie przegubu Kardana jako zawieszenia. Waga przegubu. Obliczenia. Cztery systemy współrzędnych katowych. Sposób zawieszenia eliminujący wadę przegubu.

114 D43 621.822:679.56 B3—9.52
MAEKELT H.: Łożyska ślizgowe ze sztucznych tworzyw. Die Anforderungen an Gleitlager, insbesondere aus Kunststoffen. Z. VDI, t. 94, Nr 5, luty 52, s. 138; A4, 7,5 str., 1 fot., 16 rys., 2 tabl. — Wymagania, jakie stawiamy łożyskom ślizgowym ze specjalnym uwzględnieniem łożysk z tworzyw sztucznych. Własności tworzyw sztucznych. Smary. Ukształtowanie łożysk. Zakresy stosowności. Dane doświadczalne. Literatura.

D5 — Przekładnie.

115* 621.83:621.914 B3—9.52
ZAK P. S., JELISIEJEW S. W., ŻURAWLEW W. Ł.: Projektowanie i budowa jednozwojowych przekładni globoidalnych. „Konstruowanie i izgotowienie odnoznaczonych globoidalnych pieriedacz”. Wiestn. Maszynostr., t. 31, Nr 4, kw. 51, s. 25; A4, 5 str., 5 rys., 1 tabl. — Metoda nacinania ślimacznicy frezem globoidalnym i dwuzębnym. Wzory i nomogramy do obliczenia centrali w zależności od mocy i przełożenia. Metody obliczania wymiarów przekładni globoidalnych.

116* 621.83:621.914 B3—9.52
ZAK P. S., JELISIEJEW S. W., ŻURAWLEW W. Ł.: Projektowanie i wykonanie jednozwojowych przekładni globoidalnych (zakończenie). „Konstruowanie i izgotowienie odnoznaczonych globoidalnych pieriedacz (okonczenie)”. Wiestn. Maszynostr., t. 31, Nr 5, maj 51, s. 28; A4, 4,5 str., 4 rys. — Obliczenie i opis konstrukcji głowicy nożowej do frezowania ślimaków przekładni globoidalnej na frezarce obwiedniowej. Konstrukcja głowicy dwunożowej do frezowania ślimacznicy. Metoda montażu przekładni globoidalnej.

117* D51 621.833:539.3:600.15 B3—9.52
KUDRIAWCEW W. N.: Urządzenia do badania przekładni zębatych. Zamknutyje ustanowki dla ispytania zubczatych pieriedacz. Wiestn. Maszynostr., t. 31, Nr 10, paźdz. 51, s. 8; A4, 6 str., 1 fot., 6 rys., 1 tabl. — Urządzenie do badania sprawności przekładni zębatych przy obciążeniu uzyskiwanym na skutek sprężystych odkształceń wału skrećanego. Schematy różnych odmian instalacji. Wzory obliczeniowe. Przykład liczbowy obliczenia sprawności przekładni zębatej o kołach czołowych.

118* D51 621.833:539.4/5 B3—9.52
NIEMANN G., GLAUBITZ H.: Wytrzymałość powierzchniowa walcowych kół zębatych. Zahnflankenfestigkeit der Stirnräder. Z. VDI, t. 93, Nr 6, luty 51, s. 121; A4, 6 str., 4 fot., 5 tabl., 14 rys. — Badanie wytrzymałości powierzchniowej stalowych kół zębatych walcowych o ząbieniu prostym. Urządzenie do badań. Zagadnienie łuszczenia się powierzchni. Wpływ smarowania. Wpływ gładkości powierzchni styku zębów. Ocena metod obliczeń wytrzymałościowych zębów. Potrzeba dalszych studiów nad zagadnieniem.

119* D51 621.833:600.15 B3—9.52
NIEMANN G., GLAUBITZ H.: Walcowe koła zębate o ząbieniu ukośnym. Schraegverzahnnte schmale Stirnräder. Z. VDI, t. 93, Nr 9, marz. 51, s. 215; A4, 7,5 str., 3 tabl., 22 wykr., 1 rys. — Wpływ kąta pochylenia zęba na rozgrzewanie, ścieranie, łuszczenie powierzchni, wytrzymałość stopy zęba i na hałaśliwość ruchu. Urządzenie badawcze. Koła doświadczalne. Wyniki doświadczeń.

120* D51 621.833 B3—9.52
Nowa skrzynka przekładniowa. „New gearbox”. Mechan. Handling, t. 39, Nr 3, marz. 52, s. 136; A4, 0,5 str., 1 rys. — Skrzynka przekładniowa do zmiany kierunku ruchu, produkowana przez firmę „Bruce and Holroyd, Ltd”. Moc przenoszenia 15 do 25 KM. Skrzynka powyższa może być stosowana na łodziach motorowych, traktorach i dźwigach. Przełożenie w obu kierunkach ruchu 1:1. Budowa bardzo zwarta.

121* D53 621.85:621.9 B3—9.52
BOGATYRIOW I. S., PRONIN B. A.: Maszyna do badania siły pociągowej i sprawności przekładni pasowych. „Maszyna dla ispytania riemiennych pieriedacz na tiagowuju sposobnost i k p d”. Wiestn. Maszynostr., t. 31, Nr 10, paźdz. 51, s. 32; A4, 3,5 str., 1 fot., 5 rys., 1 tabl. — Maszyna do badania siły pociągowej i sprawności przedładni pasowych, skonstruowana i wykonana przez Instytut Naukowo-Badawczy Przemysłu Gumowego. Badania przekładni o paskach klinowych. Schemat instalacji i omówienie szczegółów konstrukcyjnych. Pomiary momentów i określenie poślizgu. Hydrauliczne obrotomierze. Wykresy poślizgu i sprawności.

122* D53 621.85 B3—5.52
LORIG E.: Automatycznie centrujące rolki i koła pasowe. Automatic self-centring rolls and pulleys. Engrs. Dig., t. 12, Nr 2, luty 51, s. 60; B5, 4,5 str., 1 fot., 4 rys. — Zasady działania i wady dawnych rolek i kół pasowych wypukłych, których zadaniem było środkowanie pasów i taśm. Wprowadzenie nowych rolek i kół składających się z dwu niezależnych stożków, osadzonych na wspólnym wałku. Zasada ich działania. Zachowanie się taśm i pasów na tych nowych urządzeniach środkujących. Konstrukcja rolek dwustożkowych.

123 D53: D54 621.839:621.85:621.28:621.34 B3—9.52
BECKER R.: Przekładnie bezstopniowe w siłowniach. „Stufenlos regelbare Antriebe in Kraftwerken”. Z. VDI, t. 93, Nr 19/20, czerw. 51, s. 626; A4, 7 str., 6 fot., 1 wykr., 9 rys. — Przekładnie mechaniczne: cienne i pasowe. Przekładnie hydrauliczne statyczne i dynamiczne. Przekładnie elektryczne: układy prądu stałego, układ Leonarda, układy prądu zmiennego. Konstrukcje, schematy.

124* D54 621.839 B3—9.52
KROENER R.: Od przekładni ciennej do sprzęgła przeciążeniowego. „Entwicklung des Reibradantriebes zur Ueberlastkupplung”. Z. VDI, t. 93, Nr 9, marz. 51, s. 229; A4, 3 str., 4 rys. — Napęd cienny z przegubowym zawieszeniem silnika napędzającego. Jego zastosowanie jako sprzęgła przeciążeniowego. Przykłady zastosowań praktycznych. Obliczenia.

125* D54 621.83 B3—9.52
Przekładnia bezstopniowa. „Stufenloser SH — Trieb”. Z. VDI, Nr 13, maj 51, s. 16; A4, 1 str., 1 fot., 1 rys. — Rysunek przedstawia cienne przekładnię bezstopniową. Podstawową cechą konstrukcyjną jest prostoliniowość przepływu mocy w przekładni, co umożliwia odpowiednie urządzenie mimośrodowe.

126* D55 621.833:621.827 B3—9.52
ALTMANN F. G.: Synteza obliczeń przekładni wchrowatych. „Zur Zahlsynthese der raumlichen Koppelgetriebe”. Z. VDI, t. 93, Nr 9, marz. 51, s. 205; A4, 4 str., 2 fot., 5 wykr., 21 rys. — Założenia wyjściowe. Przekładnia korbowa wałów o równoległe przesuniętych osiach. Przekładnie katowe. Przekładnie o osiach wchrowatych. Schematy konstrukcyjne i działanie.

127* D55 621.827:531.1 B3—9.52
HAIN K.: Mechanizmy napędowe o okresowo zmiennej prędkości katowej. „Periodische Winkelgeschwindigkeits- und Drehmomentwandler”. Z. VDI, t. 93, Nr 9, marz. 51, s. 239; A4, 5,5 str., 12 wykr., 3 rys. — Układy korbowe jako mechanizmy napędowe o okresowo zmiennej prędkości katowej i okresowo zmiennym momencie obrotowym. Przełożenie w układzie dwukorbowym. Synteza układu dwukorbowego. Zastosowanie. Mechanizmy korbowe z ramieniem wodzonym. Zależności geometryczne i kinematyczne. Literatura.

128* D55 621.827 B3—9.52
SCHNARBACH K.: Mechanizmy korbowe i krzywkowe jako organy sterujące. „Kurventreibe und Koppelgetriebe als Steuer-Organ an Verarbeitungsmaschinen”. Z. VDI, t. 93, Nr 9, marz. 51, s. 223; A4, 6 str., 7 wykr., 9 rys. — Przykłady zastosowania mechanizmów. Schematy działania z uwzględnieniem zależności dróg poszczególnych przegubów mechanizmu od drogi katowej korby. Literatura.

D — CZĘŚCI MASZYN c. d.

129* D51 621.833 B3—9.52

Nowa skrzynka przekładniowa. „New gearbox“. Mech. Handling, t. 39, nr 3, marz. 52, s. 136; A4, 0,5 str., 1 rys. — Skrzynka przekładniowa do zmiany kierunku ruchu, produkowana przez firmę „Bruce and Holroyd, Ltd“. Moc przenoszenia 15 do 25 KM. Skrzynka powyższa może być stosowana na łożdach motorowych, traktorach i dźwigach. Przełożenie w obu kierunkach ruchu 1 : 1. Budowa bardzo zwarta.

130* D51 621.883:539.3:600.15 B3—9.52

KUDRIAWCEW W. N. Urządzenia do badania przekładni zębatach. „Zamknutyje ustanowki dla ispytania zubczatych pieriedacz“. Wiestn. Maszynostr., t. 31, nr 10, paźdz. 51, s. 8; A4, 6 str., 1 fot., 6 rys., 1 tabl. — Urządzenie do badania sprawności przekładni zębatach przy obciążeniu uzyskiwanym na skutek sprężystych odkształceń wału skręcanego. Schematy różnych odmian instalacji. Wzory obliczeniowe. Przykład liczbowy obliczenia sprawności przekładni zębatach o kołach czołowych.

131* D53 621.85:821.9 B3—9.52

BOGATYRIOW I. S., PRONIN B. A. Maszyna do badania siły pociągowej i sprawności przekładni pasowych. „Maszyna dla ispytania riemiennych pieriedacz na tiagowuju sposobnost i k p d“. Wiestn. Maszynostr., t. 31, nr 10, paźdz. 51, s. 32; A4, 3,5 str., 1 fot., 5 rys., 1 tabl. — Maszyna do badania siły pociągowej i sprawności przekładni pasowych, skonstruowana i wykonana przez Instytut Naukowo-Badawczy Przemysłu Gumowego. Badania przekładni o paskach klinowych. Schemat instalacji i omówienie szczegółów konstrukcyjnych. Pomiar momentów i określenie poślizgu. Hydrauliczne obrotomierze. Wykresy poślizgu i sprawności.

132* D53 621.85 B3—9.52

LORIG E. Automatycznie centrujące rolki i koła pasowe. „Automatic self-centring rolls and pulleys“. Engrs. Dig., t. 12, nr 2, luty 51, s. 60; B5, 4,5 str., 1 fot., 4 rys. — Zasady działania i wady dawnych rolek i kół pasowych wypukłych, których zadaniem było środkowanie pasów i taśm. Wprowadzenie nowych rolek i kół składających się z dwu niezależnych stożków, osadzonych na wspólnym wałku. Zasada ich działania. Zachowanie się taśm i pasów na tych nowych urządzeniach. Konstrukcja rolek dwustożkowych.

F. POMPY

F2 — Pompy tłokowe.

133* F2 621.65:621.28:629.114.2/3 B3—9.52

Artykuł Redakcji: **20 tonowy ciągnik z wywrotną platformą do sprzętu na polach naftowych.** „20 ton transporter with tipping body for oilfield equipment“. Engineering, t. 173, Nr 4492, luty 52, s. 284; A3, 1 str., 2 fot. — Platforma ciągnika przechyłana jest za pomocą pompy hydraulicznej do zetknięcia się tylnej krawędzi platformy z ziemią. Wciągarka mechaniczna umieszczona za kabiną kierowcy wciąga ładunek na platformę. Po wciągnięciu otwiera się zawór pompy hydraulicznej i platforma pod ciężarem ładunku wraca do położenia transportowego.

F3 — Pompy turbinowe.

134* F31 621.67 B3—9.52

KOHN P.: Niezwykły przypadek prędkości krytycznych pomp odśrodkowych. „An unusual case of criti-

cal speeds in centrifugal pumps“. Enges. Dig., t. 12, Nr 3, marz. 51, s. 80; B5, 0,5 str. — Prędkość krytyczna pompy odśrodkowej 7-mio stopniowej, wpływ zmiany wału. Rozważania matematyczne na temat prędkości krytycznej z uwzględnieniem wpływu usztywnień wału przez piasty wirników i łożnice.

F — Pompy specjalne.

135* F5 621.65 B3—9.52

Artykuł Redakcji: **Pompa bezwałnicowa do płynów korodujących i zdzierających.** „A glandless pump for corrosive and abrasive liquids“. Machin. Lloyd, t. 23, Nr 3A, luty 51, s. 68; B5, 2 str., 3 fot. — Pompa do płynów powodujących korozję metali i ich ścieranie. Jest to pompa przeponowa o specjalnej konstrukcji zaworów z mas plastycznych lub kauczuku. Wnętrze pompy wyłożone materiałami, które nie reagują z pompowanym płynem. Wydajność pompy 1590 litrów na godzinę przy wysokości pompowania 7,6 m. Zapotrzebowanie mocy 1/3 — 1/4 KM zależnie od wydajności.

K. MASZyny I URZĄDZENIA PRZEMYSŁU CIĘŻKIEGO

K2 — Maszyny i urządzenia dla przemysłu metalowego.

136* K2 621.318.3:621.873:621.86:658.28 B3—9.52

AMIES D.: Transport żeliwa i stali za pomocą elektromagnesów. „Handling iron and steel with electric magnets“. Mech. Handling, t. 39, Nr 2, luty 52, s. 52; A4, 5 str., 12 fot., 1 rys. — Dane ogólne dotyczące wyboru odpowiedniego rodzaju elektromagnesu jako wyposażenia suwnicy lub żurawia dla określonych warunków pracy. Rodzaje i wielkości elektromagnesów i ich charakterystyczne zastosowania. Przykłady używania. Korzyści wynikające z ich stosowania.

L. MASZyny I NARZĘDZIA PRZEMYSŁU LEKKIEGO

L3 — Maszyny i narzędzia dla przemysłu drzewnego i leśnictwa.

137* L3 674.05:674.02 B3—9.52

Artykuł Redakcji: **Nowa maszyna dla przemysłu drzewnego.** „A new machine for the woodworking industries“. Machin. Lloyd, t. 24, Nr 5/a, marz. 52, s. 86; A5, 1,5 str., 1 fot. — Maszyna do masowego produkowania sklepanych płyt drewnianych z obrzynków desek. Zasada działania — szybkie suszenie kleju prądami wysokiego napięcia o dużej częstotliwości.

N. KONSTRUKCJE ŻELAZNE I RÓŻNE KONSTRUKCJE

138* 621.882:621.92j:621.99 B3—9.52

PAQUIN J. R.: Projektowanie zasobników do nakrętek kwadratowych i sześciokątnych. „Designing hopper feeds for square and hexagonal nuts“. Machinery (Lond.), t. 78, Nr 2008, maj 51, s. 759; A4, 4,5 str., 8 rys. — Konstrukcja zasobników do nakrętek kwadratowych i sześciokątnych, służących do podawania nakrętek do maszyn automatycznych; 3 rodzaje zasobników: z podajnikiem wahadłowym, łopatkowym oraz zasobniki bębnowe. Konstrukcja separatorów do ustawiania nakrętek w pewnym określonym położeniu.

Niniejszym Przegląd Bibliograficzny zawiera jedynie część analiz

Pełna dokumentacja ukazuje się w postaci kart dokumentacyjnych wydawanych przez Centralny Instytut Dokumentacji Naukowo-Technicznej (Warszawa, ul. Łigocka 8) — CIDNT przyjmując dokumentację naukowo-techniczną, jak i oddzielne jej działy lub jej wynosi w prenumeracie 10 groszy. CIDNT wykonuje (za zwrotem graficznym jak i kartami dokumentacyjnymi).

dokumentacyjnych publikacji z zakresu techniki.

cyjnych wydawanych przez Centralny Instytut Dokumentacji Naukowo-Technicznej (Warszawa, ul. Łigocka 8) — CIDNT przyjmując dokumentację naukowo-techniczną, jak i oddzielne jej działy lub jej wynosi w prenumeracie 10 groszy. CIDNT wykonuje (za zwrotem graficznym jak i kartami dokumentacyjnymi).

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

Książki nadesłane

J. M. Chanin i W. W. Juszyński — BILANS MATERIAŁOWY I BILANS CIEPLNY PIECÓW KOKSOWNICZYCH — tłumaczył z ros. inż. Józef Harwat — Format A5 — str. 132, rys. 8, PWT, Katowice 1952, cena zł 15.—

Praca zawiera podstawowe wiadomości teoretyczne i praktyczne niezbędne przy zestawianiu bilansów materiałowych i cieplnych instalacji pieców koksowniczych poparte przykładami obliczeń.

Książka ma służyć w pierwszym rzędzie za podręcznik dla personelu inżynieryjno-technicznego koksowni, przede wszystkim zaś pracownikom działu gospodarki cieplnej. Może ona być również cenną pomocą naukową dla studiujących chemiczną przeróbkę węgla w wyższych zakładach naukowych i szkołach inżynieryjnych.

Dr inż. Julian Nadziakiewicz — PRZYGOTOWANIE WSADU WĘGLOWEGO DO PIECÓW KOKSOWNICZYCH — Format A5 — str. 58, rys. 15, PWT — Katowice, 1952, cena zł 6.—

Książka zaznajamia z procesami przygotowywania węglowych mieszanek wsadowych do pieców koksowniczych oraz maszynami i urządzeniami stosowanymi przy tych procesach. Podano również wskazówki dotyczące obsługi przenośników taśmowych i urządzeń węglowni oraz sposobów pobierania prób węgla w koksowni.

Książka przeznaczona jest dla niższego i średniego personelu technicznego oraz dla kwalifikowanych robotników koksowni. Może również służyć za podręcznik dla uczniów szkół koksochemicznych.

Inż. Tadeusz Sala — NADLEWY — Format B6 — str. 68, rys. 21, tablic 3, PWT — Warszawa 1952, cena zł 6.—

Broszura jest przeznaczona dla pracowników-racjonalizatorów zatrudnionych w odlewniach metali. Korzystać z niej powinni zarówno robotnicy jak mistrzowie i technicy, których praca związana jest z przygotowaniem form, wypełnianiem tych form metalem i usuwaniem z nich nadlewów oraz wszyscy zainteresowani usprawnieniem produkcji w odlewni.

Inż. Tadeusz Brodziak — TECHNICZNE NORMOWANIE PRACY DLA WARSZTATÓW MECHANICZNYCH W PRZYKŁADACH — Format A5 — str. 127, rys. 74, PWT — Katowice 1952, cena zł 13.—

W książce niniejszej podano w krótkim zarysie główne zasady i przykłady wyznaczania czasu wykonania robót na obrabiarkach oraz robót spawalniczych.

Książka przeznaczona jest do użytku osób pracujących zawodowo w dziedzinie normowania pracy i robotników wykwalifikowanych zatrudnionych w warsztatach mechanicznych.

M. A. Kostylew — ZARYS TEORII PROCESU WIELKOPIECOWEGO — tłumaczył z ros. inż. L. Zawadzki — Format B5 — str. 348, rys. 18, PWT, Katowice 1952, cena zł 57.—

Książka stanowi zbiór szeregu prac, poświęconych różnym teoretycznym zagadnieniom procesu wielkopiowego.

Przy rozpatrywaniu tych zagadnień autor stara się ująć ilościowo wpływ rozmaitych czynników na przebieg redukcji, skutkiem czego obliczenia, a zwłaszcza bilanse wielkich pieców, zajmują poważną część dzieła.

Książka przeznaczona jest dla inżynierów wielkopiowych, pragnących rozszerzyć swe wiadomości fachowe i szczegółowo wnikać w zasadnicze problemy teorii wytopu surowki, oraz dla słuchaczy wyższych technicznych zakładów naukowych.

Prof. dr inż. Bohdan Stefanowski — CHŁODNICTWO — Wydanie trzecie — Format B5 — str. 367, rys. 276, tablic 74, wykresów 4, PWT, Warszawa 1952, cena zł 60.—

Książka podaje dotychczasowe osiągnięcia techniki chłodniczej w zastosowaniu do konserwacji środków żywności, do budowy lodowisk, do potrzeb szpitalnictwa i klimatyzacji. Omawia podstawy teoretyczne, konstrukcję i działanie urządzeń chłodniczych; zawiera również materiał do projektowania i obliczania chłodni oraz wskazówki dotyczące technicznego odbioru chłodni.

Książka jest przeznaczona dla inżynierów i techników.

Mgr inż. Andrzej Sadowski — GŁADKOŚĆ POWIERZCHNI I SPOSOBY JEJ POMIARU — Format A5 — str. 166, rys. 121, PWT, Warszawa 1952, cena zł 15.—

Książka omawia zagadnienie gładkości powierzchni. Część pierwsza — teoretyczna — zawiera podstawowe wiadomości z tej dziedziny, omawia parametry charakteryzujące gładkość powierzchni oraz podaje przegląd norm różnych państw.

Część druga — praktyczna — omawia metody pomiaru gładkości powierzchni oraz zawiera opisy różnych przyrządów mierniczych. Książka przeznaczona jest dla techników i inżynierów mechaników.

Prof. Zygmunt Gogolewski — NAPIĘD ELEKTRYCZNY — Format B5 — str. 390, rys. 352, PWT, Warszawa 1952, cena zł 53.—

Książka zawiera ogólną teorię napędu elektrycznego i dane dotyczące stosowanych układów napędowych, maszyn i przyrządów oraz przegląd stosowanych rozwiązań napędu w poszczególnych działach przemysłu.

Przeznaczona jest dla inżynierów pragnących usystematyzować i pogłębić swe wiadomości z dziedziny napędu oraz dla studentów szkół wyższych.

Mgr inż. Władysław Gliński — URZĄDZENIA PRZENOŚNIKOWE W PRZEMYŚLE METALOWYM — Format A4 — str. 84, rys. 144, PWT, Warszawa 1952, cena zł 19.—

Książka zawiera klasyfikację i zwięzłe opisy przenośników stosowanych w przemyśle metalowym. Materiał rysunkowy daje projektantom mechanizacji transportu zakładów przemysłowych możliwość wyboru właściwych przenośników.

Książka jest przeznaczona dla techników i inżynierów.

OGŁOSZENIE

Począwszy od zeszytu 7—8/52 na łamach czasopisma „Przegląd Mechaniczny“ rozpocznie się cykl artykułów omawiających ZASTOSOWANIA TECHNICZNE RACHUNKU PRAWDOPODOBIENSTWA I STATYSTYKI MATEMATYCZNEJ

Omówione zostaną:

- podstawowe prawa powyższych gałęzi matematyki w ujęciu praktycznym
- poszczególne odcinki zastosowań do zagadnień technicznych, a mianowicie:
 - wytwarzanie, pasowanie i zamienność części maszynowych
 - statystyczna kontrola jakości w czasie procesu wytwarzania
 - odbiór wyrzywkowy
 - analiza dokładności pracy maszyn i wykorzystania sprzętu
 - sposoby badania wpływu poszczególnych czynników na jakość produkcji
 - zastosowanie do zagadnień wytrzymałościowych i in.

Cykl ten będzie posiadał duże znaczenie ze względu na wprowadzanie tych metod do przemysłu. Powinien on zainteresować nie tylko mechaników, lecz wszystkich inżynierów i techników, bez względu na branżę, aby na jego podstawie oraz szczegółowej literatury, mogli stosować te metody do zagadnień w zakresie swojej specjalności.

PAŃSTWOWE WYDAWNICTWA TECHNICZNE

POLECAJĄ KSIĄŻKI Z ZAKRESU METALOZNAWSTWA,
MECHANIKI I DZIEDZIN POKREWNYCH

- Ansjerow M.: **Uchwyty i przyrządy do tokarek i szlifierek do okrągłego szlifowania**, tłum. z ros. M. Wakalski, 1951, str. 207, zł 50.—
- Azarow A.: **Automatyzacja obróbki na tokarkach**, tłum. z ros. K. Ukielski, 1951, str. 122, zł 15.—
- Błażewski S.: **Wytrzymałość materiałów**, 1951, str. 331, zł 28.—
- Bosse E.: **Wykonywanie tłoczników (wskazówki praktyczne)**, tłum. z niem. K. Szopski, 1952, str. 77, zł 8.—
- Coenen M.: **Elementy obrabiarek**, tłum. z niem. Wł. Kamiński, 1952, str. 195, zł 34.—
- Dobrowolski J.: **Polerowanie elektrolityczne**, 1952, str. 95, zł 11.—
- Dobór kół zmianowych. Pomocnicze tablice liczbowe** (praca zbiorowa), tłum. z niem. E. Zieleniewski, 1951, str. 206, zł 13.50
- Dubicki G. M. i Izrailewicz Ł. A.: **Obliczanie układów wlewowych form odlewniczych za pomocą nomogramów**, tłum. z ros. K. Hess, 1952, str. 33, zł 3.—
- Gierdziejewski K.: **Kurs odlewnictwa. Materiały formierskie i ich przeróbka w odlewniach**, wyd. II, 1950, str. 306, zł 28.—
- Gliński W.: **Urządzenia przenośnikowe w przemyśle metalowym**, 1952, str. 84, zł 19.—
- Gosztowtt L.: **Usprawnienie obsługi i modernizacja pras hydraulicznych**, 1952, str. 88, zł 11.60
- Hoare W. E.: **Cynowanie na gorąco**, tłum. z ang. K. Tarnowski, 1951, str. 152, zł 15
- Jasnogorodski I.: **Ogrzewanie metali i stopów w elektrolizie** tłum. z ros. W. Chitruk, 1951, str. 124, zł 20.50
- Lewis W. R.: **Lutowanie miękkie**, tłum. z ang. K. Tarnowski, 1951, str. 128, zł 10.50
- Łapiński J.: **Metalizacja natryskowa**, część I — Urządzenie i organizacja warsztatu, 1951 str. 60, zł 7.— część II — Wykonanie, 1951 str. 120, zł 18.—
- Mały poradnik mechanika** (praca zbiorowa), wyd. II, 1951, str. 651, zł 58.—
- Mechanik — poradnik techniczny** (dzieło zbiorowe pod red. A. T. Troskolańskiego), tom I część 2, 1952, str. 1190, zł 140.—
- Mermon W.: **Zasady konstrukcji przyrządów, uchwytów i sprawdzianów specjalnych**, tom I, 1950, str. 208, zł 36.—, tom. II, 1952, str. 186, zł 30.—
- Miracki J.: **Przeciąganie**, 1951, str. 118, zł 18.—
- Moszyński W.: **Wykład elementów maszyn**, część I — Połączenia, wyd. II, 1951, str. 440, zł 32.—, część II — Łożyskowanie, wyd. II, 1951, str. 328, zł 30.—, część III — Napędy, wyd. II, 1951, str. 342, zł 28.—, część IV — Mechanizmy, 1952, str. 383, zł 46.—
- Nowikow M.: **Konstrukcja przyrządów montażowych**, tłum. z ros. W. Ostrowski, 1952, str. 280, zł 42.—
- Ochęduszek K.: **Koła zębate w przystępnym zarysie**, tom II — Wykonanie i montaż, 1950, str. 487, zł 38.—
- Pelczyński T., Sypniewski R.: **Metaloznawstwo**, wyd. II, 1951, str. 196, zł 7.—
- Pilarczyk J.: **Kurs spawania elektrycznego** (w pytaniach i odpowiedziach), 1951, str. 123, zł 7.—
- Piotrowski P.: **Ślusarstwo**, 1951, str. 136, zł 7.50
- Pufal Z.: **Spawanie miedzi, mosiądzu i brązu**, 1951, str. 90, zł 10.—
- Radwan M.: **Zarys radiografii przemysłowej**, 1950, str. 148, zł 33.—
- Roszkowski St.: **Bezpieczeństwo pracy przy pędniach**, 1952, str. 80, zł 10.—
- Russjan S.: **Normowanie techniczne w odlewnictwie**, tłum. z ros. M. Skarbiński, 1952, str. 168, zł 30.—
- Sokołowski A.: **Kurs technologii budowy maszyn**, część I, tłum. z ros. M. Rogoziński, 1952, str. 429, zł 60.—
- Szupp B.: **Kurs spawania acetylenowego** (w pytaniach i odpowiedziach), wyd. IV, 1952, str. 108, zł 6.—
- Troskolański A. T.: **Hydromechanika techniczna**, tom I — Hydromechanika racjonalna, 1951, str. 352, — zł 40.—
- Weber J.: **Kucie i tłoczenie**, 1950, str. 198, zł 24.—
- Winogradow L.: **Podstawowe wiadomości dla ustawiaczy tłoczników**, tłum. z ros. R. Baranowicz, 1951, str. 60, zł 7.50
- Władziewicz A., Jakobson M.: **Ustawianie, użytkowanie i naprawa obrabiarek do metali**, tłum. z ros. A. Czechowicz, 1951, str. 216, zł 18.—
- Wołoszyn S.: **Wykaz materiałów stosowanych do wyrobu urządzeń odpornych na korozję**, 1952, str. 142, zł 14.—
- Zalewski T.: **Frezowanie i frezarki**, 1950, str. 132, zł 8.—

Do nabycia w księgarniach technicznych Domu Książki