

PRZEGŁĄD MECHANICZNY

MIESIĘCZNIK NAUKOWO-TECHNICZNY

STOWARZYSZENIA INŻYNIERÓW I TECHNIKÓW MECHANIKÓW POLSKICH

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

ADMINISTRACJA : WARSZAWA, MICKIEWICZA 18, TEL. 330-111

Pierwszy Maj – święto solidarności i przyjaźni narodów walczących o pokój

Święto 1-majowe w roku bieżącym skupia masy pracujące całego świata pod sztandarami walki o pokój, o odwrócenie groźby propagowanej przez imperialistycznych polityków atomowo-wodorowej wojny, o osłabienie napięcia międzynarodowego. Z roku na rok rosną siły pokoju i są dzisiaj bez porównania mocniejsze od sił wojny. Są one zdolne zapewnić bezpieczeństwo zbiorowe narodom świata w imię pokojowego współistnienia państw o różnych systemach społecznych, na podstawie wzajemnego poszanowania suwerenności wszystkich krajów. Wzmocniona walka przeciw realizacji układów paryskich zmierzających do odbudowy niemieckiego militarizmu wzmacnia bojową solidarność narodów domagających się zakazu stosowania oraz zniszczenia istniejących zapasów broni termojądrowej pod ustanowioną kontrolą międzynarodową. Przeprowadzona zarówno w krajach obozu socjalistycznego, jak i w krajach kapitalistycznych kampania zbierania podpisów pod Wiedeńskim Apelem Światowej Rady Pokoju dowodzi, że świadoma i zorganizowana wola pokoju setek milionów ludzi w całym świecie stanowi niezwykłą zaporę na drodze do wojny atomowej.

Naród polski, który szczególnie ucierpiał od hitlerowskiego faszystowskiego, który w ciągu dziesięciu lat w ofiarnej i znoјnej pracy przywrócił życiu to, co militarizm niemiecki w naszym kraju skazał na bezpłodną zagładę, nie szczędzi swych wysiłków o zabezpieczenie pokoju i zapewnienie możliwości pokojowego budownictwa swej socjalistycznej Ojczyzny. Wyzwolone z niewoli politycznej i gospodarczej polskie masy pracujące pod przewodnictwem swej Partii weszły na drogę przemian społecznych, które pozwoliły osiągnąć niebywały w dotychczasowych dziejach naszego narodu rozwój kulturalny i gospodarczy.

W dniu 1 Maja, zjednoczeni we Froncie Narodowym, w sojuszu robotniczo-chłopskim z inteligencją pracującą, mocniej niż kiedykolwiek odczuwamy naszą radość i siłę płynącą z odbudowanych i nowo wybudowanych miast i osiedli, fabryk, kopalń, hut, szkół, sanatoriów, teatrów, domów kultury, z przebudowy naszej gospodarki i rozbudowy kultury narodowej. Symbolem naszej radości i dumy staje się w tym dniu bieżącego roku Pałac Kultury i Nauki stopniowo przekazywany do służby społeczeństwu.

Dar bratniego narodu radzieckiego — symbol przyjaznej współpracy — Pałac Kultury i Nauki stanowi trwały znak tego, co w ciągu 10 lat Polski Ludowej zdziałano dla rozwoju oświaty, kultury, techniki, literatury, architektury, rzeźby, malarstwa, muzyki i inn. Strzelisty jego gmach jest tak potężny, jak potężne są wielomilionowe nakłady dzieł literatury i sztuki oddane na użytek obywateli Polski Ludowej. Tworzone przez nasz naród w budownictwie socjalistycznym wartości kulturalne znajdują oddźwięk w całym świecie, pomnażając dorobek ludzkości w walce o szczęśliwe, radosne jutro przyszłych pokoleń, stanowiąc wymowny dowód wyższości ustroju socjalistycznego nad ustrojem niewoli i wyzysku.

Minionych 10 lat socjalistycznej rozbudowy przemysłu ciężkiego, maszynowego oraz wszystkich gałęzi gospodarki narodowej, rozbudowy szkolnictwa zawodowego i wyższych uczelni, tworzenie od fundamentów instytutów naukowo-badawczych, centralnych biur konstrukcyjnych i technologicznych, zakładów doświadczalnych i inn. placówek pracy technicznej i naukowej stworzyły dla inżynierów i techników mechaników polskich niezamierzone możliwości rozwoju ich twórczej inicjatywy w zależności od zdolności i zamiłowań, bez względu na wiek i posiadane doświadczenie. Przed każdym z nas stoi otwarta droga do realizacji najśmielszych dążeń na polu techniki i nauki w powiązaniu z różnorodnymi potrzebami stale rosnącej produkcji w naszej Ojczyźnie.

Świadomi potrzeb i zadań ustalonych przez II Zjazd Partii i III Plenum KC PZPR, bogatsi o doświadczenia i wiedzę zdobytą w minionych latach budowy socjalizmu, pełni radości i dumy z dotychczasowych osiągnięć Polski, w dniu Święta Pracy wraz z bohaterską klasą robotniczą skupiamy swe siły i zapal, by przez przedterminową realizację planu 6-letniego stworzyć przesłanki do pomyślnego wykonania następnego planu rozwoju gospodarki naszego kraju, do pomnożenia zamożności i dobrobytu mas pracujących, do zwiększenia mocy obronnej i zapewnienia warunków naszej pokojowej pracy dla własnego dobra i dla dobra wszystkich miłujących pokój na całym świecie.

Niektóre osiągnięcia w budowie silników wysokoprężnych w pierwszym 10-leciu Polskiej Rzeczypospolitej Ludowej

621.436(438)''1945/55''

Mgr inż. ROMAN BŁOCKI

Rozwój przemysłu oraz mechanizacja budownictwa i rolnictwa w okresie powojennym stworzyły potrzebę podjęcia produkcji silników spalinowych do napędu maszyn budowlanych i rolniczych, agregatów wiertniczych, lokomotywek przetokowych, walców drogowych i innych urządzeń podobnego przeznaczenia.

O wyborze silnika z zapłonem samoczynnym zdecydowały względy gospodarcze, a przede wszystkim niższy koszt eksploatacji tych silników w stosunku do napędzanych benzyną. Znaczna rozpiętość wymaganych mocy, od 7 do 50 KM, spowodowała wprowadzenie do produkcji kilku różnych wielkości silników. W celu ułatwienia produkcji została zaprojektowana grupa silników, o liczbie cylindrów od 1 do 4, posiadających wspólne elementy, jak tłok, tuleja cylindrowa, korbówód, zawory i inne. Silniki w układzie pionowym zostały oznaczone symbolami S61, S62, S63 i S64 w zależności od liczby cylindrów; jednocyldrowy silnik leżący został oznaczony symbolem S60.

Konstrukcja silników grupy S60 — S64 została opracowana przez Biuro Konstrukcyjne Przemysłu Motoryzacyjnego, Oddział w Łodzi (dawniej C.B.K. Nr 5), przy czym zostały założone następujące wielkości charakterystyczne:

Obieg czterosuwowy średnica cylindra $d_c = 110$ mm

Skok tłoka $s = 160$ mm

Objętość skokowa 1 cyl. $v_s = 1520$ cm³

Ciśnienie użyteczne $p_e = 5,9$ kg/cm²

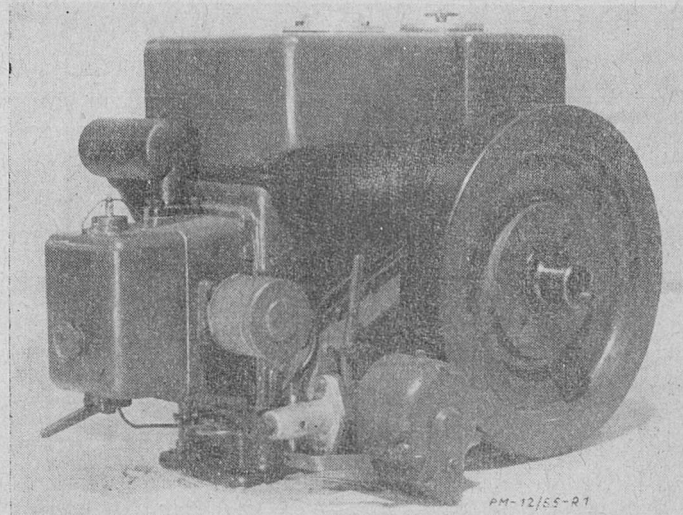
Nominalne liczby obrotów $n = 750, 1000, 1200$ i 1500 obr/min.

Moc przy danej liczbie obrotów $N_e = 7,5, 10, 12$ i 15 KM/1 cyl.

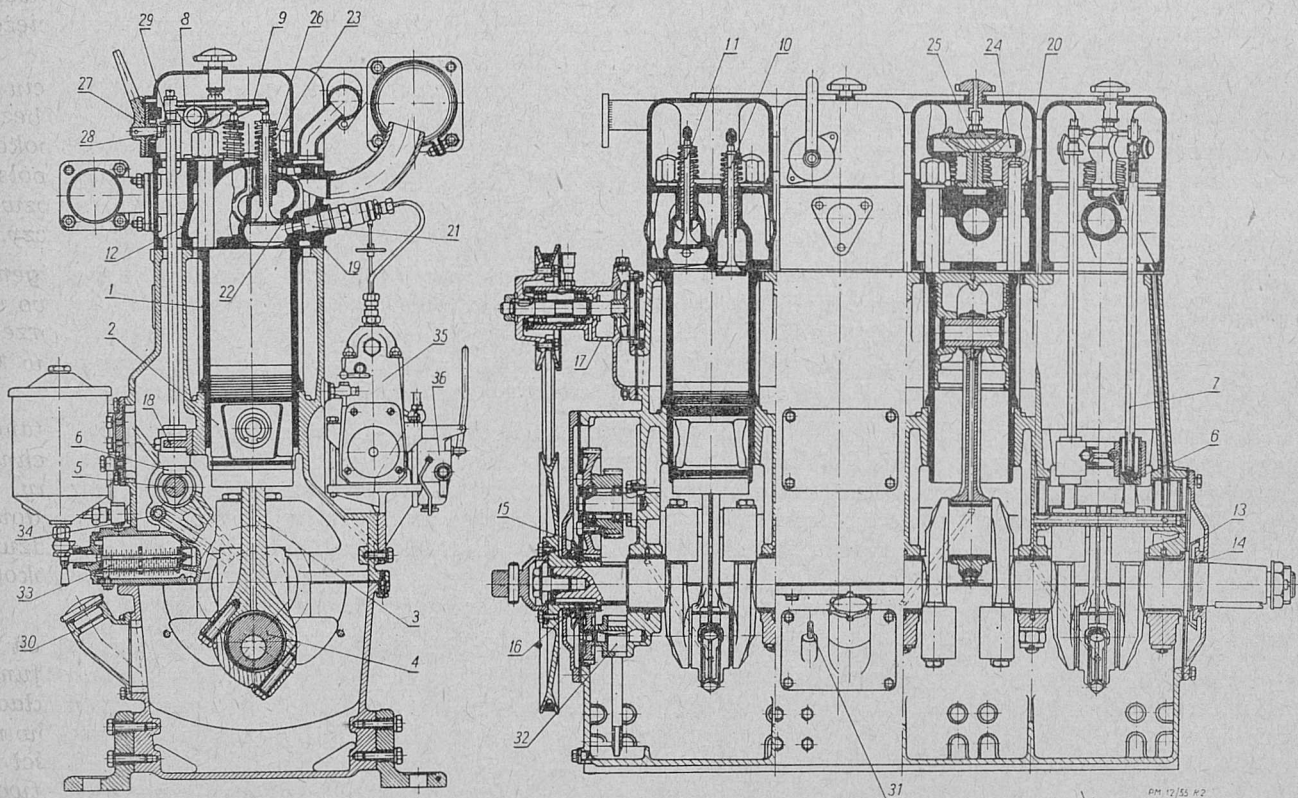
Moment obrotowy $M = 7,16$ kGm/1 cyl.

Z tego też powodu początkowo założona moc została określona jako graniczna, zaś moc tzw. użytkowa została zmniejszona o $0,5 \div 1$ KM/1 cyl.

Wielkości mocy użytkowej*) — N_e i mocy z przeciążeniem — N_{max} obecnie produkowanych silników grupy S60 — S64 podane są w tablicy I.



Rys. 1. Widok ogólny silnika S60.



Rys. 2. Przekroje konstrukcyjne silnika S-64; 1 — tuleja cylindrowa; 2 — tłok; 3 — korbówód; 4 — wał korbowy; 5 — wał rozrządu; 6 — popychacz; 7 — drążek popychacza; 8 — dźwignia zaworu ssącego; 9 — dźwignia zaworu wydechowego; 10 — zawór ssący; 11 — zawór wydechowy; 12 — głowica; 13 — odrzutnik tylny; 14 — pierścień uszczelniający; 15 — odrzutnik przedni; 16 — pierścień uszczelniający; 17 — pompa wodna; 18 — oprawa popychacza; 19 — uszczelka głowicy; 20 — podkładka miedziana; 21 — wtryskiwacz; 22 — gniazdo zaworu wydechowego; 23 — prowadnica zaworowa; 24 — wałek dźwigni zaworowych; 25 — wspornik dźwigni zaworowych; 26 — sprężyna zaworowa; 27 — odprednik; 28 — ząb odprednika; 29 — kołnierzyk drążka zaworu wydechowego; 30 — wlew oleju; 31 — wskaźnik poziomu oleju; 32 — pompa olejowa; 33 — szczelinowy filtr oleju; 34 — kolektor olejowy; 35 — pompa wtryskowa; 36 — pompa podająca paliwo.

Założona liczba obrotów $n = 1500$ obr/min i odpowiadająca jej moc $N_e = 15$ KM/1 cyl nie została praktycznie wprowadzona ze względu na duże zużycie paliwa, pogarszające się ze wzrostem obrotów i użytecznego ciśnienia p_e .

*) W opracowanym projekcie warunków technicznych zostało zastąpione określenie mocy użytkowej nazwą „moc znamionowa”, zaś moc maksymalna — „przeciążeniem”. Sprawa właściwych określeń mocy silników przemysłowych powinna być rozwiązana przez Polski Komitet Normalizacyjny.

Oprócz wymienionych typów w roku 1954 została uruchomiona produkcja silników S60.El, które posiadają moc $N_e = 14$ KM przy $n = 1400$ obr/min.

Spośród zaprojektowanych typów silników (podanych w tabl. I) pierwszy został oddany do produkcji silnik S60 (rys. 1), przeznaczony głównie do użytku w rolnictwie. Produkcję silników S60 rozpoczęto w Wytwórni Sprzętu Mechanicznego w Łodzi.

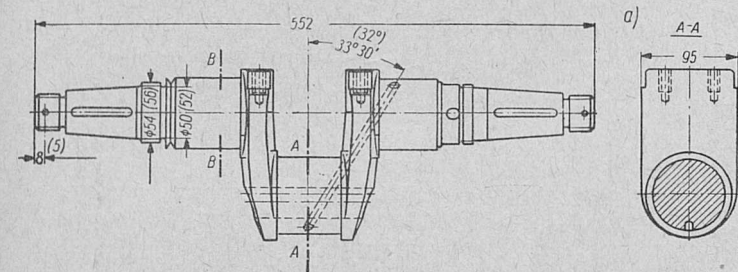
TABLICA I.

Liczba obrotów obr/min	S60. F		S61		S62		S63		S64	
	N_e	N_{max}	N_e	N_{max}	N_e	N_{max}	N_e	N_{max}	N_e	N_{max}
750	7	7,5	7	7,5	14	15	21	22,5	28	30
1000	9,5	10	9,5	10	19	20	28,5	30	38	40
1200	11	12	11	12	22	24	33	36	44	48

W 1949 r. uruchomiono produkcję silników S64 (rys. 2) w Wytwórni Sprzętu Mechanicznego w Andrychowie. Od 1952 r. ilość produkowanych silników S60 i S64 w Łodzi i Andrychowie wzrasta coraz bardziej.

Na przełomie 1952 r. produkcja silników S60 została przejęta przez W.S.M. Andrychów. W pierwszym półroczu 1952 r. została tam ponadto uruchomiona produkcja silników S61 i S62, oraz zespołów silników S64.L, przeznaczonych do napędu lokomotywek przetokowych normalno- i wąskotorowych. Silniki S64.L były dodatkowo wyposażone w sprzęgła wyłączalne i przeguby podwójne.

Z końcem 1953 r. wyprodukowano w W.S.M. Andrychów pierwszą serię silników S63, stanowiących uzupełnienie grupy S60 — S64.



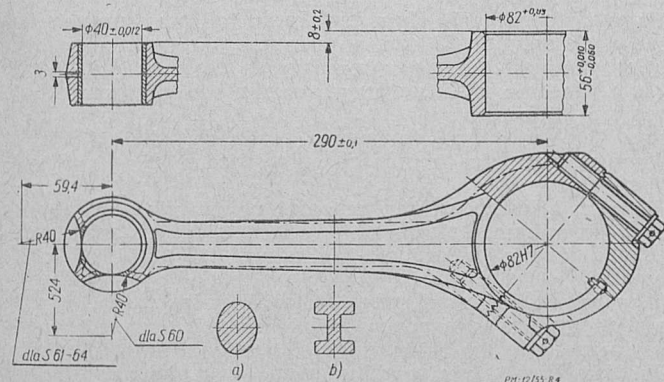
Rys. 3. Wał korbowy silnika S60: a) — przed wzmocnieniem, b) — po wzmocnieniu.

W 1954 r. fabryka w Andrychowie produkuje wszystkie typy silników grupy S60 — S64 w różnych odmianach.

Należy dodać, że rozwój produkcji silników wysokoprężnych polegał nie tylko na zwiększeniu ilości produkowanych silników rocznie i na wprowadzeniu do produkcji nowych typów, różniących się między sobą liczbą cylindrów, lecz również na podnoszeniu jakości produkowanych silników i tworzeniu odmian mających na celu lepsze przystosowanie sprzętu do danego rodzaju eksploatacji.

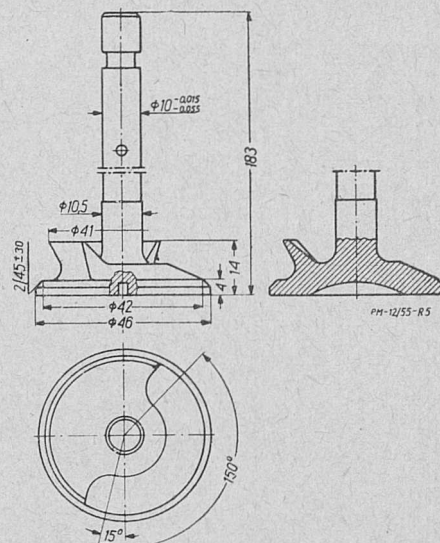
Pierwsze wyprodukowane silniki posiadały dość dużo usterki natury konstrukcyjnej i wykonawczej.

O usterkach tych zawiadamiali: Zakład Doświadczalny C.B.K. Nr 5, który przeprowadzał wyczerpujące badania silników grupy S60 — S64 oraz użytkownicy silników.



Rys. 4. Korbowód silników S60—S64: a) — przekrój przed wzmocnieniem, b) — po wzmocnieniu. Linia kreskowa podaje kształt łba przed wzmocnieniem.

Do poważniejszych zmian konstrukcyjnych należało wzmocnienie elementów układu korbowego silników, a mianowicie:



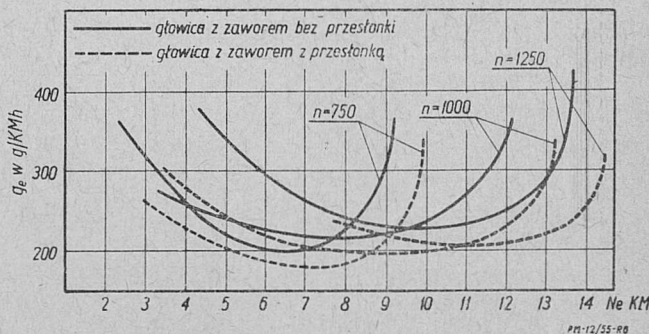
Rys. 5. Zawór ssący z przesłonką.

1) wzmocnienie wału korbowego przez poszerzenie ramion wykorbienia oraz zwiększenie średnicy wału w miejscu osadzenia koła zamachowego. Zmiana ta została spowodowana występującymi przy użytkowaniu silnika wypadkami pęknięcia wału korbowego; rys. 3 przedstawia wał przed i po wzmocnieniu;

2) wzmocnienie korbowodu przez przejście z eliptycznego przekroju trzona na dwuteowy i powiększenie przekrojów w górnym i w dolnym łbie korbowodu. Zmiana ta była wynikiem stwierdzonej dokładnymi pomiarami małej sztywności, szczególnie w dolnym łbie korbowodu, co wpływało ujemnie na pracę łożyska korbowego; rys. 4 przedstawia korbowód przed i po dokonanej zmianie;

3) zmiana materiału panewki korbowodowej. Panewki brązowe wylane stopem łożyskowym zostały zastąpione stalowymi panewkami wylanymi brązem ołowowym; jednocześnie wprowadzono powierzchniowe hartowanie czopów korbowych. Zmiana ta została wprowadzona z powodu pęknięcia warstwy białego metalu pojawiającego się już po kilku godzinach biegu silnika.

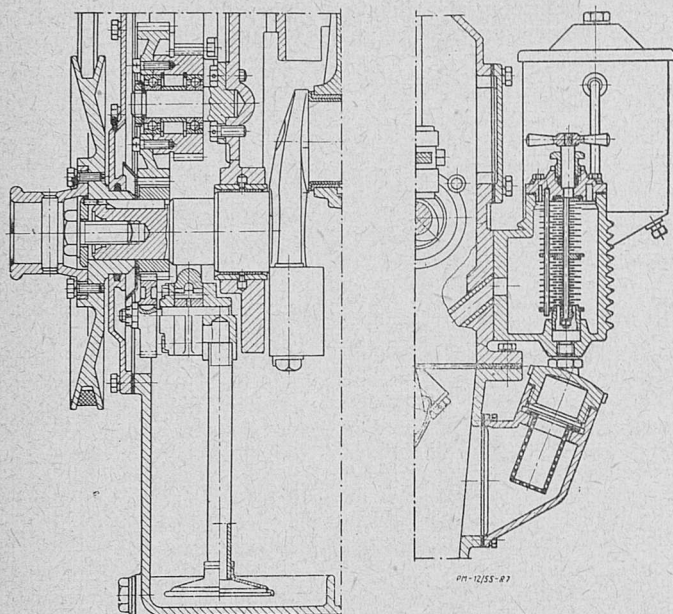
Do niedomagań stwierdzonych już w trakcie badań prototypów silników S60 należało również wysokie jednostkowe zużycie paliwa, wynoszące $215 \div 265$ g/KMh dla silników S60 i $260 \div 300$ g/KMh dla silników S64. Wprowadzenie przesłanki na zaworze ssącym (rys. 5) znacznie poprawiło jakość spalania, dzięki zwiększeniu zawirowania zasysanego powietrza.



Rys. 6. Wykres jednostkowego zużycia paliwa silnika S60.

Jednostkowe zużycie paliwa zmniejszyło się w tym przypadku o ok. 15% w silnikach S60, zaś ok. 25% w silnikach S64.

Wpływ przesłanki umieszczonej na zaworze ssącym widoczny jest z wykresu zużycia paliwa w silniku S60 w zależności od mocy (rys. 6).



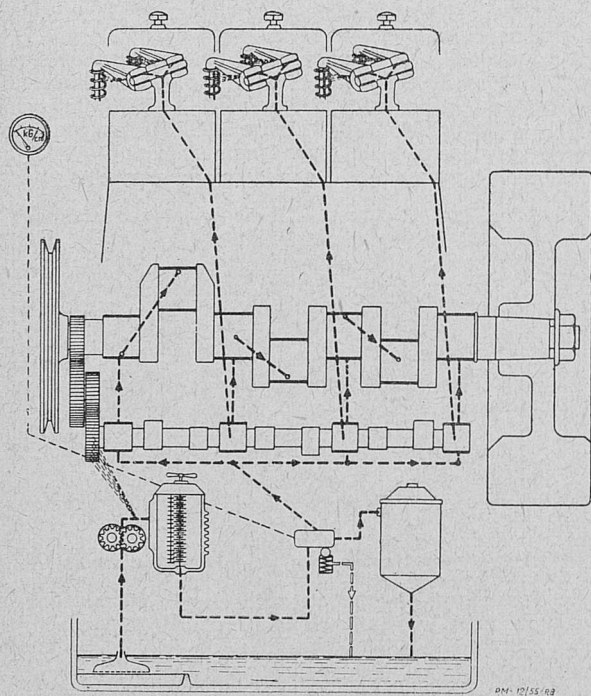
Rys. 7. Fragmenty zmodyfikowanego silnika S63.

W celu uzyskania dalszego zmniejszenia jednostkowego zużycia paliwa zostały przeprowadzone przez Dział Badań Silników w B.K.P. Mot. badania różnych komór spalania, wzorowanych na konstrukcjach zagranicznych w zastosowaniu do silników grupy S60 — S64. Wyniki tych badań są częściowo ujęte w artykule inż. Koronkiewicza pt. „Wpływ konstrukcji komory spalania na właściwości robocze silników wysokoprężnych”, zamieszczonym w „Technice Motoryzacyjnej” nr 5 i 6 z 1954 r.

Przewiduje się w 1955 r. wykonanie próbnej serii silników z nową komorą spalania.

Do uzupełnień usprawniających użytkowanie silników należało zastosowanie rozruchu elektrycznego dla 3- i 4- cylindrowych jednostek.

Początkowo wszystkie silniki posiadały wyłącznie rozruch ręczny przy użyciu odprężników unoszących zawory wydechowe. Obecnie silniki S63 i S64 są dodatkowo wyposażone w rozrusznik elektryczny 24 V o mocy 6 KM i dwa akumulatory po 12 V o pojemności 105 Ah, oraz w prądnice ładowającą o mocy 300 W.



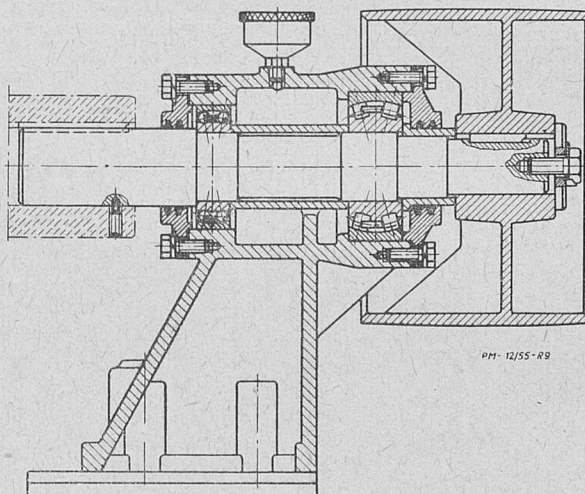
Rys. 8. Schemat obiegu oleju silnika S63.

Ostatnio Biuro Konstrukcyjne Wytwórni Sprzętu Mechanicznego w Andrychowie wprowadziło w silnikach pionowych szereg dodatkowych zmian konstrukcyjnych, tworząc modyfikację silników S61 — S64.

Zmianie uległ częściowo wygląd zewnętrzny silnika. Wspornik rozrusznika i prądnicy są obecnie odlewane z podstawą silnika w jednej całości, a nie przykręcone. Oś wału uległa obniżeniu w stosunku do zamocowania silnika o 65 mm, co zwiększyło jego stateczność. Pompa paliwa, poprzednio mocowana na płaskim wsporniku przykręcanym śrubami do kadłuba, jest obecnie umieszczona na wklęsłym wsporniku zapewniającym współosiowe zamontowanie pompy z wałkiem napędzającym. Wspornik pompy tworzy z kadłubem jeden odlew.

W ramach omawianej modyfikacji zostały również wprowadzone pewne zmiany w systemie smarowania silnika. Poprzednio pompa olejowa była nierozłącznie związana z pokrywą przedniego łożyska wału korbowego, co w wielkim stopniu utrudniało wymianę. Obecnie pompa oleju jest przykręcona do kadłuba — niezależnie.

Wprowadzenie siatki zgrubnie filtrującej olej, na przewodzie ssącym pompy olejowej, zapobiega przedostawaniu się do pompy większych zanieczyszczeń. Powiększenie przekrojów przewodów olejowych spowodowało ponadto mniejsze prędkości oraz oporów przepływu oleju w przewodach.



Rys. 9. Jednostronnie podparta przystawka pasowa.

Zwiększenie pojemności miski olejowej przez jej pogłębienie, umieszczenie filtru oleju na zewnątrz w uźebrowanym korpusie oraz stosowanie w niektórych odmianach silników odrębnej chłodnicy oleju — spowodowało znaczne obniżenie jego temperatury.

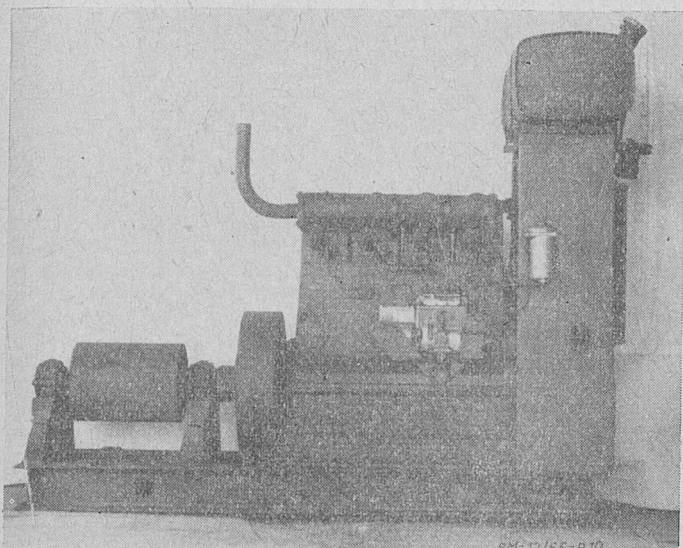
Zmieniono również położenie zaworu przelewowego oleju, który w poprzednich konstrukcjach był umieszczony w wałku rozrządu, a obecnie jest osadzony na zewnątrz kadłuba silnika na doprowadzeniu oleju z filtru do głównego przewodu rozprowadzającego olej do łożysk. Wskutek tej zmiany zostały zmniejszone opory przepływu oleju z pompy do zaworu przelewowego, co zmniejszyło wahania ciśnienia oleju w zależności od temperatury i związanej z nią lepkości oleju.

Poprzednio ciśnienie oleju przy rozruchu (przy zimnym silniku) dochodziło do 25 atm, a następnie w miarę rozgrzewania się zmniejszało się stopniowo do normalnego, tj. do 2,5 atm. Obecnie ciśnienie przy rozruchu silnika wzrasta powyżej do 3,5 atm.

Rys. 7 przedstawia fragmenty przekroju silnika S63, w którym w pierwszej kolejności wprowadzono opisywane wyżej zmiany.

Na rys. 8 jest pokazany schemat obiegu oleju w silniku zmodyfikowanym. Opisane zmiany konstrukcyjne będą wprowadzone również w produkcji silników S62 i S64 z początkiem 1955 r.

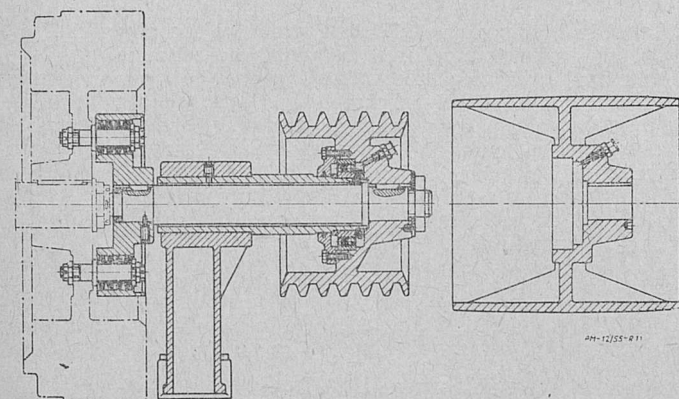
Aby uzyskać lepsze przystosowanie silnika do napędu wszelkiego rodzaju urządzeń, zostały skonstruowane tzw. zespoły napędowe, w skład których wchodzi oprócz silnika chłodnica wody i oleju (zabudowane w stojaku z blachy), zbiornik paliwa oraz przystawka pasowa połączona z silnikiem za pomocą sprzęgła elastycznego. Całość zmontowana jest na wspólnej ramie.



Rys. 10. Zespół napędowy silnika S64 bez rozruchu elektrycznego, z przystawką dwustronnie podpartą na ramie spawanej.

Do napędu lokomotywek np. został stworzony specjalny zespół napędowy składający się z 4-cylindrowego silnika S64.L, chłodnicy wody i oleju, sprzęgła elastycznego, ciernego sprzęgła wyłączalnego i podwójnego przegubu przenoszącego napęd na skrzynię biegów lokomotywki. Silnik S64.L różni się ponadto od innych silników S64 konstrukcją rozrusznika ręcznego, który umożliwia rozruch za pomocą korby o osi obrotu ustawionej prostopadłe do osi wału korbowego, oraz zastosowaniem sprzężonych odprężników unoszących zawory wydechowe jednocześnie we wszystkich cylindrach.

Konstrukcje zespołów napędowych ulegały — podobnie jak konstrukcje silników — szeregowi zmian konstrukcyjnych. Początkowo przystawki pasowe posiadały wał sztywno ułożyskowany w dwóch punktach znajdujących się po jednej, względnie po obu stronach koła pasowego. Rozwiązanie pierwsze (rys. 9) wywoływało znaczne obciążenie łożysk, a szczególnie łożyska po stronie koła pasowego. Wadą drugiego rozwiązania była trudność zdejmowania pasa. Rys. 10 przedstawia silnik S64 z przystawką dwustronnie podpartą. Obec-



Rys. 11. Przekrój nowej konstrukcji przystawki pasowej z dwiema wersjami koła pasowego.

nie przystawka posiada wał ułożyskowany w środku szerokości koła pasowego na jednym łożysku wahliwym, oraz drugim końcem oparty na zakończeniu wału korbowego za pomocą specjalnego pierścienia centrującego, rys. 11a i 11b.

Zaletą nowego rozwiązania konstrukcyjnego jest ułatwienie centrowania przystawki przy montażu oraz zmniejszenie ciężaru. Nowa przystawka w porównaniu z poprzednio stosowaną o jednostronnym podparciu, jest o 25 kg lżejsza, przy większej jednocześnie szerokości koła pasowego (350 mm zamiast 250 mm — przy 4-cylindrowym silniku).

Nowe rozwiązanie konstrukcyjne przewiduje dwie alternatywy napędu pasowego, tj. pasem płaskim lub paskami klinowymi. Sposób odbioru mocy określa zamawiający silnik, a w zależności od tego wytwórnia dostarcza silnik z odpowiednią przystawką pasową.

Ramy zespołów napędowych, poprzednio wykonywane jako konstrukcja spawana i nitowane z ceowników i blachy, obecnie są zmienione na odlewy żeliwne (rys. 12).

W zespole napędowym lokomotywek uległo zmianie sprzęgło wyłączalne, które obecnie jest mniejsze od poprzedniego wymiarami gabarytowymi; jest ono również lżejsze o 38 kg. Ponadto nowe sprzęgło może być stosowane jako jednotarczowe do silników 1- i 2-cylindrowych, oraz jako dwutarczowe do silników 3- i 4-cylindrowych. Rys. 13 przedstawia przekroje obu sprzęgieł.

Przewiduje się również zmianę rozrusznika ręcznego silników S64.L, który w obecnej konstrukcji ma dość złożony mechanizm całkowicie odkryty, zaś w nowej koncepcji mechanizm rozruchu będzie znacznie uproszczony i umieszczony w żeliwnej obudowie.

Rys. 14 przedstawia ostatnią wersję konstrukcyjną.

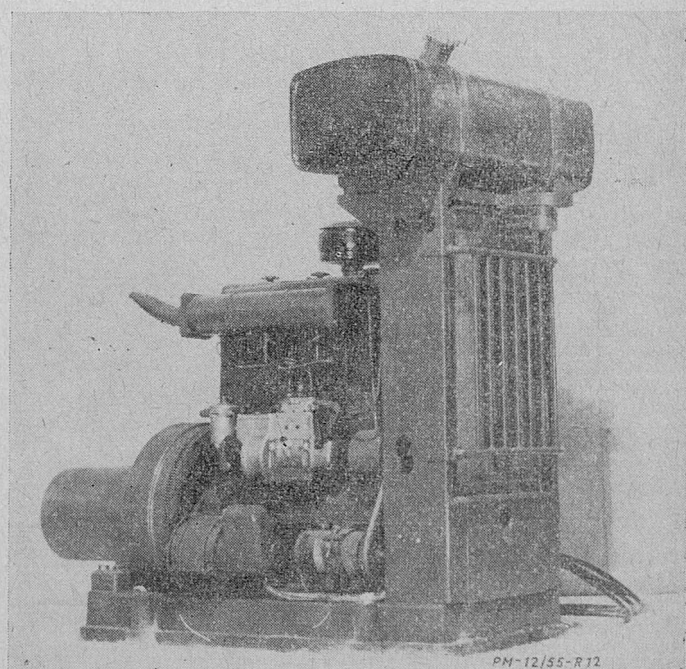
Oprócz wymienionych zmian konstrukcyjnych już wprowadzonych, względnie znajdujących się w trakcie wprowadzania, przewiduje się w dalszym planie obniżenie stosunkowo wysokiego ciężaru jednostkowego w kg/KM (tablica II).

TABLICA II. Zestawienie całkowitych ciężarów silników oraz ciężarów jednostkowych dla różnych obrotów w obecnej konstrukcji

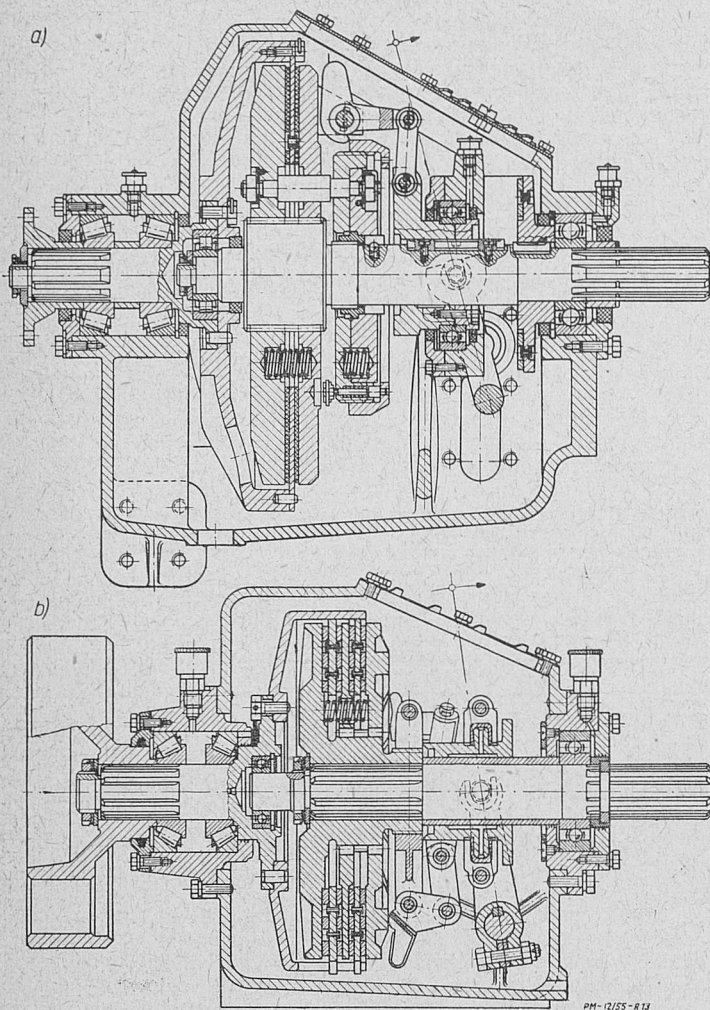
Typ silnika	Ciężar silnika	Ciężar jednostkowy dla ilości obrotów n			
		n=750 obr/min	n=1000 obr/min	n=1200 obr/min	n=1400 obr/min
	kG	kG/KM	kG/KM	kG/KM	kG/KM
S60	450	64,3	47,4	41,0	32,1
S61	450	64,3	47,4	41,0	—
S62	600	42,8	31,6	27,2	—
S63	840	40,0	29,5	25,4	—
S64	1000	35,7	26,3	22,7	—

Obniżenie całkowitego ciężaru silnika będzie wymagało szeregu zmian konstrukcyjnych w zasadniczych elementach, jak np. kadłub, podstawa, głowica i inne. Zmiany te polegałyby przede wszystkim na zmniejszeniu grubości ścianek odlewów oraz na zmniejszeniu przekrojów części niedociążonych. Wprowadzenie tych zmian spowodowałoby jednak poważne koszty związane ze zmianą modeli odlewniczych matryc kuziennych itp.

Równolegle ze wzrostem ilości produkowanych silników oraz z wprowadzonymi ulepszeniami konstrukcyjnymi rozwija się technologia produkcji. Wzrasta ilość i ulega poprawie jakość stosowanych przyrządów. Tworzą się gniazda produkcyjne zasadniczych elementów silnika jak: kadłub, podstawa, głowica, wał korbowy, korbowód i inne. Specjalne obrabiarki zostają przeznaczone do wykonywania tylko jednej określonej operacji obróbczej. Montaż silnika S60



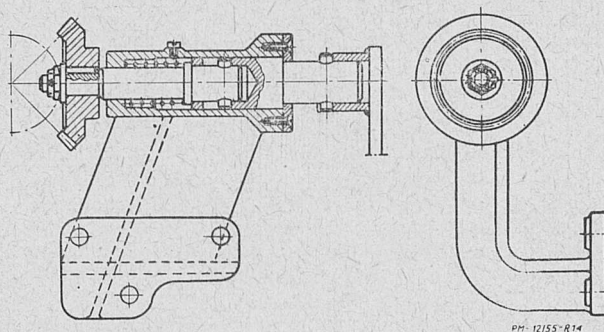
Rys. 12. Zespół napędowy zmodyfikowanego silnika S63 z rozruchem elektrycznym, na ramie żeliwnej.



Rys. 13. Obie wersje sprzęgła: a) — stara, b) — nowa.

jest już prowadzony na taśmie. Hamowanie silników odbywa się za pomocą hamulców wodnych i powietrznych. Hamulce wodne są typu *Junkersa* produkcji krajowej. Hamulce powietrzne zostały wykonane we własnym zakresie. Nie posiadają one możliwości regulacji momentu hamującego podczas ruchu, wskutek tego są nastawiane na moment hamujący przy mocy znamionowej i przy znamionowej liczbie obrotów. Częściowe obciążenie silnika może mieć miejsce tylko przez zmniejszenie obrotów. Przewiduje się w przyszłości zastosowanie nowoczesnych hamulców elektrycznych oraz wodnych typu *Froude'a*.

Oprócz opisanej i opanowanej produkcji silników przemysłowych i rolniczych typów S60 — S64, zaczyna rozwijać się



Rys. 14. Konstrukcje rozrusznika po zmodyfikowaniu.

produkcja silników morskich do napędu kutrów rybackich. Zakłady Mechaniczne w Pucku uruchomiły produkcję dwusuwowych kutrowych silników wysokoprężnych, typ A ze sprężaniem w skrzynce korbowej. Silniki te zostały zaprojektowane jako 1-, 2-, 3- i 4-cylindrowe. Moc przy liczbie obrotów $n = 400$ obr/min wynosi, w zależności od liczby cylindrów $N_e = 25, 50, 75$ i 100 KM. Przeprowadzone badania na 2-cylindrowym silniku wykazały możliwość przeciążenia o prawie 30%. Jednostkowe zużycie paliwa wyniosło ok. 173 g/KMh.

Do napędu kutrów został również skonstruowany 3-cylindrowy dwusuwowy silnik typu „RENAG” o mocy 90 KM przy $n = 500$ obr/min. Silnik ten w wykonaniu prototypowym został poddany próbom na stanowisku dynamometrycznym i w eksploatacji na kutrze. Konstruktor silnika „RENAG”, mgr inż. Jan Nagawiecki w artykule pt. „Wysokoprężny silnik morski typu „RENAG” (zeszyt 10 i 11 Przeglądu Mechanicznego z 1954 r.) podaje opis silnika oraz wyniki badań.

Bardzo poważna jest produkcja silników z głowicą żarową, przeznaczonych do napędu silników Ursus, typ C-45. Silnik ten posiada następujące dane charakterystyczne:

liczba cylindrów	— 1
ilość suwów	— 2
moc nominalna	— 45 KM
liczba obrotów nominalna	— 750 obr/min
układ cylindra	— poziomy
średnica cylindra d_e	— 185 mm
skok tłoka s	— 260 mm
stosunek sprężania	— 10
jednostkowe zużycie paliwa	— 220 g/KMh.

Zakłady Mechaniczne „Ursus”, produkujące ciągniki C-45, wykonują silniki napędowe we własnym zakresie.

Przemysł budowy silników spalinowych już w tym zakresie znacznie zaspokoił zapotrzebowanie gospodarki narodowej, przyczyniając się do rozwoju produkcji kruszarek, agregatów wiertniczych, lokomotywek przetokowych, dźwigów zmechanizowanych i innych urządzeń.

Przemysł ten stale doskonali swą produkcję i rozszerza możliwości wytwórcze również na inne, bardziej złożone odmiany konstrukcyjne.

Obecny stan i perspektywy rozwojowe turbin gazowych

Część III. Zastosowanie turbin gazowych w przemyśle i komunikacji*)

621.438—9

Prof. mgr inż. KAZIMIERZ KUTARBA
inż. KAMIL CZWIERTNIA

Część trzecia artykułu poświęcona jest omówieniu zastosowania turbin gazowych w różnych gałęziach przemysłu i komunikacji. Zostaną omówione: dziedziny zastosowania, zasadnicze kierunki i typowe przykłady.

Około 20 lat dzieli nas od chwili przemysłowego zastosowania turbin gazowych, a można już z całą pewnością stwierdzić, że zakres ich stosowania jest najszerszy spośród zakresów zastosowania wszystkich innych silników cieplnych. Zakres ten można podzielić na trzy zasadnicze kierunki: instalacje energetyczne, instalacje przemysłowe i instalacje komunikacyjne.

Specyficzne wymagania stawiane turbinom gazowym w każdym z powyższych kierunków spowodowały duże róż-

nicowanie spotykanych mocy, jak również ich konstrukcji. W chwili obecnej moce wykonanych już instalacji wahają się od kilkudziesięciu kW do 27 000 kW (moc największego dotychczas zbudowanego turbozespołu).

Spośród czynnych obecnie na świecie około 150 instalacji elektrownianych i przemysłowych 20% jest o mocach < 2500 kW, 55% jest o mocach od $2500 \div 5000$ kW, 15% jest o mocach od $5000 \div 10000$ kW, a tylko 10% ponad 10 000 kW.

Jako moc maksymalną opanowaną konstrukcyjnie i ruchowo należałoby uznać obecnie około 15 MW.

*) Z wyłączeniem zastosowania w lotnictwie.

Duże trudności ruchowe występujące w instalacjach dużych mocy predestynują w chwili obecnej turbiny gazowe raczej do mocy małych o szerokich możliwościach zastosowania jako instalacji przemysłowych.

Jako paliwa używa się bądź paliwa dostarczonego z zewnątrz (paliwo stałe, płynne lub gazowe), bądź paliwo powstające przy produkcji w danym zakładzie przemysłowym (np. gaz wielkopieczowy w hutnictwie), bądź wreszcie wykorzystanie energii potencjalnej czynników w procesach chemicznych lub wszelkiego rodzaju ciepła odpadowego.

Stosunkowo największą różnorodnością doprowadzanej do układu turbiny gazowej energii odznaczają się turbiny przemysłowe.

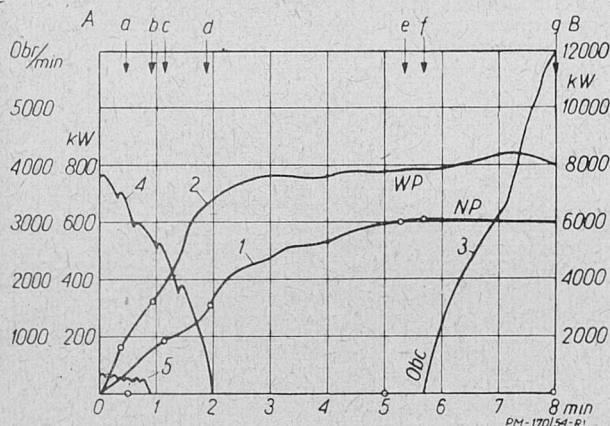
I. Turbiny gazowe w energetyce

Nowoczesne kierunki w budowie podstawowych siłowni ciepłych wykazują dążność do powiększania zarówno mocy całkowitej elektrowni jak i mocy poszczególnych turbozespołów (50 MW ÷ 250 MW w turbozespołach), przy sprawności dochodzącej lub nawet przekraczającej 40%. Wpływają one korzystnie na zmniejszenie zarówno kosztów inwestycyjnych, jak również i eksploatacyjnych.

Osiągnięcia w dziedzinie turbin gazowych, to moc zespołu nie przekraczająca 15 ÷ 20 MW przy maksymalnej sprawności 33 ÷ 34%.

Jak z powyższego wynika, porównanie tych osiągnięć z obecnymi osiągnięciami w budowie siłowni parowych wypada dla turbin gazowych niekorzystnie, a konieczność stosowania paliw płynnych sprawia, że w tej dziedzinie turbina parowa będzie królować jeszcze przez długi okres czasu.

Liczne jednak zalety napędów turbogazowych, a szczególnie krótki czas rozruchu (patrz rys. 1) wielokrotnie krótszy



Rys. 1. Wykres uruchamiania turbiny gazowej BBC-10000kW; 1 — przebieg obrotów części NP, 2 — przebieg obrotów części WP, 3 — przebieg obciążenia turbiny gazowej, 4 — przebieg obc. rozruch. cz. NP, 5 — przebieg obc. rozruch. cz. WP, A — moc rozrusznika, B — obciążenie, a — zapalenie wysokoprężnej komory spalania, b — wyłączenie rozrusznika części wysokoprężnej, c — zapalenie niskoprężnej komory spalania, d — wyłączenie rozrusznika części niskoprężnej, e — osiągnięcie pełnych obrotów, f — początek obciążenia turbiny, g — pełne obciążenie turbiny.

niż dla turbin parowych sprawiają, że znajdują one korzystne zastosowanie jako turbozespoły do pokrywania szczytów obciążeń.

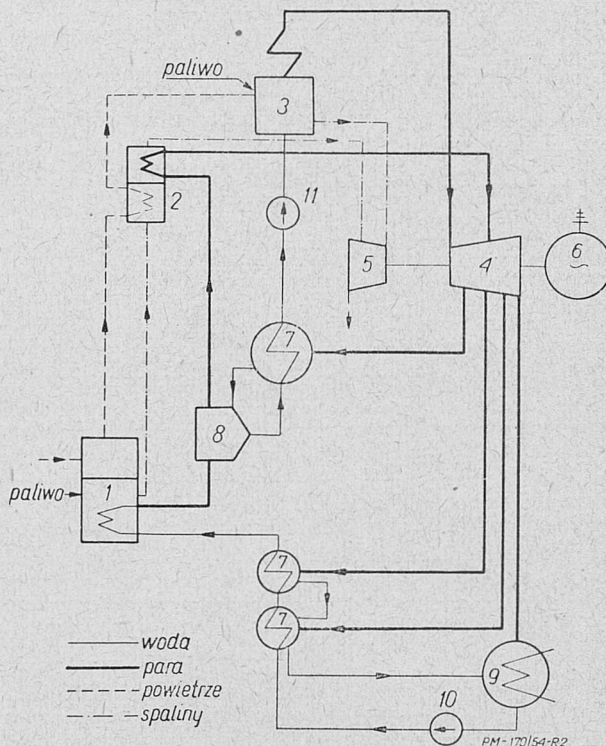
Przykładem tego właśnie zastosowania mogą być elektrownie szczytowe zbudowane w Szwajcarii, np. Elektrownia Beznau — 40 MW — dwie turbiny gazowe f-my Brown Boveri o mocach 13 i 27 MW; elektrownia Weinfelden — 20 MW — jeden turbozespół f-my Sulzer.

Turbina gazowa znajduje również korzystne zastosowanie w elektrowniach małych, w miejscach oddalonych od głównej sieci energetycznej lub znajdujących się w pobliżu złóż lub rafinerii ropy naftowej, szczególnie tam, gdzie daje się odczuć dotkliwy brak wody.

Wykonywane przez Brown Boveri turbozespoły dla bliskiego wschodu nie zużywają zupełnie wody. Chłodnice olejowe i generatora chłodzone są powietrzem.

Przykładem prób zastosowania układów mieszanych parowo-gazowych w energetyce może być układ Merciera przedstawiony na rys. 2. Siłownia ta zbudowana jest jako tzw. „równociśnieniowa”. Ciśnienie każdego z płynów w kotle

jest to samo, dzięki czemu strefa wysokiej temperatury oddziałowana jest od naprężeń mechanicznych. Obie turbiny napędzają jeden generator, umieszczony na wspólnym wale.



Rys. 2. Siłownia parowo-gazowa wg Merciera; 1 — bezkorbowy silnik-sprężarka, 2 — powierzchniowy wymiennik ciepła, 3 — kocioł parowy w połączeniu z komorą spalania „równociśnieniową”, 4 — turbina parowa, 5 — turbina gazowa, 6 — generator elektryczny, 7 — podgrzewacze regeneracyjne wody, 8 — separator pary, 9 — kondensator, 10 — pompa niskiego ciśnienia, 11 — pompa wysokiego ciśnienia.

Do sprężenia powietrza dla obiegu gazowego zastosowano silniki tłokowe w układzie bezkorbowym.

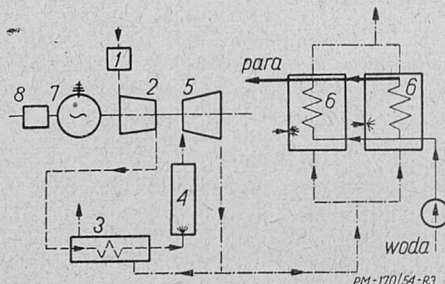
Innymi próbami zastosowania turbin gazowych w energetyce jest zastosowanie ich do podmuchu kotłów i to zarówno pracujących pod ciśnieniem atmosferycznym, jak również i kotłów „Velox”.

W instalacji Oerlikon, przedstawionej na rys. 3, zassane i skompresowane do 4 atm powietrze, po przejściu przez wymiennik ciepła i komorę spalania w postaci spalin rozpręża się najpierw w turbinie gazowej, a następnie spaliny wykorzystywane są w kotłach parowych.

Przy mocy turbiny gazowej 730 kW można otrzymać z obu kotłów około 7,5 t pary/h, co pozwala użytkować ją do napędu turbiny parowej o mocy około 1,5 MW.

Układ z rys. 3 charakteryzuje się ekonomicznym wykorzystaniem paliwa. Posiada on tę dogodność, że w wypadkach nagłych można otrzymać już energię elektryczną zanim zostaną rozpalone kotły i uruchomione turbiny parowe.

Podniesienie mocy granicznej turbin gazowych do 100 — 200 MW jest możliwe przez zastosowanie gazów lekkich zamiast powietrza w obiegu zamkniętym, np. H₂, He, He CO₂.



Rys. 3. Turbina gazowa w połączeniu z kotłami parowymi; 1 — filtr powietrza, 2 — sprężarka, 3 — wymiennik ciepła, 4 — komora spalania, 5 — turbina gazowa, 6 — kotły parowe, 7 — generator, 8 — silnik rozruchowy.

(Obecnie jest u Escher Wyssa w projekcie instalacja o mocy 100 MW). Niektóre korzyści, jakie wynikają z zastosowania gazów lekkich, zestawione są w tablicy I.

TABLICA I. Zestawienie stosunków niektórych charakterystycznych wielkości dla obiegu zamkniętego przy zastosowaniu różnych czynników dla instalacji o jednakowych mocach użytecznych, temperaturach i ciśnieniach czynników w obiegu

Rodzaj gazu	Powietrze	He + CO ₂	He + CO ₂	He	H ₂
1	2	3	4	5	6
ciężar cząsteczkowy	29	8	6	4	2
prędkość głosu	1	2,1	2,4	3	3,9
stosunek liczby stopni turbin (przy jednakowej szybkości obrotowej)	1	2,8	3,5	4,8	13,5
stosunek szybkości obrotowych (przy stałej liczbie stopni)	1	1,75	1,9	2,2	3,7
stosunek średnic turbin	1	0,76	0,73	0,68	0,52
obroty maszyn	1	2,30	2,6	3,3	7,1
Wymiennik ciepła					
współczynnik przewodzenia ciepła k	1	1,86	2,12	2,56	4,35
liczba rur	1	0,66	0,62	0,56	0,27
długość rur	1	0,82	0,76	0,70	0,85
powierzchnia rur	1	0,54	0,47	0,30	0,23
Ogrzewacz czynnika obiegowego					
współczynnik przewodzenia ciepła k	1	1,6	1,7	2,0	4,0
liczba rur	1	0,78	0,75	0,68	0,30
długość rur	1	0,82	0,79	0,76	0,85
powierzchnia rur	1	0,64	0,59	0,50	0,25

Rozwiązanie dwóch zagadnień może znacznie zwiększyć szanse zastosowania turbin gazowych w energetyce. Pierwsze — to rozwiązanie problemu podziemnej gazyfikacji węgla. Drugie — zastosowanie energii atomowej. Wprowadzenie lekkich gazów, np. helu do chłodzenia reaktora atomowego w połączeniu z turbiną gazową o obiegu zamkniętym da najprostszą rozwiązanie konstrukcyjne, pozwalając jednocześnie na podniesienie mocy granicznej instalacji nawet do 500 MW.

II. Turbiny gazowe w przemyśle

W przeciwieństwie do energetyki w przemyśle turbina gazowa znalazła bardzo szerokie zastosowanie. Należy tutaj wymienić takie dziedziny przemysłu, jak chemia, metalurgia, gazownictwo i koksownictwo. Poza tym wszędzie tam, gdzie do wykorzystania znajduje się ciepło odlotowe — np. przy wszelkiego rodzaju piecach przemysłowych, lub tam, gdzie do dyspozycji stoi powietrze zanieczyszczone gazami palnymi.

1. Przemysł chemiczny

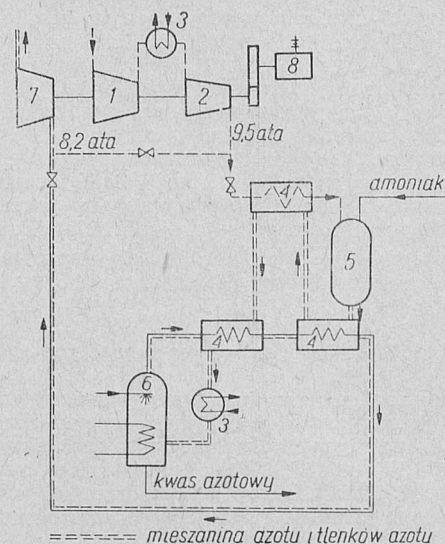
W tym wypadku proces chemiczny jest procesem głównym, turbina gazowa natomiast jest elementem włączonym dodatkowo do tego procesu celem podniesienia jego ekonomiczności lub intensywności.

Można tutaj wytyczyć dwa zasadnicze kierunki włączenia turbiny gazowej do procesu chemicznego:

1. Turbina gazowa wykorzystuje jedynie ciepło odprowadzane uprzednio najczęściej bezproduktywnie z procesu. Najbardziej celowe jest zastosowanie w tych wypadkach turbiny gazowej o obiegu zamkniętym.

2. Turbina gazowa o obiegu otwartym jest włączona bezpośrednio do procesu chemicznego, przy czym czynnikiem roboczym jest najczęściej czynnik występujący w procesie chemicznym, o ile nie zachodzi zbyt szybka korozja materiałów, z których wykonane są elementy turbin i sprężarek. Typowym przykładem tego kierunku może być proces frakcjonowania¹⁾ w przemyśle naftowym oraz układ przedstawiony na rys. 4, w którym turbina gazowa włączona jest do procesu produkcji kwasu azotowego.

Sprężone przez sprężarki do ciśnienia około 9,5 ata powietrze i następnie podgrzane doprowadzane jest do komór reakcyjnych, do których jednocześnie doprowadzany jest



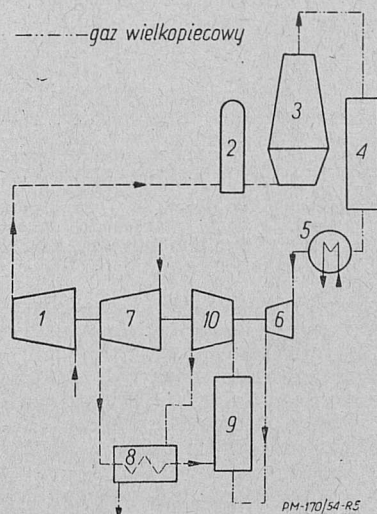
Rys. 4. Włączenie turbiny gazowej do procesu otrzymywania kwasu azotowego; 1 — sprężarka NP, 2 — sprężarka WP, 3 — chłodnica, 4 — wymiennik ciepła, 5 — komora reakcyjna, 6 — chłodnica, 7 — turbina gazowa, 8 — silnik elektryczny.

amoniak. Tutaj w obecności katalizatorów powstaje mieszanina azotu i jego tlenków, przy czym uchodzące gazy osiągają temperaturę 1000°C. Ciepło zawarte w tych gazach jest wykorzystywane w kilku wymiennikach ciepła, następnie zaś gazy doprowadzone są do wież absorpcyjnych, gdzie powstaje kwas azotowy. Gazy odlotowe po uprzednim podgrzaniu zostają rozprężone w turbinie gazowej oddającą wytworzoną moc sprężarkom powietrza. Niedobór mocy pokryty jest z sieci.

W niektórych procesach moc wytworzona w turbinie jest większa niż pochłaniana przez sprężarki, a nadmiar jej oddawany jest wtedy do generatora.

2. Przemysł metalurgiczny

Obok przemysłu chemicznego, największe rozpowszechnienie znajduje turbina gazowa w hutnictwie, szczególnie w wielkopiecownictwie. Powstający przy produkcji surowki gaz wielkopiecowy jest obecnie w dużej części nie wykorzystywany. Turbina gazowa racjonalnie użyta pozwoli nie tylko na jego wykorzystanie, ale jednocześnie na zaoszczędzenie



Rys. 5. Instalacja do wytwarzania dmuchu wielkopiecowego z napędem turbiny gazowej; 1 — dmuchawa wielkopiecową, 2 — podgrzewacz Cowpera, 3 — wielki piec, 4 — oczyszczalnia gazu wlkp., 5 — chłodnica gazu wlkp., 6 — sprężarka gazu wlkp., 7 — sprężarka powietrza, 8 — wymiennik ciepła, 9 — komora spalania, 10 — turbina gazowa.

nie węgla używanego dość powszechnie w stacjach dmuchaw z napędem turbinami parowymi²⁾.

Wyróżnić tutaj możemy dwa zasadnicze kierunki zastosowania:

1) zastąpienie dotychczasowego napędu turbinami parowymi przez turbiny gazowe z pozostawieniem samej dmuchawy wielkopiecowej i podgrzewaczy Cowpera;

²⁾ Pomijamy w rozważaniach stosowane jeszcze stare maszyny parowe lub silniki tłokowe gazowe.

¹⁾ Proces Houdry'a.

2) włączenie w układ turbiny gazowej zarówno dmuchawy wielkopiecowej jak i podgrzewaczy dmuchu.

Przedstawicielem kierunku pierwszego może być układ przedstawiony na rys. 5.

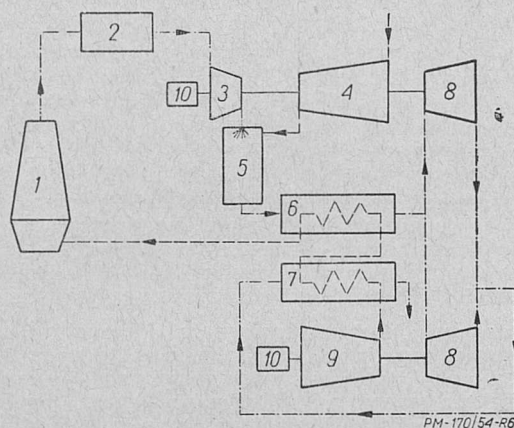
Turbina gazowa na gaz wielkopiecowy napędza osobną dmuchawę wielkopiecową (osiową lub odśrodkową), a następnie sprężone powietrze podgrzewane jest w podgrzewaczach Cowpera. Pewną modyfikacją tego układu jest zastosowanie jednej sprężarki z upustem do jednoczesnego sprężania powietrza dmuchu i powietrza używanego w obiegu turbiny gazowej.

Układ na rys. 6 jest przedstawicielem kierunku drugiego. Podgrzewacze Cowpera zostały w układzie tym zastąpione podgrzewaczami metalowymi „Velox”. Układ dwuwałowy wpływa na uproszczenie regulacji agregatu.

W chwili obecnej istnieje już w ruchu kilka instalacji do wytwarzania dmuchu wielkopiecowego z napędem turbinami gazowymi głównie w wykonaniu firm szwajcarskich.

Porównanie w tym wypadku podstawowych wskaźników dla turbin gazowych i parowych, przy mocach rzędu kilku MW wypada dla tych ostatnich niekorzystnie. Tablica II przedstawia niektóre charakterystyczne wielkości dla różnych rodzajów stosowanych napędów.

Oprócz innych zalet, koszt instalacji z turbiną gazową i podgrzewaczami Cowpera jest od 10 ÷ 15% mniejszy niż



Rys. 6. Instalacja do wytwarzania dmuchu wielkopiecowego z napędem turbogazowym i podgrzewaczami metalowymi; 1 — wielki piec, 2 — oczyszczalnia gazu wkłp, 3 — sprężarka gazu, 4 — sprężarka powietrza, 5 — komora spalania, 6 — podgrzewacz dmuchu I stop., 7 — podgrzewacz dmuchu II stop., 8 — turbiny gazowe, 9 — dmuchawa wielkopiecową, 10 — silniki rozruchowe.

TABLICA II. Zestawienie danych dla różnych typów napędów dmuchaw wielkopiecowych

Wielkość	Kotły wodnorurkowe Turbina parowa moc 3000 kW. Podgrzewacze Cowpera	Kocioł Velox. Turbina parowa moc 3000 kW. Podgrzewacze Cowpera	Turbina gazowa moc 2840 kW. Podgrzewacze metalowe
1	2	3	4
Sprawność silnika cieplnego	16 ÷ 18%	20%	16 ÷ 20%
Zużycie ciepła łącznie z podgrzewaczami dmuchu (kcal/Nm ³ dmuchu)	426,5	414,5	357
Zapotrzebowanie miejsca	100%	41%	34%
Ciepła instalacji przypadający na jedn. mocy (kg/kW)	60	30	15 ÷ 20

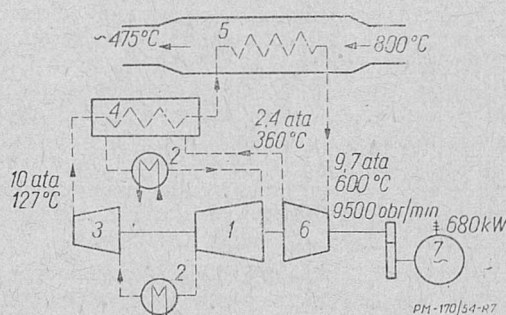
analogicznej z turbinami parowymi. Zastosowanie w pierwszym przypadku zamiast podgrzewaczy Cowpera — podgrzewaczy metalowych powoduje zwiększenie tej różnicy do około 20%. W wypadku zastosowania turbin gazowych odpada cała instalacja wodna i znacznie zostaje uproszczona obsługa.

3. Gazownictwo i koksownictwo

W tej dziedzinie zastosowanie turbin gazowych idzie w trzech kierunkach:

1) Wykorzystanie ciepła odlotowego z pieców koksowniczych i w gazowniach do podgrzewania czynnika obiegowego turbin gazowych produkujących energię elektryczną.

2) Włączenie turbin gazowych do procesu odgazowywania (zastosowanie odgazowywania pod ciśnieniem znacznie zwiększa intensywność procesu). Kierunek ten jest dość



Rys. 7. Schemat instalacji wykorzystującej ciepło zawarte w gazach odlotowych; 1 — sprężarka NP, 2 — chłodnica powietrza, 3 — sprężarka WP, 4 — wymiennik ciepła, 5 — podgrzewacz powietrza, 6 — turbina gazowa, 7 — generator.

znany. W tym wypadku występują również jako procesy uboczne procesy chemiczne przy oczyszczaniu powstającego gazu.

3) Wykorzystanie energii potencjalnej gazów naturalnych do produkcji energii elektrycznej.

Rys. 7 przedstawia schemat instalacji wykorzystującej ciepło zawarte w gazach wylotowych z komór koksowniczych. Uchodzące gazy o temperaturze około 800°C zostają ochłodzone w ogrzewaczu powietrza obiegu zamkniętego, a następnie wykorzystane w kotłach utylizatorach. Przy wydajności gazu 27 t/h i sprawności turbiny gazowej 25% otrzymana moc użyteczna wynosi około 680 kW.

W miejscach występowania gazu ziemnego, którego ciśnienie na głowicy dochodzi nieraz nawet do 120 ata, wykorzystuje się go do napędu turbin gazowych. Obniżenie ciśnienia konieczne dla jego transportu odbywa się przez rozprężanie uprzednio podgrzanego gazu w turbinach gazowych i otrzymuje się w ten sposób energię elektryczną (rys. 8).

W wypadku, gdy konieczne jest podniesienie ciśnienia gazu w celu umożliwienia jego dalszego transportu, stosuje się często stacje przełaczania z napędem turbogazowym, w których paliwem jest część przełaczanego gazu.

4. Górnictwo

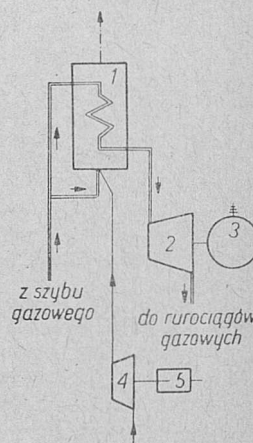
Należy również wspomnieć o pewnym ciekawym zastosowaniu turbin gazowych i w tej dziedzinie przemysłu. W gazowych kopalniach węglu stężenie CH₄ dochodzi nieraz do 1%. Jest to już wystarczające do zastosowania powietrza uchodzącego z sztybów wentylacyjnych do spalania w turbinach gazowych. Potrzebne jest przy tym jednak uprzednie jego silne podgrzanie. W pewnych przypadkach wytworzona moc może zaspokoić nawet potrzeby własne kopalni.

*
*
*

To krótkie omówienie zastosowania turbin gazowych w tych czterech dziedzinach przemysłu nie wyczerpuje oczywiście zagadnienia, jednak szczupłe ramy artykułu nie pozwalają na szersze jego ujęcie.

III. Turbiny gazowe w komunikacji

W dziedzinie tej panuje jeszcze do chwili obecnej silnik spalinowy tłokowy. Jego wysoka sprawność (dochodząca w silnikach spalinowych okrętowych do 40 ÷ 43%) i liczne zalety stwarzają trudną konkurencję dla turbiny gazowej. Obecnie czynione są próby zastosowania jej do napędu: statków, lokomotyw i samochodów.



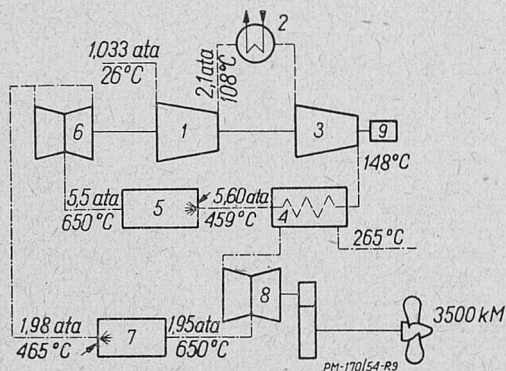
Rys. 8. Schemat wykorzystania potencjalnej energii gazu ziemnego; 1 — ogrzewacz gazu, 2 — turbina gazowa, 3 — generator, 4 — wentylator powietrza, 5 — silnik elektryczny.

1. Napęd statków

Turbina gazowa może być użyta do napędu statków jako silnik pomocniczy i podstawowy. Pierwsze zastosowanie jest już znane i stosowane z powodzeniem od szeregu lat jako tzw. doładowanie silników spalinowych systemu Büchi. Drugie — znajduje się dopiero w stadium prób i doświadczeń. Istnieje w chwili obecnej kilkanaście instalacji doświadczalnych, głównie na paliwo płynne, ale zagadnienie stoi nadal nie rozwiązane. Dużą trudnością jest prawidłowy dobór schematu instalacji zapewniający dobrą sprawność zespołu zarówno przy obciążeniu maksymalnym, jak i normalnym wahającym się na wielu statkach około 25% obciążenia maksymalnego.

Rys. 9 przedstawia jedną z instalacji okrętowych angielskich o mocy 3500 kM. Instalacja wykonana jest jako dwuwałowa, przy czym turbina wysokoprężna służy jedynie do napędu sprężarek, wytwarzającą zaś pracę mechaniczną, przekazywaną następnie na śrubę, jest turbina niskoprężna. Turbina jako maszyna wysokoobrotowa stwarza konieczność zastosowania przekładni o dużym przełożeniu zabudowanej między turbiną a śrubą. Aby uniknąć stosowania przekładni mechanicznych czynione są próby zastosowania przekładni elektrycznej. Powoduje to jednak komplikacje napędu i znaczny jednostkowy wzrost ciężaru.

Aby zorientować się w położeniu turbiny gazowej wśród innych stosowanych do napędu statków silników, przytoczymy tablicę III³⁾.



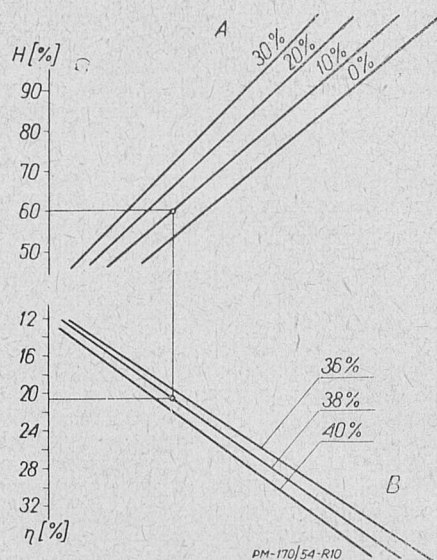
Rys. 9. Schemat instalacji okrętowej turbiny gazowej o mocy 3500 kM; 1 — sprężarka NP, 2 — chłodnica, 3 — sprężarka WP, 4 — wymiennik ciepła, 5 — komora spalania cz. WP, 6 — turbina gazowa WP, 7 — komora spalania cz. NP, 8 — turbina gazowa NP, 9 — silnik rozruchowy.

Znacznie mniejszy koszt paliwa stosowanego dla turbin gazowych niż dla silników spalinowych dopuszcza przy tym samym efekcie ekonomicznym znacznie mniejszą sprawność turbiny gazowej. Przedstawia to rys. 10.

TABLICA III. Porównanie różnych rodzajów napędów dla 10 000 BRT frachtowca — silniki o mocy 6200 kM — szybkość 16 węzłów

Rodzaj napędu	Temp. i ciśnienie pary °C/ata	Liczba obrotów maszyny i śruby [obr./min]	Ciężar		Ciężar całkowity t	Ciężar jednostkowy kG/kM	Zużycie paliwa kG/kMh
			Koła t	Maszyn głównych t			
1	2	3	4	5	6	7	8
Kocioł parowy	320/16	2200/110	430	160	590	95	0,4
Turbina parowa Kocioł La-Mont	450/36	7000/130	140	97	237	38,2	0,31
Turbina parowa	—	—	—	—	—	—	—
Dwutaktowy silnik Diesla bez doładowania	—	105	—	530	530	85,5	0,177
Turbina gazowa	—	6500/110	—	90	90	14,5	0,29

³⁾ Dane te odnoszą się do lat 1937 ÷ 1943. W chwili obecnej wskutek bardzo szybkiego rozwoju turbin gazowych porównanie to wypada nieco korzystniej.

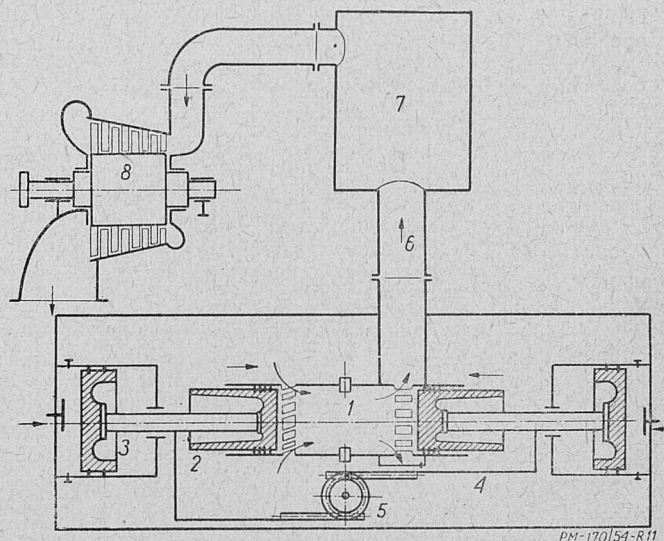


Rys. 10. Nomogram dla porównania ekonomiczności silnika Diesla z turbiną gazową; H — procent ceny oleju gazowego do oleju ciężkiego, A — koszt smarowania silnika Diesla, w odniesieniu do kosztów paliwa, B — sprawność wewnętrzna silnika Diesla, C — dopuszczalna minimalna sprawność turbiny gazowej przy tej samej wysokości kosztów eksploatacji.

2. Napęd lokomotyw

Turbiny gazowe do napędu lokomotyw wykonane są najczęściej jako jednowałowe instalacje najprostsze bez — lub z wymiennikiem ciepła. Moce ich wahają się od 2000 ÷ 6000 kM przy sprawności rzędu 18 ÷ 20%. Przekładnia między turbiną a kołami napędzanymi — elektryczna.

Mimo znacznie wyższej sprawności lokomotyw z napędem turbogazowym mają one dotychczas jedną zasadniczą wadę, a mianowicie konieczność stosowania paliwa płynnego. Aby ten nowy typ lokomotywy mógł konkurować z obecnie powszechnie stosowanymi, musi zostać rozwiązane zagadnienie spalania pyłu węglowego i to w procesie otwartym turbiny gazowej, gdyż ustawienie na lokomotywie ogrzewacza powietrza przy zastosowaniu obiegu zamkniętego naraża duże trudności. Intensywne badania amerykańskie nad tym zagadnieniem szczególnie w odniesieniu do turbin gazowych lokomotywowym posunęły rozwiązanie tego zagadnienia naprzód, ale jeszcze ciągle trwałość łopatek turbinowych jest zbyt krótka, a zatem częsta wymiana ułopatkowania podraża znacznie koszty eksploatacji.



Rys. 11. Obieg turbiny gazowej z agregatem tłokowym bezkorbowym; 1 — cylinder dieslowski, 2 — tłok dieslowski, 3 — tłok kompresora, 4 — drąg z zębata, 5 — koło zębate, 6 — przewód dla gazów spalinowych, 7 — zbiornik wyrównawczy, 8 — turbina gazowa.

Tablica IV przedstawia porównanie kilku stosowanych napędów w kolejnictwie przy obecnie stosowanych paliwach⁴⁾.

Na uwagę zasługuje wprowadzony obecnie do napędu lokomotyw układ Pescary⁵⁾ (rys. 11). Jest to połączenie bezkorbowego generatora gazu z turbiną gazową. Układ ten nadaje się raczej do mocy mniejszych rzędu $1000 \div 2000$ kM przy osiągalnej sprawności 37%. Zagadnieniem tym szeroko zajmują się we Francji, gdzie w chwili obecnej są w budowie 22 lokomotywy z tego rodzaju napędem. Spodziewana maksymalna wartość sprawności powinna wynieść nawet około 41%.

3. Napęd samochodów

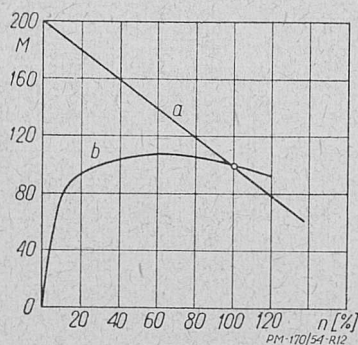
Zastosowanie turbiny gazowej jako silnika samochodowego przyniesie wiele korzyści. Jedną z charakterystycznych cech tego silnika jest korzystny przebieg momentu obrotowego z maksimum przypadającym przy obrotach równych zero (rys. 12). Odpada zatem konieczność stosowania sprzęgła. Duże jednak wymagane obroty turbiny rzędu kilkudziesięciu tysięcy na minutę powodują znaczne trudności w zbudowaniu odpowiednich przekładni o dużym przełożeniu. Ciągła praca, brak gaźnika i do minimum zredukowana instalacja elektryczna, czynna jedynie w chwili rozruchu, oraz możliwość zastosowania taniego paliwa stanowią wielką zachętę dla konstruktorów.

TABLICA IV. Porównanie niektórych wskaźników dla różnych napędów lokomotyw

Rodzaj napędu	Ciężar loko- mo- tywy t/1000 kM	Sprawności				Koszt paliwa %
		η_e napędu		Na kołach napędowych		
		wart. max.	wart. średnia	wart. max.	wart. średnie	
		$\eta_{e \max}$	$\eta_{e \text{ śr}}$	$\eta_{k \max}$	$\eta_{k \text{ śr}}$	
1	2	3	4	5	6	7
Maszyna parowa	88	10	7	9,5	6,5	100
Silnik spal. Otto	40	27	23	21	18	162
Silnik spal. Diesel	40	32	29	25	23	109
Turbina gazowa	46	17	14	13	11	101 ¹⁾

¹⁾ przy zastosowaniu paliwa płynnego. W wypadku spalania pyłu węglowego wartość ta spada do 63%.

Pierwsza turbina gazowa samochodowa została zbudowana przez angielską firmę Rover o mocy 200 kM w roku 1950. Obecnie istnieje już kilka doświadczalnych turbin gazowych samochodowych. Moce ich wahają się od kilkudziesięciu do 300 kM. Zbudowane są one wg najprostszego procesu otwartego⁶⁾ najczęściej z jednostopniową sprężarką odśrodkową o sprawności dochodzącej do 75%. Turbina gazo-

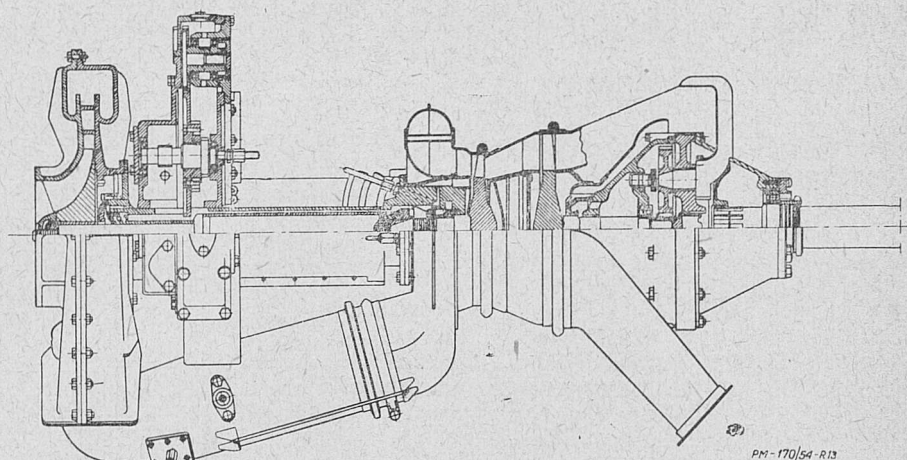


Rys. 12. Charakterystyka momentu obrotowego $M = f(n)$; M — moment, n — obroty, a — silnik turbogazowy, b — silnik spalinyowy tłokowy.

⁴⁾ Rozważanym paliwem dla turbin gazowych jest paliwo płynne.

⁵⁾ Wiele zasług w opracowaniu bezkorbowej silnikowo-sprężarki (użytej w tym wypadku jako generator gazu) położył prof. Witkiewicz.

⁶⁾ Patrz część pierwsza niniejszego artykułu.



Rys. 13. Silnik turbospalinowy typu „Boeing 502” — 175 KM.

wa jest rozdzielona na dwie części umieszczone na niezależnie obracających się wałach, przy czym jedna napędza tylko sprężarkę, druga zaś służy wyłącznie do napędu pojazdu. Samochodowe silniki turbogazowe odznaczają się dwukrotnie mniejszym ciężarem niż silniki spalinowe tłokowe tej samej mocy. Przeciętne zużycie paliwa dla silnika turbogazowego waha się około 500 g/kMh. Jeden z wykonanych dotychczas silników turbogazowych przedstawiony jest na rys. 13.

Zakończenie

Na zakończenie należałoby zastanowić się nad możliwościami w tej dziedzinie silników cieplnych w Polsce⁷⁾.

Jak wynika z przeprowadzonych rozważań, najbardziej dogodnym paliwem dla turbin gazowych jest paliwo płynne, szczególnie przy zastosowaniu procesu otwartego⁶⁾, łatwiejszego w rozwiązaniu konstrukcyjnym i z punktu widzenia wykonawstwa. Brak u nas jednak bogatych źródeł tego paliwa wskazuje na najbardziej celowe zastosowanie turbin gazowych w naszych warunkach, jako instalacji przemysłowych z wykorzystaniem paliw odpadkowych lub ciepła odpadkowego, podnosząc tym samym ekonomiczność procesów przemysłowych.

Szczególnie ważnym problemem w naszych warunkach jest rozwiązanie spalania pyłu węglowego lub torfu w turbinach gazowych, gdyż mamy bogate złoża zarówno jednego jak i drugiego rodzaju tych paliw. Rozwiązanie tego problemu znacznie rozszerzyłoby zakres możliwości zastosowania turbin gazowych w naszym kraju.

Już w chwili obecnej przy modernizacji naszej gospodarki energetycznej w zakładach przemysłowych, a szczególnie przy projektowaniu nowych urządzeń energetycznych turbina gazowa winna być brana pod uwagę jako dobrze zapowiadający się silnik cieplny. Ażeby jednak jego zastosowanie mogło nastąpić, potrzebne jest uprzednie jego zaprojektowanie i wykonanie, które ze względu na doświadczalny charakter pracy musi być poparte licznymi i systematycznymi badaniami naukowymi.

Wynika stąd jeden wniosek — należy przystąpić już w chwili obecnej do znacznie szerszego opracowywania tego zagadnienia niż to miało miejsce dotychczas.

LITERATURA

- Sznee — Teoria turbin gazowych, PWT, 1954.
 Kirillov — Gazowyje turbiny, Masgiz, 1948.
 Zirikij — Gazowyje turbiny, Gosenergoizdat, 1948.
 Kruschik — Die Gasturbine, Springer, Wien, 1952.
 Friedrich — Gasturbinen mit Gleichdruckverbrennung, Braun Karlsruhe, 1949.
 Musil — Gasturbinenkraftwerke, Springer, Wien, 1947.

Roczniki czasopism

Brennstoff-Wärme-Kraft, VDI-Zeitschrift, Konstruktion, Energietechnik, Die Technik, Stahl und Eisen, Brown Boveri Mitteilungen, Escher Wyss Mitteilungen, Oerlikon Bulletin, Maschinenbau und Wärmewirtschaft, Kottolubostrojenije, Tieploenergetika, Oil Engine and Gas Turbine, Engineering, Combustion.

⁷⁾ W chwili obecnej pracuje nad tym zagadnieniem Instytut Techniki Ciepłej w Łodzi.

Obliczenia wytrzymałościowe kół zębatach w skrzynkach prędkości obrabiarek

(ciąg dalszy z nr 4/55)

621.833.1:621.9:539.4:51

Mgr inż. ROMAN BARANOWICZ

4. Obliczenia kół zębatach na zginanie

a. Współczynniki trwałości przy zginaniu zębów, wartości graniczne i analiza celowości zastosowania

W oparciu o zależności [1] i [5] oraz [2] i [4] można wprowadzić wzory dla dopuszczalnych naprężeń w zębach kół w zależności od wymaganej trwałości i dla współczynnika trwałości ujmującego czas pracy i zmienność w czasie obciążenia przy obliczaniu kół zębatach skrzynek prędkości na zginanie.

Otrzymałbyśmy wówczas:

$$\sigma_g = k_g \sqrt[9]{\frac{2 \cdot 10^6}{60 \cdot n \cdot T}}; \quad [22]$$

i wzór na współczynnik trwałości:

$$K_g = k_{g_n} \cdot k_{g_N} \sqrt[9]{\frac{60 \cdot T \cdot n \cdot k_y}{2 \cdot 10^6}}; \quad [23]$$

oraz jego wartości graniczne:

$$0,6 \leq K_g \leq 1;$$

przy czym współczynniki k_{g_n} i k_{g_N} określa się w analogiczny sposób, jak przy obliczeniach na naciski, lecz w oparciu o zależność [4].

Jednakże w warunkach pracy skrzynek prędkości obrabiarek, wzorcowa ilość cykli obciążeń odpowiadająca trwałej granicy zmęczenia na zginanie Z_g i wynosząca $2 \cdot 10^6$ jest osiągana przez średnio- i szybkobieżne koła po stosunkowo krótkim okresie pracy, a zużycie zębów kół od naprężeń zginających po przekroczeniu ich wartości dopuszczalnych, określonych wg Z_g , objawia się bardzo szybkim zmęczeniowym wyłamaniem, powodującym zwykle poważne uszkodzenia mechanizmów skrzynki, podczas gdy zużycie powierzchni roboczej zębów od nadmiernych nacisków następuje stosunkowo wolno i daje się łatwo zauważyć na długo przed jej złuszczeniem się.

Z tych względów do obliczeń zębów kół na zginanie podchodzić należy ostrożnie i przeprowadzać je raczej w założeniu trwale działającego obciążenia największego (czyli na nieograniczoną trwałość), lecz z uwzględnieniem liczby przyporu, dla kół II klasy dokładności, zawsze wyraźnie większej od 1.

Wybitnie wolnobieżne koła zębata pracujące w mechanizmach posuwów (np. koła współpracujące z zębatkami posuwu tokarek, wiertarek itp.) należy przeliczać tylko na wytrzymałość statyczną na zginanie, przyjmując wartości współczynnika kształtu o 20 ÷ 30% wyższe i dopuszczalnych naprężeń zginających o 30 ÷ 50% wyższe od wartości podanych w tablicy.

b. Wzory obliczeniowe

W tablicy V zestawione są wzory obliczeniowe dla różnych rodzajów kół obliczanych na zginanie zębów.

Oznaczenia w tych wzorach są następujące:

σ_g — naprężenie zginające w kg/mm^2 ;

k_g — wartość dopuszczalna naprężenia w kg/mm^2 przy zginaniu jednokierunkowym (tab. I) zapewniająca nieograniczoną trwałość koła ze względu na zginanie zębów (określona wg trwałej granicy zmęczenia Z_g przy $N_c = 2.10^6$). Dla kół o zębach zginanych obustronnie (koła pośredniczące itp.):

$$k_{g_o} = 0,58 \cdot k_g \text{ przy } \times \text{ przyporu } \alpha = 20^\circ$$

$$k_{g_o} = 0,56 \cdot k_g \text{ „ } \times \text{ „ } \alpha = 15^\circ;$$

dla kół o zębach prostych korygowanych prawe strony odpowiednich wzorów na naprężenia względnie szerokości wieńców i wyrażenia podpierwiastkowe wzorów na moduły należy pomnożyć przez współczynnik $1/\chi$;

$$\begin{aligned} \text{dla } \alpha = 20^\circ \quad \chi &= 1 + \frac{14,5 \cdot x}{z + 1} \\ \text{„ } \alpha = 15^\circ \quad \chi &= 1 + \frac{15,5 \cdot x}{z + 1} \end{aligned}$$

x — przesunięcie zarysu w odniesieniu do modułu z uwzględnieniem znaku korekcji

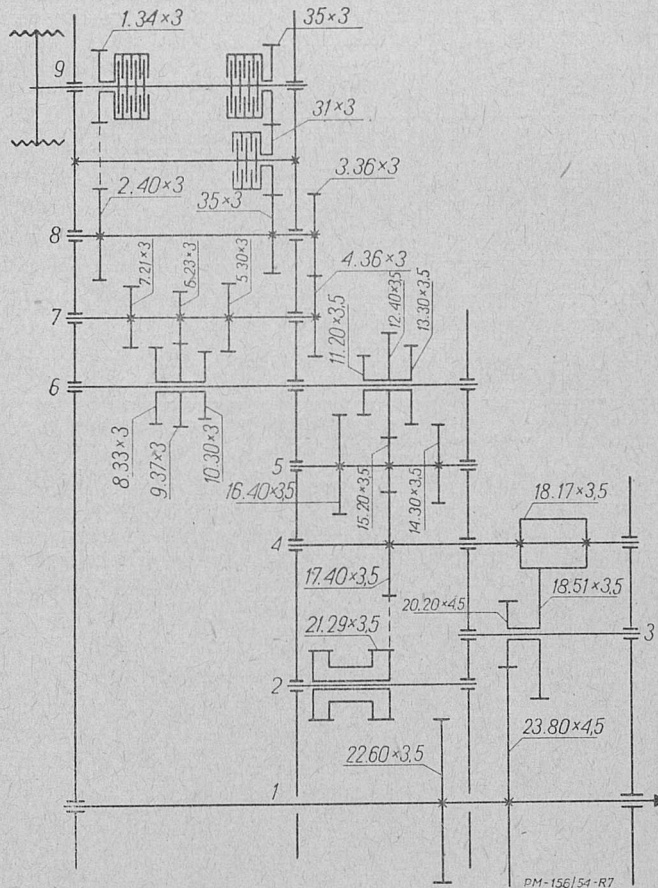
y — współczynnik kształtu zęba (tabl. VI). Dla kół II klasy dokładności szlifowanych, wiórkowanych lub docieranych, wartości podane w tabl. VI można zwiększyć o 20 ÷ 30%.

b — szerokość całkowita zęba w mm mierzona u jego podstawy;

χ — dla kół stożkowych (patrz rys. 6 w I cz. artykułu). Oznaczenia pozostałe jak we wzorach [17] ÷ [19] w I cz. artykułu.

5. Przykład obliczenia koła zębatego

Na rys. 7 podany jest schemat skrzynki prędkości jednej z tokarek produkcji krajowej. Moc silnika napędowego tej tokarki wynosi 11 kW, a zakres liczb obrotów wrzeciona



Rys. 7.

14,5 ÷ 754 obr/min. Na rys. 8 podany jest wykres prędkości skrzynki, na którym linie ciągłe oznaczają przekładnie z wałka 4 na wałek 1 (wrzeciono) przez wałek 3, a linie przerywane — przez wałek 2.

Przeliczmy koło nr 11 i dobierzemy dla niego materiał oraz obróbkę cieplną.

Dane koła nr 11: walcowe o zębach prostych $z = 20$, $m = 3,5$; $b_o = 18$ mm; $b = 22$ mm, $\alpha = 20^\circ$; koło współpracujące nr 16 $z = 40$ $m = 3,5$.

TABLICA V. Obliczenia kół zębatych na zginanie

Wzory dla naprężeń		Wzory dla modułów		Wzory dla szerokości wieńców	
$\sigma_g = \frac{455000 \cdot k_o \cdot N}{m^2 \cdot b \cdot z \cdot y \cdot n_o \cdot k_v} \leq k_g \text{ kG/mm}^2$ $\sigma_g = \frac{455000 \cdot k_o \cdot N \cdot \cos \beta}{m^2 \cdot b \cdot z \cdot y \cdot n_o \cdot k_v} \leq k_g \text{ kG/mm}^2$ $\sigma_g = \frac{455000 \cdot k_o \cdot N}{m^2 (1-0,5\psi)^2 b \cdot z \cdot y \cdot n_o \cdot k_v} \leq k_g \text{ kG/mm}^2$ $\sigma_g = \frac{455000 \cdot k_o \cdot N \cdot \cos \beta}{m^2 (1-0,5\psi)^2 b \cdot z \cdot y \cdot n_o \cdot k_v} \leq k_g \text{ kG/mm}^2$	Koła zębate walcowe o zębach prostych Współczynnik kształtu y określa się z tabl. VI wg ilości zębów z Koła zębate walcowe o zębach śrubowych Współczynnik kształtu y określa się z tabl. VI wg zast. ilości zębów $z' = \frac{z}{\cos \beta}$ Koła zębate stożkowe o zębach prostych Współczynnik kształtu y określa się z tabl. VI wg zast. ilości zębów $z' = \frac{z}{\cos \gamma}$ Koła zębate stożkowe o zębach śrubowych lub łukowych Współczynnik kształtu y określa się z tabl. VI wg zast. ilości zębów $z' = \frac{z}{\cos \gamma \cos \beta}$	$m = \sqrt[3]{\frac{455000 \cdot k_o \cdot N}{k_g \cdot b \cdot z \cdot y \cdot n_o \cdot k_v}} \text{ mm}$ $m = \sqrt[3]{\frac{455000 \cdot k_o \cdot N \cdot \cos \beta}{k_g \cdot b \cdot z \cdot y \cdot n_o \cdot k_v}} \text{ mm}$ $m = \sqrt[3]{\frac{455000 \cdot k_o \cdot N}{k_g \cdot b \cdot z \cdot y \cdot n_o \cdot k_v}} \text{ mm}$ $m = \sqrt[3]{\frac{455000 \cdot k_o \cdot N \cdot \cos \beta}{k_g \cdot b \cdot z \cdot y \cdot n_o \cdot k_v}} \text{ mm}$	$b = \sqrt[3]{\frac{455000 \cdot k_o \cdot N}{k_g \cdot m^2 \cdot z \cdot y \cdot n_o \cdot k_v}} \text{ mm}$ $b = \sqrt[3]{\frac{455000 \cdot k_o \cdot N \cdot \cos \beta}{k_g \cdot m^2 \cdot z \cdot y \cdot n_o \cdot k_v}} \text{ mm}$ $b = \sqrt[3]{\frac{455000 \cdot k_o \cdot N}{k_g \cdot m^2 (1-0,5\psi)^2 z \cdot y \cdot n_o \cdot k_v}} \text{ mm}$ $b = \sqrt[3]{\frac{455000 \cdot k_o \cdot N \cdot \cos \beta}{k_g \cdot m^2 (1-0,5\psi)^2 z \cdot y \cdot n_o \cdot k_v}} \text{ mm}$	$[24']$ $[25']$ $[26']$ $[27']$	$[24']$ $[25']$ $[26']$ $[27']$

Z wykresu prędkości rys. 8: $n_o = n_{min} = 702 \text{ obr/min}$,
 $n_{max} = 1130 \text{ obr/min}$, szybkość obwodowa koła:

$$v_o = \frac{\pi \cdot 20 \cdot 3,5 \cdot 702}{60 \cdot 1000} = 2,56 \text{ m/sek.}$$

$$\text{Dynamiczny współczynnik prędkości } k_v = \frac{9}{9 + 2,56} = 0,78.$$

Współczynnik trwałości K :

$$R = \frac{1130}{702} = 1,61.$$

Z wykresu prędkości rys. 8 widać, że dla R' otrzymamy dwie wartości:

1) Przy włączeniu 15/17 — 18/19 — 20/23, koło nr 11 na wszystkich swoich 3 biegach pracuje w zakresie stałego momentu na wrzecionie przekazując mu obroty: 14,5, 19, 23 obr/min.

TABLICA VI.

Ilość zębów z	dla kąta przyporu	
	20°	15°
14	0,088	0,075
15	0,092	0,078
16	0,094	0,081
17	0,096	0,084
18	0,098	0,086
19	0,100	0,088
20	0,102	0,090
21	0,104	0,092
22	0,105	0,093
24	0,107	0,095
26	0,110	0,098
28	0,112	0,100
30	0,114	0,101
34	0,118	0,104
38	0,122	0,106
43	0,126	0,108
50	0,130	0,110
60	0,134	0,113
75	0,138	0,115
100	0,142	0,117
150	0,146	0,119
300	0,150	0,122
zębatka	0,154	0,124

$$\text{Wtedy: } R' = \frac{1130}{702} = 1,61 \text{ i z wykresu rys. 4: } k'_n = 1,08.$$

2) Przy włączeniu 15/17 — 17/21 — 21/22, koło 11 na wszystkich 3 biegach pracuje w zakresie stałej mocy na wrzecionie przekazując mu obroty: 117, 154, 188 obr/min.

Wtedy:

$$R' = 1 \text{ i z wykresu rys. 4 } k''_n = 0,88$$

$$k_n = \sqrt[3]{\frac{1}{2} (1,08^3 + 0,88^3)} = 0,99.$$

Zakładamy czas pracy koła wyrażony w godzinach pracy obrabiarki $T = 10000 \text{ h}$; z tablicy IV: $k_N = 0,78$ i wg

$$\text{schematu skrzynki rys. 7 } k_y = \frac{1,3}{3}$$

$$K = 0,99 \cdot 0,78 \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 702 \cdot 10000 \cdot 1,3}{3 \cdot 10000000}} = 2,04$$

Moc przenoszona przez koło $N = 11 \cdot 1,36 \cdot 0,95 \cdot 0,98^3 = 13,3 \text{ KM}$; przekładnia $i = 2$; z warunków pracy $k_o = 1$.

Zastępczy nacisk powierzchniowy (z wzoru [17])

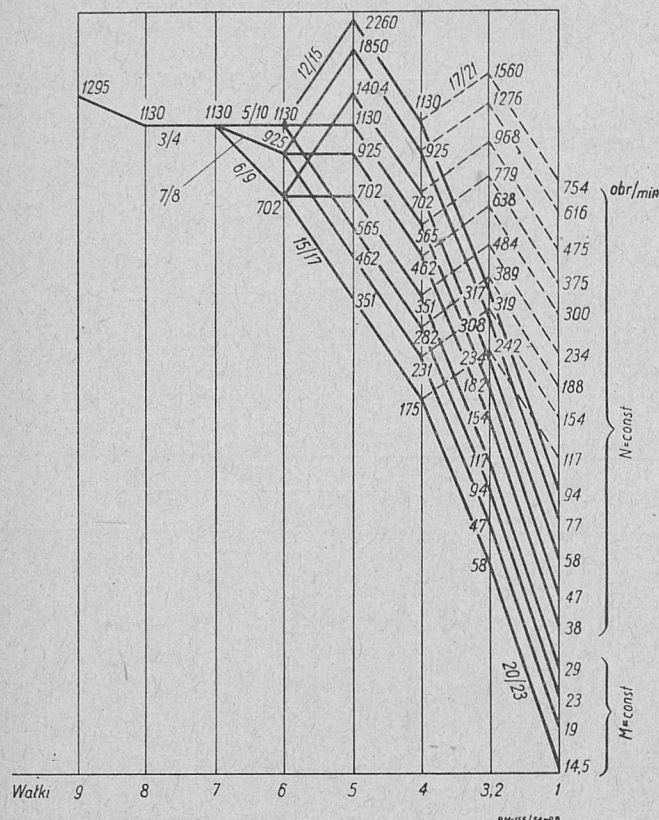
$$p_c = \frac{180000}{20 \cdot 3,5} \sqrt{\frac{3 \cdot 13,3 \cdot 2,04}{2 \cdot 18 \cdot 702 \cdot 0,78}} = 166 \text{ kG/mm}^2.$$

Naprężenie zginające rzeczywiste w zębach koła (z wzoru [24]):

$$\sigma_g \approx 20 \text{ kG/mm}^2.$$

Koło nr 11 należy zatem wykonać (tablica I) ze stali chromowej 20 H, zęby nawęglić i zahartować do twardości 57 ÷ 62 HRC.

Dla porównania przeliczmy to samo koło metodą dawną, tj. na obciążenie nominalne (największe) w założeniu jego trwałego działania, przyjmując ten sam wymagany czas pracy koła.



Rys. 8.

W sprawie dźwigni zapewniającej stałość nacisku mierniczego w czujniku zegarowym

W zeszycie Nr 11 z 1952 r. (str. 451 ÷ 453) „Przeglądu Mechanicznego” ukazała się moja praca pt. „Dźwignia zapewniająca stałość nacisku mierniczego w czujniku zegarowym”. Praca ta została przedrukowana w języku niemieckim w naukowo-technicznym czasopiśmie „Feingeräte Technik” Nr 7, 1954, str. 288 ÷ 290. W pracy tej zostało przyjęte założenie, że zarys dźwigni jest w miarę możliwości styczny do ramienia R_a (rys. 1) skutkiem czego siła P_a momentu $P_a \cdot R_a$ rozkłada się na dwie siły składowe P_H i N , przy czym składowa N biegnąca wzdłuż osi trzpienia czujnika, jest siłą równą naciskowi miernicznemu. Jednak uzyskanie takiej linii krzywej, aby była w praktyce z wystarczającą dokładnością styczna w każdym punkcie do ramienia R_a i jednocześnie spełniała inne wymagane warunki, nie jest możliwe; przyjęte zatem w mej pracy założenie nie daje dobrego rozwiązania.

Rozwiązanie takie wymaga przyjęcia założenia bardziej ogólnego, przy którym siła P_γ działającego momentu nie jest styczna do ramienia R_a lecz tworzy kąt γ z osią ruchomego trzpienia czujnika (rys. 1).

Wtedy równanie działających momentów ma postać

$$P_\varphi \cdot R_\varphi = P_\gamma \cdot R_\gamma; \quad [I]$$

gdzie: P_φ jest chwilową siłą sprężyny dźwigni, R_φ — ramieniem tej siły, P_γ — siłą normalną do zarysu dźwigni i R_γ — ramieniem tej siły względem punktu obrotu C.

$$\text{Siła } P_\varphi = A \left(2 \cdot r \cdot \sin \frac{\varphi}{2} - s_0 \right);$$

gdzie: A jest stałą sprężyny, r — ramieniem sprężyny równym $AC = BC$, φ — kątem rozwarcia sprężyny i s_0 jej długością w stanie nienapiętym.

Z rysunku 1 wynika

$$R_d = \frac{a}{\cos \alpha}; \quad R_\varphi = r \cdot \cos \frac{\varphi}{2};$$

Wartość rzeczywista nacisku powierzchniowego: ($K = 1$)

$$p_{cz} = \frac{180\,000}{20 \cdot 3,5} \sqrt{\frac{3 \cdot 13,3}{2 \cdot 18 \cdot 702 \cdot 0,78}} = 116 \text{ kg/mm}^2.$$

Wartość obliczeniowa nacisku powierzchniowego p_o kg/mm², jaką winien wykazywać materiał koła przy przewidywanym dla niego czasie pracy (wyrażonym w godzinach

pracy koła) $T = \frac{1,3}{3} \cdot 10000 = 4500 \text{ h}$, określimy wg zależności [8]:

$$p_o = 116 \sqrt[6]{\frac{60 \cdot 702 \cdot 4500}{10\,000\,000}} = 190 \text{ kg/mm}^2.$$

A zatem wg tablicy I rozważane koło zębate obliczone metodą dawną musiałoby być wykonane co najmniej ze stali chromowo-niklowej 12 HN3 (12.3.15) zawierającej ~ 3,25% deficytowego Ni, zęby koła nawęglane i zahartowane do twardości powyżej 60 HRC.

6. Wnioski

Podany w p. 5 konkretny przykład ilustruje wyraźnie korzyści ekonomiczne, jakie zapewnia stosowanie wyżej opisanej nowoczesnej metody do obliczeń wytrzymałościowych kół zębatach w obrabiarkach.

Wymieniona metoda została m. in. zastosowana do przeliczania sprawdzającego skrzynki prędkości obrabiarki, której schemat pokazano na rys. 7. W wyniku przeliczenia zastąpiono stal 12 HN3 (12.3.15), z jakiej wykonane były wszystkie koła zębate tej skrzynki — oszczędnością stałą bezniklową 20 H względnie 20 HG, osiągając oszczędność na jedną obrabiarkę około 3 kg czystego Ni.

LITERATURA

ZSSR. MSS. ENIMS. Tablicznye razczoty dietalej stankow. 1952 — 53.

Mgr inż. ALEKSANDER TOMASZEWSKI

$$R_t = R_a \cdot \sin(90^\circ - \gamma - \alpha) = \frac{a \cdot \cos(\alpha + \gamma)}{\cos \alpha}$$

Zatem z równania [I] otrzymuje się

$$P_\gamma = P_\varphi \cdot \frac{R_\varphi}{R_t} = A \cdot \left(2 \cdot r \cdot \sin \frac{\varphi}{2} - s_0 \right) \cdot \frac{r \cdot \cos \frac{\varphi}{2} \cdot \cos \alpha}{a \cdot \cos(\alpha + \gamma)} = \frac{A \cdot r \cdot \left(r \cdot \sin \varphi - s_0 \cdot \cos \frac{\varphi}{2} \right) \cdot \cos \alpha}{a \cdot \cos(\alpha + \gamma)}$$

Składowa N' siły P_γ biegnąca wzdłuż osi trzpienia wynosi

$$N' = P_\gamma \cdot \cos \gamma$$

zatem

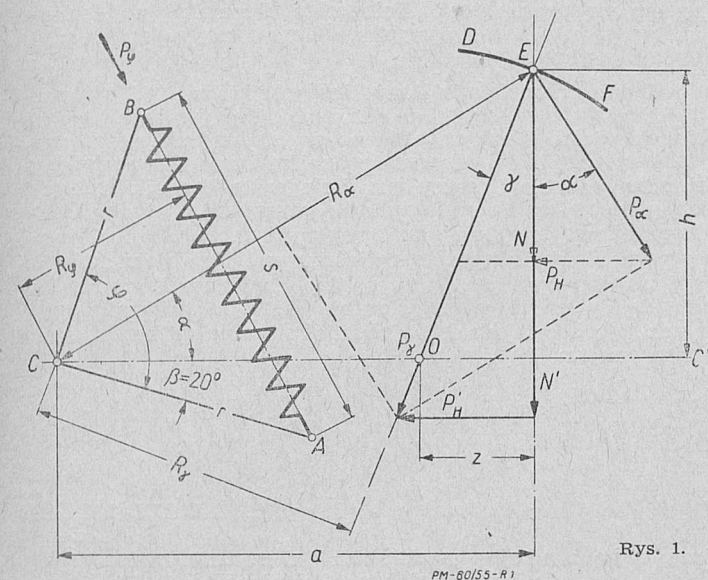
$$N' = \frac{A \cdot r \cdot \left(r \cdot \sin \varphi - s_0 \cdot \cos \frac{\varphi}{2} \right) \cdot \cos \alpha \cdot \cos \gamma}{a \cdot \cos(\alpha + \gamma)} \quad [II]$$

$$\text{skąd } \frac{1}{1 - \tan \alpha \cdot \tan \gamma} = \frac{N' \cdot a}{A \cdot r \cdot \left(r \cdot \sin \varphi - s_0 \cdot \cos \frac{\varphi}{2} \right)} \quad [III]$$

Równanie [III] zawiera trzy niewiadome α, γ, φ zatem jego rozwiązanie wymaga dodatkowego założenia. Na pierwszy rzut oka wydaje się, że najprostszym tego rodzaju założeniem jest przyjęcie warunku, aby siła P_γ działającego momentu była styczna do ramienia R_a . Wtedy $\gamma = -\alpha$, $N' = N$ i wzór [III] przybiera postać

$$\cos^2 \alpha = \frac{N \cdot a}{A \cdot r \cdot \left(r \cdot \sin \varphi - s_0 \cdot \cos \frac{\varphi}{2} \right)} \quad [3]$$

Jest to wzór [3] z poprzedniej mej pracy.



Rys. 1.

Przy takim założeniu rozwiązanie zagadnienia polega na znalezieniu takiej linii, która spełniając równanie [3] byłaby jednocześnie styczna do chwilowego ramienia R momentu $P_\alpha \cdot R_\alpha$. Znalezienie praktyczne takiej linii, która spełniałaby w każdym swym punkcie obydwie wyżej podane warunki nie jest możliwe. Znaleziona w poprzedniej mej pracy linia znacznie odbiega w poszczególnych swych punktach od założeń teoretycznych, chociaż wybrałem z niej odcinek najbardziej im odpowiadający. Rozwiązanie podane w tej pracy nie może być zatem uważane za poprawne. Oczywiście nawet zupełnie poprawne rozwiązanie, nie uwzględniające wpływu spłaszczeń powierzchniowych, chropowatości powierzchni i ich tarcia nie może być uważane za doskonałe. Trudności znalezienia poprawnego rozwiązania omawianego zagadnienia wydawały się początkowo bardzo duże. Jednak po bliższej analizie równania [III] okazało się, że rozwiązanie może być bardzo proste. Oto próba takiego rozwiązania.

Wprowadzając do wzoru [III] założenia z poprzedniej mej pracy, a mianowicie $A = 0,11 \text{ kG/mm}$, $r = s_0 = 12 \text{ mm}$, $a = 16 \text{ mm}$ i zakładając nacisk mierniczy $N' = 0,4 \text{ kG}$, otrzymuje się następujący związek

$$\frac{1}{1 - \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma} = \frac{0,4}{\sin \varphi - \cos \frac{\varphi}{2}} \quad \text{[IIIa]}$$

$$\operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma = 1 - \frac{\sin \varphi - \cos \frac{\varphi}{2}}{0,4}$$

Lecz z rysunku 1 wynika $\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{a}$ i $\operatorname{tg} \gamma = \frac{z}{h}$, przy czym $a = 16 \text{ mm}$.

TABLICA I. Dane do wykresu krzywki dźwigni w czujniku zegarowym.

L.p.	φ	$\sin \varphi$	$\cos \frac{\varphi}{2}$	$1 - \frac{\sin \varphi - \cos \frac{\varphi}{2}}{0,4}$	z mm
1	78°	0,97815	0,77715	0,4975	7,960
2	80°	0,98481	0,76604	0,4531	7,250
3	85°	0,99619	0,73728	0,3528	5,646
4	90°	1,00000	0,70711	0,2678	4,265
5	95°	0,99619	0,67559	0,1985	3,176
6	100°	0,98481	0,64279	0,1450	2,320
7	105°	0,96593	0,60876	0,1071	1,714
8	110°	0,93969	0,57358	0,0848	1,357
9	115°	0,90631	0,53780	0,0775	1,240
10	120°	0,86603	0,50000	0,0849	1,358
11	125°	0,81915	0,46175	0,1065	1,704
12	130°	0,76604	0,42262	0,1415	2,264
13	135°	0,70711	0,38268	0,1889	3,022
14	140°	0,64279	0,34202	0,2481	3,970
15	145°	0,57358	0,30071	0,3178	5,085
16	150°	0,50000	0,25882	0,3971	6,354

Zatem

$$z = 16 \cdot \left(1 - \frac{\sin \varphi - \cos \frac{\varphi}{2}}{0,4} \right) \text{ mm} \quad \text{[IV]}$$

Rozwiązanie równania [IV] nie zależy od wysokości h czyli nie zależy również od długości promienia OE elementarnego łuku krzywki. Okoliczność ta jest bardzo pomyślna.

Wielkość z jest odległością punktu O (rys. 1) od osi trzpienia czujnika. Punkt ten, przez który przechodzi siła P_γ , normalna do zarysu krzywki, można wybrać jako środek elementarnego łuku kołowego tego zarysu.

Załączona tablica I zawiera wyliczone ze wzoru [III] wartości z w zależności od interesujących nas kątów φ .

Praktyczne wykreślenie szukanej linii krzywki, które na podstawie tablicy podaje rys. 2, jest już bardzo łatwe. Wystarczy dla każdego założonego kąta φ zakreślić łuk kołowy z odpowiadającego temu kątowi środka O . Długość promienia pierwszego łuku jest w zasadzie dowolna. Długość każdego następnego promienia powinna być równa odległości punktu O od punktu przecięcia uprzednio nakreślonego łuku krzywki z osią trzpienia czujnika. Warunek ten wynika z konieczności związania elementarnych łuków krzywki w jedną całość.

W celu sprawdzenia wyniku możemy wybrać dowolny punkt znalezionej linii, na przykład punkt E dla promienia 10 , dla którego z rys. 2 mamy $\gamma_{10} \approx 6^\circ 30'$; $\alpha_{10} \approx 34^\circ 30'$, $\varphi_{10} = 120^\circ$.

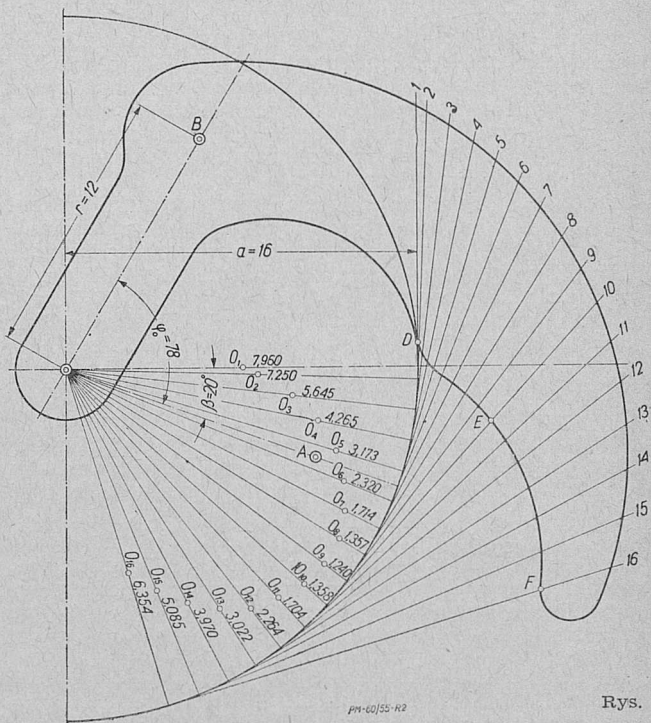
Na podstawie tych danych i wyżej przyjętych założeń możemy z równania [II] obliczyć nacisk mierniczy działający na trzpieniu czujnika, a mianowicie

$$N' = \frac{\left(\sin \varphi - \cos \frac{\varphi}{2} \right) \cdot \cos \alpha \cdot \cos \gamma}{\cos (\alpha + \gamma)} =$$

$$= \frac{(\sin 120^\circ - \cos 60^\circ) \cdot \cos 34^\circ 30' \cdot \cos 6^\circ 30'}{\cos 41^\circ} =$$

$$= \frac{0,366 \cdot 0,824 \cdot 0,994}{0,755} \approx 0,40 \text{ kG}.$$

Założenie jest więc spełnione. Nie uwzględnia się przy tym sił tarcia i innych wpływów zakłócających, od których uzależniony jest również nacisk mierniczy N' czujnika.



Rys. 2.

W czasie sprawdzania tej pracy otrzymałem z redakcji „Przeglądu Mechanicznego” pismo z dnia 4 marca 1955 r. Redakcja czasopisma „Feingeräte-Technik”, do którego była załączona analiza mej poprzedniej pracy, wykonana przez Instytut Optyki i Mechaniki Precyzyjnej Niemieckiej Aka-

demii Nauk w Berlinie na skutek zgłoszonego zastrzeżenia Pana *Herpy Miklósa* z Budapesztu. W wyniku tej analizy Instytut Optyki i Mechaniki NAN podaje wzór

$$\frac{\cos \alpha \cdot \cos \gamma}{\cos (\alpha + \gamma)} = \frac{K \cdot a}{A \cdot r \cdot \left(r \cdot \sin \varphi - s_0 \cos \frac{\varphi}{2} \right)} \quad [\text{IOF}],$$

którym należy zastąpić mój wzór [3].

Wzór [IOF] po przekształceniu trygonometrycznym i oznaczeniu K przez N' jest identyczny z wyżej podanym wzorem [III]. Instytut Optyki i Mechaniki Precyzyjnej zapowiedział dalszą pracę nad rozwiązaniem tego zagadnienia.

Pracę z rozwiązaniem w moim ujęciu, które wbrew początkowym obawom okazało się bardzo proste, przekazuję

redakcjom czasopism: „Feingeräte Technik“ w Berlinie i „Przeglądu Mechanicznego“ w Warszawie, z prośbą o jej wydrukowanie.

Jednocześnie dziękuję Panu *Herpy Miklósovi* z Budapesztu i Instytutowi Optyki i Mechaniki Precyzyjnej Niemieckiej Akademii Nauk za okazane poprzedniej mej pracy zainteresowanie i jej krytyczną analizę oraz w szczególnym stopniu redakcjom czasopism: „Feingeräte-Technik“ i „Przeglądu Mechanicznego“, które tak pomyślnie ułatwiają międzynarodową wymianę naukowej myśli technicznej. Wymiana taka nie tylko sprzyja zacieśnieniu i rozwojowi pokojowej współpracy i przyjaźni między narodami, lecz przyczynia się do głębszego rozwiązania wielu zagadnień naukowych i technicznych dając również materialne korzyści naszym krajom.

Nowe węgierskie dźwigi budowlane

621.873.1/4(439.1)

Mgr inż. EDWARD KOMAR

Po podaniu krótkiej genezy powstania nowych konstrukcji węgierskich dźwigów budowlanych, w artykule omówiono specjalny dźwig dwunożny do montażu hal z prefabrykatów o wadze do 70 t, dźwig masztowy o udźwigu 20 t, specjalne żurawie do ustawiania żelbetowych prefabrykatów w kształcie ram o ciężarze do 40 i 20 t. oraz opisano konstrukcję najnowszego węgierskiego żurawia wieżowego, którego dokumentacja jest obecnie w końcowym stadium opracowania.

1. Wstęp

Po wyzwoleniu kraju i po powstaniu Węgierskiej Republiki Ludowej przed narodem węgierskim, podobnie jak w pozostałych krajach demokracji ludowej, stało poważne zadanie uprzemysłowienia kraju. Ponieważ jednak z racji małych zasobów drewna niesposób było rozwinąć ogromnego budownictwa nowych obiektów przemysłowych, stosując tradycyjną metodę wykonywania hal żelbetowych monolitycznych, węgierscy konstruktorzy budowlani zdecydowali się na wykonywanie hal z prefabrykowanych żelbetowych elementów, wykonywanych bezpośrednio na placu budowy. Dzięki zastosowaniu tej metody, Węgry budują obecnie swoje obiekty przemysłowe przy rewelacyjnie niskim zużyciu drewna szalunkowego. Metoda ta jest stosowana obecnie z powodzeniem do budowy nawet takich obiektów, jak elektrociepłownie, wiadukty lub potężne magazyny, przy czym ciężary poszczególnych elementów żelbetowych dochodzą czasem do 80 t. Rzecz jasna, że dla montowania obiektów przemysłowych z tak ciężkich prefabrykatów, należało zaprojektować i wykonać specjalne dźwigi, ponieważ żadne ze znanych dźwigów budowlanych nie mogły wypełnić zadań stawianych przed nimi przez nową, pionierską metodę wykonywania hal przemysłowych z ciężkich prefabrykatów.

Trzeba przyznać, że koledzy konstruktorzy mechanicy węgierscy z honorem wypełnili postawione przed nimi zadanie i dali dla potrzeb budownictwa przemysłowego potrzebne, oryginalne konstrukcje dźwigi, które zdały w pełni egzamin życiowy na szeregu budowli węgierskich. Dźwigi te zostały opracowane w Biurze Mechanizacji Trustu Budownictwa Przemysłowego (Egítőipari Gepesítő Tröszt).

2. Dźwig dwunożny (typu A)

Do montażu prefabrykatów w kształcie słupów i belek o ciężarze dochodzącym do 70 T stosowany jest dźwig dwunożny, pokazany na rys. 1. Konstruktorami tego dźwigu są inż.: *Takacs Istvan*, *Tuschak Juraj* i *Matraj Julius*.

Charakterystyka dźwigu

1. Udźwig $Q = 35\,000$ kG brutto (dźwigi te pracują w zespołach po dwa naraz i wówczas łączny ich udźwig brutto, a więc razem z zawiesiem, wynosi 70 ton).

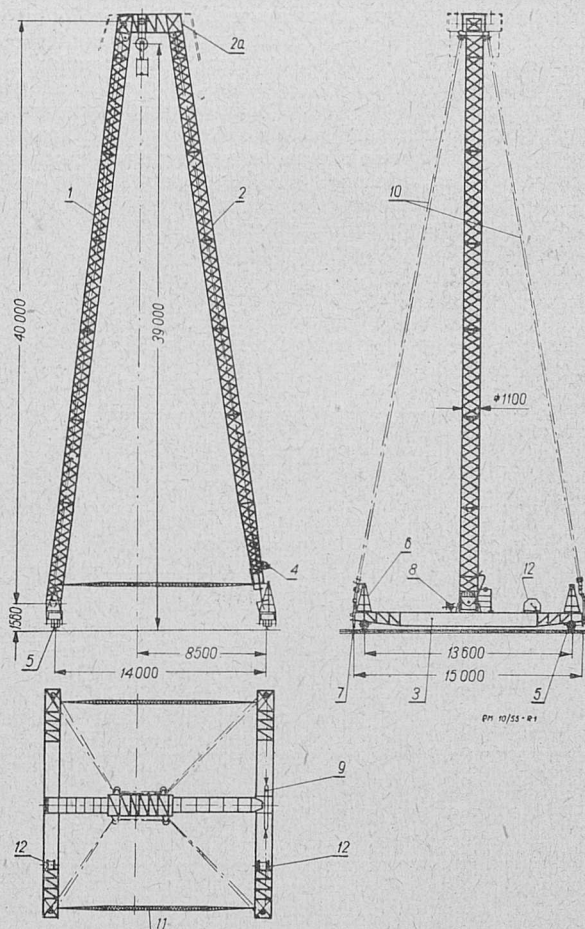
2. Największa wysokość od ziemi do osi bloków zblocha 39 m.

3. Rozstaw toru dźwigu 9 — 14 m (rozstaw toru jest zależny od długości ściągu między belkami czołowymi dźwigu; długość tego ściągu może być wybrana w granicach 9 — 14 m).

4. Szybkość podnoszenia 0,707 m/min — 0,982 m/min (na wzniesienie liny wielowarstwowe).

5. Największa odległość poziomego przeniesienia ciężaru w płaszczyźnie nóg dźwigu $\pm 0,7$ m. Ruch ten osiąga się

przez zmianę długości jednej z nóg, a więc przez przechylenie całego dźwigu w płaszczyźnie nóg.



Rys. 1. Szkic wymiarowy dźwigu dwunożnego.

6. Największa odległość poziomego przeniesienia ciężaru w płaszczyźnie prostopadłej do płaszczyzny nóg $\pm 0,5$ m. Ruch ten osiąga się przez skracanie odciągów z jednej strony przy jednoczesnym wydłużaniu ich ze strony przeciwnej, a więc przez odchylenie całego dźwigu od płaszczyzny nóg.

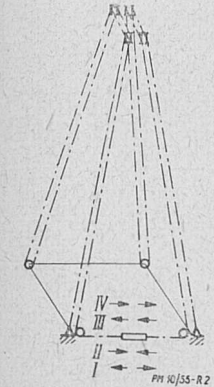
7. Największe dopuszczalne odchylenie osi zblocha od położenia pionowego przy braniu ciężaru, liczone na poziomie ziemi, przy pełnym obciążeniu — 1 m.

8. Ciężar własny dźwigu — 30 T.

9. Dźwig jest samostateczny: podczas pracy nie należy go mocować odciegami do gruntu. Mocowanie odciegami do gruntu stosuje się jedynie na wypadek burzy, gdy dźwig nie pracuje.

Opis konstrukcji i zasada działania dźwigu

Widok ogólny dźwigu jest podany na rys. 1. Dźwig jest konstrukcji spawanej i składa się z dwóch podpór (nóg) 1 i 2 wspartych na belkach czołowych 3. Noga 1 jest wykonana w formie prostego masztu, noga zaś 2 stanowi całość związaną sztywno z górnym krótkim mostem 2a. Obie nogi są wsparte na belkach czołowych przy pomocy przegubów Kardana, a u góry noga 1 jest połączona przegubowo z mostem 2a, stanowiącym sztywno związaną całość z nogą 2. W ten sposób w płaszczyźnie nóg szkielet nośny dźwigu stanowi układ 3-przegubowy. Wewnątrz obu nóg są umieszczone drabinki wejściowe prowadzące na górny most. Noga 1 jest u dołu wsparta bezpośrednio na czo-pach przegubu Kardana. Noga zaś 2, której długość może być zmieniana, jest zakończona mechanizmem zmiany długości nogi 4, który z kolei jest wsparty również na przegubie Kardana umieszczonym na belce czołowej.

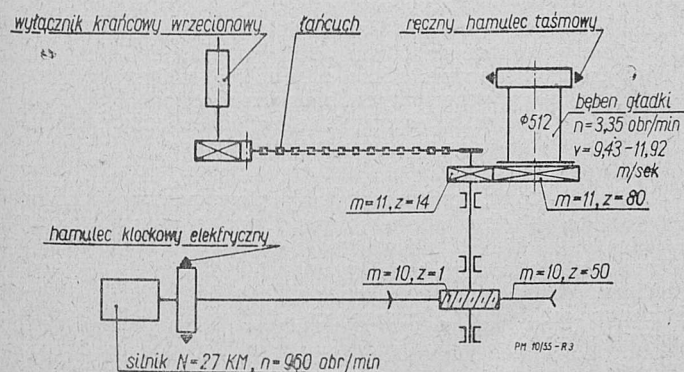


Rys. 2. Schemat kompensacji długości odciegów.

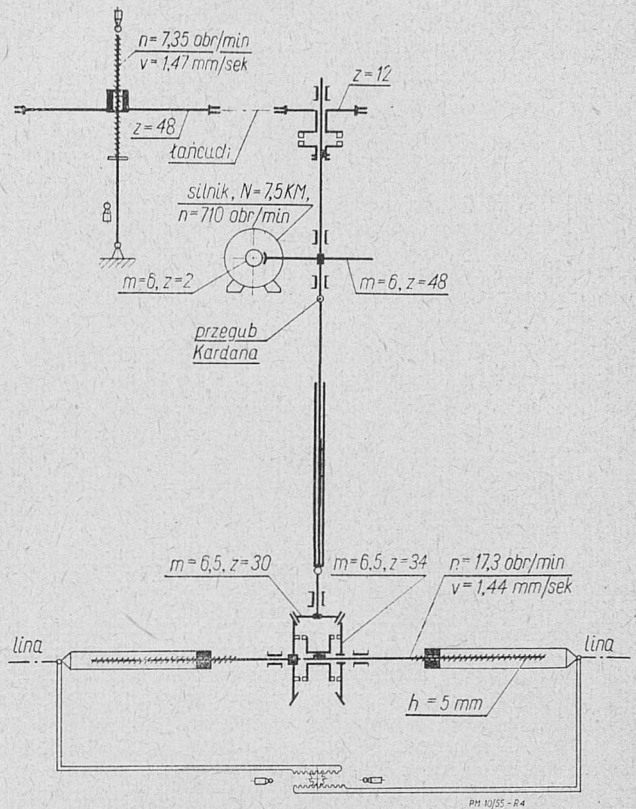
Charakterystyczną cechą konstrukcji Kardanów obu nóg jest to, że można je przy pomocy specjalnie zakładanych śrub złączyć sztywno z belką czołową i w ten sposób otrzymać sztywne, a nie przegubowe połączenia nóg z belkami czołowymi. Połączenie takie stosuje się na czas przesuwania dźwigu z jednego miejsca pracy na drugie. W belkach czołowych są osadzone koła biegowe 5 wraz z ręcznym mechanizmem 6 do ich podnoszenia i obracania o 90°. Na końcach belek czołowych są umieszczone śrubowe podpory 7 do oparcia końców belek na gruncie. Każda belka posiada 4 takie podpory. Prócz tego na jednej belce czołowej (lewa na rys. 1) jest umieszczony mechanizm podnoszenia 8, którego bęben linowy jest umieszczony na sworzniu przegubu Kardanów nogi 1.

Mechanizm podnoszenia jest zaopatrzony w wyłącznik krańcowy wrzecionowy ograniczający dolne i górne położenie zblocza. Na drugiej belce czołowej (prawej na rys. 1) jest umieszczony mechanizm 9 służący do zmiany długości odciegów 10. Mechanizm ten jest napędzany tym samym silnikiem co i mechanizm zmiany długości nogi 2. Zarówno mechanizm zmiany długości nogi, jak i mechanizm zmiany długości odciegów są zaopatrzone w wyłączniki krańcowe, które uniemożliwiają zbytne przechylenie dźwigu zarówno w płaszczyźnie nóg, jak i w płaszczyźnie do niej prostopadłej.

Dla zapewnienia stateczności dźwigu, górny jego most jest połączony układem odciegów 10 z końcami belek czołowych. Prócz tego końce belek czołowych są połączone lekkimi kratowymi ściągami 11. Ściąg te są zakładane jedynie przy przesuwaniu dźwigu, podczas pracy dźwigu są

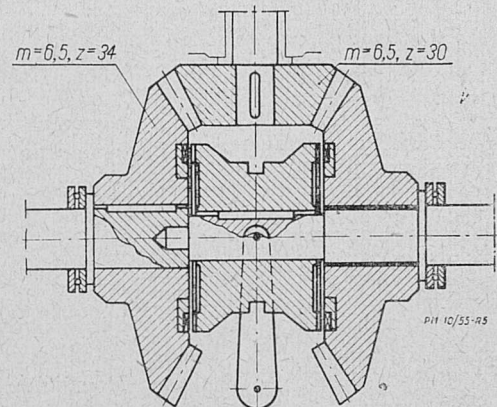


Rys. 3. Schemat kinematyczny mechanizmu podnoszenia dźwigu dwunożnego.



Rys. 4. Schemat kinematyczny mechanizmu przechylania dźwigu dwunożnego.

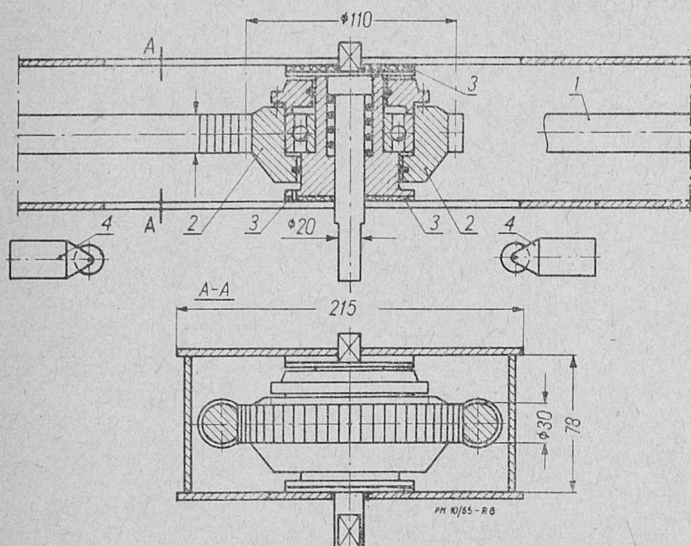
one odejmowane. Na obu belkach czołowych są umieszczone również 2 ręczne wciągarki 12, każda o udźwigu 2 t, służące do przesuwania dźwigu z jednego miejsca pracy na drugie. Podczas pracy dźwig nie spoczywa na kołach biegowych, lecz koła biegowe są uniesione, a belki czołowe opierają



Rys. 5. Szczegół mechanizmu kompensacji długości odciegów.

się na podkładach drewnianych, przy czym ich końce są wsparte na gruncie śrubowymi podporami 7.

Dźwig może wykonywać 3 ruchy robocze: podnoszenie i opuszczanie ciężaru, poziome przenoszenie ciężaru w płaszczyźnie nóg na odległość $\pm 0,7$ m od położenia środkowego i poziome przenoszenie ciężaru w kierunku prostopadłym do poprzedniego na odległość $\pm 0,5$ m od położenia środkowego. Oba ruchy robocze poziomego przenoszenia ciężaru są wykonywane przy pomocy przechylania całego zespołu nośnego składającego się z nóg i pomostu górnego. Przechylenie dźwigu w płaszczyźnie nóg jest wykonywane w ten sposób, że jedna z nóg jest skracana lub wydłużana przy pomocy elektrycznie napędzanego mechanizmu zmiany długości nogi. Ponieważ przy takim przechylaniu dźwigu zmieniają się nieco długości odciegów mocujących górę dźwigu do końców belek czołowych, przeto zmiany ich długości są kompensowane przy pomocy mechanizmu zmiany długości odciegów. Ten mechanizm jest zablokowany me-

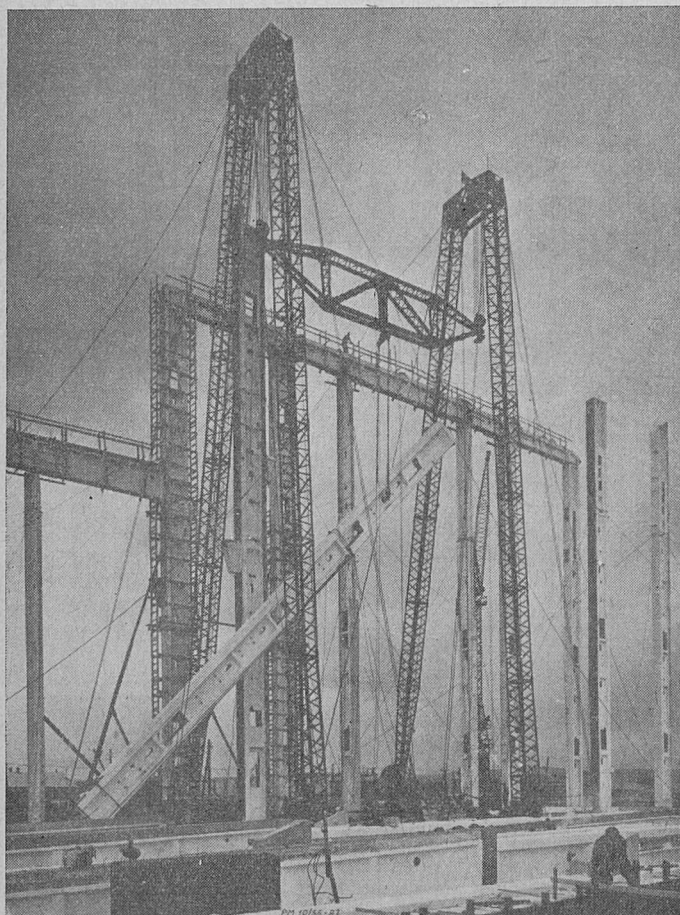


Rys. 6. Napęd wyłączników krańcowych mechanizmu przechylenia dźwigu dwunożnego.

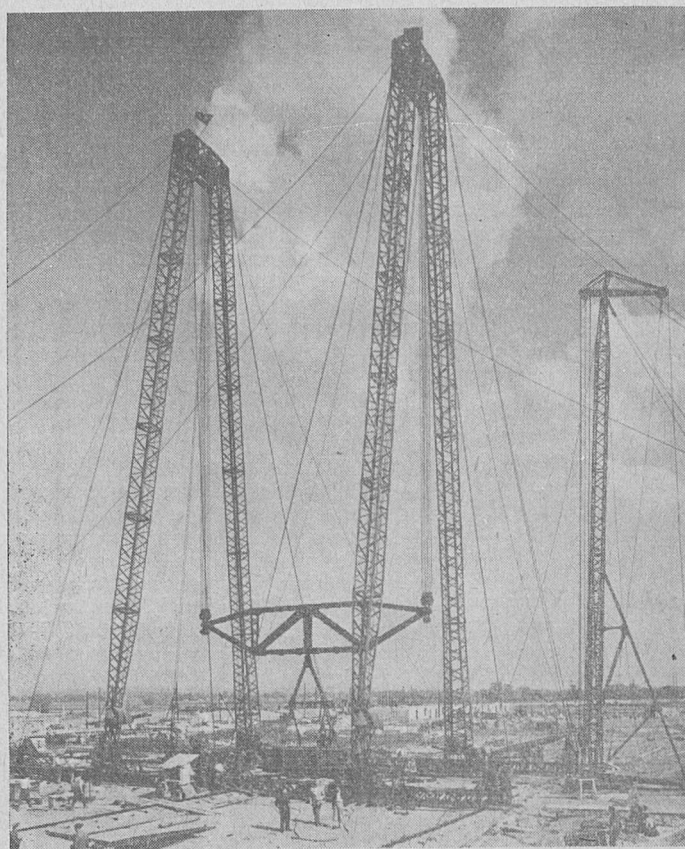
chanicznie z mechanizmem zmiany długości nogi w ten sposób, że można załączyć silnik dla zmiany długości nogi tylko wówczas, gdy mechanizm zmiany długości odciągów jest załączony w celu kompensacji ich długości. Mechanizm bowiem zmiany długości odciągów może wykonywać 4 ruchy: skracania obu odciągów, wydłużania obu odciągów, skracania lewego i wydłużania prawego oraz skracania prawego i wydłużania lewego odciągu. Wszystkie te 4 możliwości pracy mechanizmu zmiany długości odciągów są zaznaczone strzałkami na rys. 2.

Podczas pracy mechanizmu zmiany długości nogi, mechanizm zmiany długości odciągów winien bądź skracać, bądź wydłużać jednocześnie oba odciągi.

Dla przenoszenia zaś poziomego ciężaru w kierunku pro-



Rys. 7. Zespół dźwigów dwunożnych podczas pracy.



Rys. 8. Zespół dźwigów dwunożnych podczas próby obciążenia

stopadłym do płaszczyzny nóg, cały układ nośny jest przechylany przy pomocy skracania odciągów z jednej strony, przy jednoczesnym wydłużaniu odciągów z drugiej strony.

Na rys. 3 jest podany schemat kinematyczny mechanizmu podnoszenia. Bęben tego mechanizmu umieszczony jest na czopie przegubu Kardana nogi. Lina od bębna przechodzi wewnątrz nogi dźwigu, przewija się przez krążek kierujący umieszczony na osi przegubu górnego pomostu i nogi i wreszcie przewija się przez 4 krążki stałe zamocowane w pomoście górnym i przez 4 krążki zblozła, tworząc w ten sposób 8-krotne przełożenie linowe.

Na rys. 4 jest podany schemat kinematyczny mechanizmu przechylenia dźwigu, którego część górna wraz z silnikiem jest umieszczona na konstrukcji nogi i stanowi mechanizm zmiany długości nogi, dolna zaś część mechanizmu napędzana przy pomocy teleskopowego wałka jest umieszczona na belce czołowej i stanowi mechanizm zmiany długości odciągów. Dla dokładniejszego zrozumienia pracy tego mechanizmu podano dodatkowo na rys. 5 szczegół jego napędu, z którego widać, że przy pomocy tego napędu można osiągnąć wszystkie 4 ruchy robocze pokazane na rys. 2.

Prócz tego na rys. 6 podano szczegół napędu wyłączników krańcowych mechanizmu zmiany długości odciągów. Na rysunku tym widzimy uzębione drażki 1 i koło zębate 2, które są pokazane również na dolnej części rys. 4. Podczas zmiany długości nogi, gdy oba odciągi są jednocześnie wydłużane lub skracane, koło zębate pod wpływem przesuwających się w przeciwnych kierunkach zębatek 1 obraca się na osi i pozostaje na miejscu. Przy zbyt dużym przechyleniu dźwigu działają w tym wypadku wyłączniki krańcowe umieszczone na mechanizmie zmiany długości nogi.

Jeżeli zaś dźwиг jest przechylany przy pomocy samych odciągów, to wówczas oba uzębione drażki 1 przesuwają się w tym samym kierunku i zabierają ze sobą koło zębate 2 wraz z osią, pokonując przy tym tarcie podkładek 3 z ferrodofibry. Po osiągnięciu dopuszczalnego wychylenia dźwigu koniec osi koła 2 uderza w odpowiedni wyłącznik krańcowy 4.

Dla lepszego zobrazowania pracy opisanego dźwigu na rys. 7 jest pokazany zespół 2 dźwigów na miejscu pracy, a na rys. 8 próba obciążenia zespołu dźwigów.

PRZEGŁĄD DOKUMENTACYJNY MECHANIKI

OPRACOWANY PRZEZ OŚRODEK DOKUMENTACJI
INSTYTUTU MECHANIKI PRECYZYJNEJ
CENTRALNEGO BIURA KONSTRUKCJI URZĄDZEŃ BUDOWLANYCH
I INSTYTUTU ORGANIZACJI PRZEMYSŁU MASZYNOWEGO

Dodatek do miesięcznika „Przegląd Mechaniczny”

ROCZNIK 6

WARSZAWA, MAJ 1955

NR 5

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

OŚRODEK DOKUMENTACJI MECHANIKI PRECYZYJNEJ

OBRÓBKA CIEPLNA

77 669.018.2:620.193.918.001.621.785.784.001 17

Smith G. C.: **Starzenie metali**. „Age hardening of metals”. Progress in Metal Physics, Londyn 1949, Butterworths Sc. Publ., t. 1, s. 162; D, B5, 80 str., 11 wykr. 25 mikrogr., 1 rentgenogr., 63 poz. bibl. — Przegląd ważniejszych badań naukowych i teorii oraz współczesnych poglądów na zjawisko i mechanizm starzenia stopów. Kolejno omówiono szczegółowo teorie wydzielania, teorię zniekształceń siatki krystalicznej w wyniku starzenia, dwufazowy mechanizm wydzielania, właściwości fazy teta-prim, mechanizm wydzielania miejscowego i odkształceń sieciowych, wpływ temperatury na przebieg starzenia, trzystadiowe starzenie duraluminium, strukturę stref Guinier-Prestona, mechanizm wydzielania w czasie starzenia, zmiany mikrostrukturalne i mikrograficzne metody ich badania, teorię starzenia Gaylera, teorię skażeń sieciowych.

78* 621.783.52 17

Thomas H. S.: **Przemysłowe urządzenia do nawęglania gazowego**. „Commercial gas-carburizing equipment”. Metal Treatm., t. 21, Nr 109, październik 54, s. 445; B5, 8 str., 1 str., 2 rys., 4 wykr., 1 mikrogr. — Po omówieniu przemysłowych trudności napotykanymi przy nawęglaniu gazowym opisano cały szereg pieców komorowych i ciągłych oraz urządzeń pomocniczych do nawęglania gazowego. Omówiono własności nawęglających „atmosfer” piecowych. Opisano stosowane metody przemysłowej kontroli jakości nawęglanych wyrobów metalograficzną kontrolą nawęglonej warstewki oraz regulację i kontrolę pracy pieców.

79* 621.951.45:621.785.6 17

Sprężynowe oprawki użyte przy obróbce cieplnej wiertel. „Spring type holders used in heat treatment of drills”. Metal Treatm., t. 21, Nr 108, wrzesień 54, s. 420; B5, 1 str., 2 fot. — Wiertła kręte ze stali szybko utrudniające ulepszenie są cieplnie przy wstępnym podgrzaniu do 850°C i następnym dograniu do 1300°C w kąpeli solnej. Zawieszanie wiertel w kąpeli solnej sprawiało pewne trudności. Uniknięto ich przez użycie oprawek z drutu, zwiniętego w kształt sprężyny, zakładanych na oprawki wiertel.

POWŁOKI OCHRONNE

80* 621.357.7.001:669.788 17

Grube: **Wpływ wodoru przy osadzaniu metali w galwanotechnice**. „Der Einfluss von Wasserstoff bei der Metallabscheidung in der Galvanotechnik”. Metallwaren — Ind. u. Galvanotechn., t. 45, Nr 10, październik 54, s. 477; B5, 2,5 str. — Ogólne omówienie przyczyn wydzielania się wodoru w czasie prowadzenia procesów elektrolitycznego polerowania oraz czynników mających wpływ na to zjawisko. Praktyczne sposoby zapobiegania wydzielaniu się wodoru w kąpielach do elektrolitycznego niklowania, chromowania, mosiądzowania oraz cynkowania.

81* 620.197.6:621.794.6 17

Halls E. E.: **Zagadnienie podkładów trawiących**. „Care of the etch Primer”. Product Finish., t. 7, Nr 8, sierpień 54, s. 66; A5, 5,5 str. Szczegóły dotyczące składu podkładów trawiących i myjących, metale do których mogą one być stosowane oraz korzyści wynikające z ich stosowa-

nia. Zaproponowano metody badania jakości tych materiałów, które mogą być przeprowadzane przez użytkowników. Opis metod stosowania omawianych podkładów.

82* 621.795.004.15 17

Halls E. E.: **Zwiększenie wydajności w dziedzinie obróbki powierzchniowej metali**. „Improving productivity in metal finishing”. Product Finish., t. 7, Nr 6, czerwiec 54, s. 74; A5, 7 str. — Szereg praktycznych wskazówek, których zastosowanie w zakładach produkcyjnych obróbki powierzchniowej metali pozwoli na uzyskanie dużych korzyści i oszczędności. Pod uwagę wzięto cały szereg czynników, mających wpływ przy elektrycznym platerowaniu, metalizacji natryskowej i malowaniu. Omówiono znaczenie materiałów podłoża i czynności przygotowawczych przed pokrywaniem oraz urządzenie do kontroli. Dużą uwagę zwrócono na ujednolicenie technologii.

83* 621.357.7:681.143 17

Nohse W.: **Zastosowanie suwaka logarytmicznego w praktyce galwanotechnicznej**. „Stabrechnen in der galvanotechnischen Praxis”. Metallwaren — Ind. u. Galvanotechn., t. 45, Nr 10, październik 54, s. 496; B5, 2,5 str. — Znaczenie wykonania pewnych obliczeń w praktyce galwanotechnicznej. Podano przykłady praktycznego zastosowania suwaka logarytmicznego do najczęściej używanych obliczeń oraz najprostsze sposoby ich wykonania.

84* 679.5.06:621.357.7 17

Jaray F. F.: **Tworzywa plastyczne w galwanizerni. Cz. 4. Zbiorniki i powłoki**. „Plastics in the plating shop. Part. 4. Containers and coatings”. Product Finish., t. 7, Nr 8, sierpień 54, s. 81; A5, 3 str. 5 fot. — Omówienie możliwości zastosowania różnego typu tworzyw sztucznych w zakładach galwanizerskich do celów budowy zbiorników, jako powłok ochronnych przeciwko działaniu par oraz jako wykładzin wnętrza zbiorników. Przykłady różnych rodzajów tworzyw sztucznych, nadających się najlepiej do tego celu.

85* 621.357.7:669.268:669.3 17

Miedź w kąpielach do twardego chromowania. „Copper in hard chromium plating”. Electroplating, t. 8, Nr 1, styczeń 55, s. 13; A4, 0,5 str. — Krótkie wyjaśnienie wpływu zawartości miedzi w kąpielach do elektrolitycznego twardego chromowania: zawartość miedzi powoduje zwiększenie oporu elektrolitycznego do kąpeli oraz zmniejszenie zakresu platerowania elektrolitycznego z połyskiem. Zanieczyszczenie kąpeli miedzią jest jednak raczej rzadkim zjawiskiem w porównaniu do zanieczyszczenia żelazem, którego wpływ jest w wielu wypadkach podobny.

86* 621.357.7:669.248 17

Stocker O. A., Korbela A., Carrano S. A.: **Trudności zachodzące przy elektrolitycznym niklowaniu oraz sposoby przeciwdziałania im**. „Nickel plating troubles and cures”. Plating, t. 41, Nr 5, maj 54, s. 491; A4, 5,5 str. — Tabelaryczne zestawienie błędów powstających przy otrzymywaniu elektrolitycznych powłok niklowych. Podano przypuszczalne powody błędów oraz sposoby mające na celu niedopuszczenie do nich, względnie ich usunięcie. Omówiono typowe wady: brak przyczepności powłoki, matowe powłoki w kąpielach do niklowania na błyszczaco, ciemne powłoki, powłoki ze smugami, powłoki z plamami, wżery, chropowate powłoki itp.

- 87* 621.357.7:669.65.248 17
Keysselitz B.: **Elektrolityczne powłoki stopowe cynowo-niklowe.** „Zinn-Nickel Legierungüberzüge“. Metallw. u. Galvanotechn. t. 45, Nr 10, październik 54, s. 482; B5, 12 str., 2 fot. — Obszerne omówienie zagadnienia stopowych powłok elektrolitycznych cynowo-niklowych, przede wszystkim z punktu widzenia otrzymywania tych powłok. Sposób prowadzenia procesu wraz ze wstępnym przygotowaniem powierzchni, praca kąpiel, skład kąpeli, sposób zdejmowania powłok, platerowanie w bębnach. Ponadto podano sposoby przeprowadzania analizy elektrolitu oraz metodę oznaczania grubości powłoki — dla powłok cynowo-niklowych na stali oraz na miedzi lub mosiądzu. Własności powłok ze szczególnym uwzględnieniem ich odporności korozyjnej. Wyszczególniono cały szereg możliwości zastosowań tych powłok.
- 88* 621.357.7:669.58 17
Collins J. H.: **Trudności w procesach platerowania elektrolitycznego. Trudności przy cynkowaniu.** „Cures for faults in electroplating. Zinc plating troubles“. Product Finish. t. 7, Nr 9, wrzesień 54, s. 50; A5, 5 str. — Środki zaradcze dla usunięcia trudności występujących przy cynkowaniu w kąpielach kwaśnych i cyjankowych. Przyczyny powstawania zaburzeń i pomocnicze środki zaradcze zestawiono w formie tabelarycznej.
- 89* 621.793.4:621.9-41:669.58 17
Wiester H. J., Horstmann D.: **Błędy występujące na pocynkowanych blachach.** „Fehlererscheinung auf Verzinkten Blechen“. Metallüberfl. Ausg. B. t. 6, Nr 10, październik 54, s. b 146; A4, 6,5 str., 18 fot., 11 mikrogr., 3 makrogr., 14 poz. bibl. — Omówienie błędów występujących przy cynkowaniu na gorąco z punktu widzenia przyczyn ich powstawania: wpływ kąpeli cynkowej, wpływ błędów powierzchni blachy, wpływ materiału podłoża oraz wpływ niewłaściwego trawienia. Opis objawów tych czynników, jakie obserwuje się na pocynkowanej powierzchni. Podano pewne sposoby, pozwalające na usunięcie tych błędów lub nie dopuszczające do ich powstawania.
- 90* 621.793.5:669.58 17
Sautter F.: **O równomiernym nakładaniu cynku przy cynkowaniu ogniowym.** „Über die gleichmäßige Zinkauflage beim Feuerzinkung“. Metallüberfl. Ausg. B. t. 6, Nr 10, październik 54, s. B. 156; A4, 2,5 str., 3 poz. bibl. — Czynniki mające wpływ na równomierność powłoki cynkowej, otrzymanej po cynkowaniu ogniowym. Omówiono sposoby otrzymywania równomiernie nałożonych powłok cynkowych, pozwalające na oszczędności cynku, dochodzące do 25%. Badano wpływ dodatku aluminium do kąpeli cynkowej powodującego zwiększenie jej gładkości i polysku; stwierdzono, że ma on znaczenie drugorzędne. Najkorzystniej na otrzymywanie równomiernych powłok wpływa powolne wyciąganie pokrywanych przedmiotów z gorącej kąpeli cynkowej.
- 91* 621.793.3:631.3 17
Wykańczanie maszyn rolniczych. „Agricultural machinery finishes“. Product Finish. t. 7, Nr 8, sierpień 54, s. 77; A5, 4 str., 5 fot. — Praktyczne uwagi na temat stosowania powłok lakierowych dla maszyn rolniczych. Omówiono sposoby przygotowania powierzchni przed pokryciem, metody nakładania powłok oraz rodzaje urządzeń i aparatów służących do tego celu.
- 92* 621.357.7:669.38 17
Prince H.: **Trudności w procesach platerowania elektrolitycznego. Trudności przy miedziowaniu.** „Cures for faults in electroplating. Copper plating troubles“. Product Finish. t. 7, Nr 8, sierpień 54, s. 54; A5, 3 str. — Środki zaradcze dla uniknięcia błędów i trudności, występujących przy elektrolitycznym miedziowaniu. Przyczyny powstawania zaburzeń i pomocnicze środki zestawiono w formie tabelarycznej. Omówiono błędy tego rodzaju jak: zła przyczepność i twardo-ziarniste osady, zmętnienie kąpeli, plamy na powłoce oraz czarne lub zielone osady na anodach.
- 93* 621.357.7:669.38 17
Roggendorf W.: **Wysokosprawne kąpiele do miedziowania na błyszcząco.** „Hochleistungs — Glanzkupferbader“. Metallw. u. Galvanotechn. t. 45, Nr 10, październik 54, s. 479; B5, 1,5 str., 1 fot., 1 poz. bibl. — Zastosowanie procesu platerowania elektrolitycznego D. P. R. (prądem okresowo-odwracalnym) do otrzymywania błyszczących powłok miedziowych. Zasada procesu i korzyści wynikające z jego stosowania. Kąpiel posiada dużą zawartość miedzi: $60 \div 85$ g/l i pracuje w temperaturze $65 \div 80^\circ\text{C}$ przy gęstości prądu $2,5 \div 5$ A/dm². Otrzymane powłoki są gładkie i nie posiadają porów.
- 94* 621.793.52:669.58:621.852.141:621.9-41 17
Galwanizowanie arkuszy i taśm. Obecne metody pracy w Stanach Zjednoczonych. „Sheet and strips galvanising. Current practice in the United States“. Product Finish. t. 7, Nr 6, czerwiec 54, s. 97; A5, 12 str., 2 rys. — Podano najważniejsze czynniki mające wpływ na proces cynkowania przez zanurzenie. Szczegółowe omówienie procesu z ekonomicznego punktu widzenia. Omówiono poszczególne stadia procesu galwanizacji z równoczesnym podaniem praktycznych przykładów. Galwanizacja ołów-cynk. Obróbka cieplna galwanizowanych części. Galwanizacja ciągła. Przykłady typowych urządzeń. Malowanie cynkowanych arkuszy zwiększa znacznie trwałość powłok.
- 95 621.357.7:679.5(088.8) 17
Nat. Research Development Corp.: **Tworzenie warstewek metalowych. Opis patentowy angielski.** Nr 719, 779, 6.6.51; D. — Sposób otrzymywania warstewek metalowych na podłożu tworzyw sztucznych. Najpierw nakłada się wymaganą warstewkę metalową na podłożu przejściowe, które może stanowić szkło, ceramika lub tworzywo sztuczne, przy czym przezręczność nałożonej warstewki nie powinna być trwała. Warstewkę pokrywa się lakierem zawierającym jako część zasadniczą dane tworzywo plastyczne, rozpuszczone w odpowiednim rozpuszczalniku. Grubość nałożonego lakieru powinna być taka, by po wyschnięciu powstała mocna warstwa. Złożoną warstewkę plastyku i metalu zdejmuje się z podłoża, otrzymując pożądaną produkt. Jako metale mogą być stosowane: srebro, platyna i inne; jako lakiery — metakrylan metylu lub polichlorek winylu. (Wg Product Finish. t. 8, Nr 1, styczeń 55, s. 96).
- 96* 620.197.6:679.5 17
Powłoki z mas plastycznych na metalach. „Plastic coating of metals“. Electropating. t. 8, Nr 1, styczeń 55, s. 18; A4, 1,5 str., 2 fot. — Opis metody wytwarzania powłok z mas plastycznych (politenu względnie mieszaniny politenu z opanolem) na przedmiotach o skomplikowanych kształtach. Przedmioty ogrzewa się do 250°C i zanurza do tzw. suchej kąpeli w wannie ze sproszkowaną masą plastyczną, przy czym przez porowate dno wanny wciągane jest sprężone powietrze lub azot w celu uzyskania stałej vibracji cząsteczek masy. Po zanurzeniu na 40 sekund powłoka jest podgrzewana płomieniem bezpośrednim lub w piecu w temperaturze $120 \div 140^\circ\text{C}$ w okresie $5 \div 10$ min. Grubość warstwy zależy od temperatury podgrzania i okresu zanurzenia. Przyczepność wyższa niż powłok wytwarzanych przez zanurzenie. Najlepsze przygotowanie powierzchni przez piaskowanie.
- METALIZACJA NATRYSKOWA
- 97* 621.793.72.004.87 17
Nowości z dziedziny metalizacji natryskowej stosowanej do celów regeneracji. „News roundup of metallizing jobs“. Metc. News. t. 7, Nr 1, styczeń 54, s. 1; A4, 4 str., 19 fot. — Opis 19 przypadków regeneracji urządzeń za pomocą metalizacji natryskowej, a mianowicie: tulei stalowych do amortyzatorów działowych, części bojlerów, autobusów, pras, wałów silnikowych, wentylatorów wiertniczych, zbiorników do mleka, urządzeń transmisyjnych, pomp i ich części, walców maszyn papierniczych, modeli odlewniczych, przewodów podziemnych, cylindrów tłoków itp. Metale stosowane: brąz, Al, Metcoloy, Sprabond wire, Zn.

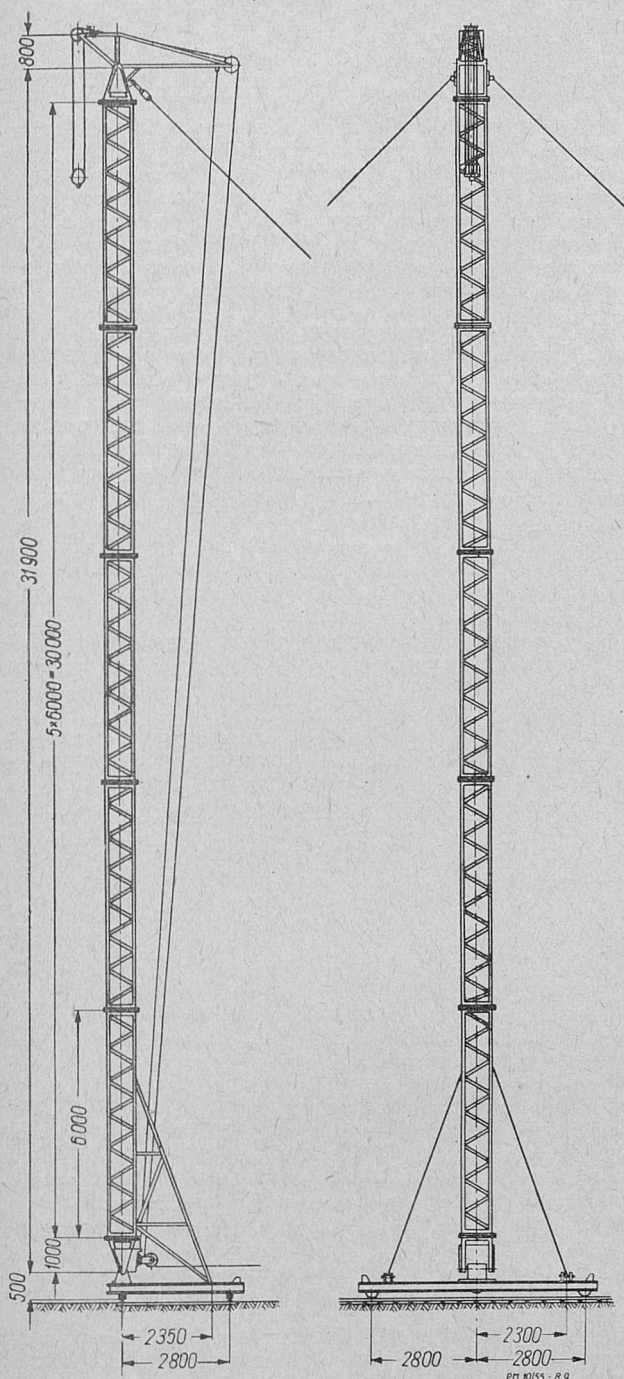
OŚRODEK DOKUMENTACJI KONSTRUKCJI URZĄDZEŃ BUDOWLANYCH

- 45 621.879.15/34:622.619 16
 Radtke: **Wyniki zastosowania ładowarek Salzgitter.** „Einige praktisch Einsatzergebnisse mit Salzgitterladern“. *F ö r d e r n u. H e b e n.*, t. 4, Nr 9, wrzes. 54, s. 581; A4, 2,5 str., 4 fot., 2 rys. — Bez wnikania w szczegóły konstrukcji znanych ładowarek zasięrztynych f-my Salzgitter-Maschinen A. G. omówiono niektóre przykłady zastosowania ładowarek HL 100, HL 300 i HL 400. Podano schematy ustawienia ładowarek i ich współpracy z przenośnikami oraz zamieszczono szereg danych liczbowych, jak wydajność, koszty eksploatacyjne i inne.
- 46 621.879.35/36:621.867:622.271.3:622.332 16
 Linden G.: **Wielkie urządzenia od odkrywkowego kopania węgla brunatnego.** „Grossfördergeräte und ihre Bedeutung für die Tagebaue der Braunkohlenindustrie“. *F ö r d e r n u. H e b e n.*, t. 3, Nr 4, kw. 53, s. 117; A4, 8 str., 7 fot., 7 rys., 2 poz. bibl. — W związku z rosnącymi znaczeniami węgla brunatnego dla gospodarki Niemiec omówiono zespoły urządzeń kopiaco-przenośnikowych dla odkrywkowego wydobywania węgla brunatnego. Rozważania ceny 1 kal w węglu kamiennym i brunatnym. Metody odkrywkowego kopalnictwa. Charakterystyki stosowanych koparek wieloczerpakowych (kubłowo-łańcuchowych) i współpracujących z tymi koparkami przenośników. Koparki kołowo-czerpakowe.
- 47 624.012.4.002.5 16
 Nosienko N. E.: **Uprzemysłowienie i całkowita mechanizacja produkcji zbrojenia żelbetonu.** „Industrializacija i kompleksnaja miechanizacija izgotowlienia ormatury żelezobietona“. *Mechaniz. trudoj. Rabot.* t. 8, Nr 5, maj 54, s. 21; A4, 3,5 str., 3 fot., 1 rys., 3 tabl. — Centralizowanie produkcji zbrojenia żelbetonowego obniża rozchód stali i koszty produkcji. Produkcja maszyn wykonujących zbrojenia. Omówienie technologicznego procesu produkcji zbrojenia z uwzględnieniem zastosowania maszyn. Produkcja konstrukcji stalowych, siatek, sworzni. Spawanie siatek. Urządzenia do produkcji zbrojenia ze wstępnym napięciem.
- 48* 621.86/87-82 16
 Bienert H. W.: **Hydraulika wysokich ciśnień i elementy jej urządzeń roboczych.** „Die Hochdruck-Hydraulik und ihre Elemente“. *F ö r d e r n u. H e b e n.* t. 4, Nr 7, lip. 54, s. 416; A4, 4,5 str., 5 fot., 7 rys., 1 schem., 1 wyk., 2 poz. bibl. — Omówiono konstrukcję podstawowych elementów mechanizmów hydraulicznych; pomp wysokiego ciśnienia, cylindrów i tłoków, przewodów i ich połączeń oraz mechanizmów rozrządczych. Współpracę wymienionych elementów opisano na przykładzie układu hydraulicznego ładowarki samojezdnej.
- 49* 621.867.2:681.26:621.317.39 16
 Ponnighaus G.: **Elektronowe wagi taśmowe...** „Elektronische Bandwaagen...“. *F ö r d e r n u. H e b e n.* t. 3, Nr 5, maj 53, s. 167; A4, 5 str., 3 fot., 3 rys., 4 schem. — Konstrukcje różnych typów wag elektronowych do ważenia materiałów na przenośnikach taśmowych. Poszczególne elementy wag elektronowych: „mostki wagowe“, urządzenia pomiarowe i przekątnikowe, zegary i urządzenia samopiszące. Połączenie urządzeń elektronowych do ważenia z mechanizmami dozującymi.
- 50* 621.833.01 16
 Wittmann H.: **Cichobieżne przekładnie zębate.** „Lauf ruhige Zahnradgetriebe“. *Werkstatt u. Betrieb.* t. 87, Nr 8, sierp. 54, s. 425; A4, 4,5 str., 9 fot., 1 rys., 1 wyk., 1 schem. — Omówienie czynników wpływających na cichobieżność przekładni: wybór właściwego materiału na koła zębate, wały, łożyska i korpus, właściwe ukształtowanie poszczególnych elementów przekładni, odpowiednie pasowanie, metody obróbki kół zębatych i wreszcie właściwy sposób smarowania i dobór właściwego smaru.
- 51* 629.114-445.7:656.21 16
 Jefimow G. P., Korotkow W. N.: **Wydajność stosowania wózków widłowych 4004 w transporcie kolejowym.** „Effek-
- tiwnost primienienia awtopogruzcizkow 4004 na železnodorożnem transportie“. *Mechaniz. trudoj. Rabot.* t. 8, Nr 5, maj 54, s. 41; A4, 4,5 str., 4 fot., 1 tabl. — Warunki pracy wózków widłowych. Stawiane tym wózkom wymagania. Charakterystyki techniczne wózków Z10, 4004 i UPM-6. Omówienie konstrukcji tych wózków i ich pracy. Zalety konstrukcyjne i eksploatacyjne wózka 4004 stanowiące o jego wyższości w porównaniu z wózkami Z10 i UPM.
- 52* 634.98.004.3 16
 Syromiatnikow S. A.: **Pakietowany przewóz materiałów drzewnych o niewielkich długościach.** „Pakietirowanja korotkomiernych lesomatierialow dla pierewozok“. *Mechaniz. trudoj. Rabot.* t. 8, Nr 5, maj 54, s. 39; A4, 1 str., 1 rys. — Duży procent w przewozie kolejowym materiałów drzewnych stanowi transport krótkociętych materiałów. Próby zastosowania przejezdnych przenośników i żurawi z chwytakami przy mechanizacji załadunku nie dały zadowalających wyników. Wyniki prób nowego pojemnika do przewozu krótkociętych materiałów drzewnych. Konstrukcja pojemnika.
- 53* 634.982.5(23) 16
 Piskunow M. M., Iwanow A. A.: **Transport drewna w warunkach górskich.** „Transportirowanje lesa w górnych usłowijach“. *Mechaniz. trudoj. Rabot.* t. 8, Nr 4, kw. 54, s. 14; A4, 2,5 str., 2 fot., 2 rys. — Wyrab lasu w trudnych górskich warunkach północnego Ałtaju wymagał transportu za pomocą kolejki linowo-szynowej. Dokładny opis trasy kolejki (niektóre szczyty dochodziły do 800 ÷ 1200 m wysokości) i schematyczna trasa kolejki. Wózki transportowe, sposób ładowania i jazdy. Linia transportu i powrotu. Schemat kinematyczny mechanizmu napędowego. Stosowanie wyciągarki.
- 54* 666.71/72:658.28:621.86/87 16
 Od gliny do cegły. „Vom Ton zum Ziegel“. *F ö r d e r n u. H e b e n.* t. 4, Nr 8, sierp. 54, s. 501; A4, 4 str., 11 fot. — Opisano zespół urządzeń transportu bliskiego obsługującego cegielnię. Koparki wieloczerpakowe wydobywające glinę, kolejki wąskotorowe do przewozu gliny, przenośniki do gliny, przenośniki do cegieł niewypalonych i gotowych (przenośniki przebiegają przez piece tunelowe).
- 55* 621.896:621.87-181.2-72 16
 Jahn W.: **Nowoczesne układy centralnego smarowania maszyn ciężkich.** „Neuzeitliche Zentralschmiersysteme für Groszanlegen“. *F ö r d e r n u. H e b e n.* t. 4, Nr 10, paźdz. 54, s. 719; A4, 5 str., 7 fot., 7 rys. — Omówiono układy centralnego smarowania maszyn ciężkich (np. koparek) oraz elementy tych układów. Samoczynne sterowanie hydrauliczne. Sterowanie hydrauliczno-elektryczne. Urządzenia sygnalizacyjne. Rozdzielacze w układach hydraulicznych.
- 56* 061.4/44:621.86/87 16
 Cornelius E.: **Wystawa paryska 1954.** „Foire de Paris — 1954“. *F ö r d e r n u. H e b e n.* t. 4, Nr 8, sierp. 54, s. 517; A4, 4,5 str., 8 fot., 2 rys., 6 tabl. — Opis wystawy paryskiej 1954 z punktu widzenia techniki transportu bliskiego. Dokładne charakterystyki francuskiego sprzętu dźwigowo-przenośnikowego ujęte w przejrzyste tablice. Przegląd ciekawszych stoisk wg wystawionych w nich urządzeń: koparki, żurawie samochodowe, budowlane, elementy sterowania, hydrauliczne przekładnie, sprzęgła i silniki napędowe.
- 57* 621.874:624.951.001.24 16
 Cranz O.: **Współczynniki dynamiczne konstrukcji stalowych dźwigni.** „Schwingbeiwerte von Kran-Stahlkonstruktionen“. *F ö r d e r n u. H e b e n.* t. 4, Nr 10, paźdz. 54, s. 691; A4, 4,5 str., 3 rys., 5 tabl. — Definicja i metody obliczenia współczynnika dynamicznego (Schwingbeiwert) konstrukcji stalowych dźwigni. Cztery przypadki obciążenia w dźwignicach. Obliczenia ugięć. Porównanie dotychczas stosowanych wielkości współczynników dynamicznych z nowoustalonymi. Wnioski: oszczędność na materiale do 21%.

Niniejszy Przegląd Dokumentacyjny zawiera jedynie część analizdokumentacyjnych publikacji z zakresu techniki. Pełna dokumentacja ukazuje się w postaci *k a r t d o k u m e n t a c y j n y c h* wydawanych przez Centralny Instytut Dokumentacji Naukowo-Technicznej (Warszawa, al. Niepodległości 188). CIDNT przyjmuje prenumeratę kart dokumentacyjnych, która może obejmować zarówno całą dokumentację naukowo-techniczną, jak i oddzielne jej działy lub poszczególne zagadnienia i tematy techniczne. CIDNT wykonuje (za zwrotem kosztów) fotokopie i mikrofilmy publikacji objętych zarówno przeglądem dokumentacyjnym jak i kartami dokumentacyjnymi.

Gwiazdkami obok porządkowych liczb artykułów, oznaczone są publikacje znajdujące się w Bibliotece Ośrodka Dokumentacji IOPM (Warszawa, Nowogrodzka 56).

- 1* 658.512:658.561 IOPM
Czajkin F. F.: **Doświadczenia pracy wydziału według wykresu zmianowo-godzinowego.** „Opyt raboty po smiennoczasowomu grafiku”. Awtom. Trakt. Promysl., Nr 12, grud. 54, s. 3; A4, 2 str. — Opisano system planowania operatywnego produkcji polegający na doprowadzaniu zadań planowych do stanowisk pracy oraz ich rozliczaniu na odcinki zmianowe i godzinowe. Powyższy system planowania przyczynia się do polepszenia dyscypliny pracy, zwiększenia wydajności pracy oraz umożliwia prowadzenie szczegółowej kontroli wykonania zadań planowych. Zastosowanie opisanego wykresu zmianowo-godzinowego może mieć miejsce jedynie w produkcji masowej.
- 2* 658.512/514:331.876.1:621 IOPM
Doljanskij N.: **Poprawa metod pracy (z konferencji pracowników przemysłu maszynowego).** „Verbesserung des Arbeitsstils. (Von der Tagung der Maschinenbauer)”. Wirtschafft, Nr 3, 20 stycz. 55, s. 4; A2, 0,5 str. — Omówiono zagadnienia: treści i form planowania operatywnego; współzawodnictwa, które może się rozwijać jedynie na podstawie doprowadzenia zadań planowych do wykonawców; służby dyspozytorskiej — szczególnie narad dyspozytorskich. Podano przykłady operatywnego planowania i jego konkretne korzyści w przemyśle maszynowym.
- 3* 658.51:658.561:657.472 IOPM
Ratner M. Ł.: **Planowanie produkcji w toku według struktury cyklu produkcyjnego i kosztów własnych wyrobów.** „Planirowanie niezawierszennowo proizvodstva po strukturnie cykla proizvodstva i siebiestoimosti izdielji”. Wiestn. Maszinostr., Nr 8, sier. 54, s. 87; A4, 4 str., 2 rys. — Autor omawia metodę planowania produkcji w toku, opierającą się na strukturze cykli produkcyjnych i kosztach własnych wyrobów — w produkcji małoseryjnej i jednostkowej. Ta nieskomplikowana i małopracochłonna metoda została wypróbowana i przyjęta w wielu zakładach Zw. Radz. Podano szereg wzorów i rysunków ilustrujących sposób planowania produkcji w toku w w. metodą.
- 4 658.512:629.114.4/6.006.3:331.876.1 IOPM
Mietke M., Haensch H.: **Planowanie brygadowe, kontrola i jej formy zabezpieczające wykonanie planu oraz stanowcze podstawę współzawodnictwa.** „Brigadenplanung, Kontrolle und Auswertung als Instrument der Planerfüllung und Grundlage des Wettbewerbs”. Technolog. Planung. u. Betriebsorgan. Nr 12, grud. 54, s. 459, A4, 3,5 str., 7 tabl. — Na przykładzie zakładów samochodowych „Phönomen” omówiono system planowania brygadowego, metodę opracowania planu brygadowego, brygadowych zleceń roboczych i kontroli ich wykonania; znaczenie planowania brygadowego dla organizowania różnych form współzawodnictwa pracy.
- 5* 658.51:657.472:621 IOPM
Edelhauz G. E.: **O niektórych problemach planowania i ewidencji kosztów własnych w przemyśle maszynowym.** „O niektórych wprośach planirowanija i uczoza siebiestoimosti produkcii w maszynostrojenii”. Wiestn. Maszinostr., Nr 8, sier. 54, s. 90; A4, 5 str. — Rozpatrzono zależność pomiędzy wzrostem ilościowym produkcji, a kształtowaniem się kosztów pośrednich warunkowo-stałych i warunkowo-zmiennych. Omówiono także zagadnienie wpływu wielkości produkcji nie zakończonej na wielkość kosztów własnych produkcji gotowej.
- 6* 658.562.2.004.4:621 IOPM
Lisician N.: **O normowaniu zapasów produkcyjnych metalu w zakładach przemysłu maszynowego.** „O normirowanii proizvodstwiennych zapasow metalla na maszynostroitielnych priedpriatijach”. Wopr. Ekon., Nr 12, grud. 54, s. 26, A4, 11 str. — Poddano krytycznej analizie obowiązujące w przemyśle maszynowym ZSRR metody obliczania produkcyjnych zapasów na wyroby hutnicze. Źródło nadmiernych zapasów jednych typowymiarów wyrobów hutniczych przy równoczesnym braku innych typowymiarów autor widzi w nieprawidłowych metodach obliczania normatywów zapasów i okresów kolejnych dostaw oraz w niewłaściwym ustawieniu pracy terenowych składnic materiałów hutniczych. Autor proponuje ustalać okresy dostaw materiałów w zależności od terminów uruchomienia produkcji części, omawiając kilka odmiennych przypadków obliczania terminów kolejnych dostaw. Zapasy rezerwowe, wchodzące w skład zapasów produkcyjnych w zakładzie proponuje przechowywać w terenowych składnicach materiałów hutniczych, co w skali krajowej umożliwi uzyskać duże oszczędności.
- 7* 658.58:658.561:621 IOPM
Włodziejewskij, Jakobson: **O jednolitym systemie remontów planowo-zapobiegawczych urządzeń wytwórczych w przedsiębiorstwach budowy maszyn.** „O jedinoj sistiemie planowo prieduprieditielnowo riemonta technologiczeskowo oborudowanija maszynostroitielnych priedpriatij”. Wiestn. Maszinostr., Nr 12, grud. 54, s. 77; A4, 11 str. — Autor proponuje ujednolicenie systemu remontów planowo-zapobiegawczych przez wprowadzenie do wszystkich gałęzi przemysłu jednokowej struktury cyklu remontowego dla poszczególnych grup urządzeń przemysłowych oraz wprowadzenie współczynników zależności czasu cyklu remontowego od charakteru produkcji, obrabianego materiału, zapylenia pomieszczeń i wskaźników obciążenia maszyny. Podano empiryczne wzory do obliczania ilości jednostek złożoności remontowej i normy zużycia metali do remontu maszyn.
- 8* 658.51:621.003 IOPM
Siemin S. J.: **O wykorzystaniu rezerw produkcyjnych.** „Ob ispolzowanii rezerwow w maszynostrojenii”. Wiestn. Maszinostr. Nr 2, luty 55, s. 74; A4, 3,5 str., 3 tabl. — Udowodniono przykładami, że prawidłowe określenie wskaźników techniczno-ekonomicznych, dokonane w oparciu o analizę pracy zakładu, pomaga do wykrycia rezerw produkcyjnych przedsiębiorstwa. Autor proponuje uwzględniać przy analizie pracy zakładu cały szereg wskaźników techniczno-ekonomicznych. Przykłady.
- 9* 658.56:331.86/87:621 IOPM
Wierszynin A., Isajew I., Samoilow S.: **O rezerwach dalszego wzrostu wydajności pracy w przedsiębiorstwach Świerdłowska.** „O rezerwach dalniejszego rosta proizvoditelielno truda na priedpriatijach Swierdłowska”. Wopr. Ekon., Nr 8, sier. 54, s. 60; A4, 10 str. — Omówiono czynniki wzrostu wydajności pracy w przemyśle maszynowym: wprowadzenie nowej techniki, doskonalenie technologii, masowe stosowanie przodujących metod pracy, ulepszanie organizacji pracy i produkcji, rozwijanie nowych form socjalistycznego współzawodnictwa i podwyższanie kwalifikacji zawodowych robotników. Czynniki te zaklasyfikowano do dwóch grup: 1) rezerwy funduszu czasu roboczego, których wykorzystanie prowadzi do zmniejszenia nieprodukcyjnych strat czasu roboczego, 2) rezerwy obniżenia pracochłonności produkcji, których wykorzystanie prowadzi do obniżenia strat „pracy żywej”. Na przykładzie pracy zakładów Świerdłowska wskazano sposoby wykorzystania rezerw funduszu czasu roboczego i obniżenia pracochłonności wyrobów.



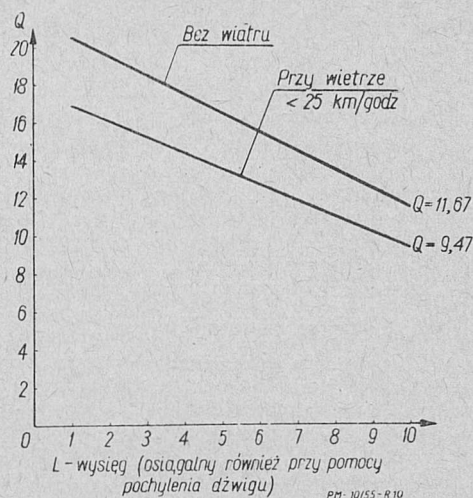
Rys. 9. Dźwig masztowy.

3. Dźwig masztowy

Do montażu ciężkich prefabrykatów w kształcie belek został pod kierunkiem inż. Takacza i inż. Tuschaka zaprojektowany dźwig masztowy pokazany na rys. 9.

Dźwig ten składa się z masztu osadzonego przegubowo na podstawie zaopatrzonej w 3 koła biegowe i z wysięgnika zamocowanego na szczycie masztu i przymocowanego linami do spodu masztu. Maszt jest przymocowany odciągami bocznymi i tylnymi do gruntu, przy czym odciąg tylny jest nawijany na 5-tonową wciągarkę ręczną zamocowaną na gruncie. Luzując tylny odciąg można maszt pochylać do przodu i w ten sposób można zmieniać wysięg dźwigu od 1 m przy pionowym położeniu masztu do 10 m w skrajnym wychyleniu masztu ku przodowi.

Mechanizmem podnoszenia tego dźwigu jest normalna 4-tonowa wciągarka elektryczna, umieszczona na gruncie, od której lina przechodzi poziomo na krążek kierujący umieszczony u spodu masztu, z niego poprzez krążek kierujący umieszczony na tylnej części wysięgnika przechodzi na zespół krążków nieruchomych na wysięgniku i na krążki zblocza, tworząc 8-krotne przełożenie linowe.

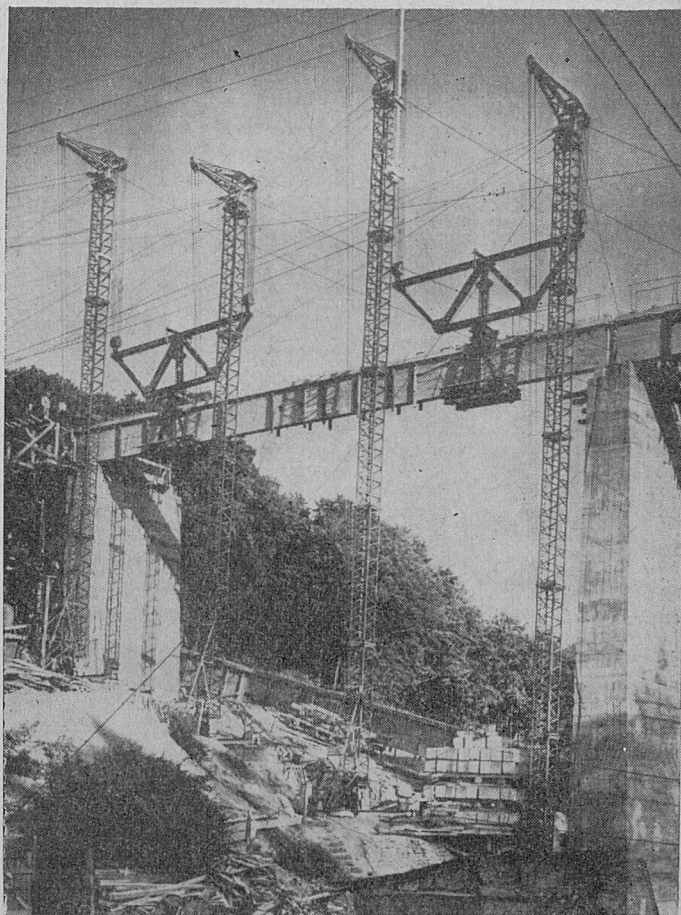


Rys. 10. Wykres udźwigu dopuszczalnego dźwigu masztowego.

Podczas pracy podstawa dźwigu spoczywa na podkładach drewnianych, ułożonych na gruncie, koła biegowe, które są unoszone ręcznym mechanizmem i dają się obracać o 90° , służą jedynie do przesuwania nie obciążonego dźwigu z jednego na drugie miejsce pracy. Najwyższe położenie haka tego dźwigu 31 m, szybkość podnoszenia 1,36 m/min. Ciężar własny dźwigu 8880 kg.

Konstrukcja dźwigu jest całkowicie spawana. Dopuszczalny udźwig zależnie od wielkości wysięgu, czyli zależnie od stopnia pochylenia dźwigu, jest podany na rys. 10. Na rys. 11 podano zdjęcie zespołu dźwigów masztowych w czasie montażu prefabrykowanej belki żelbetowej. Ciężar belki w wypadku pokazanym na zdjęciu dochodził do 80 T i montaż jej odbywał się przy pomocy 4 pracujących jednocześnie dźwigów masztowych.

(c. d. n.)



Rys. 11. Dźwigi masztowe podczas pracy.

Metalowe uszczelki grzebieniowe

621-762.2:621.9-45

Mgr inż. WITOLD LEŚNIAK

Postęp w budowie instalacji i urządzeń przemysłowych stwarza konieczność doskonalenia konstrukcji robieralnych połączeń, odpornych na ciśnienia i temperatury. Nawet przy użyciu najlepszych materiałów, standardowe złącza szczelno-mocne częstokroć nie zapewniają już żądanej skuteczności i trwałości uszczelnienia. Ciekawe i godne uwagi możliwości daje miejscowe spiętrzanie nacisków na uszczelnianych powierzchniach — osiąganę przez stosowanie wkładek grzebieniowych. Cennymi zaletami odznaczają się zwłaszcza wytwarzane ze stali stopowych uszczelki durotherm, nadające się do użytku nawet po wielokrotnym rozbieraniu i montażu złącza. Projektowanie i wykonywanie połączeń z uszczelkami grzebieniowymi narzuca wprawdzie swoiste wymagania, lecz na ogół nie nastrocza istotnych trudności.

1. Złącza szczelno-mocne

Nieustanne doskonalenie współczesnych urządzeń przemysłowych stwarza konieczność projektowania złączy szczelno-mocnych, odznaczających się dostateczną odpornością na oddziaływanie znacznych ciśnień i wysokich temperatur.

Sprawa niezawodności i trwałości uszczelnienia wysuwa się stale na czoło podstawowych problemów konstrukcyjnych. Wystarczy wspomnieć o instalacjach parowych lub o niektórych produkcyjnych urządzeniach w przemyśle chemicznym, gdzie każda nieszczelność powoduje od razu dotkliwe straty energii lub poważne zakłócenia procesów technologicznych, a niekiedy staje się nawet przyczyną awarii lub nieszczęśliwego wypadku.

Większość złączy szczelno-mocnych pracuje zazwyczaj w bardzo niekorzystnych i trudnych warunkach. Połączone oddziaływania: znacznych ciśnień roboczych oraz silnych nacisków jednostkowych, koniecznych dla utrzymania wymaganej szczelności, wywołują poważne naprężenia wewnętrzne w tworzywie wkładki uszczelniającej. Częstokroć przy tym wpływ wysokich temperatur pogarsza własności mechaniczne, a zwłaszcza obniża wytrzymałość materiału uszczelki. Inne jeszcze trudności nastrocza sprawa zapewnienia odpowiedniej odporności części złącza na utlenianie oraz korozję elektrolityczną.

Wymienione okoliczności zmuszają do wykonywania elementów uszczelniających złącza szczelno-mocne z materiałów najwyższych gatunków, zwykle ze stali stopowych, a nawet wysokostopowych.

Prawidłowy dobór materiału nie usuwa jednak wszystkich trudności. Zadowalające wyniki częstokroć uzyskać można dopiero przez specjalne rozwiązanie konstrukcyjne — przez odpowiednie ukształtowanie wkładki uszczelniającej.

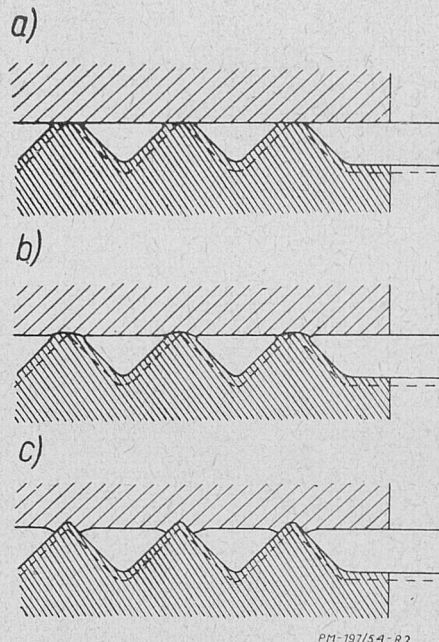
Wśród licznych odmian specjalnych uszczelek spotykanych w złączach szczelno-mocnych nowoczesnych instalacji wysokociśnieniowych wyróżniają się metalowe wkładki grzebieniowe, używane dla uszczelniania przylegających do siebie płaszczyzn. Ten rodzaj uszczelnienia odgrywa obecnie coraz większą rolę i zasługuje na nieco bliższe omówienie.

2. Metalowe wkładki grzebieniowe

Na rys. 1 przedstawiono schematycznie najprostszą przykład połączenia szczelno-mocnego dwóch przewodów, przy którym zastosowano metalową wkładkę grzebieniową. Właściwym elementem uszczelniającym jest w danym przypadku płytka pierścieniowa posiadająca wytłoczenia na obydwóch powierzchniach czołowych w postaci jednakowo odległych od siebie, identycznych rowków współśrodkowych. Dzięki takiemu wykonaniu, uszczelka grzebieniowa w przekroju przypomina podwójną zębatkę. Do uszczelnianych powierzchni przylegają jedynie ostre krawędzie kolistych występów wkładki, zwanych w dalszym ciągu kręgami przylegania.

Omawiane rozwiązanie konstrukcyjne złącza szczelno-mocnego odznacza się cennymi właściwościami. Już stosunkowo nieznaczne dociągnięcie śrub ściągających wywołuje bardzo wysokie naciski we wszystkich punktach styku

uszczelki ze współpracującymi z nią płaszczyznami. Docisk taki nie wywołuje jednak nadmiernych obciążeń zginających względnie lokalnego odkształcania krzyw przewodów. Ponadto skupianie miejscowych nacisków na krawędziach kręgów przylegania skutecznie przeciwdziała niebezpieczeństwu zmiażdżenia względnie bocznego wytłoczenia uszczelki — gdyż w samym rdzeniu uszczelki nie występują poważniejsze naprężenia wewnętrzne.



Rys. 2. Schematyczne ujęcie sposobu działania doszczelniającego metalowej wkładki grzebieniowej w zależności od stosunku twardości uszczelnianych powierzchni: a) — gdy kryza jest o wiele twardsza od wkładki, b) — przy podobnej twardości kryzy i wkładki, c) — jeżeli wkładka jest o wiele twardsza niż kryza. (Linie przerywane — kształt uszczelki grzebieniowej przed dociągnięciem śrub ściągających).

Dzięki współśrodkowości kręgów przylegania osiąga się bardzo duży współczynnik pewności i niezawodności uszczelnienia, nie spotykany w innych odmianach złączy. Teoretycznie — wkładka grzebieniowa spełnia zadowalająco swe zadanie nawet wówczas, gdy tylko jeden krąg przylegania jest dostatecznie silnie dociśnięty pełnym swym obwodem do uszczelnianej powierzchni. W praktyce zaś również nie odgrywa większej roli zanik czy też brak nacisku na części jednego lub choćby kilku sąsiednich kręgów przylegania, o ile dalsze kręgi przylegania są prawidłowo dociśnięte do współpracującej z uszczelką płaszczyzny.

Sposób działania doszczelniającego metalowej wkładki grzebieniowej zależy głównie od doboru stosunku twardości materiałów uszczelki i stykającej się z nią powierzchni. Można tu wyróżnić trzy typowe przypadki (rys. 2):

a) Gdy uszczelniana płaszczyzna jest o wiele twardsza od tworzywa wkładki — wówczas podczas montażu złącza szczelno-mocnego ostre krawędzie kręgów przylegania ulegają stopieniu i zgnieceniu. Materiał uszczelki wypełnia wszelkie nierówności i zagłębienia w miejscach styku z czołem kryzy, nie odkształcając jednak wyraźnie współpracującej z wkładką powierzchni (rys. 2a).

b) Gdy twardość tworzywa uszczelki i stykającej się z nią powierzchni jest jednakowa, dociągnięcie śrub ściągających złącze powoduje częściowe zagłębienie się kręgów przylegania i lokalne ustępowanie materiału uszczelnianej

płaszczyzny. Jednocześnie odkształcają się dostrzegalnie krawędzie pierścieniowych występow wkładki, a żądane zamknięcie i wypełnienie wszelkich nierówności w miejscach styku następuje przez wzajemne dopasowanie się do siebie obu współpracujących części.

c) Gdy materiał uszczelki jest twardszy od materiału kryzy przewodu, to przy montażu złącza, ostre krawędzie kręgów przylegania wciskają się dość głęboko w uszczelnioną powierzchnię, natomiast materiał kryzy zamyka i wypełnia wszelkie nierówności na wierzchołkach pierścieniowych występow wkładki grzebieniowej. W danym przypadku nie występują dostrzegalne odkształcenia krawędzi kręgów przylegania uszczelki.

W rzeczywistości przebieg procesu doszczelniania się wzajemnego współpracujących powierzchni jest bardziej złożony, głównie wskutek występowania charakterystycznego dla wielu materiałów konstrukcyjnych zjawiska zgniotu i samoutwardzania się pod wpływem odkształceń objętościowych.

Przy umiarkowanych różnicach twardości powierzchniowej częstokroć już podczas dociągania śrub ściągających złącze, sposób działania doszczelniającego współpracujących części ulega zmianie. Najczęściej rosnąca twardość krawędzi kręgów przylegania stosunkowo miękkiej uszczelki grzebieniowej osiąga i przekracza twardość powierzchniową czoła kryzy przewodu, wskutek czego początkowo zgniecione i stępione wierzchołki pierścieniowych występow wkładki, od pewnego momentu poczynają wyraźnie odkształcać uszczelnianą płaszczyznę.

Metalowa wkładka grzebieniowa zawodzi jednak, gdy wskutek pozostania lub powstania drobnych szczelin, szpar lub luzów pomiędzy krawędziami kręgów przylegania a czołem kryzy, pomiędzy wnętrzem przewodu a otoczeniem istnieją jakiegokolwiek, choćby nawet najmniejsze wolne przeloty. Warunkiem skutecznego uszczelnienia jest więc prawidłowe dopasowanie się i pełne przyleganie do siebie we wszystkich miejscach styku obu współpracujących powierzchni.

O skuteczności uszczelnienia decydują głównie wielkości miejscowych nacisków pomiędzy krawędziami przylegania a czołem kryzy, przy czym pewną rolę odgrywają również właściwości materiałowe części złącza.

Im silniejsze naciski występują w miejscach styku pomiędzy wkładką grzebieniową a uszczelnianymi płaszczyznami oraz im skuteczniej opiera się uszczelka siłom dążącym do wypchnięcia jej na zewnątrz, tym mniejsze jest prawdopodobieństwo pojawienia się przecieków lub przedmuchów przez złącze szczelno-mocne.

Dość istotnym problemem jest również skuteczne opanowanie oddziaływania znacznych różnic ciśnienia usiłujących wytlóczyć stycznię do uszczelnianych powierzchni i rozetrwać uszczelkę.

Umieścić wkładkę grzebieniową oraz zapobiec jej zniszczeniu można tylko przez dostateczne zagłębienie wierzchołków kręgów przylegania w czołowych płaszczyznach kryz przewodów. Z drugiej jednak strony — aby uniknąć powstania trwałych wgnieceń i związanego z tym wydatnego pogorszenia się gładkości uszczelnianych powierzchni — należy do minimum ograniczyć głębokość wniskania ostrych krawędzi występow wkładki grzebieniowej w czoła kryz przewodów.

3. Wkładki durotherm

Rozpowszechnioną i chętnie stosowaną odmianę uszczelk grzebieniowych stanowią znoszące doskonale wysokie ciśnienia i temperatury wkładki durotherm, wykonywane z wysokostopowych stali nierdzewnych.

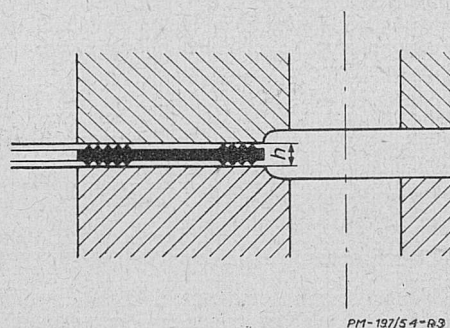
Pierwotna twardość uszczelk durotherm jest zwykle dość znaczna i z reguły przewyższa twardość materiału kryz przewodów. Okoliczność ta wymaga bacznej uwagi przy doborze wkładki grzebieniowej dla określonego złącza szczelno-mocnego. Wprawdzie użycie zbyt twardej uszczelki nie pogarsza jakości uszczelnienia, jednak niedopatrznie takie spowoduje powstawanie stosunkowo głębokich wgnieceń, niszczących czoło kryzy już po kilkakrotnym rozłączeniu i ponownym łączeniu przewodów.

Przy umiarkowanej różnicy twardości dociąganie śrub ściągających złącze — jak omówiono uprzednio — powoduje jednocześnie odkształcenia lokalne na obydwóch współ-

pracujących powierzchniach. Ostre krawędzie kręgów przylegania wkładki durotherm, wciskając się nieznacznie w tworzywo czoła kryzy, same ulegają pewnemu stępieniu. W ten sposób trwałe i całkowicie pewne uszczelnienie uzyskuje się już przy niewielkich odkształceniach, nie wykraczających poza zakres nierówności powierzchniowych pozostających po dokładnej obróbce skrawaniem — a płaszczyzna czoła kryzy nie wykazuje wydatniejszych odcisków lub wyraźnego pogorszenia gładkości. Poprawny dobór twardości wkładki durotherm pozwala więc teoretycznie na wielokrotne rozbieranie i ponowne montowanie złącza szczelnymocnego, bez obawy uszkodzenia uszczelki czy też współpracujących z nią powierzchni.

Obok trafności doboru stosunku twardości oraz wielkości miejscowych nacisków na głębokość wniskania ostrych krawędzi występow wkładki grzebieniowej w materiał kryzy wpływa jeszcze szereg innych czynników. Dość istotną rolę odgrywają w tym przypadku: jakość wykończenia współpracujących powierzchni oraz ilość kręgów przylegania przypadająca na jednostkę promieniowej szerokości uszczelki.

Przeprowadzane w ciągu ostatnich lat szerokie badania laboratoryjne doprowadziły do opracowania szeregu metod obliczeniowych, które pozwalają na wyznaczenie potrzebnej



Rys. 3. Prawidłowe rozmieszczenie kręgów przylegania na specjalnej uszczelce grzebieniowej o niepełnej liczbie występow.

gęstości kręgów przylegania oraz wymaganej głębokości wciskania krawędzi występow uszczelki grzebieniowej — zależnie od przewidywanych warunków eksploatacyjnych, twardości materiałów, dokładności obróbki skrawaniem itd. Osiągnięcia te wybitnie ułatwiają trafny wybór rozwiązania konstrukcyjnego złącza szczelno-mocnego i eliminują konieczność dokonywania kosztownych doświadczeń praktycznych.

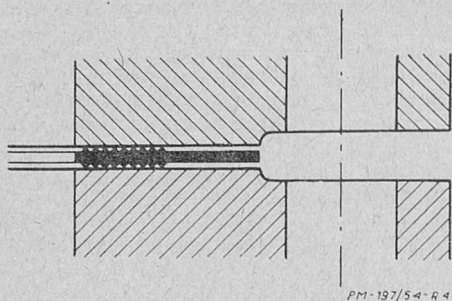
Niekiedy do uzyskania prawidłowego uszczelnienia wystarczy kilka kręgów przylegania, które przy utrzymaniu żądanego zagęszczenia pokryć mogą tylko część uszczelnianego czoła kryzy. W takim przypadku profilowanie wkładki grzebieniowej na całej jej szerokości byłoby nieracjonalne, a nierzadko nawet wprost szkodliwe.

Jeżeli więc z obliczenia złącza wynika mniejsza ilość kręgów przylegania niż mieści się na szerokości wkładki przy zachowaniu zalecanych odległości pomiędzy sąsiednimi wystęпами, należy stosować uszczelki specjalne, charakteryzujące się grupowaniem potrzebnej ilości kręgów przylegania w dwóch pasmach zamykających między sobą całość uszczelnionej powierzchni (rys. 3).

Użycie wkładki z wymaganą ilością występow tylko po jednej stronie na części szerokości, jak pokazano na rys. 4, nie zapewnia skutecznego uszczelnienia, a ponadto spowodować może niebezpieczne odkształcenia kryz przewodów, wskutek niekorzystnego rozkładu nacisków i występowania niepożądanych momentów zginających części złącza.

Ogromną wioskzość uszczelk durotherm charakteryzuje nieznaczna grubość (wielkość h na rys. 3). Cecha ta stanowi częstokroć istotną zaletę, zwłaszcza gdy chodzi o wykorzystywane okresowo urządzenia narażone na częste, szybkie i dość poważne zmiany wielkości i rozkładu temperatur roboczych.

Praktyka wykazuje, że przy uruchamianiu wysokociśnieniowych instalacji pary przegrzanej — w porównaniu z po-



Rys. 4. Błędne rozmieszczenie kręgów przylegania na specjalnej uszczelce grzebieniowej o niepełnej liczbie występów.

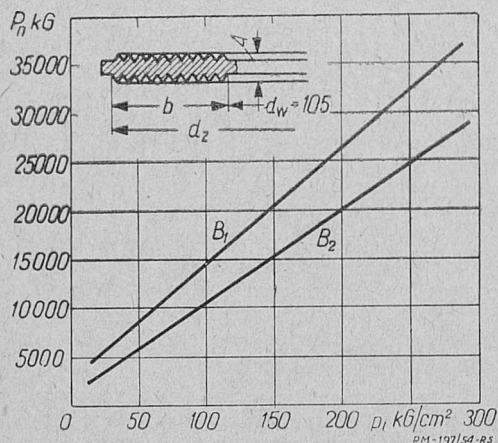
zostałymi częściami złączy szczelno-mocnych — najszybciej i najsilniej nagrzewają się metalowe uszczelki. Zjawisko to poważnie utrudnia utrzymanie szczelności, a w przypadku wkładek grzebieniowych o znaczniejszej wysokości osiąga częstokroć rozmiary grożące uszkodzeniem śrub ściągających względnie odkształceniem kryz przewodów.

Powodowany rozszerzalnością cieplną przyrost objętości tworzywa uszczelki poważnie zwiększa naciski krawędzi kręgów przylegania na czoła kryz, gdyż o wiele wolniej rozgrzewające się śruby ściągające wydłużają się stosunkowo powoli. Występują więc przejściowo bardzo niebezpieczne, dodatkowe obciążenia śrub ściągających złącze — grożące plastycznym odkształceniem, a nawet zerwaniem śrub lub wypaczeniem kryz przewodów.

Zastosowanie uszczelki durotherm o niewielkiej grubości skutecznie ogranicza szkodliwość omówionych wyżej zjawisk. Nawet przy nagłym i bardzo silnym nagrzaniu przyrost objętości materiału wkładki nie osiąga wielkości grożących nadmiernym obciążeniem chłodnych jeszcze śrub ściągających.

4. Wyznaczanie nacisków jednostkowych

Wielkość niezbędnego dla utrzymania szczelności złącza nacisku na jednostkę powierzchni przylegania wkładki grzebieniowej do czoła kryzy przewodu zależy przede wszystkim od roboczego ciśnienia instalacji (rys. 5).



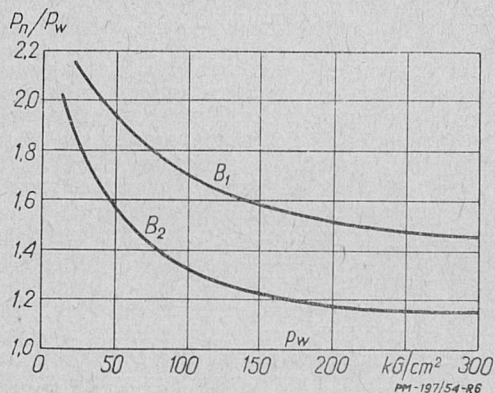
Rys. 5. Zależność granicznej wielkości całkowitego nacisku na wkładkę grzebieniową, wymaganego dla utrzymania szczelności od wielkości ciśnienia wewnętrznego w przewodach. B₁ — uszczelka o dziesięciu kręgach przylegania, B₂ — uszczelka o trzech kręgach przylegania.

Wykres na rys. 5 przedstawia wyniki prób wykonanych przy użyciu prostego urządzenia składającego się z dwóch dokładnie obrobionych płyt stalowych, pomiędzy które zakłada się badaną wkładkę grzebieniową. Płyty ściskane są za pomocą specjalnej prasy hydraulicznej, przy czym odpowiedni układ pomiarowy pozwala na bezpośredni odczyt chwilowego nacisku, wywieranego na jednostkę powierzchni uszczelki. Ciśnienie wewnętrzne wytwarza się przez włożenie otworem w jednej z płyt barwionej wody o temperaturze pokojowej. W ten sposób stwarza się dla badanej uszczelki podobne warunki jak podczas normalnej pracy złącza, a ścisła kontrola wywoływanych nacisków i ciśnienia wewnętrznego pozwala na określenie szukanych zależności.

Zdejmowanie charakterystyki uszczelki grzebieniowej polega na wywoływaniu pewnego nacisku jednostkowego pomiędzy uszczelką a płytami przyrządu i powolnym, stopniowym zwiększaniu ciśnienia tłoczenia wody aż do momentu pojawienia się pierwszych przecieków przez złącze. Po zarejestrowaniu ciśnienia wewnętrznego, przy którym dają się już zaobserwować ślady przenikania wody, nacisk na uszczelnianych powierzchniach zostaje powiększony o odpowiednią wielkość i tok próby powtarza się od początku.

Zmierzone przy określonym nacisku jednostkowym wewnętrzne ciśnienie powodujące pierwsze przecieki traktować należy jako wielkość graniczną. Dopuszczalne dla danego nacisku powierzchniowego robocze ciśnienie instalacji musi być więc oczywiście odpowiednio niższe.

Ujęte według metody prof. Siebela wyniki omawianych badań przedstawiono na wykresie (rys. 6), który powstał



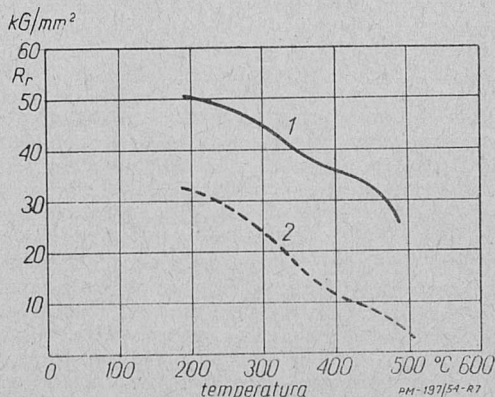
Rys. 6. Wielkości stosunku całkowitej siły nacisku na uszczelkę (P_n) do siły ciśnienia wewnętrznego (P_w) — zależnie od wielkości ciśnienia wewnętrznego w przewodach. B₁ — uszczelka o dziesięciu kręgach przylegania, B₂ — uszczelka o trzech kręgach przylegania.

przez kolejne wyznaczanie stosunku całkowitej siły nacisku na uszczelkę (P_n w kG) do umownie przyjmowanej siły P_w ciśnienia wewnętrznego określonej z zależności $P_w = 0,25 p_w \cdot \pi \cdot d_w^2$ kG, przy czym wielkości omawianego stosunku naniesiono na wykres przedstawiony na rys. 6 w zależności od chwilowych wielkości ciśnienia roboczego p_w kG/cm². Z rysunku tego widać, że stosunek P_n/P_w rośnie z powiększaniem ilości kręgów przylegania na jednostkę powierzchni metalowej wkładki grzebieniowej.

5. Materiały na uszczelki grzebieniowe

Jak wspomniano uprzednio, materiały stosowane do produkcji uszczelki grzebieniowych odznaczają się niewielką wrażliwością na wpływ wysokich temperatur oraz stosunkowo znaczną odpornością na niszczące oddziaływanie wielu związków chemicznych.

Wkładki durotherm wytwarza się zwykle ze stali stopowych o wytrzymałości na rozciąganie około 70 kG/mm², które jeszcze przy 450°C zachowują przynajmniej połowę swej pierwotnej wytrzymałości na rozciąganie. Na rys. 7



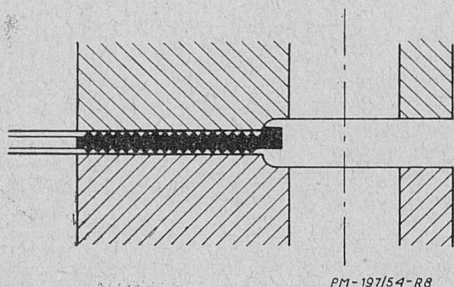
Rys. 7. Wytrzymałość na rozciąganie typowych materiałów stosowanych na uszczelki grzebieniowe, zależnie od temperatury otoczenia. 1 — wkładka durotherm, 2 — wkładka grzebieniowa ze stali węglowej.

przedstawiono spadek wytrzymałości dwóch typowych stali wywołany wzrostem temperatur otoczenia. Z tego rysunku odczytujemy, że przy 450°C uszczelki z durothermu wykazują kilkakrotnie większą wytrzymałość niż zwykła stal węglowa używana na wkładki narażone jedynie na oddziaływanie wysokich ciśnień przy niezbyt wysokich temperaturach.

Przy projektowaniu złącza szczelno-mocnych należy bardzo dokładnie przeanalizować i ustalić przewidywane warunki pracy uszczelnienia. Doświadczenie uczy, że wkładki durotherm wykazują zadowalającą odporność na oddziaływanie wielu korodujących lub aktywnych chemicznie środków jak: wszystkie odmiany paliwa płynnego, woda i para przegrzana, alkohole, wodorotlenek sodu, kwas octowy, kwas azotowy (do 50% stężenia), kwas węglowy, kwas pikrynowy, siarczan amonu itd. O trwałości uszczelki grzebieniowej decyduje oczywiście w pierwszej mierze stężenie szkodliwie działającego związku chemicznego na tle szeregu wpływów ubocznych jak: temperatura, ciśnienie itd.

6. Zakładanie uszczelki grzebieniowej

Wkładki grzebieniowe wolno zakładać tylko pomiędzy ściśle równoległe i dokładnie obrobione płaszczyzny. Rozkład lokalnych nacisków wywołanych dociągnięciem śrub ściągających złącze powinien być możliwie równomierny.



Rys. 8. Specjalna wkładka grzebieniowa z jednostronnym pierścieniem ustalającym.

Występowanie miejscowych spiętrzeń nacisku, zwłaszcza skupiających się po jednej stronie uszczelki, stwarza zagrożenie powstania przecieków lub pojawienia się przedmuchów.

Wykańczanie powierzchni czołowych kryz podczas procesu produkcyjnego przewodów jest niecelowe, gdyż podczas transportu, przeładunków i składowania ulegają one zazwyczaj skorodowaniu, zarysowaniu lub innym drobnym uszkodzeniom mechanicznym. Ponadto konieczność doprowadzenia płaszczyzn przylegania do równoległości, prawie w każdym przypadku zmusza do obróbki kryz bezpośrednio przed montażem złącza szczelno-mocnego.

Należy więc przyjąć jako zasadę, że ostateczne przygotowanie uszczelnionych powierzchni następuje w miejscu łączenia przewodów dopiero przed zakładaniem wkładki grzebieniowej.

Czoła kryz najwygodniej i najszybciej obrabia się garnkowymi tarczami ściernymi przy użyciu przewoźnych szlifierek z wałkiem giętkim, względnie za pomocą specjalnych urządzeń przenośnych do planowania i dokładnego toczenia płaszczyzn.

Skuteczność uszczelnienia zależy w poważnym stopniu od rozkładu i kierunku śladów szlifowania z obróbki ostatecznej. Trzeba mieć na uwadze, że nawet w przypadku utrzymania żądanego stopnia gładkości szlifowanej powierzchni — przecinanie się i krzyżowanie pozostających po obróbce wyłobień, rys, wgłębień itd. z odciskami krawędzi występow wkładki grzebieniowej utrudnia utrzymanie szczelności. Uwzględniając powyższe należy dążyć, by ślady obróbki ostatecznej układały się wzdłuż krawędzi kryz współśrodkowo w stosunku do otworu przelotowego w przewodzie.

Każdy krąg przylegania wkładki grzebieniowej powinien całym swym obwodem stykać się z uszczelnioną powierzchnią. Zakładanie uszczelki w ten sposób, że następuje częściowe przesłonięcie wolnego przekroju przelotowego, zalicza się do najpoważniejszych błędów i niedopatrzeń. Nie dbały montaż złącza szczelno-mocnego, przy którym następuje nawet niewielkie przesunięcie się wkładki w stosunku do położenia środkowego stwarza od razu zagrożenie utraty szczelności, zwłaszcza gdy na szerokości uszczelki mieści się

tylko kilka kręgów przylegania. Wystająca w takim przypadku część wkładki staje się częstokroć przyczyną niepożądanych zakłóceń w pracy instalacji, wywołując szkodliwe zawirowania, miejscowe zdławienie przepływu, a nawet powoduje niekiedy lokalną erozję ścianek przewodów.

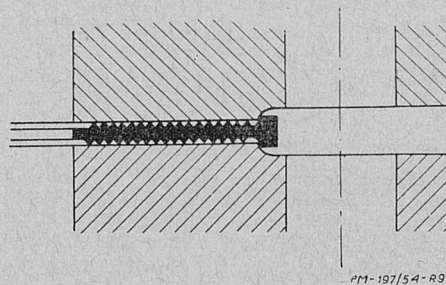
Użycie wkładki grzebieniowej z odpowiednim pierścieniem ustalającym uszczelkę w położeniu środkowym (rys. 8) wybitnie upraszcza montaż złącza szczelno-mocnego, a w przypadku zluźniania się śrub ściągających pierścieni oporowy wyklucza możliwość przesunięcia się wkładki grzebieniowej i groźbę przesłonięcia wolnego przelotu.

Bezpośrednio przed montażem złącza należy wszystkie części dokładnie oczyścić, przemyć i osuszyć. Przed założeniem rowki wkładki grzebieniowej zasypuje się zwykle sproszkowanym grafitem względnie innym obojętnym wypełniaczem, przez co chroni się powierzchnie czołowe kryz przed korozją.

Śruby ściągające złącze należy dociągnąć możliwie silnie, przy czym nie trzeba zachowywać specjalnych ostrożności ani też posługiwać się kluczem dynamometrycznym. Wkładki grzebieniowe cechuje wysoka odporność na ściskanie i — praktycznie biorąc — ewentualność zmiażdżenia uszczelki nie wchodzi w rachubę. Również zalecany częstokroć zabieg okresowego dociągnięcia śrub ściągających „na gorąco” po doprowadzeniu instalacji do stanu równowagi cieplnej, nie nasuwa zastrzeżeń, o ile nie powoduje odkształcenia kryz względnie wyciągania się śrub po stygnięciu złącza.

Wkładka grzebieniowa, zwłaszcza typu durotherm, nawet po kilkakrotnym rozebraniu i ponownym zmontowaniu złącza szczelno-mocnego zachowuje swą pierwotną zdolność doszczelniania, a tym samym i pełną wartość użytkową. Okoliczność ta wybitnie upraszcza okresowy demontaż przewodów w przypadku przeglądu lub napraw instalacji, tym bardziej że w ogromnej większości przypadków o ile tylko utrzymana zostaje równoległość płaszczyzn przylegania, przed założeniem uszczelki nie zachodzi nawet konieczność ponownego przeszlifowania powierzchni czołowych kryz.

Gdy złącze ma spełnić wyjątkowo odpowiedzialne zadanie, a krawędzie występow uszczelki powodują głębokie wgniecenia na czołach kryz, stosuje się częstokroć wkładki z przesuniętymi kręgami przylegania (rys. 9), co umożliwia przynajmniej dwukrotne zakładanie uszczelki bez potrzeby przeszlifowania uszczelnionych powierzchni. Przy ponownym montażu złącza wkładkę zakłada się odwrotnie, dzięki czemu krawędzie występow nie trafiają w dawne odciski na płaszczyznach czołowych kryz, lecz zagłębiają się w no-



Rys. 9. Specjalna wkładka grzebieniowa z obustronnym pierścieniem ustalającym i z przesuniętymi kręgami przylegania.

wych, nie tkniętych jeszcze miejscach. Zaznaczyć należy, że przesuwanie kręgów przylegania jest celowe tylko w przypadku zachowania dostatecznej odległości pomiędzy sąsiednimi występami.

Prawidłowe uszczelnienie zapewnia tylko taka wkładka grzebieniowa, której krawędzie kręgów przylegania są dostatecznie ostre i tworzą równoległe do siebie płaszczyzny.

Miejscowe wyszczerbienie krawędzi występow uszczelki względnie ich znaczniejsze stępienie grozi utratą szczelności i wkładka taka w ogóle nie nadaje się do montażu. Powierzchnie ścianek uszczelki powinny cechować się możliwie wysokim stopniem gładkości, gdyż przez to uzyskuje się dużą odporność na działanie korozji.

Czy monolityczne koła zębate z żeliwa sferoidalnego znajdują zastosowanie w produkcji przekładni zębatych

Mgr inż. ANTONI GOŁUCH
Białskie Zakłady Urządzeń
Technicznych

Przekładnia zębata (reduktor) jest powszechnie stosowanym i od dawna znanym mechanizmem w technice. Znajdziemy ją prawie przy każdej maszynie czy urządzeniu pracującym w naszym przemyśle. Jest to zrozumiałe, gdyż maszyny napędzane są przeważnie asynchronicznymi silnikami elektrycznymi prądu zmiennego, które pracują z ustalonymi prędkościami obrotów $n_s = 750; 1000; 1500; 3000$ obr/min. Ponieważ maszyny robocze, na przykład młyny kulowe, pompy tłokowe, przenośniki itp. pracują przy znacznie mniejszych szybkościach obrotów (np. 10, 90...), musimy rzecz jasna szybkie obroty silnika n_s zredukować do żądanej ilości obrotów maszyny roboczej n_m . W tym celu właśnie najczęściej stosuje się przekładnie zębate, czyli tzw. reduktory. Zmniejszeniu ilości obrotów, jak wiadomo, towarzyszy odpowiedni przyrost momentu obrotowego wynikający z zależności $M = 71620 \cdot N/n$ kGcm. Powyższe własności przekładni zębatych, ich wysoka sprawność ($\eta \sim 0,98$), duża pewność ruchu i duża ich żywotność zapewniają im szerokie zastosowanie w przemyśle.

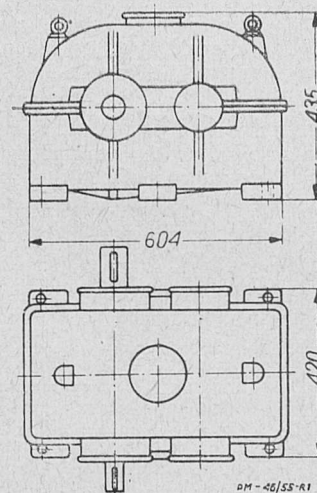
Przekładnie zębate są więc z powyższych względów produkowane masowo. Niemalże udział w tej produkcji ma także nasz Zakład. Godne zastanowienia jest to, że przekładnie zębate (na fundamentach) buduje się mniej więcej w ten sam sposób, co przed 25 laty. Konstrukcje produkowanych w kraju przekładni zębatych są przestarzałe, o czym świadczą ich duże ciężary i obrysy. Np. dwustopniowa przekładnia zębata typu SB 200 (patrz rys. 1) zdolna do przeniesienia mocy $N = 4,3 \div 20,3$ KM jest pokazanym „pułdem” o wymiarach $604 \times 435 \times 420$ mm i waży 333 kg. Przeliczając jej ciężar na jednostkę mocy (1 KM) stwierdzić musimy, że wyzyskanie materiału jest bardzo małe. Na jednostkę mocy 1 KM przypada bowiem od 77 kg do 16,5 kg materiału. Dla porównania podamy, że przy przekładni zębatej trakcyjnej (skrzyni biegów), ciężar materiału przypadającego na jednostkę mocy (1 KM) nie przekracza 3 kg. Twierdzenie, że jedyną przyczyną tego stanu rzeczy jest lepsza jakość materiału użytego przy wyrobie skrzyni biegów, nie wydaje się zupełnie słuszne, gdyż przy przekładniach, o których mowa, są także stosowane materiały o wysokiej jakości. Prawie wszystkie wałki szybkoobrotowe są w tych przekładniach wykonane ze stali chromoniklowej. Porównanie przekładni zębatej na fundamentie ze skrzynią biegów nie jest bynajmniej wyszukane i sporadyczne. Zestawienie jakiegokolwiek innej maszyny wyprodukowanej w kraju z przekładnią zębatą uwiadcza rażąco dysproporcję w ciężarach i obrysach tych maszyn.

Nawet niewykwalifikowani ludzie dochodzą do wniosku, że przekładnie zębate „nie pasują” do maszyn nowoczesnych, z którymi są łączone. Istotnie, produkcja przekładni zębatych jest mocno zacofana i z postępem techniki ma niewiele punktów stytnych. Nie można jednak powiedzieć, aby nic nie zrobiono w kierunku ich unowocześnienia. Wprowadzenie łożysk tocznych w miejsce ślizgowych, zlikwidowanie grubych obrzeży korpusów i zastąpienie ich łapami, zastosowanie olejowskazów okienkowych w miejsce rurkowych oraz częściowe wprowadzenie pokryw z tworzyw sztucznych — oto niektóre z przeprowadzonych zmian konstrukcyjnych przynoszące pewne unowocześnienie przekładni, jednakże w niezadowalającym stopniu. Wprawdzie przekładnia zębata nie jest maszyną skomplikowaną i w związku z tym nie należałoby się spodziewać przy jej budowie jakichś rewelacyjnych zmian konstrukcyjnych czy technologicznych, niemniej jednak istnieją realne możliwości zmniejszenia jej ciężaru i pracochłonności. O jednej z tych możliwości warto powiedzieć kilka słów.

Wiadomo, że najważniejszymi częściami przekładni zębatej są koła i wałki. Ich wielkość dyktuje wymiary i ciężar pozostałych części przekładni, na nich więc powinna się skupić uwaga konstruktorów, technologów i racjonalizatorów.

Dwa lata temu jedna z brygad robotniczo-inżynierskich naszego Zakładu zwróciła uwagę na żeliwo sferoidalne, któ-

re w tym czasie było w kraju przedmiotem szerokiego zainteresowania. Zaproponowano, aby koła zębate i wałki wykonywać z tego żeliwa, przy czym ponieważ mają one być odlewane — odlewać koła wraz z wałkami w całości, czyli wykonywać tzw. monolity.



Rys. 1. Przekładnia zębata typu SB 200 (wyjętek z normy zakładowej MPM/10-TB-66003).

Propozycja zastosowania w przekładniach monolitycznych kół zębatych z żeliwa sferoidalnego jest niezwykle nęcąca, gdyż wpływa na:

- a) wybitne obniżenie pracochłonności przekładni,
- b) znaczne zmniejszenie ciężaru przekładni,
- c) polepszenie jakości,
- d) rytmiczne wykonanie planu.

Ad a). Jeżeli porównamy pracochłonność monolitycznych kół zębatych z żeliwa sferoidalnego z pracochłonnością kół stalowych, to stwierdzimy, że przy kołach monolitycznych jest ona znacznie mniejsza. Przede wszystkim odpada wiele pracochłonnych operacji. Np. przy kołach o średnicach < 400 mm odpadają operacje:

- 1) cięcie krążków i wałów,
- 2) obtaczanie krążka i wytaczanie otworów,
- 3) dłutowanie rowka,
- 4) toczenie wałka,
- 5) szlifowanie wałka,
- 6) frezowanie rowka,
- 7) wykonanie wpustów,
- 8) klinowanie wałka z kołem.

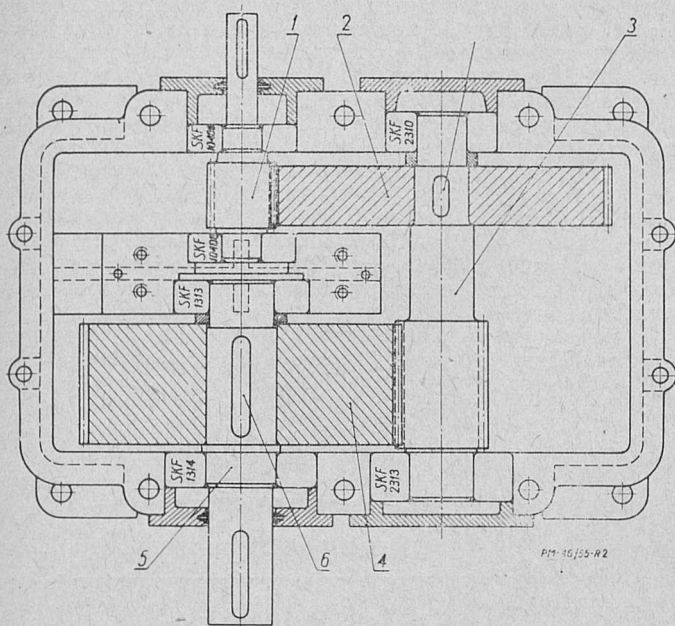
Przy kołach zębatych o większych średnicach (> 400 mm) byłyby zlikwidowane takie operacje jak:

1) wytaczanie wieńców z odkuwek, przy czym należy podkreślić, że prawie 50% materiału odkuwki zostaje zwirowane na skutek nadmiernych nadadatków na obróbkę, jakimi są one obciążone;

- 2) toczenie korpusu żeliwnego i wytaczanie otworu;
- 3) dłutowanie rowka w piąście korpusu koła;
- 4) toczenie wału;
- 5) szlifowanie wału;
- 6) frezowanie rowka w wale;
- 7) klinowanie koła z wałem.

Dla orientacji podamy pracochłonność wałków i kół zębatych stalowych do przekładni SB 200 i porównamy ją z pracochłonnością kół monolitycznych dla tej samej przekładni.

Licząc tylko czas maszynowy (bez czasu przygotowania) na wykonanie wałków i kół stalowych wg zestawienia rys. 2 potrzeba:



Rys. 2. Przekładnia zębata SB 200 z kołami stalowymi.

dla wałka szybkiego	poz. 1	3,48	godzin
„ koła zębatego I stop.	„ 2	9,30	„
„ wałka II stop.	„ 3	4,96	„
„ koła zęb.	„ 4	10,92	„
„ wałka wolnobieżnego	„ 5	3,21	„
„ wykonania wpustu	„ 6 i 7	0,2	„
klinowanie podzespołów		0,2	„

razem: 32,27 godzin

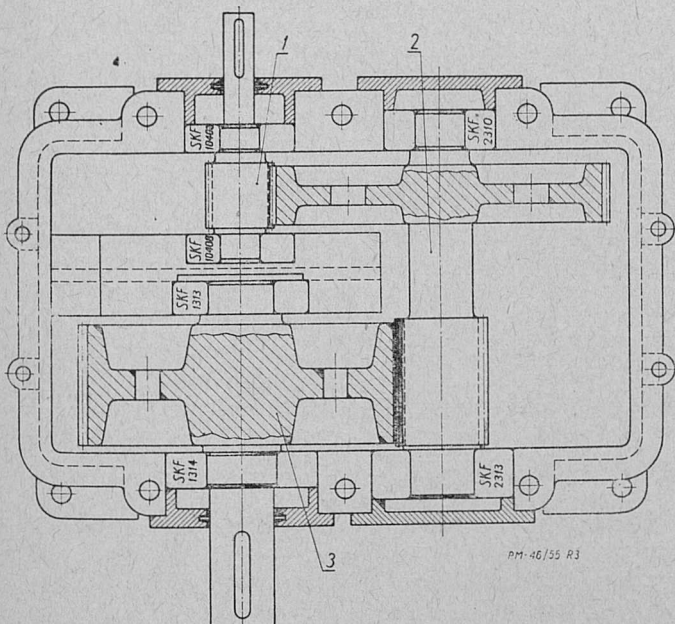
Na wykonanie kół monolitycznych z żeliwa sferoidalnego wg zestawienia na rys. 3 potrzeba:

dla wałka szybkiego	poz. 1	3,48	godzin
„ zespołu zębatego	„ 2	10,11	„
„ zespołu zębatego	„ 3	9,05	„

razem 22,64 godzin

Przy jednej tylko przekładni mamy więc prawie 10 godzin oszczędności.

Ad b). Ponieważ koła z żeliwa sferoidalnego są odlewane, zatem z łatwością mogą być wykonane o kształtach wklęsłych (patrz rys. 3), co w rezultacie zmniejsza ciężar kół. Kół stalowych (patrz rys. 2) wykonanych z pełnych krążków nie opłaca się wytaczać i dlatego są cięższe. Wy-



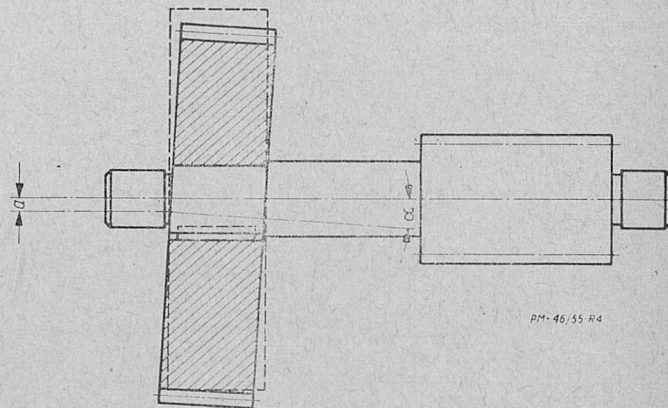
Rys. 3. Przekładnia zębata SB 200 z monolitycznymi kołami z żeliwa sferoidalnego.

miary kół z żeliwa sferoidalnego (m — moduł, szerokość zęba — b , średnice) pozostawiono takie same, jak przy kołach stalowych, opierając się na tym, że własności wytrzymałościowe żeliwa sferoidalnego są równe, względnie przewyższają własności wytrzymałościowe stali węglowej 045, z której te koła wykonywano. Żeliwo sferoidalne daje się cieplnie ulepszać. Zwiększone wskutek tego własności wytrzymałościowe stwarzają perspektywę dalszego obniżenia ciężarów kół zębatach. Dotyczy to także kół stalowych, które dotychczas z braku odpowiednich urządzeń nie są hartowane.

Ad c). Przy klinowaniu koła z wałkiem, na skutek błędów obróbki czy montażowych, istnieje możliwość niedokładnego ich połączenia. Oś koła zębatego winna ściśle pokrywać się z osią wałka. Tymczasem w praktyce oś koła może być nie tylko odchylona od osi wałka, ale może być także od niej przesunięta mimośrodowo, co przesadnie zilustrowano na rys. 4. Naturalnie, im te błędy będą większe, tym gorsza będzie praca przekładni, o czym niestety z braku odpowiednich przyrządów pomiarowych dowiadujemy się zbyt późno, bo albo na stanowisku próbnym, albo dopiero od użytkownika. Przy kołach z żeliwa sferoidalnego odłanych w monolite wspomniana niedokładność, rzecz jasna, jest wykluczona.

Ad d). Nieterminowe dostarczanie materiałów przez huty, często w niewłaściwym gatunku i wymiarach, powoduje poważne zaburzenia w rytmicznym wykonywaniu planu. Możliwość odlewania kół zębatach w dodatku monolitycznych we własnym zakresie uniezależniłaby nasz zakład od dostawców w takim stopniu, że produkcja przekładni mogłaby przebiegać planowo i rytmicznie.

Propozycja zastosowania do przekładni monolitycznych kół zębatach z żeliwa sferoidalnego jest realna, gdyż:

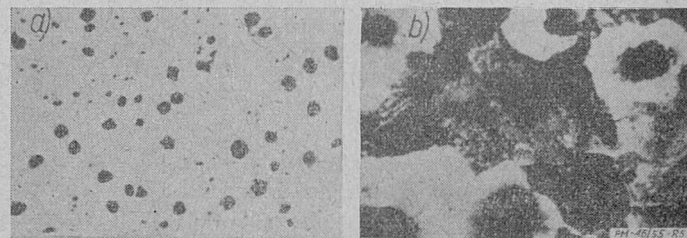


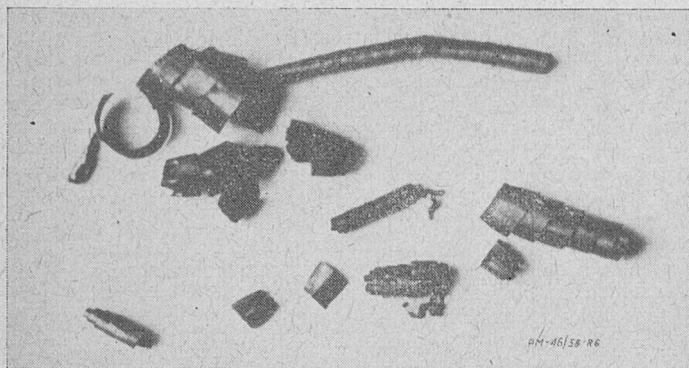
Rys. 4. Możliwe odchyłki od współosiowości przy kole zębatach nasadzonym na wałek.

a) Dobre żeliwo sferoidalne (patrz rys. 5 i 6) posiada pierwszorzędne własności wytrzymałościowe: wytrzymałość na rozerwanie $R_r = 55 \div 70$ kG/mm², twardość w stanie nieulepszonym $H_B = 240 \div 280$.

Żeliwo sferoidalne obrobione cieplnie (podgrzane do temperatury 800°C, hartowane w oleju o temperaturze 20°C i odpuszczone przy 420°C) wykazuje:

doraźną wytrzymałość na rozerwanie	$R_r = 70$ kG/mm ²
„ „ „ zginanie	$R_g = 143,8$ kG/mm ²
„ „ „ skręcanie	$R_s = 92,5$ kG/mm ²
moduł sprężystości	$E = 15000$ kG/mm ²
Dla stali 0055 uzyskano:	$R_g = 267,4$ kG/mm ²
	$R_s = 149$ kG/mm ²

Rys. 5. Żeliwo sferoidalne; a) — w stanie nietrawionym, typowa struktura grafitu kulistego, równomiernie rozsiany o prawie jednokowej wielkości, pow. 200 X; b) — po trawieniu 3% alkoh. HNO₃ występują charakterystyczne okrągłe gniazda ferrytu z grafitem sferoidalnym w środku na tle drobnoziarnistego perlitu, pow. 200 X.



Rys. 6. Wióry żeliwa sferoidalnego przy toczeniu (podobne do stalowych).

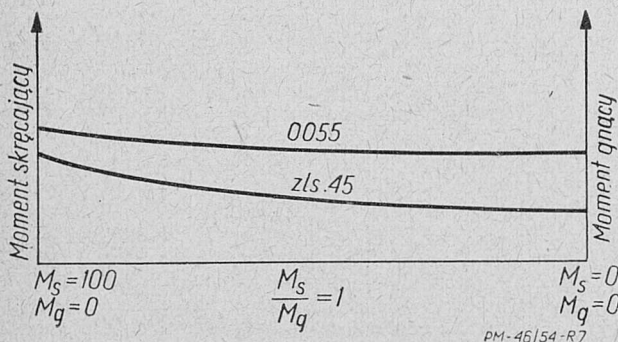
Krzywe graniczne łamania się próbek (wyznaczone na Politechnice Wrocławskiej przez Zakład Elementów Maszyn) na skrucarko-zginarce dla żeliwa sferoidalnego i stali 0055 mają przebieg jak na rys. 7.

Z porównania tych dwóch krzywych widać, że żeliwo sferoidalne może w większym stopniu przenosić skręcanie niż stal 0055.

b) Żeliwo sferoidalne jest odporne na ścieranie.

c) Sprawność przekładni zębatej z kołami z żeliwa sferoidalnego jest prawie taka sama, jak przy przekładni z kołami stalowymi (porównaj na rys. 8). Na rysunku tym przedstawiono wykres sprawności jednostopniowej przekładni typu A-10 w wykonaniu z kołami stalowymi oraz z kołami z żeliwa sferoidalnego. Wykres sporządzono na podstawie badań przeprowadzonych przez Zakład Elementów Maszyn Politechniki Wrocławskiej.

Przytoczone powyżej względy, jak widzimy, przemawiają za wprowadzeniem do produkcji przekładni zębatej kół z że-



Rys. 7. Krzywe graniczne łamania się próbek na skrucarko-zginarce.

liwa sferoidalnego. Niemniej przeprowadzenie wszechstronnych badań i prób, zwłaszcza prób u użytkowników, jest bezwzględnie konieczne, gdyż dopiero pozytywne wyniki tych prób określają przydatność żeliwa i zadecydują o produkcji kół z żeliwa sferoidalnego w skali przemysłowej.

Nowe czasopismo „Pomiary — Automatyka — Kontrola”

W lipcu br. ukaże się pierwszy zeszyt czasopisma technicznego „Pomiary — Automatyka — Kontrola”, poświęconego zagadnieniom metrologii technicznej, mechaniki precyzyjnej, konstrukcji drobnych, optyki, automatyki i kontroli technicznej oraz tematyce postępu technicznego, unowocześnienia naszego przemysłu i walce o wyższą jakość produkcji.

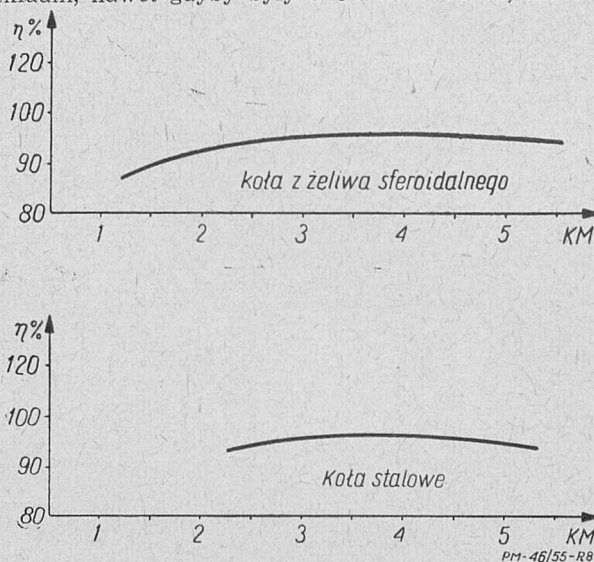
„Pomiary — Automatyka — Kontrola” będzie czasopismem o charakterze międzybranżowym. Omawiane w nim zagadnienia zainteresują inżynierów i techników wszystkich specjalności. Na łamach nowego czasopisma omawiane będą zwłaszcza zagadnienia wspólne dla szeregu działów techniki oraz takie zagadnienia szczegółowe danej branży, które mogą i powinny być wykorzystane w innych działach techniki. W ten sposób nowe czasopismo będzie realizować ważne zadanie w zakresie międzybranżowej wymiany doświadczeń i osiągnięć.

Redakcję Naczelną nowego czasopisma objął prof. dr inż. Jan Obalski, dotychczasowy redaktor działu „Pomiary, automatyka, kontrola” w „Przeglądzie Mechanicznym”.

Zainteresowanym Czytelnikom komunikujemy, że termin zgłaszania prenumeraty normalnej i ulgowej czasopisma „Pomiary — Automatyka — Kontrola” na III kwartał wzgl. na II półrocze br. upływa z dniem 1 i 10 czerwca br. Cena pojedynczego zeszytu 9 zł, prenumerata półroczna normalna 54 zł, ulgowa 27 zł.

Sceptycznie ustosunkowani do tego zagadnienia konstruktorzy twierdzą, że wady odlewnicze, jak jamy usadowe, porowatość oraz trudność wykrywania tych wad przekreślają przydatność kół monolitycznych. Chociaż z takim twierdzeniem nie można się zgodzić — między innymi z tego względu, że w kraju wykonuje się już dużo części z żeliwa sferoidalnego i niekoniecznie są one wszystkie rentgenowane — to jednak wpływa ono paraliżująco na wszelkie dalsze poczynania w tym kierunku, zwłaszcza na małych zakładach. Świadczyć o tym może fakt, że w ciągu dwóch lat Zakład nasz wykonał zaledwie 5 próbnych przekładni z kołami z żeliwa sferoidalnego, z czego dwie były badane na Politechnice, pozostałe zaś trzy przeznaczono do pracy u użytkownika.

Oczywiście na wynikach prób i badań tylko tych pięciu przekładni, nawet gdyby były one bardzo dobre, nie można



Rys. 8. Wykres sprawności przekładni A 10.

się opierać. Konieczne jest przeprowadzenie dużej ilości prób z przekładniami różnych typów o różnej wielkości i w różnych warunkach pracy. Nie zawsze jednak jeden zakład, zwłaszcza mały, może sobie na to pozwolić, tym bardziej że są to próby bardzo kosztowne. Ponadto zakłady na ogół dość niechętnie wprowadzają postęp techniczny, dlatego że poważniejsze zmiany konstrukcyjne czy technologiczne wywołują pewne zaburzenia w wykonywaniu planu, z czym związana jest obawa nieotrzymania premii. Warsztaty produkcyjne wolą brać premie i nie mieć dodatkowych kłopotów, aniżeli mieć dodatkowe kłopoty i liczyć się z ewentualnym nieotrzymaniem premii.

Jeżeli pozycja zastosowania w przekładniach zębatych kół z żeliwa sferoidalnego jest słuszną, to winna być do produkcji szybciej oddana. Sprowadza się to do szybkiego przeprowadzenia prób, co wobec wymienionych przeszkód będzie możliwe wtedy, jeśli wszystkie zakłady w kraju interesujące się tym zagadnieniem wezmą w nich swój udział.

O tematyce „Przeglądu Mechanicznego”

W celu zaznajomienia Czytelników z podstawowymi zadaniami czasopisma „Przegląd Mechaniczny” oraz ułatwienia Autorom wyboru tematu do artykułów, zamieszczamy poniżej założenia tematyczne czasopisma. Założenia te, opracowane w oparciu o plany rozwoju przemysłu budowy maszyn na rok 1955 oraz w oparciu o wytyczne II Zjazdu Polskiej Zjednoczonej Partii Robotniczej i III Plenum KC PZPR stanowią punkt wyjścia redakcji czasopisma przy szczegółowym doborze tematów do poszczególnych zeszytów w roku 1955 i w latach następnych.

Prosimy Czytelników o nadsyłanie wypowiedzi odnośnie podanych założeń. Wypowiedzi Czytelników zostaną szczegółowo przeanalizowane, a uwagi, propozycje i życzenia zostaną wykorzystane do uzupełnienia planu tematycznego czasopisma.

Podstawowe założenia planu rozwoju techniki w przemyśle budowy maszyn na rok 1955 można w bardzo ogólnym zarysie sprecyzować w trzech punktach.

1. Opracowanie i opanowanie produkcji nowych maszyn i urządzeń stanowiących środki produkcji dla przemysłu.

2. Podwyższenie jakości produkowanych maszyn, podniesienie wydajności pracy, obniżenie kosztów własnych w oparciu o mechanizację i automatyzację pracy oraz nowoczesną organizację pracy.

3. Uzyskanie oszczędności materiałowych przez właściwy dobór materiałów, wykorzystywanie materiałów niedeficytowych i zastępczych, walka z korozją, zmniejszenie odpadów itp.

Aby można było przedstawić, jak na tle tych założeń kształtuje się tematyka „Przeglądu Mechanicznego”, należy przednio omówić zakres działalności czasopisma oraz jego przeznaczenie i poziom.

„Przegląd Mechaniczny” — czasopismo o poziomie inżynierskim — jest przeznaczony przede wszystkim dla konstruktorów maszyn wszelkiego rodzaju. Poziom naukowy czasopisma jest w zasadzie tak ustawiony, aby był dostępny dla inżynierów i ewentualnie techników, którzy chcą uzupełniać i doskonalić swoje kwalifikacje zawodowe w zakresie konstrukcji maszyn.

Zadaniem „Przeglądu Mechanicznego” jest upowszechnianie i popularyzowanie nowych metod pracy, osiągnięć w tej dziedzinie poszczególnych placówek naukowych, biur konstrukcyjnych i zakładów. Czasopismo stanowi łącznik pomiędzy naukowcami i konstruktorami maszyn, jest tym organem dla konstruktorów, w którym są dyskutowane i omawiane prace oraz przyczynki naukowo-techniczne dotyczące zagadnień konstrukcyjnych i użytkowania. „Przegląd Mechaniczny” wskazuje więc drogi racjonalnego konstruowania, porównując od założeń konstrukcyjnych, metod obliczeń wytrzymałościowych i doboru materiałów aż do techniki konstruowania, badań ruchowych i materiałowych oraz wyników eksploatacji.

„Przegląd Mechaniczny” omawia w szczególności zagadnienia związane z teorią, obliczaniem oraz konstruowaniem: obrabiarek do metali i drewna, silników spalinowych i parowych przemysłowych, urządzeń transportu wewnętrznego, turbin parowych, turbin wodnych, pomp i sprężarek, maszyn ciężkich, maszyn budowlanych i rolniczych. Omawiane mogą być również podstawowe i pomocnicze mechanizmy oraz części kotłów parowych, statków morskich i rzecznych, urządzenia napędowe i tabor stosowany w komunikacji drogowej, urządzenia kopalniane, walcownicze i energetyczne, aparatura kontrolna i pomiarowa oraz inne rodzaje wytwórczości maszynowej.

Oprócz zagadnień konstrukcyjnych, w „Przeglądzie Mechanicznym” są publikowane prace z organizacji i planowania produkcji oraz kontroli produkcji.

Podział treści czasopisma jest następujący:

50% objętości „Przeglądu Mechanicznego” przeznaczają się na artykuły omawiające zagadnienia konstrukcyjne maszyn i urządzeń;

30% — na artykuły z zakresu eksploatacji maszyn i urządzeń, z organizacji i planowania produkcji, kontroli produkcji, normalizacji, słownictwa technicznego oraz szkolenia;

20% objętości czasopisma obejmują artykuły wstępne, przegląd prasy technicznej, wiadomości i recenzje książek.

Z zagadnień konstrukcyjnych przewiduje się publikowanie prac, które będą omawiały: problemy ogólne budownictwa maszynowego, metody obliczeń wytrzymałościowych i dynamicznych części maszyn, materiały konstrukcyjne, problemy konstrukcji i modernizacji maszyn, nowe maszyny i urządzenia, badania z zakresu budowy maszyn oraz wpływ nowych metod technologicznych na konstrukcję maszyn.

Na temat ogólnych problemów budownictwa maszynowego mogą być publikowane np.

prace: znaczenie budownictwa poszczególnych maszyn dla technicznego rozwoju gospodarki narodowej; kierunki rozwoju oraz problemy węzłowe poszczególnych gałęzi budowy maszyn wytwarzających urządzenia i maszyny dla różnych dziedzin gospodarki narodowej oraz sprzęt dla potrzeb przemysłowych, energetyki i rolnictwa; kierunki prac naukowo-badawczych i normalizacyjnych z zakresu budowy maszyn, zespołów i ich części; zasadnicze i ogólne problemy budowy urządzeń, wyposażenia do mechanizacji pracy i automatyzacji produkcji; perspektywy rozwojowe poszczególnych typów maszyn i inn.

Z artykułów omawiających metody obliczeń elementów, zespołów i maszyn pod uwagę brane są np. tematy dotyczące teoretycznych i doświadczalnych danych wytrzymałości maszyn i ich części; obliczenia związane ze zwiększeniem trwałości maszyn; zagadnienia z teorii mechanizmów, metrologii technicznej, sterowania i regulacji, badania maszyn oraz tematy związane z analizą wymiarową oraz tarciami i zużyciem i inn.

Prace dotyczące materiałów konstrukcyjnych będą przede wszystkim obejmować: nowe materiały metalowe i niemetalowe, dobór tanich i niedeficytowych materiałów na elementy maszyn oraz badania z tego zakresu, prowadzące do oszczędniejszego wykorzystywania materiałów w budowie maszyn; zagadnienia naukowo-badawcze związane z obróbką cieplną metali, badania metalograficzne i ruchowe nowych materiałów. W artykułach omawiających materiały konstrukcyjne pożądana jest szczegółowa charakterystyka właściwości nowego materiału na tle materiałów dotychczas używanych; konieczne są wskazówki dotyczące możliwości zastosowania danego materiału do produkcji oraz naświetlenie korzyści ekonomicznych, jakie osiąga się przez wykorzystanie danego materiału w różnych dziedzinach budownictwa maszynowego.

Z zakresu konstrukcji i modernizacji maszyn i urządzeń w pierwszym rzędzie publikowane będą artykuły naświetlające zagadnienia konstrukcji najbardziej wydajnych i niezawodnych maszyn i urządzeń, unowocześnienie istniejących maszyn w celu zwiększenia ich możliwości wytwórczych, sprawności, udźwigu itp. oraz trwałości; artykuły dotyczące konstrukcji oraz charakterystyk eksploatacyjnych, unowocześnionych lub skonstruowanych na nowo maszyn i urządzeń dla różnych dziedzin gospodarki narodowej.

Artykuły omawiające nowe maszyny mają na celu informowanie Czytelników o ciekawszych maszynach wykonywanych w kraju i za granicą. Tutaj przewiduje się zamieszczanie artykułów i notatek charakteryzujących nowe maszyny i urządzenia, ich zalety i możliwości w porównaniu z maszynami podobnymi tego typu lub z maszynami dotychczas stosowanymi do wykonywania prac, do których przeznaczona jest nowa maszyna lub urządzenie.

Artykuły na temat badań z zakresu maszyn będą przede wszystkim omawiać zadania oraz organizację laboratoriów fabrycznych, badania materiałowe i wytrzymałościowe części maszyn, badania na zużycie, trwałość, odporność na korozję itp. oraz badania warunków technologicznych, mających decydujący wpływ na ukształtowanie części maszynowych i całych maszyn. Z tego zakresu publikowane będą również artykuły dotyczące stanowisk badawczych oraz metod prób dla różnych maszyn i zespołów.

W dziale konstrukcyjnym będą ponadto publikowane artykuły i na tematy technologiczne. Ujęcie jednak tych artykułów musi być odpowiednie do poziomu i przeznaczenia „Przeglądu Mechanicznego”. Między innymi artykuły te powinny podkreślać wpływ danej metody technologicznej na konstrukcję maszyny lub urządzenia, wymagania, jakim musi odpowiadać dane urządzenie, aby wytworzenie było najbardziej ekonomiczne i najmniej pracochłonne, porównania z ekonomicznym punktem widzenia różnych metod technologicznych, wpływ różnych metod obróbki na trwałość części wykonywanych z metali oraz innych two-

rzyw, ujednolicenie i normalizacja urządzeń produkcyjnych, najważniejsze metody montażu maszyn itp.

W artykułach na tematy technologiczne przeznaczonych do „Przeglądu Mechanicznego” należy unikać zagadnień warsztatowych. Artykuły takie powinny omawiać zagadnienia, które mówią o technologiczności konstrukcji, a więc interesują bardziej konstruktora maszyn, a mniej technologa.

W artykułach z zakresu eksploatacji maszyn i urządzeń głównym tematem powinna być analiza niedociągnięć konstrukcyjnych maszyn i urządzeń, które utrudniają obsługę lub zmniejszają bezpieczeństwo pracy oraz analiza uszkodzeń i przedwczesnego zużycia się poszczególnych części i zespołów. Taka analiza może być dokonywana zarówno z punktu widzenia konstruktora, jak i użytkownika. Chodzi jednak głównie o materiały przeznaczone dla konstruktora, umożliwiające mu unikanie podobnych lub nawet tych samych usterek konstrukcyjnych, obniżających wartość maszyn i urządzeń, a zwłaszcza ich zdolność produkcyjną pod względem wydajności i jakości wyrobu.

W pracach z organizacji i planowania produkcji omawiane będą doświadczenia poszczególnych zakładów z zakresu: zwiększania rytmiczności produkcji, skrócenia cykliów produkcyjnych, organizowania produkcji potokowej i zautomatyzowanej, wykorzystania rezerw produkcyjnych, obniżenia kosztów własnych, zwiększenia opłacalności przedsiębiorstwa itp. Oprócz tego przewiduje się artykuły na tematy: z planowania produkcji, z organizacji remontu, norm zużycia materiałów, paliwa oraz energii elektrycznej i innej. Artykuły na te tematy powinny być poparte wynikami ekonomicznymi osiągniętymi dzięki wprowadzeniu nowoczesnej organizacji i planowania produkcji.

Z zakresu kontroli technicznej pod uwagę brane są artykuły omawiające: nowe metody kontroli technicznej materiałów, półwyrobów, części i całych zespołów lub maszyn; metody automatycznej kontroli w czasie wytwarzania; metody statystycznej kontroli jakości itp. Prace z zakresu zagadnień kontroli technicznej powinny podawać między innymi analizę błędów i dokładności metody, nowe koncepcje i propozycje. Artykuły omawiające zagadnienia konstrukcyjne przyrządów mierniczych będą publikowane w ramach działu konstrukcyjnego.

Na tematy normalizacji przewiduje się artykuły omawiające zasadnicze kierunki prac normalizacyjnych w różnych gałęziach przemysłu budowy maszyn. Bardzo cenne będą tu

artykuły na tematy opracowania wskaźników do warunków technicznych pozwalających ustalać charakterystyki trwałości i pewności działania maszyn i mechanizmów.

Opracowania z zakresu słownictwa technicznego będą miały przeważnie charakter dyskusyjny. Celem tych dyskusji będzie wzbogacanie i ujednolicanie słownictwa z zakresu budowy maszyn.

Na tematy szkolenia mogą być publikowane artykuły dyskusyjne i informacyjne z zakresu wyższego szkolnictwa technicznego kierunku mechanicznego.

* * *

Ogólnie biorąc, spośród artykułów przeznaczonych do publikacji w „Przeglądzie Mechanicznym” pierwszeństwo zapewnią się pracom opartym na wynikach przeprowadzonych własnych doświadczeń lub badań, ewentualnie na danych pochodzących z wiarygodnych źródeł, które powinny być przytaczane w tekście artykułu.

W pracach o charakterze obliczeniowym wyprowadzenia wzorów i uzasadnienia założeń wyjściowych powinny być przytaczane możliwe treściwie, natomiast szczegółowo należy omówić i uzasadnić korzyści, jakie daje np. dana metoda obliczeń w porównaniu z dotychczas stosowanymi.

Prace o charakterze teoretycznym, oparte na badaniach naukowych nie doprowadzonych jeszcze do stanu, w którym możliwe byłoby bezpośrednie wykorzystanie ich wyników w praktyce, nie wchodzi w zakres działalności „Przeglądu Mechanicznego”. Te prace są zamieszczane w publikacjach Polskiej Akademii Nauk, instytutów naukowo-badawczych lub wyższych uczelni technicznych.

Jak wykazały narady z Czytelnikami, największym zainteresowaniem cieszyły się artykuły poświęcone wybranym problemom z danej dziedziny, a nie całokształtowi danego zagadnienia. Artykuły powinny być więc w miarę możliwości pisane na tematy ściśle określone. Poza tym artykuł powinien być opracowany możliwie zwięźle, lecz dostatecznie jasno, bez zbędnych rozwlekości i odchyśleń od zamierzonego w tytule tematu. Jako pewną wskazówkę pod tym względem można przyjąć, że artykuły o objętości powyżej 12 do 15 stron maszynopisu będą przyjmowane do druku tylko w przypadkach wyjątkowych. Tematy, które nie mieszczą się w podanej maksymalnej objętości artykułu, należy podzielić na kilka zagadnień, ujętych w odrębnych artykułach. Każdy artykuł powinien stanowić jednak logiczną całość, która może być opublikowana oddzielnie.

W. K.

XXIV Międzynarodowe Targi Poznańskie

3 ÷ 24 lipca 1955.

Szybkie i wszechstronne uprzemysłowienie naszego kraju, a przede wszystkim wspaniały rozwój przemysłu ciężkiego, przeobraziło gospodarczo nasz kraj. Dzięki zbudowaniu potężnej bazy przemysłowej staliśmy się poważnymi partnerami w międzynarodowej wymianie handlowej. Dlatego też wiadomość o wznowieniu po czteroletniej przerwie Międzynarodowych Targów Poznańskich zelektryzowała nie tylko Poznań, cały kraj, ale także i sfery gospodarcze za granicą.

Wyszliśmy już z okresu, kiedy mogliśmy oferować tylko węgiel i drewno, jako niemal jedyne artykuły eksportowe. Dziś Polska prowadzi szeroką wymianę handlową rosnącą z roku na rok.

Tegoroczne Międzynarodowe Targi Poznańskie będą miały więc szczególnie duże znaczenie. Będą one podsumowaniem naszych osiągnięć i dorobku 10-lecia zarówno w zakresie wytwarzanych towarów, jak i usług oraz świadectwem naszej polityki handlu zagranicznego, polityki zmierzającej do rozszerzenia współpracy i wymiany towarowej. MTP zaprezentują nasze możliwości, perspektywy eksportowe i ich kierunki rozwojowe. Targi Poznańskie stanowią będą oprócz tego ważny czynnik w normalizacji międzynarodowych stosunków gospodarczych. Tym samym odegrają one istotną rolę w dziele utrwalenia pokojowego współżycia między narodami.

Do zarządu Międzynarodowych Targów Poznańskich napływają coraz liczniejsze oferty, zgłoszenia i zapytania wystawców z różnych stron świata. Do dyspozycji wystawców zagranicznych oddane zostanie 22 tys. m² powierzchni krytej i 8 tys. m² na terenie otwartym z ogólnej powierzchni Targów obejmującej 25 ha.

Na terenach targowych trwają już prace przygotowawcze. Przeprowadza się generalne remonty wielu hal i pawilónów. Przy głównym wejściu na Targi buduje się nową halę

wystawową o kubaturze 50 tys. m³. W ten sposób ogólna powierzchnia kryta terenów targowych osiągnie 44 tys. m² i około 20 tys. m² na terenie otwartym.

W zakładach produkcyjnych całego kraju przygotowuje się ekspozyty, które zaprezentują bogactwo naszego przemysłu, zarówno na użytek wewnętrzny, jak i na wywóz.

Zalogi około tysiąca zakładów produkcyjnych w całym kraju pracują nad przygotowaniem ekspozycji na XXIV MTP — to jest towarów wytwarzanych już u nas seryjnie, jak i prototypów. Wiele gałęzi przemysłu współzawodniczy z sobą o zaprezentowanie w lipcu br. na Targach w Poznaniu naszych nowości eksportowych, o podwyższenie jakości produkcji, rozszerzenie asortymentów towarowych przeznaczonych do wymiany międzynarodowej.

Nad przygotowaniem udziału przemysłu ciężkiego w Targach pracuje wielki aktyw w 2 komitetach i 20 sekcjach roboczych, ściśle branżowych.

Opracowaniem programu i nadzorem nad produkcją ekspozycji i technicznym ich przygotowaniem do demonstracji w ruchu zajmuje się ponad 100 specjalistów naszego życia gospodarczego.

Dział przemysłu ciężkiego na XXIV MTP usytuowany zostanie na około 50 stoiskach branżowych. Nad zapewnieniem wysokiego poziomu estetycznego i artystycznego ekspozycji pracują architekci i plastycy, współdziałający z komitetami wystawców.

Hutnictwo, górnictwo, przemysł chemiczny i budownictwo wraz z przemysłem materiałów budowlanych i odlewniczym pokażą swoje osiągnięcia eksportowe na 18 stoiskach o łącznej powierzchni 8 752 m².

W pracach przygotowawczych zapewniono udział przedstawicieli 60 zarządów gałęzi przemysłu. Projektują ciekawe rozwiązania techniczne ekspozycji, aby zwiedzający mógł

odnieść interesujące wrażenia i korzyści fachowe, m. inn. przez zapoznanie się z działaniem mechanizmów maszyn i urządzeń przemysłowych w ruchu.

Chlubie naszego odrodzonego przemysłu — wyrobom przemysłu maszynowego i metalowego oddano do dyspozycji główną halę Targów o powierzchni 9 019 m² oraz rozległe tereny otwarte. Tutaj 170 fabryk przemysłu maszynowego zademonstruje swe możliwości eksportowe, obejmujące 700 maszyn i urządzeń oraz 1800 eksponatów wyrobów produkowanych seryjnie.

Na parterze hali urządzony zostanie park maszyn i obrabiarek. Zobaczymy tu szczytowe osiągnięcia setek zakładów produkcyjnych, reprezentowanych w Komitecie Wystawców przez 38 centralnych zarządów różnych gałęzi przemysłu.

Na 1 piętrze umieszczone zostaną wyroby masowe przemysłu metalowego, a wśród nich tak ciekawe ekspona-

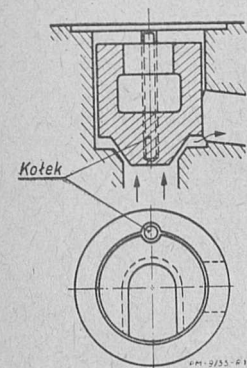
Przegląd prasy technicznej

Polepszenie szczelności gniazd zaworów wysokiego ciśnienia

Jedną z przyczyn strat ciepłych w elektrowniach jest nieuszczelnienie gniazd zaworów, która powstaje najczęściej na skutek:

- zadzierania powierzchni przylgni zaworu w momencie zamykania zaworu,
- wgniecenia powierzchni uszczelniających w wyniku złego doboru materiałów lub wadliwej konstrukcji części współpracujących,
- erozji przylgni pod działaniem przepływającej przez zawór cieczy lub gazu.

Doświadczenia zmierzające do ustalenia środków zaradczych w celu usunięcia wymienionych wad były przeprowadzane za pomocą specjalnej instalacji składającej się: z zaworu doświadczalnego, okreso-



Rys. 1. Schemat zabudowy kołka prowadzącego.

wo zamykanego i otwieranego kluczem dynamometrycznym, zbiornika o objętości ok. 70 cm³, w którym mierzono szybkość zmiany i wielkość ciśnienia w przypadku przeciekania pary przez zawór doświadczalny po jego zamknięciu oraz zaworu zamykającego przepływ pary poza zbiornikiem. Do prób używano pary przegrzanej o ciśnieniu 130 at i temperaturze 450°C.

Badaniom poddawano serię zaworów stosując różne kształty przylgni (stożkową o $\angle 60^\circ$ i 40° — płytka i głęboka — oraz przylgnię płaską): grzybek zaworu swobodnie podwieszony, prowadzony nieobrotowy oraz sztywny; gniazdo i grzybek zaworu z miękkich stali chromowoniklowych, twardych stopów specjalnych lub mieszanych materiałów różnych gatunków i różnych twardości.

W wyniku tych doświadczeń stwierdzono, że uszczelnienie stożkowe jest odpowiedniejsze niż płaskie w przypadku prawidłowego ustawienia grzybka w gnieździe i prawidłowo dobranych materiałów, ponieważ ma ono właściwość stopniowego wygładzania się przylgni i stopniowego zwiększania szczelności. Celowe również jest stosowanie szerokich przylgni, gdyż wpływa to dodatnio na samocentrowanie grzybka zaworu i gniazda. Dobierać należy materiały odporne na erozję i nie mające skłonności do zadzierania przy współpracy z sobą jak np. twardy stop typu „Sormait nr 1” (1,65% C, 29,5% Cr, 6,25% Ni; H_B ≈ 400). Można je stosować na oba elementy uszczelniające równocześnie lub kojarzyć ze stalami chromowoniklowymi, jak np. ЭА3С (0,41% C, 18% Cr, 24% Ni; H_B = 160). Nie zalecane są skojarzenia obu współpracujących materiałów ze stali chromowoniklowych, jeżeli zachodzą jakiekolwiek względne przesunięcia powierzchni uszczelniających.

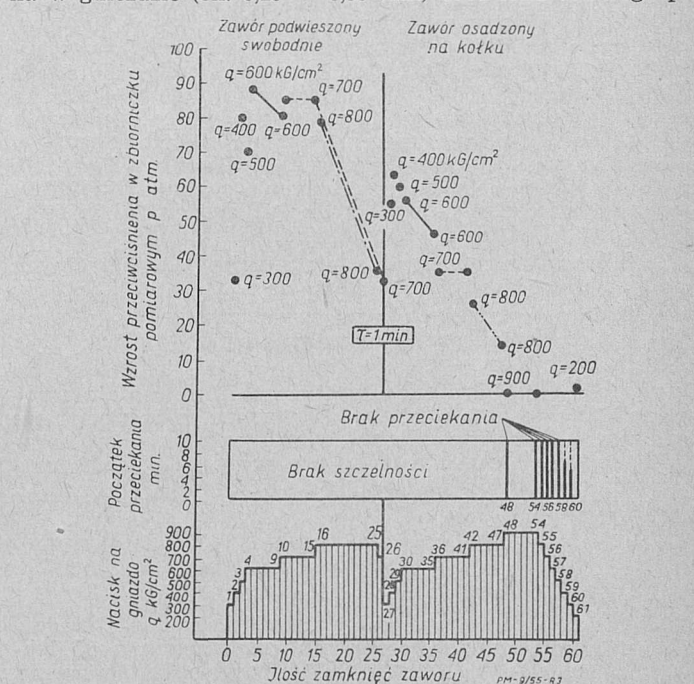
Ponadto stwierdzono, że duży wpływ na prawidłowe położenie grzybka zaworu ma stan powierzchni styku grzybka z trzonkiem zaworu; dlatego zalecane jest, aby powierzchnie te były twarde (np. utwardzone przez napawanie lub posiadające wstawki z węglików spiekanych). W celu uzyskania ustalonego położenia grzybka i gniazda zaworu oraz zabezpieczenia ich przed wzajemnym obrotem, co daje dobre wy-

ty, jak aparatura pomiarowa, narzędzia precyzyjne, narzędzia lekarskie i wyroby elektrotechniczne.

Na terenach otwartych zobaczymy wyroby przemysłu motoryzacyjnego, przemysłu taboru kolejowego, urządzenia energetyczne i teletechniczne w ruchu, zaś z Wieży Górnośląskiej zapoznamy się po raz pierwszy z osiągnięciami przemysłu okrętowego.

Prezentacja przemysłu ciężkiego na XXIV MTP zajmie ogółem 55% krytej i 100% otwartej powierzchni wystawowej, przeznaczonej dla wszystkich wystawców krajowych. Będzie to dominujący akcent Targów i dowód osiągnięć naszej gospodarki narodowej. Zadokumentujemy w ten sposób, że opanowaliśmy trudne problemy budownictwa maszyn i urządzeń przemysłowych, aparatury precyzyjnej i że jesteśmy poważnym partnerem w rozwoju pokojowej wymiany międzynarodowej, także w dziale dóbr inwestycyjnych.

W doszczelnianiu przylgni zaworów zarówno stożkowych jak i płaskich, należy stosować np. kołki prowadzące z za-



Rys. 2. Charakterystyka pracy zaworu z grzybkiem swobodnie podwieszonym i z grzybkiem ustalonym kołkiem — materiał obu przylgni „Sormait nr 1”.

swobodnej stronie kołka (ok. 0,5 ÷ 1,0 mm), ponadto zaś równoległości i współosiowości kołka i otworu prowadzącego. Przykład takiej konstrukcji jest przedstawiony na rys. 1.

Opisane powyżej metody polepszenia szczelności zaworów dadzą się zastosować również w okresie eksploatacji, podczas remontu lub wymiany armatury.

Wyniki badań zaworów charakteryzujące przedstawione osiągnięcia są pokazane na wykresach (rys. 2).

Inż. Z. Jikubowski

(Inż. A. D. Moisiejew, Elektrieskie Stacje, nr 9/54, str. 5)

Magnetyczne filtry olejowe w silnikach spalinowych

Jednym z czynników wpływających na przedłużenie okresu zdolności do pracy silnika spalinowego jest jakość oczyszczania oleju stosowanego do smarowania silnika. Olej w czasie pracy zanieczyszcza się zarówno przez cząsteczki metalu, jak i skutkiem przenikania z zewnątrz kurzu, a także przez tworzenie się nierozpuszczalnych produktów utleniania oleju. Cząsteczki tych zanieczyszczeń łączą się mechanicznie ze sobą, tworząc osad o własnościach ferromagnetycznych, co wykorzystano budując dla silników spalinowych filtry magnetyczne. Filtry te, jak wykazały badania, oczysz-

czają skutecznie olej usuwając z niego większość najdrobniejszych nawet zanieczyszczeń, tworzących niejednokrotnie zawieszinę koloidalną.

Pod względem konstrukcyjnym filtry stanowią podłużne komory, przez które przepływa olej w powrotnym swym obiegu. Ścianki komór wykonane są z metali niemagnetycznych. Wewnątrz umieszczony jest szereg magnesów (lub prętów stalowych) wytwarzających na drodze przepływu oleju pole magnetyczne. Pod wpływem działania tego pola zawieszone w oleju cząsteczki zanieczyszczeń osiadają na biegunach magnesów, skąd przy oczyszczaniu filtrów zostają usuwane.

Istnieje kilka typów wymienionych filtrów, różniących się między sobą szczegółami konstrukcyjnymi. Tak np. w filtrze MqB—1 właściwe magnesy znajdują się na zewnątrz komory, wewnątrz zaś są jedynie pręty stalowe umieszczone w polu magnetycznym magnesów. Typ ten cechuje łatwość rozbioru i oczyszczania, natomiast skutkiem znacznej stosunkowo odległości między biegunami magnesów wytwarzane na drodze przepływu oleju pole magnetyczne jest słabsze, toteż intensywność filtrowania jest mniejsza. Próby wykazały, że najwyższy stopień oczyszczania oleju (0,59% pierwotnej zawartości zanieczyszczeń) osiągany zostaje dopiero po 8 godzinach pracy silnika i od tego czasu utrzymuje się on stale na tym poziomie.

Filtry MqC i MqII mają magnesy umieszczone wewnątrz zbiornika: pierwszy magnesy proste, drugi — w kształcie podkowy. Filtr MqC obniża pierwotną zawartość zanieczyszczeń oleju wynoszącą 1,75% już po upływie 60 ÷ 70 minut pracy silnika do 0,63%. Wadą jego jest to, że magnesy są bardzo krótkie w stosunku do ich szerokości, co w pewnych warunkach powoduje przemieszczenie się ich biegunów, a zatem zakłócenie prawidłowości działania filtru. Pośrednie miejsce co do intensywności filtrowania zajmuje filtr MqII, przy użyciu którego najwyższy stopień czystości oleju osiąga się po 3,5 godzinach pracy silnika.

Badania wykazały, że działanie filtrów magnetycznych zależy od trzech czynników:

- prędkości przepływu oleju przez filtr — v_f
- grubości przepływającej warstwy oleju — y
- długości filtru — l

Prędkość przepływu oleju w obszarze filtrowania nie powinna przekraczać 0,5 m/sek., w przeciwnym bowiem razie osadzone już na biegunach zanieczyszczenia mogą być zmyte. Warunek ten pozwala obliczyć powierzchnię poprzecznego przekroju filtru F_f na podstawie zależności:

$$F_f = \frac{Q}{60 v_f} \text{ mm}^2$$

gdzie: Q — ilość przetłaczanego oleju w μ min.

Od grubości przepływającej warstwy oleju zależy średnia odległość zawieszonych cząsteczek zanieczyszczeń od biegunów magnesów, a tym samym intensywność filtrowania. Według danych doświadczalnych grubość warstwy nie powinna przekraczać 15 mm.

Długość filtru, od której przy ustalonej prędkości przepływu zależy czas pozostawiania cząsteczek pod działaniem magnesów, powinna umożliwić umieszczenie dziesięciu par magnesów w odstępach co 5 mm.

Prostota konstrukcji filtrów magnetycznych i łatwość włączania ich w obieg oleju silnika spalinowego powinna spowodować powszechne ich stosowanie.

Mgr inż. Stanisław Hahn

(S. M. Goldfeld, N. N. Osoprilko —
Awtomobilnaja i traktornaja promyslenost,
zesz. 12/54, str. 12)

Spiekane elektrody do elektroiskrowej obróbki metali

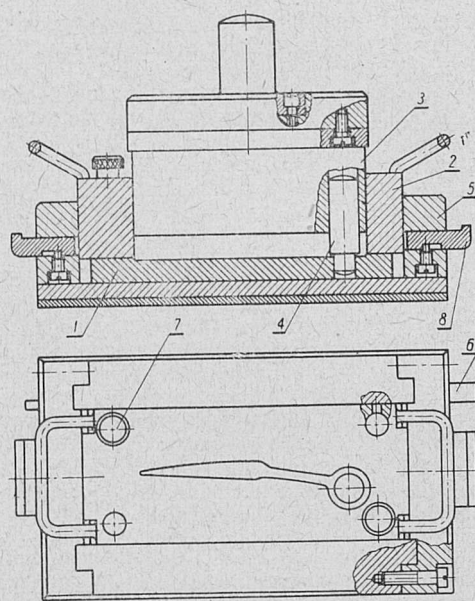
Przy wykonywaniu matryc do kucia i kokil odlewniczych szerokie zastosowanie znajduje obróbka elektroiskrowa. W przypadku produkcji elementów o skomplikowanych kształtach i małych przekrojach wykonanie skrawaniem elektrod-narzędzi do obróbki wykrojów matryc jest pracochłonne i powoduje duże odpady materiału. Wytwarzanie elektrod omawianego typu metodą spiekania proszku miedzanego lub miedziano-grafitowego pozwala zmniejszyć pracochłonność 8—10 razy, a koszt materiału ok. 2 razy.

Spiekanie jest szczególnie opłacalne przy powtarzającej się produkcji jednakowego asortymentu elektrod.

Najbardziej ekonomiczne jest stosowanie proszku miedzanego. Mieszanina miedziano-grafitowa zalecana jest wówczas, gdy charakter elektrody nie dopuszcza większych nacisków przy prasowaniu (skomplikowany kształt, małe przekroje, niska wytrzymałość mechaniczna). Dodatek 3% grafitu nie zmienia właściwości elektroerozyjnych elektrody, ułatwia natomiast prasowanie powodując również mniejsze zużycie się formy.

Uzyskanie jednorodnej nie utlenionej mieszaniny proszku jest w warunkach warsztatowych trudne i wymaga specjalnych szczelnych mieszalników obrotowych (prędkość obrotu 30 ÷ 40 obr./min., pochylenie osi bębna 15 ÷ 20°, czas mieszania 2 ÷ 3 godz., optymalne napełnienie mieszalnika ok. 30% pojemności).

Przykładowe rozwiązanie formy do prasowania elektrod pokazano na rys. 1. Zespół: podstawa 1, matryca 2 i stempel 3. Po napełnieniu proszkiem wstawia się do obudowy 5 i zamyka klinem 6. Zaciskanie klinem jest konieczne, ponieważ przy prasowaniu elektrod długości kilkunastu cm występu-



Rys. 1.

je wyginanie się ścianek matrycy, co powoduje odchyłki wymiarów elektrody. W celu wyjęcia wypraski należy wybić klin 6, odkręcić śruby 7 i postawić matrycę na opory 8. Trzpień 4 służy do wykonania otworu w przykładowym elemencie.

Luz między matrycą a stemplem wynosi 0,1 ÷ 0,2 mm na stronę. Wysokość matrycy ustala się doświadczalnie, wychodząc z dobrej wysokości elektrody i przyjmując, że proszek zasypuje się równo z górną krawędzią matrycy. Matrycę i stempel wykonuje się ze stali chromowo-manganowej lub chromowo-wolframowo-manganowej o twardości $HRC = 58 \div 60$ (po obróbce cieplnej).

Najlepszym typem prasy do produkcji elektrod jest prasa hydrauliczna, na której można w czasie prasowania kontrolować nacisk (normalnie 3 ÷ 5 T/cm²). Można również stosować prasy mechaniczne. Ze względu jednak na ewentualność przeciążenia należy stosować na matrycach opory ograniczające skok suwaka i zwiększyć obliczoną potrzebną moc prasy o około 100% z uwagi na zachodzące błędy dozowania. Doświadczalnie stwierdzono, że błąd ten może osiągać 60 ÷ 70%, przy czym nacisk jest w granicach dopuszczalnego. Nacisk przy pracy na prasach mechanicznych sprawdza się przez pomiar porowatości przyjmując, że wypraska z proszku miedzanego wykonana przy nacisku 3 T/cm² ma porowatość 20%, przy 5,5 T/cm² ok. 13%. Nadmierny nacisk powoduje pękanie wypraski.

W celu polepszenia własności mechanicznych elektrody prasowane poddaje się obróbce cieplnej w temperaturze 600 ÷ 650°C, w czasie 2 godz. w piecu z atmosferą ochronną zabezpieczającą przed utlenianiem lub w skrzynkach z mie-

lonym węglem. Wypraski nie poddane spiekaniu w podanych wyżej, doświadczalnie ustalonych optymalnych warunkach, nie wytrzymują obciążeń występujących w procesie obróbki elektroiskrowej.

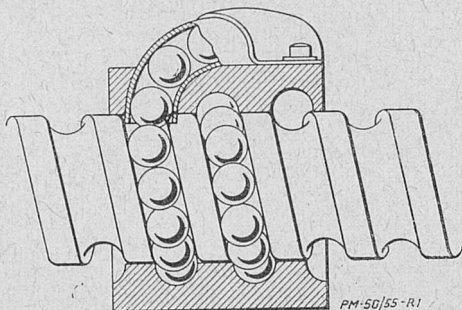
Inż. Zbigniew Jakubowski

(Kand. m. n. E. A. Wołodin, inż. L. A. Kowszarowa —
Wiernik Maszynostrojenia, zes. 12/54, str. 56)

Zastosowanie kulek w mechanizmach

Ruch toczny kulek można wykorzystać nie tylko w łożyskach, ale również w ruchowych połączeniach śrubowych i prostoliniowych.

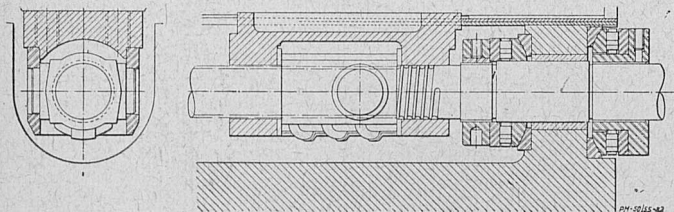
Zasadę działania połączenia śrubowego przy użyciu kulek pokazano na rys. 1. Nakrętka i śruba mają wykonane



Rys. 1. Połączenia śrubowe kulkowe.

odpowiednie rowki śrubowe, w których mieszczą się kulki przenoszące ruch. W czasie ruchu nakrętka wzdłuż śruby kulki przesuwają się z jednego końca nakrętki na drugi specjalnym kanałem zamykającym drogę obiegu kulek.

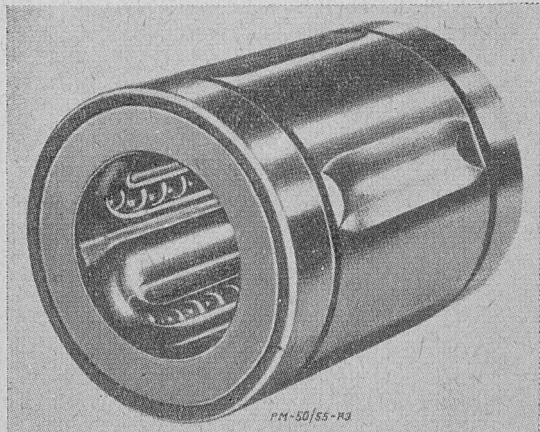
Rozwiązanie to nadaje się przede wszystkim do dźwigniów śrubowych. Stwierdzono, że przy podnoszeniu ciężaru 5 T sprawność takiego dźwigniaka jest mniej więcej 4,5 raza większa niż dźwigniaka ze zwykłą śrubą i nakrętką. W pra-



Rys. 2. Napęd sań narzędziowych za pomocą śruby i kulek: 1 — śruba o średnicy zewnętrznej 44 mm z rowkiem śrubowym o skoku 6,5 mm; 2, 3 — podkładki oporowe; 4 — nakrętka.

ktycie stosowano dźwigniaki o udźwigu do 80 T, przy użyciu śruby o średnicy do 110 mm i długości do 7 m oraz średnicy kulek 25 mm.

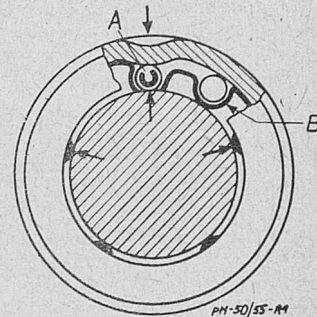
Połączenia śrubowe kulkowe zastosowano również w kolumnie sterowniczej pojazdów mechanicznych oraz w obrabiarkach w tych wypadkach, gdy wymagany był dokładny ruch mechanizmu przy dużych obciążeniach. Na rys. 2 po-



Rys. 3. Tuleja przesuwna z kulkami.

kazano tego rodzaju napęd śrubowy sań narzędziowych tokarki do kół wagonowych.

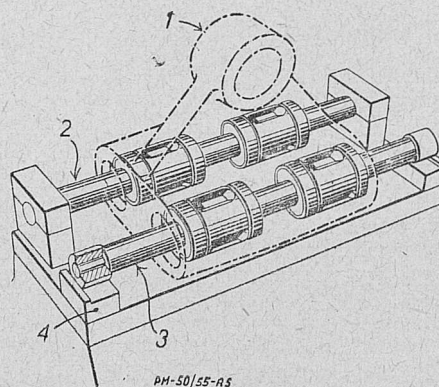
Kulki mogą być zastosowane także przy ruchu prostoliniowym elementu. Na rys. 3 pokazano przykładowo tuleję zaopatrzoną w kulki umieszczone w czterech wzdłużnych koszykach składających się z części roboczej i części powrotnej. Koszyk roboczy jest z obu stron otwarty, tak że kulki stykają się z wewnętrzną powierzchnią tulei i jednocześnie z wałkiem (rys. 4, pkt. A). Koszyk B umożliwia obieg kulek.



Rys. 4. Zasada budowy tulei z kulkami tocznymi.

Współczynnik tarcia tego rodzaju połączenia wynosi $0,002 \div 0,004$ przyjmując, że wałek jest gładko szlifowany i ma twardość $H_{RC} = 60$.

Rys. 5 przedstawia ułożyskowanie głowicy 1 przy użyciu czterech tulei osadzonych na kulkach, stosowane w precyzyjnych szlifierkach. Wałek 2 przymocowany jest sztywno



Rys. 5. Schemat prowadnic głowicy szlifierki precyzyjnej.

do podstawy, natomiast wałek 3 opiera się za pośrednictwem tulei na dwóch podporach 4, hartowanych i szlifowanych oraz dokładnie spoziomowanych. Urządzenie to zapewnia lekki i łagodny ruch głowicy.

F. M.

(Machinery, October 8, 1954, str. 782)

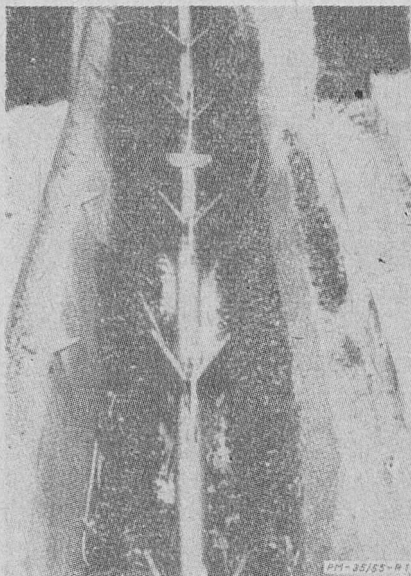
Nowoczesny transport wiórów w przemyśle metalowym

Znaczna ilość wiórów przy obróbce metali, jak również dążenie do coraz lepszego wykorzystania powierzchni produkcyjnej przez ustawienie na niej możliwie jak największej ilości maszyn wymagają racjonalnego rozwiązania transportu wiórów.

Stałe odprowadzanie wiórów dokonywane jest przez przenośnik wiórów systemu *Wissmanna*, dzięki któremu wszelkiego rodzaju wióry i odpadki zostają odprowadzone kanałami pod podłogą. Elementem przenoszącym jest w tym przypadku rura złożona ze znormalizowanych odcinków o długości 3 m, z przytwierdzonymi pod kątem zgarniaczami w postaci płytek (rys. 1). Rura ma ruch posuwisto-zwrotny. Przy ruchu w przód płytki zabierają wióry, zaś przy ruchu wstecznym ślizgają się po nich; cofaniu się wiórów zapobiegają poza tym boczne haki ścienne. Skok rury wynosi 1,5 m, posuw zaś 10 m/min. Wióry spadają bezpośrednio do kanału wiórowego przez otwór w łożu obrabiarki, jeżeli zaś jest to niemożliwe, instaluje się po bokach maszyny zsuwnie. Kanał zostaje przykryty równo z poziomem podłogi.

W dno kanału wpuszcza się płytę z listwą i umocowanymi na niej tulejkami tocznymi, po których przesuwają się przecięta wzdłużnie rura przenośnika. Kanały zwykle mają głębokość 0,5 m; szerokość ich na poziomie podłogi wynosi 600 mm, zaś na dnie 300 mm. Jeżeli do kanału spływa również ciecz chłodząco-smarująca, to kanałom, wyłożonym cementem, nadaje się pewne pochylenie, umożliwiające skierowanie cieczy w żądanym kierunku.

Napęd przenośnika jest hydrauliczny. Mechanizm przenoszący ruch tłoka na rurę umieszczony jest w samym kanale, natomiast zespół pompowy może być umieszczony w bocznym kanale lub nad powierzchnią podłogi. W celu racjonal-



Rys. 1. Przenośnik do wiórów.

nego wykorzystania siły napędu można zainstalować dwa silniki. Przy dużej ilości wiórów pracują oba silniki, dając ciśnienie 30 atn oraz szybkość posuwu rury 10 m/min. Przy mniejszej ilości wiórów wystarczy uruchomienie tylko jednego silnika; wówczas urządzenie pracuje przy mniejszej o połowę szybkości, jednakże przy pełnym ciśnieniu.

W przypadku, gdy instaluje się dwa, lub więcej, przenośniki w układzie równoległym, wówczas każdy z nich powinien być uruchamiany osobnym tłokiem, przy czym wszystkie tłoki napędzane są od jednego zespołu pompowego. Praktycznie ilość wiórów przenoszonych przez jeden przenośnik nie jest zbyt duża i wymaga tylko okresowej pracy przenośnika. W tym przypadku najlepszym rozwiązaniem jest kolejne włączanie i wyłączanie poszczególnych przenośników.

Przy równoległym układzie kanałów buduje się poprzeczny kanał centralny (rys. 2), który służy do odprowadzania wiórów z hali. Kanał poprzeczny buduje się tak, żeby dzielił poszczególne kanały poprzeczne na dwie części, przy czym w obu tych częściach przenośniki pracują w kierunku kanału poprzecznego. Tak więc posuw roboczy w jednej części jest jednocześnie biegiem wstecznym drugiej części.

Po odprowadzeniu wiórów z hali warsztatowej wióry najczęściej zostają rozdrobnione przy pomocy łamacza albo specjalnego urządzenia wbudowanego w kanał przenośnika. Urządzenie to stanowi dwudzielną płytę zaopatrzoną w cztery rzędy haków osadzonych sprężysto i skierowanych w kierunku przeciwnym do ruchu wiórów (rys. 3). W czasie pracy przenośnika wióry są rozrywane przez haki, dzięki czemu uzyskuje się zadziwiająco wysoki ciężar zsypu.

Rozdrobnione wióry dostarczane są do zbiornika przejściowego za pomocą osobnego przenośnika pochyłego. Głównym elementem tego przenośnika jest normalna gumowa taśma o szerokości 600 mm i szybkości posuwu 1 m/sek. Do transportu wiórów przy pochyleniu do 75° pod taśmą gumową umieszcza się listwy magnetyczne z magnesami trwałymi, które przytrzymują wióry na taśmie. Magnesy są umieszczone w ten sposób, że przy ruchu taśmy przytrzymywane są wszystkie wióry. Zrzut wiórów następuje ponad głowicą przenośnika. Istnieje możliwość zastosowania w tym przypadku zgarniacza, który by usuwał z taśmy pozostałe części obce. Ze zbiornika wióry transportowane są samochodami lub wagonami.

Najkorzystniejszą z punktu widzenia gospodarczego formą dalszego transportu są wióry prasowane w bele. Także i w tym przypadku do transportu wiórów do prasy mogą być

użyte pochyłe przenośniki taśmowe, jeżeli prasa znajduje się nad podłogą. Do transportu prasowanych bel nadają się najlepiej przenośniki łańcuchowe pośrednie poprzeczkowe, przy czym bele przesuwane są po blaszanej rynnie.

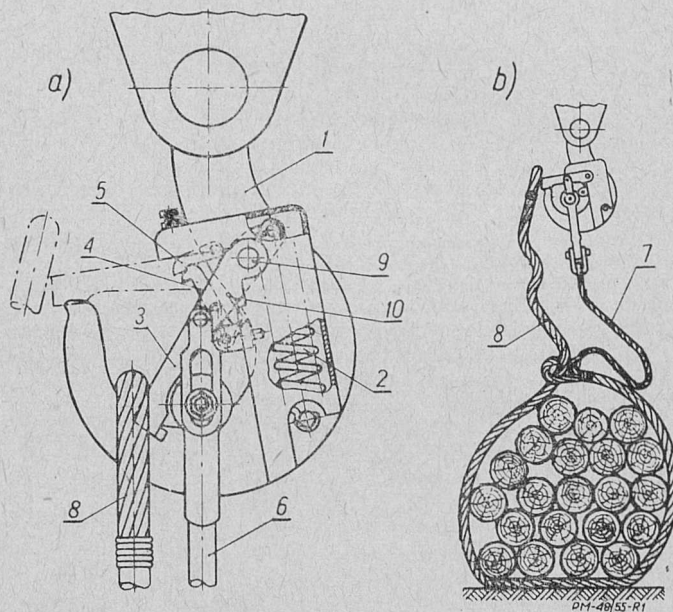
A. Ł.

(Ing. H. Assauer, Wuppertal —
Fördern u. Heben, nr 11/54, str. 791)

Hak dźwigowy z samoczynnym wyrzutnikiem liny

Istota pomysłu polega na zaopatrzeniu haka w samoczynny wyrzutnik liny (rys. 1a). Wyrzutnik składa się z płytki rozwidlonej 3 zamocowanej na sworzniu 9 i odchylanej przez dwie sprężyny śrubowe 2, dolnej zapadki 4 ze sprężyną 10, zatrzymującej płytkę 3 w położeniu górnym, górnej zapadki 5 i jarzma 6. Podczas pracy lina pomocnicza 7 jest stale połączona z jarzmem 6, a pętlę liny nośnej 8 zakłada się na hak i opiera o płytkę odrzutnika.

Przy podnoszeniu i przenoszeniu ładunku płytka 3 wchodzi głęboko w gardziel haka, dzięki naciskowi wywierane-



Rys. 1. a) — Hak z wyrzutnikiem: 1 — hak, 2 — sprężyny śrubowe, 3 — płytka wyrzutnika, 4 — zapadka dolna, 5 — zapadka górna, 6 — jarzmo, 7 — lina pomocnicza, 8 — lina nośna, 9 — sworzni, 10 — sprężyna płytkowa; b) — Zasada pracy haka z wyrzutnikiem.

mu przez linę 8. W tym położeniu zapadka 4 napierana przez płytkę 3 odchyła się w prawo, wówczas zaś zapadka górna 5 ustala ją w tym położeniu (jak na rysunku). Gdy ładunek dotknie ziemi i napięcie liny osłabnie, płytka odrzutnika przesunie się pod działaniem sprężyn 2 ku górze i energicznie zrzuci linę z haka zwalniając równocześnie zapadkę 5 (rys. 1b). Przy ruchu haka w górę połączona na stałe z jarzmem lina pomocnicza pociągnie pętlę liny nośnej, a pod wpływem tego naciągu przekazanego przez jarzmo 6 płytce 3 odchyli się ona ku dołowi i ustali w środkowym położeniu za pomocą zapadki 4. Gardziel haka będzie otwarta.

Doświadczenia wykazały skuteczność i niezawodność działania samoczynnego wyrzutnika liny oraz potwierdziły wyższość jego nad dotychczasowymi podobnymi konstrukcjami, które są tylko półautomatyczne, bowiem wymagają odchylenia odrzutnika i założenia liny na hak.

Omawiane urządzenie daje się zastosować do znormalizowanych haków każdej nośności. Oprócz tego hak ten nadaje się do pracy chwytnikiem dwulinowym.

Twórcą pomysłu jest kowal z portu Jałtańskiego — I. Ry-mariw.

Inż. J. Sawiczewski

Wiadomości SIMP

Komunikat

Sądu Konkursowego konkursu na najlepszy odczyt koła zakładowego SIMP

Sąd Konkursowy w składzie kol.: A. Latour — przedstawiciel Zarządu Głównego SIMP — przewodniczący, M. Zabłocki — przedstawiciel Oddziału Krakowskiego SIMP — sekretarz, W. Grabowski — przedstawiciel Komisji Odczytowej ZG SIMP — członek, W. Natanson — przedstawiciel Oddziału Warszawskiego SIMP — członek, Z. Zanoziński — przedstawiciel Komisji TOP ZG SIMP — członek, J. Florakow — przedstawiciel Związku Zawodowego Metalowców, na posiedzeniu w dniu 13.4.1955 r. po zapoznaniu się z materiałem nadesłanym przez oddziały SIMP z konkursu na najlepszy odczyt koła zakładowego oraz opiniami recenzentów — postanowił przyznać nagrody następującym Kolegom:

I nagroda w wysokości 1500.— Kol. St. Frankiewiczowi (Oddział SIMP w Łodzi) za odczyt pt. „Wprowadzenie metody tow. Klaji w Centralnym Biurze Technicznym Przemysłu Maszyn Włókienniczych”, wygłoszony w Kole Zakładowym SIMP przy Centralnym Biurze Technicznym Przemysłu Maszyn Włókienniczych.

II nagroda w wysokości zł 1000.— Kol. E. Kamińskiemu (Oddział SIMP w Warszawie) za odczyt pt. „Oszczędnościowe stale konstrukcyjne w przemyśle motoryzacyjnym”, wygłoszony w Kole Zakładowym SIMP i K.T.i.R. przy BKPMot. w Warszawie.

III nagroda w wysokości zł 750.— Kol. Z. Wajsovi (Oddział SIMP w Łodzi) za odczyt pt. „Zagadnienie produkcji prototypowej”, wygłoszony na zebraniu Koła Zakładowego SIMP przy Centralnym Biurze Technicznym Maszyn Włókienniczych w Łodzi.

IV nagroda w wysokości zł 500.— zespołowi autorskiemu Koła Zakładowego SIMP w Brzezince za odczyt pt. „Powody pęknięć u artykułów porcelany prasowanej”, wygłoszony na zebraniu Koła Zakładowego SIMP przy Zakładach Wytwórczych Porcelany Elektrycznej w Brzezince (Oddział SIMP w Stalinogrodzie).

Dwie piąte nagrody:

Va nagroda w wysokości zł 250.— Kol. W. Szlengowi (Oddział SIMP w Łodzi) za odczyt pt. „Obróbka cieplna drutów — patentowanie”, wygłoszony na zebraniu Koła Zakła-

dowego SIMP przy Zakładach Przemysłowych „Komuna Paryska” w Radomsku.

Vb nagroda w wysokości zł 250.— Kol. St. Wachnowskiemu (Oddział SIMP w Zielonej Górze) za odczyt pt. „O organizacji i niezbędnych usprawnieniach w dziedzinie naszego transportu wewnątrzzakładowego”, wygłoszony na zebraniu Koła Zakładowego SIMP „Zastal” w Zielonej Górze.

Sąd Konkursowy przyznał również 3 wyróżnienia po 100 zł.

1) Kol. Wł. Jakubowskiemu z Oddziału SIMP w Lublinie za odczyt pt. „Technologia procesu produkcyjnego książki w ZSRR — a u nas”, wygłoszony na zebraniu Sekcji Poligrafów Oddziału Terenowego w Lublinie.

2) Kol. B. Barańskiemu z Oddziału SIMP w Łodzi za odczyt pt. „Udział mistrza i robotnika w obniżce kosztów własnych i wydajowym rozrachunku gospodarczym”, wygłoszony na zebraniu Koła Zakładowego SIMP przy Zakładach Mechanicznych im. Strzelczyka w Łodzi.

3) Kol. H. Grygorowiczowi z Oddziału SIMP w Łodzi za odczyt pt. „Chromowanie dyfuzyjne”, wygłoszony na zebraniu Koła Zakładowego SIMP przy Prozamecie w Piotrkowie.

Ponadto przyznano 5 nagród organizatorom nagrodzonych odczytów, a to:

1) Referentowi odczytowemu Koła Zakładowego SIMP przy CBT Masz. Włókien. w Łodzi — zł 500.—

2) Referentowi odczytowemu Koła Zakładowego SIMP przy „Zastal” w Zielonej Górze — zł 400.—

3) Referentowi odczytowemu Koła Zakładowego SIMP przy Zakładach im. Strzelczyka w Łodzi — zł 300.—

4) Referentowi odczytowemu Koła Zakładowego SIMP przy BKPMot w Warszawie — zł 200.—

5) Referentowi odczytowemu Koła Zakładowego SIMP przy Bielskich Zakładach Urządzeń Technicznych w Bielsku — zł 100.—

Za podstawę oceny przyjęto następujące kryteria:

- 1) Przydatność dla zakładu produkcyjnego
- 2) Poprawność ujęcia tematu pod względem merytorycznym
- 3) Oryginalny wkład autora w opracowanie zagadnienia
- 4) Poprawność stylu i jasność języka, przejrzystość rysunków, należyta objętość
- 5) Poziom organizacyjny zebrania i dyskusji.

Bibliografia

W sprawie książki pt. „Parowozy” tom I

Recenzja o książce prof. K. Zembrzuskiego pt. „PAROWOZY” t. I., opublikowana w zeszycie 12/54 „Przeglądu Mechanicznego”, wzbudziła dość duże zainteresowanie naszych Czytelników. Na temat recenzji oraz książki otrzymaliśmy szereg wypowiedzi. Między innymi upłynęło również pismo Autora książki. Chcąc w tej sprawie zabrać możliwe sprecyzowane stanowisko Redakcja zwróciła się do recenzenta, prof. dr inż. A. Langroda, z prośbą o dodatkową wypowiedź w tej sprawie.

Z zamieszczonych poniżej wypowiedzi — Autora oraz Recenzenta — wynika jednak, że uzgodnienie poglądów na temat pewnych zagadnień ujętych w książce przekracza możliwości, jakimi dysponuje redakcja czasopisma. Z tych względów obie wypowiedzi zamieszczamy bez komentarzy, przypuszczając, iż mimo to pozwolą one zainteresowanym Czytelnikom na pogłębienie i rozwinięcie niektórych wiadomości zawartych w omawianej książce.

Uwagi w sprawie recenzji o książce „Parowozy” t. I*)

Prof. KAZIMIERZ ZEMBRZUSKI

A. Autor recenzji poddaje krytyce pewne zdania w mojej książce znajdujące się na str. 38 oraz na str. 109 ÷ 124, a więc zawarte w rozdziałach, które opracowałem nie tylko do książki, lecz i do oddzielnego opublikowania pt. „O współpracy kotła i silnika parowozu”¹⁾ i „W sprawie ustalenia wielkości wyjściowych do projektowania parowozu”²⁾. Wyszukane w recenzji zarzuty miałem możliwość poznać już przed rokiem³⁾, bowiem prof. dr inż. A. Langrod zamieścił je między innymi w opiniach o wymienionych moich pracach, gdy złożyłem te prace do druku w redakcjach czasopism naukowych wskazanych w odnośnikach 1) i 2). Na zarzuty te odpowiedziałem w listach do redakcji, wykazując, że nie są one uzasadnione; odpowiedzi moje zostały przekazane niewątpliwie Autorowi opinii.

Ponieważ prof. dr inż. A. Langrod nie zechciał zadowolić się moimi odpowiedziami, lecz w dalszym ciągu powtarza mniej więcej te same zarzuty, więc zmuszony jestem podać wyjątki moich odpowiedzi przekazanych w swoim czasie redakcjom: Archiwum Budowy Maszyn i Zeszytów Naukowych Politechniki Warszawskiej, uzupełniając je w miarę potrzeby.

*) „Odpowiedź” prof. K. Zembrzuskiego została nadesłana do Redakcji w dniu 12 stycznia 1955 r. i jedynie ze względów technicznych nie mogła być ogłoszona wcześniej.

B. W sprawie zarzutu w punkcie 1 recenzji pisałem, co następuje:

„Pracę moją pt. „O współpracy kotła i silnika parowozu” oparłem na wielokrotnie stwierdzonym doświadczalnie fakcie istnienia równowagi pracy kotła i silnika w parowozie tylko w wąskim przedziale natężeń rusztu, teoretycznie — przy jednym tylko natężeniu rusztu, które oznaczyłem przez y_r . Przy tym natężeniu rusztu silnik pobiera D_r kg/h pary, a kocioł pracuje przy stałym poziomie wody i stałym ciśnieniu. Powyżej i poniżej natężenia rusztu y_r równowaga pracy kotła i silnika ulega zachwianiu.

Wyniki badań doświadczalnych przedstawiające rzeczywisty obraz współpracy kotła i silnika parowozu oraz rozważania dotyczące wpływu urządzenia ciągowego na charakterystykę tego obrazu były publikowane zarówno w Polsce, jak i za granicą, np. we Francji. Odnośne publikacje wymieniałem w załączniku do mojej pracy. Na tym miejscu dodam, że dla wszystkich serii parowozów PKP, które były badane doświadczalnie przed 1939 r., zostały ustalone zależności

$$D_m = f(\varepsilon, V) \quad [1]$$

drogą bezpośrednich pomiarów, oraz

$$D_k = f(\varepsilon, V) \quad [2]$$

drogą obliczeń wykorzystujących pomiary, w których to zależnościach

D_m — ilość pary pobierana rzeczywiście przez silnik w kg/h,
 D_k — ilość pary (fikcyjna), jaką kocioł wytworzyłby, gdyby poziom wody w kotle nie ulegał zmianie, w kg/h,
 ε — stopień napełnienia cylindrów silnika,
 V — prędkość jazdy w km/h.

Z zależności tych wynika trzecia

$$D_m = f(D_k, \varepsilon),$$

która z dostateczną ścisłością bywa zastępowana przez związek

$$D_m = \Psi(D_k),$$

Równocześnie bywają ustalane zależności

$$D_k = f'(y, \varepsilon)$$

$$D_m = \varphi'(y, \varepsilon),$$

które są zastępowane we wszelkich opracowaniach przez pokrywające się z nimi prawie dokładnie zależności

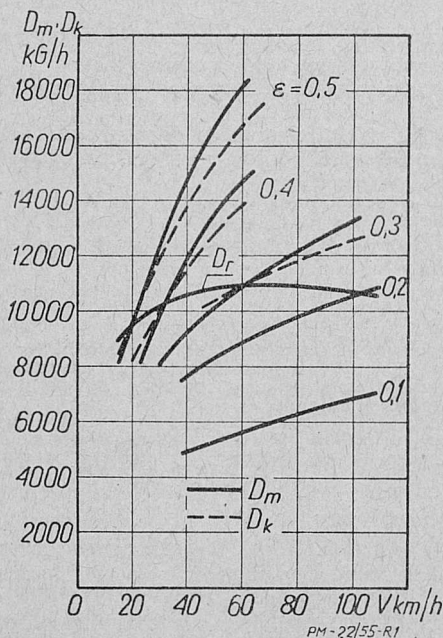
$$D_k = f(y) \quad \text{oraz} \quad D_m = \varphi(y). \quad [3]$$

Wymienione zależności ustalałem dla kilku przypadków osobiście, biorąc w swoim czasie udział w badaniach doświadczalnych parowozów polskich i obcych.

Tak oto przedstawia się faktycznie sprawa doświadczalnego określenia obrazu współpracy kotła i silnika parowozu, z którego wynika fakt istnienia równowagi pracy kotła i silnika tylko w wąskim przedziale natężeń rusztu.

Pomimo tego Autor recenzji z niewiadomych mi przyczyn nazywa stwierdzony wielokrotnie doświadczalnie obraz współpracy kotła i silnika założeniem sprzecznym z rzeczywistością. Nasuwa się przypuszczenie, że zagadnienie współpracy kotła i silnika parowozu oraz dotychczasowe publikacje w tej sprawie są dla Autora recenzji całkowicie obce. Tylko w ten sposób można sobie wytłumaczyć nieoczekiwane wprost stanowisko zajęte w recenzji.

Dla porządku przytaczam obecnie rysunki potwierdzające powyższe wyjaśnienia, zaczerpnięte z kilku opublikowanych prac.



Rys. 1. Wykres zależności $D_m = f(\varepsilon, V)$, $D_k = f(\varepsilon, V)$ i $D_r = f(V)$ dla parowozu PKP serii Pu 29, ustalony doświadczalnie przez A. Czechotta.

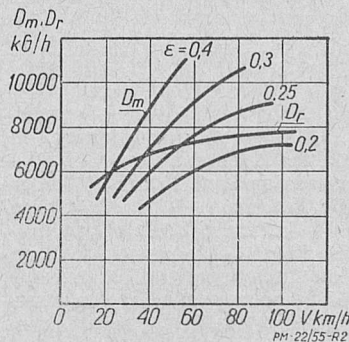
Rys. 1 przedstawia zależności [1] i [2] ustalone doświadczalnie dla parowozu serii Pu 29 i ogłoszone drukiem w 1935 r. w zeszytce pt. „Ważniejsze wyniki badania parowozów, typ 2-4-1 Pu 29” opracowanym przez A. Czechotta. Linia D_r będąca miejscem geometrycznym przecięć odpowiadających sobie linii

$$D_m = f(\varepsilon, V) \quad \text{i} \quad D_k = f(\varepsilon, V)$$

podaje wydajność kotła w zależności od prędkości jazdy, przy której istnieje równowaga pracy kotła i silnika. Obraz przedstawiony na rys. 1 powtarza się w szeregu podobnych zeszytów odnoszących się do innych parowozów PKP.

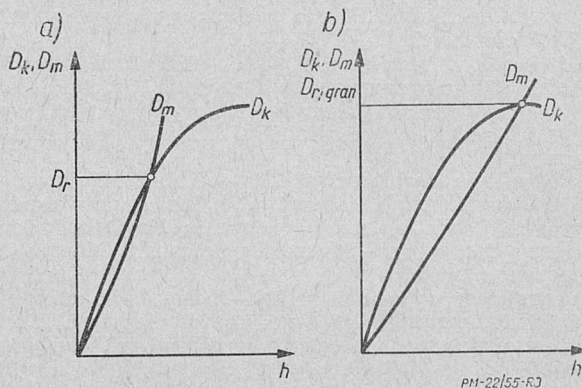
Linie D_r wyznaczoną doświadczalnie, powyżej której następuje wyczerpywanie się kotła, czyli brak równowagi pracy kotła i silnika, spotyka się również u autorów niemieckich. Tak np. R. Sanzina w publikacji pt. „Versuche an einer Nassdampf-Zwillings

Schnellzuglokomotive“ już w 1914 r. w Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens podaje rysunek, który tutaj przytaczam jako rys. 2.



Rys. 2. Wykres zależności $D_m = f(\varepsilon, V)$ i $D_r = f(V)$ dla parowozu typu 2-2-0 kolei niemieckich, ustalony doświadczalnie przez R. Sanzina.

Zależności [3] podają zwykle autorzy francuscy, np. A. Chapelon w publikacji pt. „Note sur les échappements de locomotives. Résultats d'expériences effectuées à la Compagnie de Paris-Orléans”, ogłoszonej w 1928 r., lub tenże autor w książce pt. „La loco-



Rys. 3. Wykresy zależności $D_k = f(h)$ i $D_m = f(h)$, podawane w sprawozdaniach z doświadczeń A. Chapelona; a) — przypadek ogólny, b) — przypadek szczególny.

motive à vapeur”, wydanej w 1938 r. i powtórzonej w 1952 r. Rys. 3a jest zaczerpnięty z tych właśnie prac; D_k i D_m są w tym przypadku przedstawione w funkcji podciśnienia w dymnicy h , co oczywiście nie zmienia istoty obrazu.

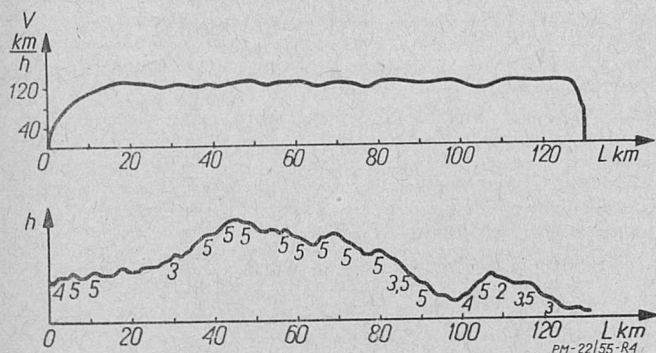
W mojej odpowiedzi z ubiegłego roku napisałem również: „Czyż Autor recenzji nie zauważa, że nawet obraz współpracy kotła i silnika, który sam przytacza ... nie jest wcale sprzeczny z tym, co zawiera moja praca i wyniki doświadczeń? Przecież przytoczony przez Autora recenzji przypadek jest tylko przypadkiem szczególnym ogólnego obrazu, rozpatrywanego przeze mnie, uzyskanym przy stosunkowo silnym ciągu, gdy krzywa $D_m = \varphi(y)$ przecina krzywą $D_k = f(y)$ na jej szczycie, wyznaczając graniczną wartość wydajności kotła przy stałym poziomie wody w kotle, czyli $D_{r \text{ gran}} = D_k \text{ max}$ (p. rys. 3b). Jest to obraz spotykany powszechnie, np. w parowozach amerykańskich”. Właśnie dlatego doświadczenia amerykańskie, na które powołuje się Autor recenzji, mogą trwać nawet kilka godzin przy dowolnym natężeniu rusztu oraz przy dodatkowych prostych zabiegach przeciwdziałających nadprodukcji pary.

C. W sprawie zarzutów w punktach 2 i 3 stwierdzam, że powstały one prawdopodobnie z tego powodu, iż Autor recenzji nie wniknął w istotę przedstawionego przeze mnie zagadnienia ustalania wielkości wyjściowych do projektowania parowozu, łącznie z układem zestawów kół, i krytykuje oderwane od siebie niektóre moje stwierdzenia, nieco nawet przeinaczone. Dodam, że Autor recenzji nie docenia prawdopodobnie korzyści, jaką daje konstruktorowi możliwość określenia rachunkiem koniecznego układu zestawów kół projektowanego parowozu, skoro krytykuje pierwsze w naszej literaturze opracowanie, które umożliwia takie obliczenie, a więc również i racjonalne opracowanie projektu.

Przechodząc do szczegółów zawartych w punkcie 2 recenzji, podaję, że na str. 111 mojej książki nie zalecam „aby pociąg biegł z możliwie niezmienną szybkością, a więc z tym większą mocą im większe jest wzniesienie”, jak to pisze Autor recenzji, lecz rozważam wpływ prędkości jazdy na wzniesieniach na wartość prędkości największej przy określonej prędkości średniej, i wskazuję wymagania odnośnie normalnej mocy parowozów prowadzących określony pociąg z większą lub mniejszą amplitudą prędkości chwilowych.

W dalszym ciągu, na str. 112, omawiam sposób podniesienia średniej prędkości pociągu osobowego bez przekraczania wyznaczonej prędkości największej, wskazując, że jest to możliwe do osiągnięcia drogą zmniejszenia amplitudy prędkości chwilowych, a więc zastosowania parowozu o większej mocy normalnej. Rozważania moje ilustruję powtórzoną tutaj rys. 4 zapożyczonym od A. Chapełona, który moje tezy potwierdza pomimo tego, że Autor recenzji jest innego zdania.

W sprawie punktu 3 recenzji odpowiadam przede wszystkim, że w rozdziale 4.0.1 mojej książki sprecyzowałem wystarczająco szczegółowo i jasno, jakie ujęcia zadań przewozowych są dla konstruktora niezbędne, i uzasadniłem dlaczego daję pierwszeństwo ujęciu, z którym Autor recenzji nie spotkał się dotychczas. Podkreśliłem przy tym aż nadto wyraźnie, że ponieważ wartości V_n i i_n decydują o równomierności jazdy danego pociągu na określonej linii przy wymaganej prędkości średniej, lub też o prędkości średniej danego pociągu przy wyznaczonej prędkości największej, więc podawanie tych wartości jest szczególnie interesujące. Dodam, że wyznaczanie V_n dla istniejących parowozów jest niezwykle proste wbrew twierdzeniu Autora recenzji o zawilej drodze tej



Rys. 4. Zmiany prędkości pociągu pośpiesznego o ciężarze 620 t na odcinku Politières-Angoulême we Frnacji o wskazanym profilu. Liczby przy profilu odcinka wskazują niektóre pochyleń toru.

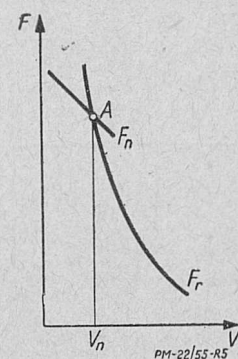
czynności, bowiem ogranicza się do odczytania odciętej punktu A na wykresie rys. 5, który to wykres jest sporządzany dla każdego parowozu bez względu na to, jaką metodą są liczone wstępnie parowozy projektowane.

Uwagi Autora recenzji w sprawie niektórych stwierdzeń na str. 109 i 110 są niezrozumiałe, bowiem z przytoczonego tekstu ze str. 109 wynika, że konstruktor musi znać przeciętne warunki pracy parowozu, a z tekstu str. 110 — że o równomierności jazdy pociągu na określonej linii decyduje wartość V_n przy $i_n = \text{const}$, przyjmowana we wstępnym obliczeniu parowozu.

Ostatnia uwaga Autora recenzji w punkcie 3 również nie jest słuszna, bowiem prędkość średnia pociągu (w przykładzie

$V_m = 90 \text{ km/h}$) ma tylko tyle wspólnego z prędkością V_n (w przykładzie $V_n = 50 \text{ km/h}$), że wartość tej ostatniej decyduje o wartościach odchyłen chwilowych prędkości pociągu od zadanej prędkości średniej, czyli o równomierności jazdy pociągu.

D. Z kolei odpowiadam na pytanie zawarte w punkcie 4 recenzji, podkreślając na wstępie, że moja książka nie jest podręcznikiem szkolnym, jak ją ocenił Autor recenzji, lecz ma do spełnienia szersze zadanie, niż wymaga się



Rys. 5. Wykres sił pociągowych: F_n — przy pełnym wykorzystaniu ciężaru napędowego, F_r — przy normalnej wydajności kotła.

tego od podręcznika szkolnego. Moja książka nie ma być tylko „narzędziem” w codziennej pracy zawodowej inżynierów, lecz ma pobudzać niektórych z nich do dalszych samodzielnych badań naukowych, niezbędnych do dalszego postępu technicznego w dziedzinie budowy i użytkowania parowozów. A ponieważ zadaniem wyszkolonych przez mnie inżynierów, którzy poświęcą się pracy twórczej, będzie rozpoczęcie pracy od tego miejsca, w którym ja tę pracę zakończyłem, więc z tego powodu wiele moich myśli, nawet tych, które nie tworzą jeszcze ostatecznego obrazu, uważam za celowe im przekazać w mojej książce.

Co zaś do doświadczeń niezbędnych do ostatecznego ujęcia metody ustalania wielkości wyjściowych do projektowania parowozu, to wyjaśniam, że celem ich będzie zebranie materiału umożliwiającego określenie wpływu prędkości V_n na amplitudę prędkości pociągu w rozmaitych przypadkach, a więc ułatwienie mojej metody obliczeń w nie zmienionej postaci.

Gdyby autor recenzji opracował prostszą i bardziej słuszną od mojej metodę obliczania wielkości wyjściowych do projektowania parowozu, włączając w to również rachunkowe określanie układu zestawów kół parowozu, to taką nową metodę gotów jestem stosować zamiast podanej w mojej książce.

E. Na zakończenie pragnę sprostować nieścisłość ostatniego zdania recenzji, w którym Autor sugeruje Czytelnikowi, że Jego zarzuty dotyczą części teoretycznej mojej książki, a nie dotyczą części konstrukcyjnej. Otóż w recenzji Autor krytykuje tylko 17 stron, podczas gdy część teoretyczna obejmuje około 180 stron, a konstrukcyjna — około 60 stron.

- 1) Archiwum Budowy Maszyn, Tom I, Zeszyt 1.
- 2) Zeszyty Naukowe Politechniki Warszawskiej, Mechanika, Zeszyt 2.
- 3) Nazwisko opiniodawcy ustaliłem bez trudności, bowiem w tekście opinii prof. Langrod powoływał się na swój podręcznik pisząc: „Sprawę tę omówiłem obszerniej w mojej książce pt. „Podstawy kolejowej trakcji parowej, elektrycznej i spalinowej ...”

Odpowiedź na uwagi prof. K. Zembrzuskiego

Prof. dr inż. A. LANGROD

1. Drużyna parowozowa pracuje prawidłowo, jeśli tak zasila kocioł wodą i węglem, aby przy danym zapotrzebowaniu pary równowaga cieplna w kotle była możliwie utrzymana, tj. aby ilości pary wytwarzanej i pobieranej były możliwie równe. Przy nagłym zwiększeniu zapotrzebowania pary, np. przy przejściu pociągu z poziomego na wzniesienie, odpowiednia zmiana natężenia rusztu wymaga pewnego czasu, tym większego, im większa jest różnica zapotrzebowania pary i w tym czasie równowaga cieplna jest przerywana. Także w tym przypadku drużyna, pracując prawidłowo, dąży do złagodzenia nierównowagi cieplnej, rozpoczynając zmianę zasilania kotła wcześniej. Tylko w niektórych przypadkach drużyna nie utrzymuje równowagi cieplnej, np. pod koniec jazdy przed odstawieniem parowozu do parowozowni lub przy pokonywaniu krótkich wzniesień, gdy po okresie większego zapotrzebowania pary następuje okres tak zmniejszonego zapotrzebowania, że równowaga cieplna może być przywrócona.

Z tego wynika, że poza powyższymi wyjątkami $D_k = f(y)$ nie jest „fikcyjne”, lecz odpowiada prawidłowej pracy drużyny parowozowej. Natomiast raczej $D_m = f(y)$ jest fikcyjne, gdyż poza tymi wyjątkami odpowiada nieprawidłowej pracy drużyny i może być różne zależnie od sposobu tej pracy.

Ze wzrostem godzinnie przez silnik odbieranej pary zmniejsza się wytwarzany przez dmuchawę jednostkowy ciężar powietrza, tj. stosunek ilości powietrza wprowadzonego do paleniska do ilości wytworzonej pary. Powoduje to zmniejszanie się sprawności kotła. Nie wpływa to jednak na równowagę cieplną, jeżeli kocioł jest

odpowiednio zasilany, a natężenie rusztu wzrasta odpowiednio do wzrostu odbioru pary i zmniejszania się sprawności kotła. Dopiero po przekroczeniu największej osiągalnej wydajności kotła, przy dalszym wzroście odbioru pary równowaga cieplna nie może być utrzymana.

Ze wzrostem natężenia rusztu wzrasta ilość godzinnie wytwarzanej pary, a zmniejsza się sprawność kotła. Po przekroczeniu pewnej wartości natężenia rusztu, w normalnym ruchu kolejowym nigdy nie stosowanej, dalszy wzrost natężenia rusztu nie zwiększa ilości godzinnie wytwarzanej pary, lecz ją zmniejsza, a więc tej wartości natężenia rusztu odpowiada największa osiągalna wydajność kotła.

Z powyższego wynika, że aż do największej osiągalnej wydajności kotła równowaga cieplna może być i powinna być utrzymana.

Przytoczone przez prof. Zembrzuskiego rysunki 1 i 2 nie stwierdzają słuszności jego wywodów. Nic nie wskazuje na to, aby powyżej linii D_r następowało wyczerpywanie się kotła. Jeśli parowóz pracuje na swej granicy stanów pracy, wówczas aż do pewnej szybkości (V_n na rys. 5) parowóz pracuje na granicy bezpieczeństwa, a powyżej tej szybkości na przyjętej granicy trwałej wydajności kotła. Poniżej tej szybkości odbiór pary w jednostce czasu wzrasta z szybkością jazdy i nie przekracza tych wartości, przy których siła pociągowa mogłaby spowodować ślizganie się kół napędnych. Powyżej zaś tej szybkości odbiór pary w jednostce czasu odpowiada trwałej wydajności kotła, przy której równowaga cieplna może być łatwo utrzymana. Tym mniej więcej tłumaczy się kształt linii

D_p na obu rysunkach. Ta szybkość graniczna (V_n) dochodzi w pociągach pośpiesznych do około 50 km/godz., a w pociągach towarowych jest znacznie mniejsza.

W poniższej tabelicy podają interesujące nas w omawianej sprawie wyniki doświadczeń uniwersytetu „Illinois” według posiadanych przeze mnie biuletynu tego uniwersytetu nr 23 z 1931 r.

L.p.	Czas trwania doświadczenia godzin	Natężenie rusztu $\text{kG/m}^2\text{godz.}$	Prężność pary w kotle kG/cm^2		Ilość wytworzonej wilgotnej pary kG/godz.
			na początku	na końcu	
1	8,033	173	12,2	12,7	7580
2	8,083	171	12,5	12,8	7400
3	7,767	179	12,4	12,6	7620
4	5,567	249	12,7	12,6	10750
5	5,450	254	12,6	12,7	11150
6	5,400	257	12,7	12,5	10850
7	3,500	396	12,9	12,4	16000
8	3,417	412	12,2	12,7	16300
9	3,533	393	12,4	12,6	16250
10	2,850	487	12,6	12,8	19250
11	2,200	478	12,4	12,3	19100
12	2,850	487	12,5	12,6	18850

Z tej tabelicy widzimy, że podczas wielogodzinnej pracy kotła przy nie zmienionym natężeniu rusztu prężność pary w kotle nie ulega zmianie, a więc równowaga cieplna była utrzymywana w szerokim zakresie natężeń rusztu od 171 do 487 kG/m^2 godz.

2. Każdemu pracownikowi kolejowej służby trakcyjnej jest wiadome, że w ruchu pociągów pośpiesznych nie dąży się do utrzymania możliwie niezmienniej szybkości jazdy, lecz do osiągnięcia możliwie najkrótszego czasu jazdy. To zaś osiąga się, gdy na wzniesieniach parowóz biegnie na granicy stanów pracy, a na spadkach stosownie do hamowności hamulców.

3. Odnośnie sposobu określenia ciężaru napędowego przez prof. Zembruskiego wypowiedziałem się dostatecznie w mojej recenzji. Twierdzenie zaś prof. Zembruskiego, że nie podaje innej metody, świadczy, że prof. Zembruski nie czytał mojej książki o trakcji kolejowej, wydanej w 1953 r., co potwierdza także i ta okoliczność, że książki tej w spisie piśmiennictwa w ogóle nie przytacza. Widocznie nie czytał także mojej książki o parowozach z 1954 r., w której metodę określenia ciężaru napędowego również podaję. Tylko moją metodę określenia jednostkowego rozchodu pary prof. Zembruski często stosuje, opierając się na artykule moim z 1946 r. i tylko ten artykuł w spisie piśmiennictwa przytacza.

4. W mojej recenzji ograniczyłem się tylko do tych zagadnień, które omówiłem już uprzednio w dwóch opiniach projektów artykułów prof. Zembruskiego. Chociaż z niektórymi wypowiedziami prof. Zembruskiego dotyczącymi innych zagadnień ruchu parowozowego nie jestem zgodny, to jednak ich omówienie spowodowałoby przekroczenie objętości recenzji zakreślonej mi przez Redakcję.

G. P. Aleksiejew — SPRAWDZANIE RYSUNKÓW — Tłum. z ros. mgr inż. Jerzy Orłowski. Format A5, str. 144, rysunków 31, tablic 13, PWT, Warszawa, 1954. Cena zł 11.—.

Praca powyższa porusza po raz pierwszy w literaturze polskiej zagadnienie metodyki i systematyki sprawdzania rysunków konstrukcyjnych. Zagadnienie to pozornie błahe jest przy dzisiejszym rozroście i charakterze biur konstrukcyjnych szczególnie ważne.

Autor posiadający długoletnią praktykę podaje szereg realnych metod i zasad pracy związanych ze sprawdzaniem, kwalifikujących się do bezpośredniego wykorzystania. Do grupy tej można zaliczyć metodę sprawdzania dostatecznej ilości wymiarów na rysunkach, metodę sprawdzania zgodności wymiarów liniowych przy pomocy schematów wymiarowych, zasadę sporządzania i wykorzystania materiałów pomocniczych, oraz zasadę rozbicia procesu sprawdzania na czynności elementarne.

Znaczna część pracy poświęcona jest szczegółowemu omówieniu zasad usystematyzowania procesu sprawdzania i organizacji sprawdzania. Zdaniem autora, system sprawdzania powinno charakteryzować:

- 1) przyjęcie takiej kolejności sprawdzania, przy której każdy z etapów poprzedzających przygotowuje do etapu następnego;
- 2) zgrupowanie w poszczególnych etapach czynności elementarnych o podobnym stopniu trudności i podobnym charakterze.

Zasada pierwsza jest całkowicie słuszna i przestrzeganie jej jest warunkiem wyczerpującego sprawdzenia. Natomiast przestrze-

ganie zasady grupowania podobnych czynności jest w pełni uzasadnione tylko w przypadku, gdy projekt sprawdzany jest przez grupę sprawdzających.

Układ etapów sprawdzania oraz ich kolejność może nasuwać szereg zastrzeżeń: Na str. 51 wprowadzono do etapu „sprawdzenie wypełnienia tabliczki” kontrolę zgodności podziałki zastosowanej na rysunku z podziałką oznaczoną w tabelce. Czynność ta powinna być przeprowadzona dopiero po sprawdzeniu wyczerpującego przedstawienia rysunkowego części i po sprawdzeniu dostatecznej ilości wymiarów, a więc na jednym z dalszych etapów.

Na str. 118 w tabl. 8 wprowadzono do jednego z pierwszych etapów sprawdzenie obliczeń, podczas gdy pracę tę można wykonać dopiero po gruntownym poznaniu i sprawdzeniu całego urządzenia, jego zasad pracy, wymiarów, układu kinematycznego, układu statycznego itp. Etap sprawdzania obliczeń powinien być wydzielonym i jednym z ostatnich etapów.

Na str. 56 zostało stwierdzone, że w czasie sprawdzania wyczerpującego przedstawienia rysunkowego części można równocześnie rozstrzygnąć kilka zagadnień jak: skomplikowany kształt części, zbyt duży ciężar, spiętrzenie naprężeń, trudne formowanie itp. W zasadzie i zgodnie z intencjami autora wyrażonymi w poprzednich rozdziałach, czynność sprawdzania rysunkowego powinna być całkowicie wolna od rozważań dotyczących technologii czy wytrzymałości części.

Podany przez autora sposób zapisywania uwag posiada zasadniczą wadę, mianowicie znakowanie błędów na rysunku nie odsyła do notatek sprawdzającego. Skutkiem tego odszukanie uwagi dotyczącej jednego ze znaków, zmuszałoby w przypadku większych projektów do mozolnego odczytywania poszczególnych pozycji w kilku kolejnych rubrykach.

Zastrzeżeń tego rodzaju nasuwa się sporo, niemniej nie obniżają one wartości książki. Celem autora nie było stworzenie sztywnych reguł metodyki sprawdzania, lecz wyłącznie wskazanie dróg, umożliwiających usystematyzowanie jednego z ważnych etapów pracy konstruktorskiej.

Książka całkowicie spełni swoje zadanie, jeżeli wskaże czytelnikowi możliwości zorganizowania pracy sprawdzającego i da mu materiał do przeanalizowania i usprawnienia jego dotychczasowej pracy.

Należy jednak podkreślić, że omówiony zakres sprawdzania dotyczy raczej zespołów maszyn. Z tego względu nie omówiono szeregu zagadnień, jakie wystąpią przy sprawdzaniu projektów dużych urządzeń.

Wartość użytkowa książki byłaby niewątpliwie większa, gdyby autor zrezygnował z znużonej analizy szczegółowych przykładów. Książka uzyskalaby bardziej przejrzysty układ i ogólniejszy charakter, co zresztą byłoby zgodne z intencją autora podania możliwych ogólnych zasad sprawdzania.

Ujemną stroną wydania polskiego książki jest tłumaczenie, utrudniające miejscami zrozumienie treści.

Przyjęcie tego samego terminu „element”, na określenie elementarnej czynności sprawdzania i części maszynowej, doprowadza do nieporozumień. Poza tym, pomijając powtarzające się w całym tekście terminy dosłownie tłumaczone, a obce językowi polskiemu, jak: „dostateczność grubości wieńca”, „sprawdzenie dostateczności ilości wymiarów”, „zupełność sprawdzenia”, „odpowiedniość danych”, „dopuszczalność wyrwań” itp., często spotykane zdania w dosłownym tłumaczeniu są dla czytelnika polskiego wręcz niezrozumiałe. Między innymi zdanie na str. 17: „Rozpatrzonej dobór materiału pomocniczego towarzyszy systemowi sprawdzania, ale nie jest nim objęty.” ma wyrażać, że dobór materiału pomocniczego jest niezależny od systemu sprawdzania, natomiast wykorzystanie jego jest od tego systemu uzależnione.

W innych przypadkach treść zdań tekstu polskiego nie oddaje treści oryginału. Np. na str. 16: „Ze względu na to, że bez względu na kolejność kontroli nie można całkowicie wykluczyć współzależności sprawdzanych elementów, należy posługiwać się uzupełniającymi metodami upraszczającymi te zależności.” Zdanie to ma wyrażać, że ponieważ nie można uniknąć współzależności elementów podlegających sprawdzeniu, wyłącznie przez przyjęcie odpowiedniej kolejności sprawdzania, należy... itd. Str. 19: „Sprawdzanie rysunków można podzielić na szereg elementów, z których tylko część dotyczy danej części.” W tym przypadku autorowi pracy chodziło o stwierdzenie, że sprawdzanie rysunków można podzielić na szereg czynności elementarnych, z których tylko pewna ilość dotyczy wszystkich części (wzgl. każdej z części).

Należy stwierdzić, że wielką szkodą dla czytelnika jest brak gruntownego przeprowadzonej korekty przed oddaniem książki do druku.

Mgr inż. Wojciech Brogowski