

H16554

technika

ORYZACYJNA

Wydział
Politechniki
Wrocławskiej



NR 7 (29)
1954 R.

LIPIEC

WYDAWNICTWO NACZELNEJ ORGANIZACJI TECHNICZNEJ

TREŚĆ ZESZYTU

Mgr inż. Antoni Tymieniecki — 10-lecie.

T. S. — Wystawa postępu technicznego w przemyśle motoryzacyjnym.

Mgr inż. Olgierd Rajszyś — Wpływ poprawiania zarysów na naprężenia gnące w kołach zębatych.

Mgr inż. Aleksander Ogrodzki — Kilka uwag o tworzywach sztucznych i ich zastosowaniu w przemyśle motoryzacyjnym.

Mgr inż. Witold Leśniak — Dwusuwowe silniki samochodowe. Próba analizy osiągnięć ostatnich lat w budowie dwusuwowych silników z iskrowym zapłonem.

Z. L. — Tulejowanie cylindrów. Część I.

Inż. Stanisław Grudziecki — Techniczne warunki odbioru kół zębatych w przemyśle samochodowym. Część I.

Inż. mech. Mieczysław Olszewski — Technologia produkcji mieszek sprężystych do termostatów. Część I

Mgr inż. Stefan Stankiewicz — Wzmocniacze układów hamulcowych i kierowniczych. Część II.

Przegląd Dokumentacyjny Motoryzacji.

Warunki prenumeraty

Prenumerata normalna	
Kwartalna	18,—
Półroczna	36,—
Roczna	72,—

Zgłoszenia przyjmują wyłącznie urzędy pocztowe oraz listonosze wiejscy i miejscy. Termin zgłoszenia prenumeraty upływa z dniem 10 każdego miesiąca poprzedzającego okres prenumeraty.

Pojedyncze zeszyty „Techniki Motoryzacyjnej“ można nabyć jedynie w Wydziale Zbytu Czasopism Technicznych NOT W-wa, Czackiego 3/5. Zakupu można dokonać osobiście względnie przesyłką pocztową po uprzednim wpłaceniu należności (za zeszyt i koszty przesyłki) na konto PKO W-wa, Nr I-21338/113. z wyszczególnieniem opłaconych zeszytów. Cena pojedynczego zeszytu zł. 6,— porto zł 0,45.

Prenumerata ulgowa (1/2 ceny prenum. norm.)	
Z prenumeraty ulgowej mogą korzystać członkowie stowarzyszeń technicznych NOT, członkowie klubów racjonalizacji i techniki oraz studenci szkół wyższych. Zgłoszenia (tylko zbiorowe) przez oddziały wojewódzkie NOT oraz koła naukowe studentów przyjmuje PPK „Ruch“ W-wa, ul. Srebrna 12. Centralna Ekspedycja, po uprzednim wpłaceniu należności na PKO Nr I-14000/110.	

SKŁAD KOLEGIUM REDAKCYJNEGO

Redaktor Naczelny — inż. Ryszard Gdulewski
Sekretarz Redakcji — Krystyna Dargiel
Redaktor Techniczny — Józef Izyski

Redaktorzy działów: inż. Wiesław Stypułkowski, inż. Karol Pionnier, inż. Karol Biedrzycki i inż. Tadeusz Szujski.
Sekretariat Redakcji Techniki Motoryzacyjnej czynny codziennie od godz. 9³⁰ do 16³⁰ oraz dodatkowo w każdy piątek od godz. 17 do 18. Warszawa, ul. Czackiego 3/5, tel. 6.74.61 wew. 35.

TECHNIKA MOTORYZACYJNA

MIESIĘCZNIK

ROK IV

LIPIEC 1954

ZESZYT 7

Mgr inż. ANTONI TYMIENIECKI
Dyr. Nacz. C.Z.P.Mot.

10-LECIE

Obchodząc 10-lecie Polski Ludowej dobrze jest zrobić przegląd osiągnięć i niedociągnięć przemysłu motoryzacyjnego. Dobrze jest zdać sobie sprawę z tego, co zostało zrobione i co należy zrobić w najbliższych latach.

Przemysł rozpoczął z niczego — nie było zakładów, nie było urzędzeń, nie było kadr. Przez ten okres powstały zakłady i wyrosli ludzie.

Dziś przemysł motoryzacyjny wyraźnie się skryształizował w 4 podstawowych grupach:

- przemysłu samochodowo-traktorowego,
- przemysłu rowerowo-motocyklowego,
- przemysłu silnikowego i
- przemysłu pomocniczego.

Zostały zaspokojone zasadnicze potrzeby gospodarki i to w pokaźnym procencie. Produkuje się bowiem oprócz samochodu ciężarowego Star-20 szereg jego pochodnych jak samochód wywrotka, samochód naczepa, samochody strażackie, autobusy. Są montowane samochody 2,5-tonowe i równoległe z montownią jest daleko posunięta produkcja poszczególnych zespołów samochodu osobowego „Warszawa“ — M-20. Ciągnik „Ursus“ — C-45 znalazł szerokie zastosowanie w rolnictwie wykonując podstawowe roboty uprawowe.

Uzupełnieniem powyższego sprzętu są przyczepy, produkowane w nośności 3 ton.

Przemysł rowerowo-motocyklowy jest reprezentowany gamą rowerów od dzieciennego do wyścigowego oraz motocyklem popularnym 125 cm³.

Przemysł silnikowy produkuje silniki benzynowe i wysoko- i średnio- i niskoprężne małej mocy. Zakłady przemysłu pomocniczego uzupełniają poszczególne grupy przemysłów produkujące odkucia, odlewy, tłoki, sprężyny, chłodnice, gaźniki itp.

Zadaniem najbliższych lat będzie z jednej strony udoskonalenie produkowanego sprzętu, z drugiej zwiększenie jego wachlarza.

Jeszcze w końcu bieżącego roku z taśmy produkcyjnej zejdzie poważnie przekonstruowany motocykl 125 cm³ dostając przednie i tylne zawieszenie teleskopowe. W roku przyszłym zostanie przekazany do produkcji motocykl 350 cm³ — górnozaworowy czterofaktowy. W tymże roku zostanie znacznie zmodernizowany ciągnik „Ursus“ i przekonstruowany samochód ciężarowy Star-20.

Równoległe są daleko zaawansowane prace budowy prototypu samochodu ciężarowego o nośności 8 ton z silnikiem wysoko- i średnio- i niskoprężnym o mocy 150 KM oraz autobusu Star-20 z konstrukcją bezramowej.

Jakie będą zadania w dziedzinie konstrukcji na najbliższą 5-latkę? Przede wszystkim dalsza modernizacja produkowanych asortymentów w kierunku uproszczenia i udoskonalenia konstrukcji, obniżenia wagi własnej, zmniejszenia zużycia paliwa i polepszenia właściwości trakcyjnych. W dziedzinie zaś produkcyjnej dalsze prace nad poprawą jakości oraz obniżenie kosztów własnych.

Odnosnie nowych konstrukcji należy przede wszystkim postawić silny nacisk na konstrukcje i budowę silników wysokoprężnych, niedobór których jest silnie odczuwany przez naszą gospodarkę. W pierwszym rzędzie winna powstać rodzina silników wysokoprężnych na bazie silnika o mocy 150 KM o zróżnicowanych mocach i zróżnicowanych obrotach, zaspokajając potrzeby traktacji, przemysłu, górnictwa i rolnictwa oraz niezależna od tej rodziny, rodzina silników małej mocy dla potrzeb budownictwa.

Z kolei na bazie samochodu ciężarowego 8-tonowego winna powstać produkcja wywrotek oraz autobusów.

* * *

Rozwój przemysłu motoryzacyjnego w ubiegłych latach cechuje znaczny dynamizm. W latach 1947 do 1953 włącznie nastąpił bowiem prawie że jedenastokrotny wzrost pod względem wartości produkcji w cenach niezmiennych. Przyjmując wartość produkcji w cenach niezmiennych w roku 1947 za 100 otrzymujemy następujący obraz dynamiki rozwojowej:

1947	1948	1949	1950	1951	1952	1953
100	173	199	394	513	802	1086

Podstawowe fabryki samochodów ciężarowych — Starachowice i ciągników — Ursus osiągnęły w tym okresie poziom produkcyjny fabryk zachodniej Europy tej miary jak Deimler-Benz względnie Opel.

* * *

Źródła rozwoju przemysłu motoryzacyjnego należy dopatrywać się w sile gospodarki socjalistycznej wyzwolającej rezerwy tkwiące w naszej gospodarce narodowej mobilizującej załogi fabryczne.

Równoległe z postępowaniem technicznym wynikającym z pracy naszych inżynierów i techników oraz z gwałtownego rozwoju ruchu racjonalizatorskiego i wynalazczości nastąpił silny wzrost wydajności pracy, wyrażający się przeszło trzykrotnym wzrostem



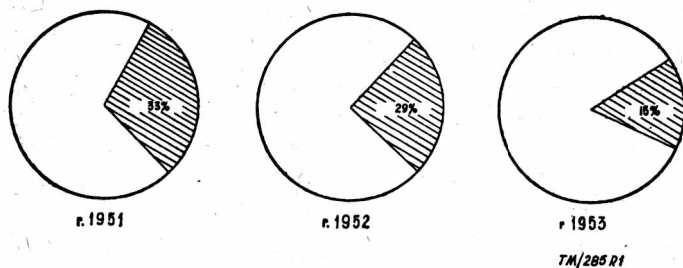
w roku 1953 w stosunku do roku 1949 (licząc w złotych ziemniakach na jednego pracownika grupy przemysłowej). Ilość wniosków racjonalizatorskich wzrosła w tychże latach z 979 na 9594, świadcząc o silnej aktywizacji załóg robotniczych. Znalazło to silne odbicie w postaci spadku pracochłonności poszczególnych wyrobów a mianowicie (w ujęciu wskaźnikowym):

	1950	1951	1952	1953
silnik S-42 do Star 20	100	83	46	32
ciągnik Ursus C-45	100	79	49	41
motocykl 125 cm ³	—	—	100	54
silnik S-80	100	92	58	34

Przechodząc do omawiania zagadnień organizacyjno-technicznych chcę podkreślić, że przemysł motoryzacyjny cechuje i — wielkoseryjność oraz 2 — silne powiązanie z innymi przemysłami. W grę wchodzi przemysł: hutniczy, elektrotechniczny, gumowy, tworzyw sztucznych, farb i lakierów, włókienniczy, szklarski i wiele innych.

Wspomniane dwie cechy nadają zasadniczy kierunek pracom zarówno organizacyjnym, jak i technicznym.

Jako jeden z zasadniczych problemów wysuwa się problem zakresu kooperacji. Obecnie została przyjęta koncepcja zawężania kooperacji i tworzenie fabryk wytwarzających możliwie jak największą ilość części składowych produkowanego przez nie sprzętu. Pomimo tego, kooperacja przemysłu motoryzacyjnego jest dość szeroka i obejmuje 152 zakłady z różnych resortów, dostarczających łącznie około 3200 pozycji części.



Rys. 1. — Udział poddostawców w ogólnym tonażu odkwek (jako przykład zawężania kooperacji).

Opracowanie i sterowanie całości kooperacji wymaga ze strony zakładów motoryzacyjnych dużego wysiłku zarówno technicznego, jak i organizacyjnego. Nie jest jeszcze ono dopracowane do końca i wymaga w dalszym ciągu intensywnych prac.

Problemy wynikające z wielkoseryjności przemysłu motoryzacyjnego koncentrują się przede wszystkim w następujących zagadnieniach:

- zapewnienia standardu jakości,
- rygorystycznego przestrzegania dyscypliny technologicznej,
- gwiazdowej względnie potokowej metody produkcji,
- potokowego montażu,
- silnych narzędziowni i wydziałów remontowych,
- centralnych ostrzalni narzędzi,
- sprawnego planowania wewnątrzzakładowego,
- sprężystego kierowania produkcją.

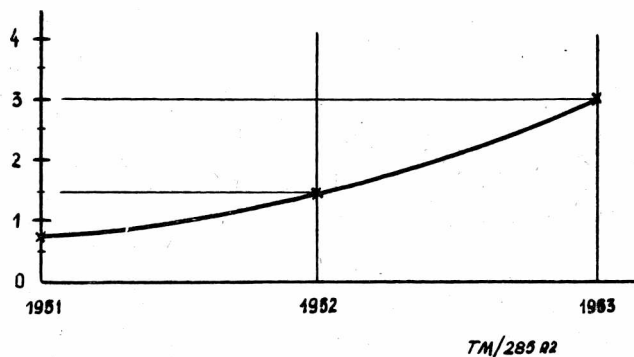
Istotną sprawą w produkcji wielkoseryjnej jest sprawa doboru obrabiarek i stopnia oprzyrządowania. W naszych warunkach z wyłączeniem Fabryki Samochodów Osobowych na Żeraniu wydaje się być słuszną tendencją operowania obrabiarkami w zasadzie uniwersalnymi ze znacznym odsetkiem obrabiarek wielonarzędziowych i z bogatym oprzyrządowaniem. Obecnie przemysł dysponuje (z wyłączeniem FSO) parkiem obrabiarek

zawierającym 89,7% uniwersalnych, w tym 32,8% obrabiarek wielonarzędziowych w następującym rozbięciu:

rewolwerówek	19%
wielonożówek	3,5%
automatów	5,5%
obrabiarek specj.	4,8%
	<u>32,8%</u>

Stan oprzyrządowania jest zwiększany z roku na rok. Tempo jego narastania uwidocznione w niżej podanej tabeli należy jednak uznać za niezadowalające:

	r. 1951			r. 1952			r. 1953		
P	N	S	P	N	S	P	N	S	
100	100	100	188	208	230	475	315	700	



Rys. 2. — Ilość obrabiarek ustawiona w gniazda względnie linie produkcyjne.

Wynika stąd konieczność dalszego forsowania przepustowości istniejących narzędziowni oraz częściowego ich doinwestowania do rozszerzenia „wąskich“ miejsc

* * *

Na najbliższe lata wynikają następujące zasadnicze kierunki działania:

- 1 — opanowanie jakości produkcji poprzez uzyskanie standardu jakości;
- 2 — dalsze i stałe wprowadzanie nowych metod technologicznych i nowych konstrukcji;
- 3 — stałe prace nad obniżaniem kosztów własnych.

Analizując koszty własne wnikamy jak najdokładniej w przebieg pracy przedsiębiorstwa. W nich bowiem odzwierciedla się i sprawa jakości produkcji i sprawa pracochłonności, fundusz płac i gospodarność zakładu. Rozpatrując ich rodzajowy skład otrzymamy następujący obraz:

Płace	26,1%
Energia	0,9%
Materiały	60,8%
Nakłady na materiały	0,5%
Usługi obce	1,7%
Amortyzacja	3,9%
Dodatki, ubezp.	1,3%
Kalkulowane nakłady	4,8%
	<u>100,0%</u>

Wynika stąd, że źródeł obniżki kosztów własnych należy szukać w pracochłonności (płace), materiałach, amortyzacji i nakładach. Są to bowiem główne składniki kosztów produkcji w przemyśle motoryzacyjnym.

Realne wyniki zostały już osiągnięte. Celem osiągnięcia dalszych, winna być kontynuowana codzienna wytrwała, żmudna praca.

WYSTAWA POSTĘPU TECHNICZNEGO W PRZEMYSŁE MOTORYZACYJNYM

W lutym br. dla uczczenia II Zjazdu Polskiej Zjednoczonej Partii Robotniczej otwarta została w Centralnym Zarządzie Przemysłu Motoryzacyjnego w Warszawie wystawa postępu technicznego w przemyśle motoryzacyjnym.

Wystawa obejmuje ważniejsze wynalazki, udoskonalenia i usprawnienia pracownicze oraz prace naukowo-badawcze dające przegląd dorobku ostatnich dwóch lat jaki został osiągnięty we wszystkich zakładach przemysłu motoryzacyjnego. Dorobek ten należy do osiągnięć indywidualnych, zespołowych i brygad robotniczo-inżynierskich. Wszyscy oni w zrozumieniu roli jaką odgrywa w Gospodarce Socjalistycznej postęp techniczny dla osiągnięcia celu zaspokajania stale rosnących potrzeb materialnych i kulturalnych mas pracujących — pracą swoją dali bardzo poważny wkład w realizację tego zadania.

Celem wystawy jest danie przeglądu kierunków i zakresu prac, oraz przedstawienie osiągnięć jednych zakładów dla przeniesienia ich dorobku na inne zakłady, dokonanie wymiany doświadczeń i na tej drodze jak najszersze spopularyzowanie ruchu racjonalizatorskiego i nowatorskiego wśród załóg robotniczo-technicznych.

Całość została podzielona na działy, w których wymieniamy najważniejsze tematy i opracowania:

I Dział. Postępowe i nowe procesy technologiczne.

Cięcie elektryczne metodą anodowo-mechaniczną:

wirowe nacinanie gwintów,

stosowanie przyrządów pneumatycznych,

walcowanie gwintów,

porównawcze zestawienia czasów cięcia materiałów różnymi me-

todami i porównanie wyników cięcia anodowo-elekt. i elektrycznego,

lutowanie w solach grzejących.

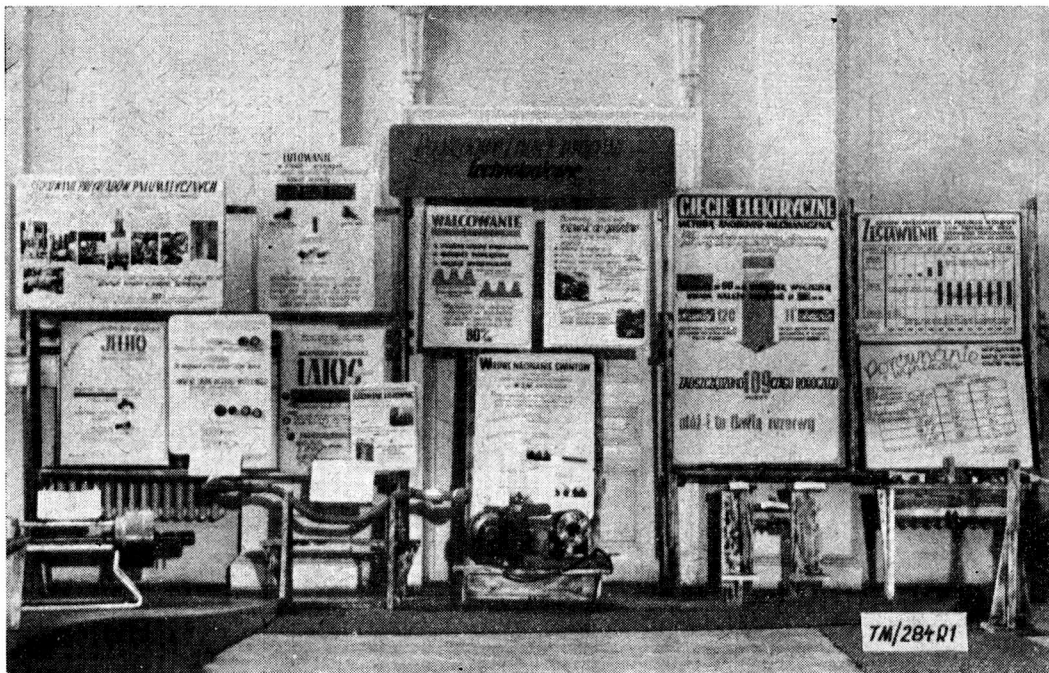
II Dział. Postępowe i nowe metody technologiczne hartowania prądami wysokiej częstotliwości:

cynowanie tłoków,

obróbka wykańczająca kół zębatych,

chromowanie twarde sprawdzianów.

III Dział. Obniżenie pracochłonności i materiałochłonności wyrobów:



Na wystawie zgromadzono przeszło 200 prac. Wśród nich znajdują się takie, które związane są z warunkami produkcji danego zakładu albo stanowią rozwiązanie specjalne dla pewnego określonego wyrobu i takie, które mają znaczenie ogólne i mogą być bezpośrednio wykorzystane w innych zakładach.

Efekty ekonomiczne wszystkich opracowań już wykonanych albo przewidzianych do wykonania uwidocznione są we wskaźnikach zmniejszonych pracochłonności, zwiększonej wydajności, zmniejszonego zużycia materiałów lub narzędzi, albo użycia materiałów zastępczych. Oszczędności stąd wynikające przeliczone są w złotych i są one rzędu wielu milionów.

Zarówno eksponaty, jak i specjalnie artystycznie wykonane tablice, wykresy, fotografie i plansze, ustawione zostały na pomysłowo zaprojektowanych stanowiskach; temat podany został w sposób przejrzysty i łatwy, co jest specjalnie ważne ze względów propagandowych i dydaktycznych.

produkcja półosi samochodowych na kuźniarkach, wykorzystanie odpadków przy produkcji kół talerzowych, technologia odlewania na mokro.

zastosowanie tworzyw sztucznych w produkcji pompek rowerowych,

nawęglanie gazem ziemnym,

tulejki łożyskowe z tworzyw sztucznych,

chromowanie na podkładzie cynkowym,

rola norm w akcji oszczędzania materiałów,

przeciągadła składane do przeciągania prętów.

IV Dział. Technologia produkcji i eksploatacja narzędzi:

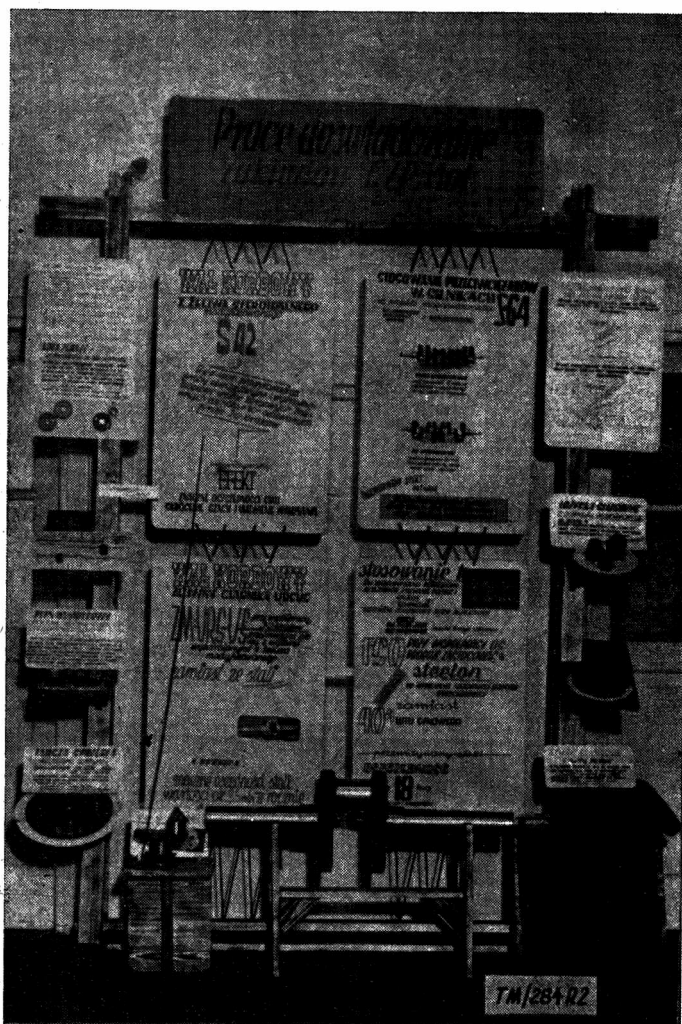
cyjanowanie narzędzi,

elektrokontaktowe ostrzenie narzędzi,

fosforowanie narzędzi,

docieranie narzędzi,

elektroiskrowe utwardzanie narzędzi,



zgrzewanie narzędzi,
odlewanie narzędzi,
regeneracja narzędzi.

V Dział. Mechanizacja i automatyzacja procesów produkcyjnych i transportu:

linia automatyczna obróbki głowicy silnika,
mechanizacja produkcji w fabryce rowerów,
linie montażowe,
mechanizacja transportu w kuźni,
mechanizacja montażu łańcuchów rowerowych i motocyklowych.

VI Dział. Mechanizacja kontroli technicznej:

kontrola tłoków,
pomiar kątów noży tokarskich,
kontrola cylindrów motocyklowych,
kontrola działania zaworów rozrządnych,

VII Dział. Prace doświadczalne:

motocykl SHL unowocześniony,
motocykl wyścigowy,
samochód małolitrażowy,
kła zębate ze styłonu,
wały korbowe z żeliwa sferoidalnego,
płyty do izolacji cieplnej i akustycznej z odpadków gumowych,
płyty z odpadków formierów.

VIII Dział. Zmniejszenie ilości braków i polepszenie jakości wyrobów:

sablony do ustawiania rdzeni,
eliminacja wybraków z powodu niedokucia,
kontrola międzyoperacyjna formowania,
zastosowanie nadlewów atmosferycznych.



IX Dział. Organizacja produkcji:
struktura wewnątrzwydziałowej organizacji planowania,
centralne ostrzenie narzędzi,
szkolenie wewnątrzzakładowe.

X Dział. Gospodarka remontowa:
mechanizacja pracochłonnych ręcznych robót remontowych,
metalizacja natryskowa.

XI Dział. Bezpieczeństwo i higiena pracy:
wzrost nakładów na B.H.P.,
instruktaż wstępny oraz na stanowisku pracy pod względem BHP,
maska ochronna,
szkło ochronne do aparatu elektroiskrowego,
automatyczny wyłącznik szlifierski,
urządzenie wyciągowe w wydziale lutowania.

XII Dział. Nowe socjalistyczne metody pracy:
przegląd nowych metod pracy i stosujący je przodujący pracownicy.

XIII Dział. Wynalazczość pracownicza:
rozwój wynalazczości pracowniczej i przodujący racjonalizatorzy,

XIV Dział. Produkcja uboczna z odpadów:
przegląd produkcji ubocznej w przemyśle motoryzacyjnym, (zabawki, artykuły gospodarstwa domowego, narzędzia, okucia budowlane i meblowe i wiele innych).

Wystawa daje świadectwo walki o szybki postęp techniczny w naszej gospodarce ogólnonarodowej, walki, która jest wielkim patriotycznym zadaniem naszego pokolenia o rozkwit ojczyzny, o jej potęgę i niezależność.

Mgr inż. OLGIERD RAJSZYS

WPLYW POPRAWIANIA ZARYSÓW NA NAPRĘŻENIA GNĄCE W KOŁACH ZĘBATYCH

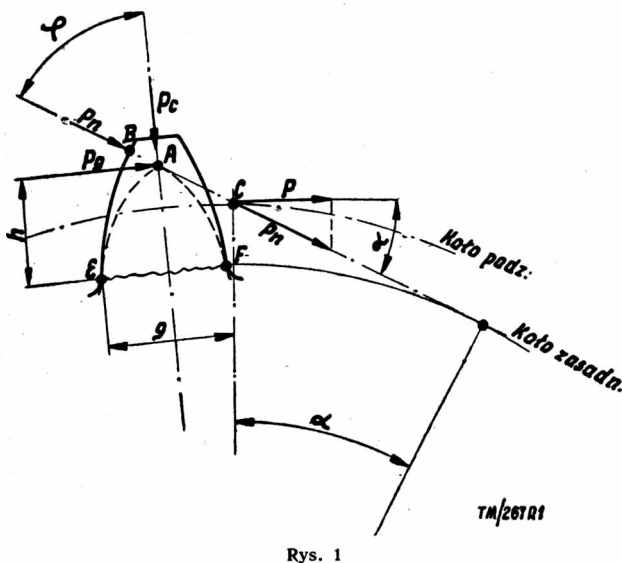
Autor omawia wpływ korekcji na współczynnik kształtu zęba i następnie na wielkość naprężeń gnących. Na końcu podano wyniki obliczeń dla kół zębatych skrzynki biegów samochodu Star 20 w stanie obecnym i po ewentualnym wprowadzeniu korekcji.

Zagadnienie obliczeń wytrzymałościowych kół zębatych, pomimo licznych prac badawczych, jest sprawą w dalszym ciągu otwartą. Zastosowanie skrzynek przekładniowych w samochodach i lotnictwie, gdzie decydującą rolę gra ciężar i zwartość konstrukcji, zmusza konstruktora do stosowania wysokostopowych stali i dokładnej obróbki. W przekładniach stacyjnych, gdzie zakładamy bardzo długi okres pracy, o wytrzymałości kół decydują zasadniczo naciski powierzchniowe. W skrzynkach samochodowych, gdzie przyjmujemy dużo krótszy okres życia i podwyższamy naciski dopuszczalne, warunek zginania zębów nabiera większego znaczenia. W tych przekładniach dość często spotykamy wyłamywanie zębów, wskutek zmęczenia materiału.

Celem podwyższenia wytrzymałości zęba na zginanie można stosować korekcję, która pozwala przy tym samym module i ilości zębów koła osiągnąć dużo lepsze wyniki pod względem wytrzymałościowym. Zagadnienie nacisków powierzchniowych w zębach przekracza ramy artykułu i dlatego nie zostanie poruszone.

W dalszym ciągu omawiać będę jedynie wpływ korekcji na naprężenia gnące w kołach o zazębieniu czołowym i zębach prostych.

W części wprowadzającej artykułu przytoczę metody obliczania zębów na gięcie oraz sposoby korygowania zazębienia. W dalszej części rozpatrzę wpływ korekcji na naprężenia gnące w różnych parach współpracujących kół dla podanych metod korekcji oraz przykładowo przeprowadzę korekcję kół skrzynki przekładniowej samochodu Star 20.



Rys. 1

Na rys. 1 przedstawiony jest schemat obciążenia zęba z pominięciem tarcia. Na wstępie rozpatrzmy działanie siły mię-dzyzębnej P_n , normalnej do zarysu zęba, przyłożonej w dowolnym punkcie B (rys. 1). Siłę P_n możemy wyznaczyć ze wzoru

$$P_n = \frac{P}{\cos \alpha} \text{ gdzie}$$

P_n — przeciętna siła obwodowa, α — kąt przyporu.

Siła P_n wywołuje ściskanie oraz zginanie (możemy ją rozłożyć na siły składowe P_c i P_g).

Należy teraz znaleźć przekrój niebezpieczny na zginanie. Przez punkt A, przecięcia linii działania siły P_n z osią symetrii, przeprowadzamy parabolę styczną do zarysu zęba (rys. 1). Jest to zarys belki o stałej wytrzymałości na zginanie. Przekrój niebezpieczny będzie przechodził przez punkty styczności E i F zarysu zęba z tą parabolą.

Przyjmujemy oznaczenia:

g — grubość zęba w przekroju niebezpiecznym

l — ramię zginania

b — szerokość koła zębatego

φ — kąt między siłą P_n a osią symetrii zęba,

naprężenie wypadkowe w punkcie E (strona rozrywana)

$$\sigma_r = \frac{P_g \cdot h}{\frac{1}{6} b g^2} - \frac{P_c}{b \cdot g} = \frac{P}{b \cdot m} \left(\frac{6 h \sin \varphi}{g} + \cos \varphi \right) \frac{m}{g \cos \alpha} =$$

$$= \frac{P_l}{b \cdot m} \cdot q_r \text{ [kG/cm}^2\text{]}$$

naprężenie wypadkowe w punkcie F (strona ściskana)

$$\sigma_c = \frac{P_g \cdot h}{\frac{1}{6} b g^2} + \frac{P_c}{b \cdot g} = \frac{P}{b \cdot m} \left(\frac{6 h \sin \varphi}{g} + \cos \varphi \right) \frac{m}{g \cdot \cos \alpha} =$$

$$\frac{P}{b \cdot m} \cdot q_c \text{ [kG/cm}^2\text{]}$$

gdzie m — moduł zęba, q_r i q_c — współczynnik kształtu zęba obliczone dla rozciąganej i ściskanej części zęba, równo:

$$q_r = \left(\frac{6 h \sin \varphi}{g} - \cos \varphi \right) \frac{m}{g \cdot \cos \alpha}$$

Doświadczenia wykazują, że w kołach zębatych wykonanych ze stali, pęknięcia zmęczeniowe występują po stronie rozciąganej, czyli o wytrzymałości decydują zasadniczo naprężenia rozciągające. Wobec tego w dalszym ciągu omawiany i obliczany będzie tylko współczynnik kształtu $q_r = q$

$$= \left(\frac{6 h \sin \varphi}{g} - \cos \varphi \right) \frac{m}{g \cdot \cos \alpha}$$

Przy wyznaczaniu wielkości g i h metodą analityczną natrafiamy na trudności, dla uniknięcia skomplikowanego określania krzywej przejściowej stopy zęba, wyznacza się je przez wykreślenie zarysu zęba i bezpośredni pomiar. Należy stwierdzić, że im grubszy jest ząb w przekroju niebezpiecznym, tym współczynnik kształtu q — mniejszy.

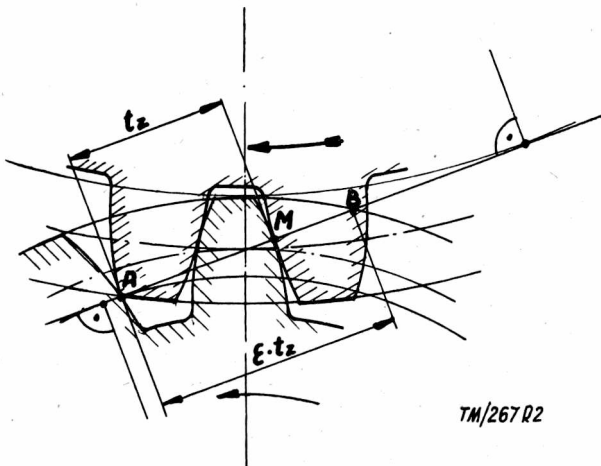
Omówię teraz wpływ punktu przyłożenia siły zginającej na wielkość współczynnika kształtu (rys. 1). Przy coraz niższym położeniu punktu przyłożenia siły, ramię zginania h będzie malało, a za tym współczynnik q będzie także malał. Jeśli chodzi o konkretne przyjęcie punktu przyłożenia siły, to mamy zasadniczo dwa założenia: założenie Lewisa i założenie, przy którym przyjmuje się, że siła zginania działa w punkcie rozpoczęcia współpracy jednej pary zębów.

Lewis przyjął, że siła P_n przyłożona jest w krańcowym położeniu przyporu, czyli na promieniu głów zębów. Współczynnik

kształtu obliczony w ten sposób, zależny jest od ilości zębów kąta przyporu oraz od współczynnika przesunięcia zarysu. Dla zębów zębów niepoprawianych przyjmuje wartości podane niżej dla $\alpha = 20^\circ$

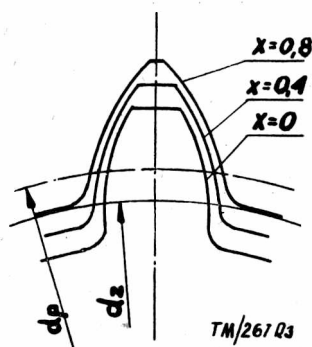
$z =$	12	14	16	20	22	30	50	100
$g =$	4,00	3,66	3,36	3,18	2,89	2,56	2,27	2,11

Z tablicy wynika, że dla pary współpracujących kół o różnej ilości zębów, dla koła mniejszego współczynnik kształtu ma większą wartość, a zatem panują w nim większe naprężenia gnące i to koło powinniśmy sprawdzać przy obliczeniach.



Rys. 2

Analizując założenie Lewisa w przypadku gdy liczba przyporu $\varepsilon > 1$ stwierdzimy, że w krańcowym położeniu przyporu (punkt B na rys. 2) pracują 2 pary zębów, czyli siła przypadająca na jedną parę zębów jest mniejsza niż to przyjmuje Lewis i zależna od sztywności zęba na zginanie. Jeden ząb będzie przyjmował pełne obciążenie dopiero w punkcie M położonym w odległości równej podziałce zasadniczej t_z od dolnego punktu odcinka przyporu (punkt A), czyli znacznie poniżej koła głów (rys. 2). Tak znaleziony współczynnik kształtu q — będzie mniejszy od obliczonego wg założenia Lewisa, gdyż ramię zginania h jest mniejsze. Poza tym jest już ściśle związany z ilością zębów koła danego i koła współpracującego. Dla koła o danej ilości zębów współczynnik kształtu będzie malał wraz ze wzrostem ilości zębów koła współpracującego, gdyż zwiększa się wtedy także liczba przyporu, zaś przy założeniu Lewisa był stały dla danej ilości zębów. Przy stosowaniu współczynnika kształtu wg Lewisa, dla bardzo dokładnych kół wprowadza się wprawdzie współczynnik uwzględniający zmianę ramienia zginania równy liczbie przyporu, jest to jednak bardzo przybliżone i umowne ujęcie tego zjawiska.



Rys. 3

Zobaczymy teraz jak wpływa poprawienie zarysu na grubość zęba, a więc i współczynnik kształtu. Na rys. 3 przedstawione

są zęby koła $z = 14$ dla różnych współczynników przesunięcia. Dla współczynnika $x > 0$ ząb jest grubszy od niepoprawianego, a zatem współczynnik kształtu q i naprężenia zginające — maleją. Niekorzystnym faktem przy dużych współczynnikach przesunięcia zarysu jest zmniejszanie się grubości głowy zęba, czyli zaostrenie i tym właściwie ograniczone jest poprawianie zarysu (grub. głowy zęba $g_g > 0,2$ m).

Ciekawa tablica podana jest w nr 8 „Wiestnika Maszynostrojenia“ z 1953 r., gdzie autor podał wartości współczynnika kształtu zęba w zależności od liczby zębów, współczynnika przesunięcia zarysu oraz promienia, na którym przyłożona jest siła zginająca ząb.

Omówię teraz różne istniejące rodzaje poprawiania zębów, które możemy zasadniczo podzielić na $(X - X)$ tzw. zerowe i $(X + X)$ z rozsunieniem osi kół. W poprawieniu zerowym współczynniki przesunięcia zarysów zębów muszą spełniać zależność $x_2 = x_1$, a zatem kąt przyporu jest równy kątowi przyperu narzędzia, a odległość osi równa sumie promieni podziałowych. Poprawianie $(X - X)$ jest od dawna stosowane i ujęte wzorami, określającymi przesunięcia zarysów. W przemyśle samochodowym używa się czasem metody zalecanej przez Merritta dla sumy zębów $z_1 + z_2 > 60$ wtedy: $x_1 = 0,4 \left(1 - \frac{1}{i}\right) x_2 = -x_1$

gdzie i — przełożenie.

Poprawianie zarysów kół $(X + X)$ polega na zmianie kąta przyporu. Dla większego kąta przyporu ząb jest szerszy u podstawy, a zatem bardziej wytrzymały na gięcie. Jak wiadomo zęby o dowolnym kącie przyporu można wykonać normalną zębatką np. o kącie $\alpha = 20^\circ$, przesuując odpowiednio zarys zęba. Przy poprawianiu takim, oba współczynniki przesunięcia zarysu mogą mieć różne wartości, w konsekwencji czego można dowolnie wzmacniać zęby obu kół. Zmienia się także rozstaw osi oraz zmniejsza liczba przyporu, która powinna spełniać zależność $\varepsilon > 1,1$.

W celu ułatwienia konstruktorowi obliczeń i uniknięcia niespodzianek w postaci zbyt małej liczby przyporu lub zęba zaostrego, opracowano szereg sposobów określających współczynniki x , w zależności od liczby zębów współpracujących kół. Merritt podaje np. dla sumy zębów $z_1 + z_2 < 60$ następujące wzory $x_1 = 0,02(30 - z_1)$ $x_2 = 0,02[60 - (z_1 + z_2)] - x_1$. Dla małych ilości zębów uzyskujemy największe przesunięcia, jest to zupełnie zrozumiałe i celowe, gdyż przy małych ilościach zębów otrzymujemy stosunkowo największy wzrost wytrzymałości.

Metoda Merritta nie daje dużych współczynników przesunięcia zarysu zęba. Lepsze wyniki pod względem wytrzymałościowym uzyskamy, stosując dla koła mniejszego maksymalny ze względu na zaostrenie współczynnik przesunięcia zarysu x , koło większe zaś poprawiając tak, aby zachować równą wytrzymałość obu kół na gięcie. W pierwszym przybliżeniu możemy przyjąć, że naprężenie gnące w zębie poprawianym jest proporcjonalne do współczynnika kształtu oraz kwadratu grubości podstawy zęba niepoprawianego, a odwrotnie proporcjonalne do kwadratu grubości podstawy zęba poprawianego;

$$\sigma = \frac{P}{b \cdot m} \cdot q_1 \cdot \frac{g_1^2}{g_k^2} \quad \sigma = \frac{P}{b \cdot m} \cdot q_2 \cdot \frac{g_2^2}{g_k^2}$$

gdzie wskaźniki 1 i 2 oznaczają małe i większe koło, g — grubość podstawy zęba niepoprawianego, q — współczynnik kształtu zęba niepoprawianego, g_k — grubość podstawy zęba poprawianego.

Dla kół wykonanych z tego samego materiału dobieramy współczynnik przesunięcia zarysu zęba koła dużego tak, aby

$\frac{\sigma_1}{\sigma_2} \cong 1$. W przypadku niejednakowych materiałów, gdy na-

prężenia dopuszczalne są różne, naturalnie $\frac{\sigma_1}{\sigma_2} \neq 1$.

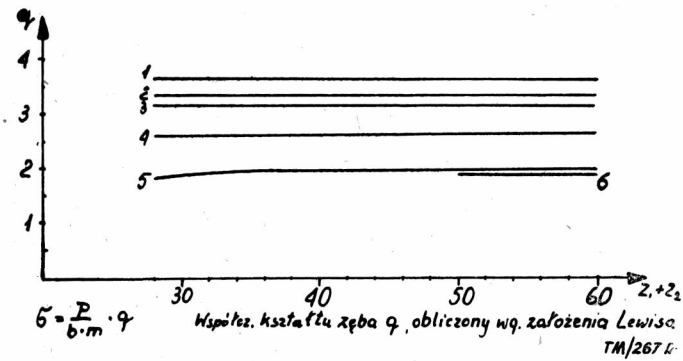
Ujemną stroną korekcji $X + X$ jest zmienny rozstaw osi i stąd powstały koncepcje ustalenia współczynnika rozsunęcia osi.

W ostatnio publikowanych pracach badaczy niemieckich proponowana jest metoda, która przyjmuje pewne znormalizowane wartości współczynnika rozsunęcia osi. Współczynnik ten możemy przedstawić w formie:

$$x_o = \frac{a - a_o}{m} = \frac{\Delta a}{m} = \frac{\Delta z}{2}$$

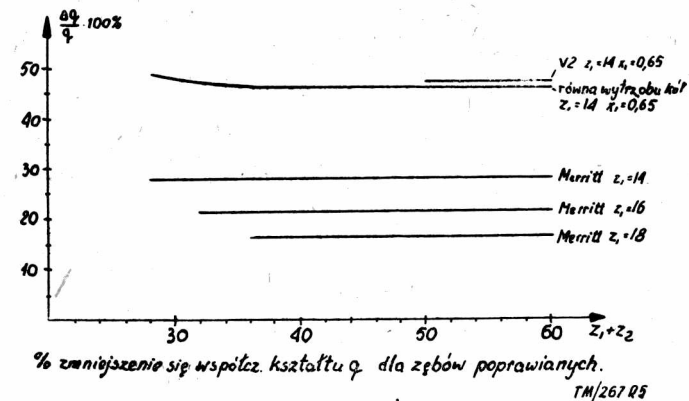
(gdzie a — odległość rzeczywista osi, a_o — suma promieni podziałowych), czyli odrzucając z sumy zębów kół współpracujących np. 1,2 lub 3 zęby, otrzymamy 3 szeregi poprawiania zarysów o współczynnikach $x_o = 0,5$; 1 i 1,5. Ta metoda poprawiania zarysów polega więc na tym, że zmniejszamy w każdym kole ilość zębów tak, aby suma odjętych zębów w obu współpracujących kołach była równa 1,2 lub 3, zależnie od przyjętego szeregu. W wyniku otrzymamy parę kół słabo (U_1), średnio (U_2) i silnie (U_3), poprawianych przy niezmienionej względem pierwotnych założeń odległości osi. Przesunięcia zarysów dla poszczególnych szeregów mogą być opracowane w formie tablic i wykresów, tak że konstruktorowi odpada praca rachunkowa.

Celem zilustrowania korzyści, wpływających z zastosowania poszczególnych rodzajów poprawiania zarysów, przeprowadziłem przeliczenia współczynnika kształtu zęba dla wszystkich omawianych metod. Wartości te przeliczałem przy założeniu, że siła zginająca ząb działa w punkcie rozpoczęcia współpracy jednej pary zębów oraz przy założeniu Lewisa, wyniki zaś ująłem w formie wykresów.



Rys. 4

Na rys. 4 przedstawione są krzywe współczynnika kształtu, obliczonego wg założeń Lewisa w funkcji sumy zębów obu współpracujących kół. Proste 1, 2 i 3 wyrażają wartość q dla zębów niepoprawianych przy $z_1 = 14, 16, 18$. Krzywa 4 jest funkcją współczynnika q obliczonego dla zębów poprawianych metodą

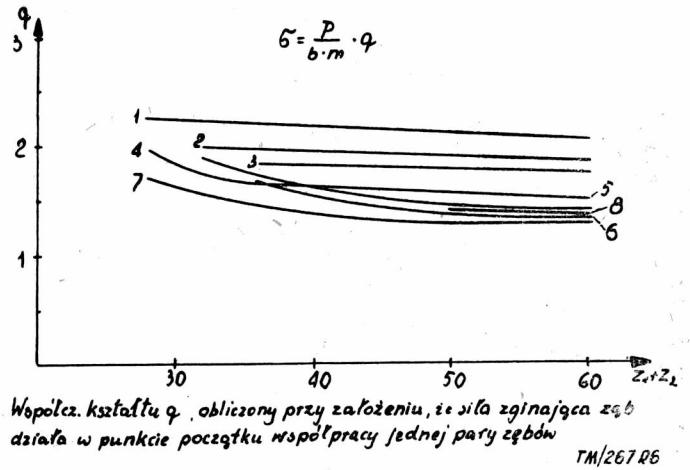


Rys. 5

Merritta przy $z_1 = 14, 16$ i 18 zębach. Wyniki dla tych ilości zębów są tak zbliżone do siebie, że przedstawiłem je jedną linią. Krzywa 5 przedstawia zarysy poprawiane ($X + X$), przy maksymalnym, ze względu na zaostrenie, współczynnika przesunięcia zarysu zęba koła małego oraz zachowania równej wytrzymałości zębów obu kół ($z_1 = 14, x_1 = 0,65$). Krzywa 6 obrazuje poprawienia oznaczone symbolem U_2 także dla $z_1 = 14$ i $x_1 = 0,65$.

Na rys. 5 podane są wykresy procentowego zmniejszenia się współczynnika kształtu q — dla zębów poprawianych, obliczonego względem zębów niepoprawianych, dla krzywych na rys. 4. Ponieważ naprężenia zginające są proporcjonalne do współczynnika kształtu, więc wykresy na rys. 5 wyrażają jednocześnie procentowo zmniejszenie naprężeń w zębach poprawianych.

Przy poprawianiu wg Merrietta zmniejszenie naprężeń dla danej ilości zębów koła małego jest praktycznie biorąc stałe. W miarę wzrostu ilości zębów koła małego zmiany w naprężeniach są mniejsze, a więc i korzyści ze stosowania poprawiania zarysów. Przy dużych współczynnikach przesunięcia zarysów otrzymujemy lepsze wyniki pod względem wytrzymałościowym i np. dla poprawiania przy zachowaniu równej wytrzymałości obu kół otrzymujemy spadek naprężeń o około 46%, a dla (U_2) około 47%.



Rys. 6

Na rys. 6 podane są wykresy współczynnika kształtu zęba dla tych samych metod poprawiania co poprzednio, z tym, że obliczono je przy założeniu, że siła zginająca działa w punkcie rozpoczęcia współpracy jednej pary zębów.

Krzywa 4, 5 i 6 — poprawiane wg Merrietta dla $z_1 = 14, 16$ i 18 zębów.

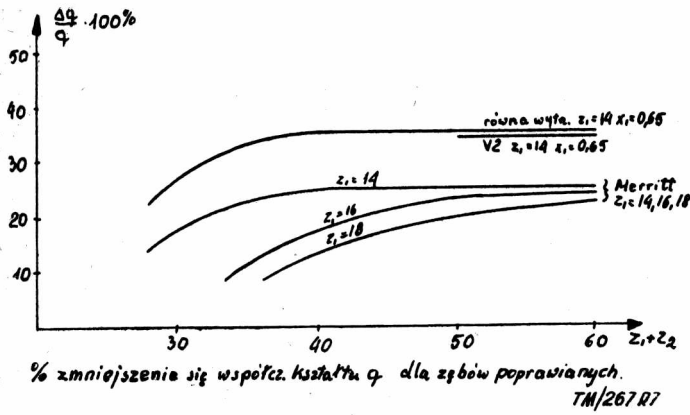
Krzywa 7 — poprawianie przy max. współczynniku przesunięcia zarysu koła małego i zachowanie równej wytrzymałości obu kół dla $z_1 = 14$ i $x_1 = 0,65$.

Krzywa 8 — poprawianie oznaczone symbolem V_2 także dla $z_1 = 14$ i $x_1 = 0,65$.

Krzywe 1, 2, 3 — dla zębów niepoprawianych o $z_1 = 14, 16$ i 18

Wszystkie krzywe mają zupełnie inny przebieg jak poprzednio. W miarę wzrostu sumy zębów kół współpracujących, współczynnik kształtu zęba maleje. Dowodzi to o dużym wpływie liczby przyporu (duże odchylenia punktu przyłożenia siły zginającej ząb). Widzimy to nawet dla zębów niepoprawianych, gdzie zmiany dla tej samej ilości zębów są rzędu 13%. Podobnie jak przy założeniu Lewisa, wszystkie wartości współczynnika q są dla zębów poprawianych mniejsze niż dla niepoprawianych.

Rys. 7. przedstawia zmniejszenie się procentowe wartości współczynnika kształtu q — dla zębów poprawianych, dla krzywych na rys. 6. Tutaj wyraźnie można zauważyć bardzo silny wpływ liczby przyporu współpracujących kół na współczynnik



Rys. 7

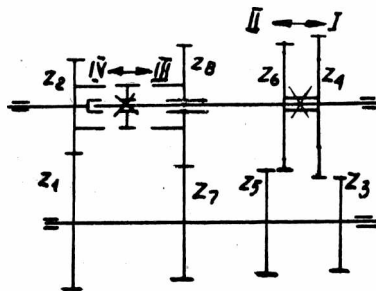
kształtu. Dla małej ilości sumy zębów, a więc gdy liczba przyporu jest mniejsza, mniejsze są także zmiany współczynnika kształtu q .

Na podstawie wszystkich wykresów można wysnuć następujące wnioski:

1. przez poprawianie zarysów uzyskujemy duże zmniejszenie współczynnika kształtu, a zatem i naprężeń zginających. Zmiany te są rzędu kilkudziesięciu procent, a więc należy to już uwzględniać w obliczeniach wytrzymałościowych.
2. poprawianie przy dużych współczynnikach przesunięcia zarysu daje lepsze wyniki jak przy stosunkowo małych przesunięciach (np. Merritta).

Dotychczas ujmowałem równolegle obliczenia współczynnika kształtu zęba wg dwóch założeń. Przy obliczaniu naprężeń zginających w skrzynkach samochodowych, których koła wykonywane są bardzo dokładnie, należy raczej przyjąć założenie, że siła zginająca ząb działa w punkcie rozpoczęcia współpracy jednej pary zębów.

Na zakończenie rozpatrzę możliwość poprawiania zarysów kół w skrzynce przekładniowej samochodu Star 20 przy minimalnych zmianach istniejących elementów. Skrzynka przekładniowa Star 20 jest czterobiegowa i posiada koła stałego przełożenia i biegu III o zębach skośnych, I i II biegu zaś o zębach prostych. Schemat skrzynki podany jest na rys. 8. Maksymalny moment silnika $M = 26$ kgm przy 1700 obr/min jest w całości wykorzystany na I biegu ze względu na przyczepność opon; przeliczenia wytrzymałościowe będą więc przeprowadzał dla tego właśnie momentu.



TM/267 08

Rys. 8

przełożenie stałe $i_s = \frac{z_2}{z_1} = \frac{39}{17}$, koła I biegu $\frac{z_4}{z_3} = \frac{39}{14}$

koła II biegu $\frac{z_6}{z_5} = \frac{31}{22}$, koła III biegu $\frac{z_8}{z_7} = \frac{23}{29}$

przyłożenia na poszczególnych biegach $i_I = 6,4$ $i_{II} = 3,24$ $i_{III} = 1,82$.

NAPRĘŻENIA GNĄCE W KOŁACH I I II BIEGU:

	A	B
bieg I	$\sigma_3 = 6200 \text{ kg/cm}^2$ $\sigma_4 = 4020 \text{ kg/cm}^2$	$\sigma_3 = 5540 \text{ kg/cm}^2$ $\sigma_4 = 3880 \text{ kg/cm}^2$
bieg II	$\sigma_5 = 3300 \text{ kg/cm}^2$ $\sigma_6 = 2920 \text{ kg/cm}^2$	$\sigma_5 = 2850 \text{ kg/cm}^2$ $\sigma_6 = 2580 \text{ kg/cm}^2$

W kolumnie A podane zostały naprężenia obliczone wg założenia Lewisa z uwzględnieniem liczby przyporu.

W kolumnie B podano naprężenia obliczone przy założeniu, że siła zginająca działa w punkcie początku współpracy jednej pary zębów. Naprężenia wypadają dość duże, przy czym koła są bardzo nierówno obciążone, w kołach większych naprężenia są niższe. Naprężenia obliczone przy założeniu Lewisa wypadają większe niż obliczone przy drugim założeniu, np. dla koła z_3 są o 12% wyższe.

Przy poprawianiu kół przyjmuję ten sam kadłub skrzyni, a więc odległość osi musi być niezmienną. W tym celu dla kół I i II biegu stosuję metodę oznaczoną symbolem U Z, czyli z sumy zębów współpracujących kół odrzucam dwa zęby w taki sposób, aby przełożenie całkowite uległo minimalnej zmianie. Po próbach otrzymałem następujący układ kół, który daje przełożenia najbardziej zbliżone do istniejących.

$$i_s = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{38}{17} \quad i_I = \frac{Z_4}{Z_3} = \frac{38}{13} \quad i_{II} = \frac{Z_6}{Z_5} = \frac{30}{21} \quad i_{III} = \frac{Z_8}{Z_7} = \frac{23}{28}$$

stad: $i_I = 6,54$ $i_{II} = 3,2$ $i_{III} = 1,83$

Dla kół I i II biegu przyjmujemy duże współczynniki przesunięcia zarysu, równe $x_3 = 0,65$ $x_4 = 0,48$ $x_5 = 0,65$ $x_6 = 0,48$ otrzymujemy współczynnik rozsunienia osi $x_0 = 1$ oraz kąt przyporu współpracy $\alpha_v = 25^\circ 12'$.

Dla mniejszego koła biegu II moglibyśmy zastosować ze względu na zaostrenie zębów większy współczynnik przesunięcia zarysu, byłoby to jednak niecelowe, gdyż jak wynika z obliczenia już przy $x_5 = 0,65$ naprężenia gnące w kole większym z_6 wypadają wyższe, aniżeli w kole z_5 . Zwiększenie współczynnika przesunięcia zwiększyłoby jeszcze różnicę w naprężeniach obu kół. Przy tych założeniach najmniejsze koło z_3 nie jest zaostrene. Kół o zębach skośnych nie potrzeba poprawiać, aby jednak zachować pierwotną odległość osi przy zmienionych i tutaj ilościach zębów, trzeba zmienić kąty pochylenia linii zębów. Zmiany te są jednak niewielkie — rzędu 2° .

Naprężenia gnące kół poprawionych wypadają niższe jak poprzednio, a mianowicie:

$$\text{bieg I} \quad \sigma_3 = 3870 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_4 = 4130 \text{ kg/cm}^2$$

$$\text{bieg II} \quad \sigma_5 = 2320 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_6 = 2480 \text{ kg/cm}^2$$

Współczynniki kształtu zęba zostały tutaj obliczone przy założeniu, że siła zginająca działa w punkcie początku współpracy jednej pary zębów. Jak widzimy naprężenia zginające zmniejszyły się bardzo, a koła są dużo równomierniej obciążone, nieco wyższe obciążenie kół dużych może być dopuszczalne, gdyż wykonują one mniejszą ilość obrotów w czasie życia przekładni, a zatem mniejszą ilość cykli pracy.

Porównując naprężenie zginające w kołach niepoprawianych i poprawianych, obliczone przy założeniu, że siła zginająca działa w punkcie początku współpracy jednej pary zębów, stwierdzimy, że na I biegu otrzymaliśmy zmniejszenie naprężeń o około 30%, na biegu II zaś o około 18%.

Mgr inż. ALEKSANDER OGRODZKI

KILKA UWAG O TWORZYWACH SZTUCZNYCH I ICH ZASTOSOWANIU W PRZEMYSŁE MOTORYZACYJNYM

Umiejętność stosowania jakiegokolwiek tworzywa jako materiału konstrukcyjnego wymaga gruntownej znajomości nie tylko jego cech fizycznych i chemicznych, ale również wiadomości z dziedziny technologii jego wytwórstwa i przetwórstwa, strony ekonomicznej produkcji oraz eksploatacji. Tworzywa sztuczne odbiegają zarówno znacznie pod względem własności, jak i technologii od dotychczas stosowanych materiałów konstrukcyjnych. Małe rozpowszechnienie dokładnych danych wytrzymałościowych, duża różnorodność tworzyw sztucznych i na ogół zupełnie nie znana ogółowi inżynierskiemu technologia przetwarzania ich, budzi zrozumiałą nieufność konstruktorów do stosowania tworzyw tego pochodzenia. Musimy ze skrucłą przyznać, że sytuacja w naszym kraju na tym odcinku jest wyjątkowo niekorzystna i że w dalszym ciągu konstruktorzy (nie tylko przemysłu motoryzacyjnego) odnoszą się do stosowania tworzyw sztucznych z dużą rezerwą. Stan ten można poprawić przez stopniowe zaznajamianie polskich rzesz technicznych na wszystkich szczeblach zawodowych z całokształtem problemów tworzyw sztucznych, tzn. z ich rodzajami i asortymentem przemysłowym, z technologiami ich przetwórstwa, z własnościami fizycznymi i chemicznymi, metodami badań i ocenami.

Poniższym artykułem autor otwiera niejako trybunę dyskusyjną i wprowadza czytelników w zagadnienie. Będzie zjawiskiem ze wszech miar pożytecznym dla naszego przemysłu motoryzacyjnego, jeżeli artykuł ten rozpocznie całą serię publikacji na temat tworzyw sztucznych w przemyśle motoryzacyjnym.

A. D.

Na przestrzeni ostatnich kilku lat daje się zauważyć w świecie technicznym, zarówno u nas w kraju, jak i za granicą, coraz bardziej wzrastające zainteresowanie nowymi materiałami znanymi za granicą pod nazwą plastyków; w polskim zaś języku technicznym określanymi ogólnym mianem tworzyw sztucznych. Materiały te zrobiły zdumiewającą karierę, obejmując swym zasięgiem wszystkie niemal gałęzie wytwórczości.

Biorąc pod uwagę, że istnienie tworzyw sztucznych nie trwa dłużej niż pół wieku, nasuwa się nieodparty wniosek, że tak szybki rozwój tych materiałów musi się uzasadniać ich wybitnymi własnościami. Począwszy od przemysłu elektrotechnicznego, poprzez galanterijny, zabawkarski, konfekcyjny, lakierniczy i inne pokrewne, tworzywa sztuczne znajdują wszędzie szerokie zastosowanie. Nic więc dziwnego, że i przemysł mechaniczny w ogólności, a motoryzacyjny w szczególności, nie mógł dłużej pozostać obojętnym w stosunku do nowych tworzyw.

Pierwszym odruchem mechaników było traktowanie mas plastycznych jako namiastek do różnych celów. Obecnie jednak zaczynamy wchodzić w nowy okres, w którym tworzywa sztuczne tracą swoją „tymczasowość“, czy „namiastkowość“, a stają się materiałem oryginalnym o wielu ciekawych i nowych cechach.

Celem niniejszych paru uwag jest chęć ogólnego zapoznania czytelnika z tymi materiałami oraz ich zastosowaniami z mechanicznego, a zwłaszcza samochodowego punktu widzenia.

Jak już wspomniano, znaczenie stosowania tworzyw sztucznych jako materiałów zastępczych bywało do niedawna nadmiernie uwypuklane i aczkolwiek w obecnym etapie rozwojowym tej dziedziny nie stanowi ono już jedyne kryterium, to jednak nie można pomijać walorów ekonomicznych tych tworzyw jako środków zastępczych. Otwierają się tu niewątpliwie nowe możliwości zastąpienia wielu cennych metali materiałami albo tańszymi, albo znacznie lżejszymi. Drugim źródłem poważnych oszczędności jest fakt, że z samego charakteru technologii, przetwórstwa, czy własności plastyków wynikają liczne możliwości usunięcia, bądź uproszczenia wielu pracochłonnych procesów technologicznych. Znajdziemy przykłady tego w dziedzinie odlewnictwa, czy tłocznictwa cienkich blach. Ponadto należyce ukształtowane i wykorzystane produkty z materiałów plastycznych pozwalają na ograniczenie obróbki mechanicznej do minimum.

Ważnym aspektem ekonomicznym w poruszonym zagadnieniu jest baza surowcowa. Otóż właśnie u nas problem ten może być bardzo korzystnie rozwiązany, ze względu na znaczne zasoby własnego węgla. Węgiel bowiem jest surowcem wyjściowym dla większości tworzyw sztucznych, dając w wyniku suchej destylacji lub wytłewania cenne materiały smołopochodne, jak benzol, fenol, naftalen i inne.

Z punktu widzenia motoryzacji godnym podkreślenia jest fakt, że wspomniane materiały są produktem ubocznym, gdzie głównym celem jest otrzymanie tzw. półkoku, doskonałego paliwa do gazownic samochodowych. Widzimy więc, że przetwórstwo węgla z jednej strony stwarza motoryzacji nowe możliwości w dziedzinie tworzyw konstrukcyjnych, z drugiej zaś strony pozwala myśleć o rozwiązaniu, lub przynajmniej złagodzeniu palącego problemu paliw silnikowych.

Obecnie omówię krótko ogólną charakterystykę tworzyw sztucznych.

Głównym składnikiem tworzyw są żywice naturalne lub syntetyczne, stanowiące z chemicznego punktu widzenia odrębną grupę organicznych związków wielkocząsteczkowych. Budowa wielkocząsteczkowa materii polega na tym, że cząstka stanowiąca niejako szkielet żywicy składa się z olbrzymiej ilości atomów, dając w wyniku ciężary atomowe liczone w tysiącach, a nawet w setkach tysięcy. Dzięki takiej budowie siły międzycząsteczkowe występujące w towarzystwie są bardzo duże i wskutek tego mogą zapewnić wysokie własności mechaniczne. Tłumaczy się to tym, że wielkość siły wzajemnego przyciągania cząsteczek jest proporcjonalna do ich rozmiaru.

Drugą cechą charakteryzującą żywicę jest sposób powiązania wzajemnego cząstek. Rozróżnić tu można budowę łańcuchową, czyli liniową, charakterystyczną dla materiałów wyjściowych do produkcji włókna sztucznego, budowę płaską (tworzywa powłokowe, czyli lakiery) oraz budowę przestrzenną 3-wymiarową (większość tworzyw konstrukcyjnych). Z tą cechą budowy tworzywa związana jest izotropowość, czyli związanie własności wytrzymałościowych z określonym kierunkiem budowy międzycząsteczkowej. Na przykład przy produkcji włókna przeprowadza się specjalne jego wyciągnięcie właśnie w celu zorientowania cząstek w kierunku liniowym, co znakomicie powiększa wytrzymałość włókna.

W stanie naturalnym istnieją dwa związki wielkocząsteczkowe, stanowiące surowiec wyjściowy do otrzymania wielu żywic. Są to celuloza, główny składnik drewna i kazeina, białkowa substancja składowa mleka. Inne związki wielkocząsteczkowe są już produktem syntezy chemicznej. Do syntezy takiej nadają się te ciała, których cząstki podstawowe — mery — mają zdolność do łączenia się w nowe wielkie cząstki tworząc w wyniku materiał zwany polimerem.

Istnieją dwie reakcje chemiczne prowadzące do powstania związków wielkocząsteczkowych. Są to polikondensacja i polimeryzacja. Nie wnikając w głębsze różnice podkreślę tylko, że zewnętrzną różnicą tych reakcji jest fakt, wydzielania się przy pierwszej z nich pewnych prostych związków, jak woda czy am-

niak, jako produktów ubocznych. Ponadto polikondensacja może być przerywana prowadząc do powstania żywic o kolejnych, pośrednich własnościach, zależnych od stopnia przereagowania surowców.

Z mechanicznego punktu widzenia nazwą tworzyw sztucznych obejmujemy materiały o module sprężystości E powyżej 10^4 kg/cm² i wydłużeniu przy zerwaniu do 25%.

Klasyfikację tworzyw sztucznych oprócz można na różnych kryteriach. W tym miejscu wspomnę tylko o dwóch zasadniczych grupach:

- a — tworzywa polikondensacyjne i polimeryzacyjne
- b — tworzywa termoplastyczne i termoutwardzalne.

O pierwszym rozróżnieniu już wspomniano wyżej, wyjaśnię więc teraz pokrótce drugą cechę tworzywa: zachowanie się pod wpływem ciepła. Tworzywem termoplastycznym nazywamy takie, które pod wpływem doprowadzonego ciepła zmienia konsystencję z ciała stałego na plastyczne, miękkie i w tym stanie może być poddane kształtowaniu. Granicą rozgrzewania takiego ciała jest osiągnięcie temperatury rozpadu. Ostudzenie uplastycznionego ciepłem tworzywa przywraca mu z powrotem stan konsystencji sztywnej. Takie procesy grzania i studzenia można dla tych tworzyw prowadzić wielokrotnie, co jest cechą godną podkreślenia.

Tworzywem termoutwardzalnym nazywa się taki materiał, który pod wpływem doprowadzonego ciepła przechodzi w stan konsystencji sztywnej, twardej (stąd nazwa „termoutwardzalne“). Powtórne ogrzanie utwardzonego produktu z tej grupy tworzyw nie powoduje reakcji powrotnej, innymi słowy powtórne jego użycie jako surowca jest już niemożliwe. Zasadniczymi reprezentantami obu wspomnianych grup tworzyw są: fenoplasty i poli-estry, jako termoutwardzalne oraz materiały celulozowe: poliamidy (nylon, steelon), poliwinyle i polistyren, mające własności termoplastyczne.

Jak już wspomniano, żywica nie stanowi jedyne go składnika mas plastycznych, do których ze względów bądź ekonomicznych, bądź technologicznych dodaje się inne składniki jak wypełniacze, plastyfikatory, barwniki itp.

Najczęściej spotykanymi wypełniaczami są: mączka drzewna, rzadziej ścinki z tkaniny oraz azbest. Wypełniacze te spełniają ważną rolę wpływając na własności mechaniczne czy fizyczne masy.

Plastyfikatory służą do zmiany własności fizycznych gotowego produktu, do jego uplastycznienia. Stosowanie barwników nie wymaga objaśnień.

Żywice starannie mieszane z odpowiednimi dodatkami poddawane są specjalnym procesom technologicznym, przygotowawczym, dając w wyniku surowiec wyjściowy, masę plastyczną w formie proszku, lub pastylek zwany też tłoczywem.

Istnieje kilka sposobów otrzymywania gotowych produktów z mas plastycznych. Tworzywa termoutwardzalne bywają kształtowane przez prasowanie pod ciśnieniem w wysokiej temperaturze w specjalnych formach lub odlewane bez ciśnienia. Gotowe produkty wyjęte z form posiadają kształt ostateczny i nie wymagają dalszej obróbki. Ciśnienia stosowane przy prasowaniu proszków sięgają dużych wartości 150 — 350 kG/cm².

Masy plastyczne poddawane są przeważnie przeróbce przez wtryskiwanie lub wytłaczanie uplastycznionej pod wpływem doprowadzonego ciepła masy.

Obecnie zajmę się scharakteryzowaniem najpopularniejszych mas plastycznych oraz ich zastosowaniami, rozpoczynając od grupy tworzyw termoutwardzalnych.

1. FENOPLASTY

Tworzywa tej grupy zawdzięczają swą nazwę głównemu swemu składnikowi jakim jest fenol. Żywica fenolowa jest wyni-

kiem reakcji polikondensacyjnej fenolu z formaldehydem (lub furfurolem) i zależnie od stopnia kondensacji otrzymać możemy tę żywicę w trzech postaciach: rezol, rezitol i rezit, będących nieodwracalnymi etapami przemiany pod wpływem ciepła. Żywica fenolowa z domieszką odpowiednich wypełniaczy stanowi najbardziej rozpowszechnione i znane wszędzie tworzywo pod nazwą bakelitu. Jest to najstarsze tworzywo całkowicie syntetyczne, wynalezione w 1905 r. przez prof. Bakelanda. Dominującymi jego cechami są wysokie własności izolacyjne oraz znaczna wytrzymałość mechaniczna. Dzięki temu bakelit stał się jednym z najbardziej rozpowszechnionych materiałów w elektrotechnice. W samochodzie wspomnieć wystarczy o takich częściach jak palec i pokrywa rozdzielacza, wykonana z bakelitu, oraz o całym szeregu drobnych akcesoriów elektrycznych i mechanicznych. Niektóre firmy samochodowe wykonują z bakelitu obramowania okien, tablice rozdzielcze i inne części. Bakelit może być wytwarzany w różnych gatunkach, których własności zależą od proporcji składników samej żywicy oraz od wypełniacza. Z tego względu wachlarz obecnych zastosowań jest bardzo obszerny i ciągle się rozszerza. Żywica fenolowa A-rezol dzięki rozpuszczalności daje nowe możliwości zastosowania przemysłowego, mianowicie można nią impregnować takie materiały jak papier, czy tkanina. Nasyczone arkusze można sprasowywać pod dużym ciśnieniem i w odpowiedniej dla utwardzenia temperaturze, uzyskując w wyniku nowy doskonały materiał, zwany tworzywem warstwowym (laminat). Materiał ten posiada doskonale własności mechaniczne i dużą odporność na ścieranie. Przemysł motoryzacyjny zna już ten materiał pod różnymi nazwami handlowymi jak np. Novotext, Turbax itd. Dla celów technicznych opiera się on przeważnie na bazie tkaniny impregnowanej żywicą fenolową. Materiał ten może być produkowany bądź w formie płyt, od najcieńszych do grubości kilkudziesięciu milimetrów, bądź też w kształcie rur. Dla celów izolacyjnych stosuje się tworzywo warstwowe na bazie papieru.

Własności tworzyw warstwowch noszą wybitne cechy izotropowości, należy więc uwzględnić to przy projektowaniu. Największa wytrzymałość na ściskanie występuje dla sił skierowanych w płaszczyźnie prostopadłej do warstw. Największa jest również odporność na zginanie od tak skierowanych sił.

Najstarszym zastosowaniem tworzyw warstwowch w silnikach są koła zębate rozrządu. Element ten pracuje pod niewielkim obciążeniem i bywa często ze względów konstrukcyjnych rozbudowany, przysparzając niepotrzebne go ciężaru silnikowi. Zastosowanie tworzywa warstwowego pozwala na znaczne zmniejszenie ciężaru części oraz zapewnia bardziej cichą pracę zębów. Wytrzymałość mechaniczna tych kół jest zupełnie zadowalająca, toteż znalazły one bardzo szerokie zastosowanie.

Inną możliwością wykorzystania tworzyw warstwowch są tulejki łożyskowe. Dzięki wspomnianym już cechom, jak odporność na ścieranie i znaczna wytrzymałość na ściskanie, tulejki takie mogą w wielu przypadkach z powodzeniem zastąpić łożyska metalowe. Pamiętać jedynie należy o niskiej przewodności cieplnej tych tworzyw, co może zmusić czasem do chłodzenia takiej tulejki. Skoro mowa o łożyskach, wspomnieć należy w tym miejscu o stosowaniu zwykłych żywic fenolowych ze specjalnymi wypełniaczami, jako materiałów łożyskowych.

Do kształtowania fenoplasty wymagają wysokich ciśnień i ten fakt stwarza pewne ograniczenie wielkości prasowanych przedmiotów, co zrozumiałe jest ze względu na wielkość pras i związane z tym ich koszty.

Kolory przedmiotów wykonanych z bakelitu ograniczają się tylko do barw ciemnych.

Bardzo ciekawe zastosowanie bakelitu zanotowano ostatnio w przemyśle samochodowym w dziedzinie technologii. Pierwszą innowacją tzw. formowanie skorupowe polegające na tym, że

formy do odlewania niewielkich przedmiotów metalowych wykonuje się szybko na specjalnych maszynach stosując jako ziemię formierską mieszaninę piasku z dodatkami krochmalu, gliny, wody i niewielkiej ilości żywicy fenolowej. Formowanie takie pozwala na znaczne zwiększenie ilości odlanych przedmiotów w jednostce czasu.

Drugą godną uwagi nowością jest fakt prasowania dużych, cienkich blach stalowych w matrycach wykonanych z bakelitu. Dla wyjaśnienia jak wielkie korzyści daje takie rozwiązanie wystarczy przytoczyć parę cyfr: ciężar matrycy stalowej, wymagający skomplikowanej, długotrwałej obróbki wynosi ok. 2400 kG, podczas gdy ciężar matrycy z zastosowaniem bakelitu wynosi do tych samych celów tylko ok. 600 kG. Czas wykonania matrycy stalowej wynosi ok. 3 miesiące, matryca bakelitowa zaś może być wykonana w 3 tygodnie. Odpadają skomplikowane procesy obróbkowe, a wykonanie takiej matrycy opiera się tylko na stosowaniu gipsowych form.

2. Aminoplasty

Powyższa grupa materiałów powstaje w sposób analogiczny jak fenoplasty, z tym, że fenol jest zastąpiony innymi związkami, jak mocznik lub melamina. Kształtowanie i zastosowanie aminoplastów jest bardzo zbliżone do tych możliwości, jakie poznaliśmy przy fenoplastach. Cechą odróżniającą korzystnie aminoplasty jest możliwość ich barwienia na dowolne kolory. Ponadto aminoplasty wykazują znakomite własności izolacyjne oraz są bardzo cennym dodatkiem do lakierów, przyspieszającym proces suszenia. Jako tworzywo warstwowe bywa używane na bazie papieru do celów dekoracyjnych.

3. Poliestry

Jedną z głównych trudności formowania fenoplastów, czy aminoplastów jest konieczność stosowania wysokich ciśnień, a co za tym idzie bardzo dużych i kosztownych pras przy formowaniu dużych przedmiotów np. skrzynek do radia. Taki nakład opłacał się tylko przy masowej produkcji, przy małej zaś produkcji podrażał znacznie jej koszt. Przełomem w zakresie technologii tworzyw sztucznych stały się nowe materiały zwane poliesterami lub tworzywami alkidowymi, które pozwalają kształtować się beciśnieniowo w niskich temperaturach. Poliestry są najmłodszym dzieckiem przemysłu chemicznego i nazywane są również alkidami. Druga ta nazwa pochodzi od dwóch składników wyjściowych tego tworzywa, którymi są: alkohol i acid (kwas). Z grupy alkoholu używana jest z największym powodzeniem gliceryna; drugim składnikiem zaś bywa kwas ftalowy. Gotowa żywica jest ciastowatą bezbarwną masą i polimeryzuje pod wpływem katalizatora, nie wymagając od tego zabiegu ani ciśnienia, ani podwyższonej temperatury. W praktyce jednak, ze względu na wynikające korzyści, stosuje się polimeryzację katalityczną pod niewielkim ciśnieniem 10 — 15 kg/cm² i temperaturze 150°C. Warunki takie zapewniają z jednej strony podwyższenie wytrzymałości produktu, z drugiej zaś skracają czas polimeryzacji. Alkidy zajmują obecnie wybitne miejsce dzięki możliwości kształtowania warstwowego na tkaninie, a zwłaszcza jako tworzywa wzmocnione na tkaninie lub plecionce z włókna szklanego. Bliższe zainteresowanie takim wzmocnionym warstwowcem doprowadziło do stwierdzenia, że własności jego są wybitnie zbliżone pod względem wytrzymałościowym i ciężarowym do lekkich metali. To następnie naprowadziło na myśl zastosowania warstwowców alkidowych w zastępstwie znacznie cięższych blach stalowych. Jednocześnie niskie ciśnienie kształtowania nie stawiają producentowi tak trudnych ograniczeń wielkości produktów, która może być praktycznie nieograniczona.

Wykonanie samej formy nie jest zbyt kosztowne, gdyż jako materiał na nią może być użyty nawet gips, czy drzewo. Wszyst-

kie te czynniki spowodowały, że przemysł samochodowy zwrócił uwagę na ten surowiec, jako możliwy materiał do wykonania nadwozia.

Należy w pierwszym rzędzie wspomnieć o trudnościach, którymi są: niewielkie ilości drogich żywic alkidowych oraz stosunkowo wysokie koszty produkcji. Jest to pewnym paradoksem — ale w obecnej chwili są większe możliwości opanowania produkcji małoseryjnej niż wielkoseryjnej tego typu nadwozi. Mimo tych trudności przemysł samochodowy ma perspektywy znacznych korzyści stosując nadwozia z tworzyw sztucznych. Główną zaletą jest lekkość, która sprawia, że koszt materiału na całość nadwozia jest znacznie mniejszy mimo większego kosztu jednostkowego. Wystarczy zauważyć tylko, że np. nadwozie kryte Lancia z tworzywa sztucznego waży 55 kg, podczas gdy najlżejsze nadwozie stalowe waży 350 — 400 kg. Z innych zalet niemniejszą rolę grają łatwość naprawy i odporność na korozję. Nadwozia z tworzyw sztucznych mogą być wykonywane ze wzmocnieniem za pomocą rury stalowej (takie jest właśnie nadwozie Lancia) oraz mogą być składane z elementów wymiennych. Ostatnią zaletą z punktu widzenia tańszych wozów jak możliwość uniknięcia lakierowania, co poważnie obniża koszty produkcji. Wozy luksusowe są malowane celem podniesienia wyglądu estetycznego. Demontaż nadwozia z plastiku jest bardzo ułatwiony dzięki lekkości — dwie osoby mogą zdjąć całość nadwozia nie przysparzając sobie poważniejszych kłopotów.

Obecnie już kilka firm uruchomiło seryjną produkcję samochodów z nadwoziami z plastiku, między innymi Chevrolet wypuścił sportowy model Corvette.

Oprócz nadwozi — warstwowe poliestry można zastosować wszędzie tam, gdzie nie stawiamy wysokich wymagań wytrzymałościowych. Takim warunkom pracy odpowiadają wszelkiego rodzaju osłony, czy przegrody, zarówno w nadwoziach, silnikach czy innym sprzęcie. Dla przykładu wymienimy takie części jak: błotniki rowerowe, czy motocyklowe, wózki przyczepne do motocykli 350 cm³ (jako szczególnie lekkie) itp., które nasuwają pewne możliwości wykonania ich z tworzyw sztucznych.

Przejdę obecnie do omówienia tworzyw termoplastycznych. Grupa ta zawiera bardzo wiele odmian o różnorodnych zastosowaniach, ograniczę ją do podania następujących tworzyw, najpopularniejszych z motoryzacyjnego punktu widzenia:

1. materiały celulozowe
2. materiały winylowe
3. poliamidy — nylon
4. polistyren
5. tworzywa akrylowe

1. Grupa celulozy

Materiałem wyjściowym dla tworzenia tej grupy jest celuloza — główny składnik drewna. Najdawniej znanym tworzywem tej grupy jest azotan celulozy — celuloid, materiał palny i niezbyt doskonały. Bardziej odpowiednimi dla celów przemysłowych okazał się octan celulozy i octanomaślan celulozy, materiały bezbarwne, niepalne i dostatecznie twarde. Tworzywa te dadzą się kształtować przez wtrysk, zwłaszcza octano-maślan celulozy pozwalający na wykonywanie skomplikowanych nawet kształtów. W samochodzie materiały te spotykamy pod postacią drobnego wyposażenia, jak przyciski, guziczki, części tablicy rozdzielczej, czy wreszcie koła kierownicy.

2. Materiały winylowe

Grupa ta obejmuje najpopularniejsze obecnie materiały, będące produktem polimeryzacji chlorku winylu, znane jako polichlorek winylu lub winylidenu, a w handlu jako igelit, viny-

lit, czy saran. Materiał ten może mieć konsystencję zbliżoną do gumy lub też sztywną. Kształtowanie polichlorków winylu odbywa się najczęściej przez wytłaczanie, rzadziej przez wtrysk oraz kalandrowanie. Ten ostatni sposób dotyczy produkcji cienkich materiałów płaszczowych czy pokrowcowych, wykonanych z czystych żywic lub z żywic powleczonych na tkaninę. Przemysł samochodowy stosuje obecnie żywice winylowe w znacznych ilościach, jako materiał zastępujący gumę i będący dobrym izolatorem. Samochodowe przewody elektryczne powlekane są igielitem lub też mogą być wkładane w rurki z igielitu. Możliwe jest formowanie wszelkiego rodzaju uszczelki i tłoczków odpornych na korozję oraz tzw. kiedry do izolacji płyt blaszanych w nadwoziach. Ponadto ekspandowany polichlorek winylu jest doskonałą izolacją cieplną i akustyczną.

Z tkanin powleczonych polichlorkiem winylu robi się obecnie obicia siedzeń w samochodach i autobusach. Okazały się one bardzo praktyczne, ze względu na łatwość mycia.

Z plastyfikatów winylu można wykonać siodełka motocyklowe, które odznaczają się niezwykłą lekkością.

3. Nylon

Materiał, o którym będziemy mówić, stał się w ostatnich latach najpopularniejszym tworzywem, szczególnie w dziedzinie przemysłu włókienniczego, czy powroźniczego. O włóknie czy linach z nylonu (odmiana produkowana w kraju nazywa się steelonem) nie trzeba się rozwodzić, gdyż ich rozpowszechnienie i znaczenie jest dostatecznie znane. Z punktu widzenia naszych samochodowych zainteresowań bardziej ciekawe możliwości daje nylon pod postacią przedmiotów wykonanych techniką wtryskową. Dadzą się tu w pełni wykorzystać własności mechaniczne nylonu, konkurujące z powodzeniem nie tylko z innymi plastykami, ale nawet w niektórych zastosowaniach, z metalami.

Z ważniejszych cech nylonu wymienić należy: znaczną twardość, lekkość (jest on najlżejszym z tworzyw sztucznych), odporność na ścieranie i korozję, niski współczynnik tarcia, odporność na podwyższone temperatury, niepalność.

Wymienione powyżej cechy wskazują od razu kierunki zastosowań przemysłowych tego tworzywa. Wymienić tu należy bardzo dobre koła zębate kształtowane wtryskowo, bez dodatkowej obróbki mechanicznej, mogące pracować jako szybkie, niezbyt obciążone zespoły np. w licznikach szybkości. Inne możliwości — to łożyska dopuszczające pracę praktycznie bez smarowania, co ważne jest w niektórych gałęziach przemysłu maszynowego.

Mgr inż. WITOLD LEŚNIAK

DWUSUWOWE SILNIKI SAMOCHODOWE

Próba analizy osiągnięć ostatnich lat w budowie dwusuwowych silników z iskrowym zapłonem

Autor opisuje krótko rozwój konstrukcji nisko prężnych silników dwusuwowych z zapłonem iskrowym. Silniki o przepłukiwaniu przelotowym zostają wyparte przez silniki o przepłukiwaniu zwrotnym. Ostatnio zastosowano z powodzeniem wtrysk paliwa, co stawia silniki dwusuwowe w jednym rzędzie z silnikami czterosuwowymi pod względem ekonomiczności.

Nawet pobieżna ocena produkowanych w latach 1930 — 1932 gaźnikowych silników trakcyjnych wypada raczej na niekorzyść silników dwusuwowych. Zwłaszcza pod względem cichobieżności, jednostkowego zużycia paliwa oraz osiąganych wielkości średniego ciśnienia użytkowego — ówczesne silniki dwusuwowe wyraźnie ustępowały czterosuwowym silnikom o podobnym zastosowaniu.

Wytwarzane w tym okresie dwusuwowe silniki z iskrowym zapłonem, budowano prawie z reguły w oparciu o system przelotowego płukania cylindrów, którego zasadę obrazuje schematycznie rys. 1 a. Wlot mieszanki paliwa i powietrza znajduje się naprzeciw otworu wydechowego dla gazów spalinowych. Napły-

4. Polistyren

Jest to materiał termoplastyczny, odznaczający się przezroczystością oraz wybitnymi własnościami izolacyjnymi i odpornością na działanie kwasów. Tworzywo to znalazło liczne zastosowania w przemyśle elektrotechnicznym, a przemysł samochodowy stosuje na razie skrzynki akumulatorowe z polistyrenu. Surowiec ten jest jeszcze w kraju niezbyt popularny; należy się nim jednak zainteresować ze względu chociażby na to, że styren będący monomerem polistyrenu jest bardzo ważnym składnikiem produkcji sztucznego kauczuku. Niezbędny zaś wzrost zainteresowania sztucznym kauczukiem prowadzi do wzrostu produkcji styrenu i pochodzącego zeń polistyrenu.

5. Tworzywa akrylowe

Materiały tej grupy są pochodnymi kwasów — akrylowego i metakrylowego. Polimer ten jest podobnie jak polistyren przezroczysty, posiadając przy tym jeszcze wybitniejsze własności optyczne. Materiał ten stał się znany pod nazwą plexiglasu, zastępując np. szkło w budowie samolotów itp. Podobne zastosowanie znajduje plexiglas w samochodzie w różnych częściach wyposażenia, jak: zegary, reflektory itp.

Ostatnio jedna z firm samochodowych wykonała cały dach nadwozia samochodu osobowego z plexiglasu.

W krótkim tym przeglądzie termoplastyków rzucono jedynie zarys ogólnych kierunków zastosowań tych kilku ważniejszych materiałów, nie wyczerpując nie tylko zakresu ich zastosowań, ale nawet listy samych tworzyw.

Wspomnę jeszcze o istnieniu takich tworzyw sztucznych, jak: silikony otwierające nowe możliwości w dziedzinie smarów, czy powłok ochronnych, o licznej grupie lakierów, czy polietylenie nakładanym na pióra resorów, jako izolacja akustyczna i antykorozyjna, czy wreszcie o olbrzymiej dziedzinie klejów syntetycznych — otwierającej nowe możliwości łączenia metali między sobą lub z drzewem, czy innymi materiałami.

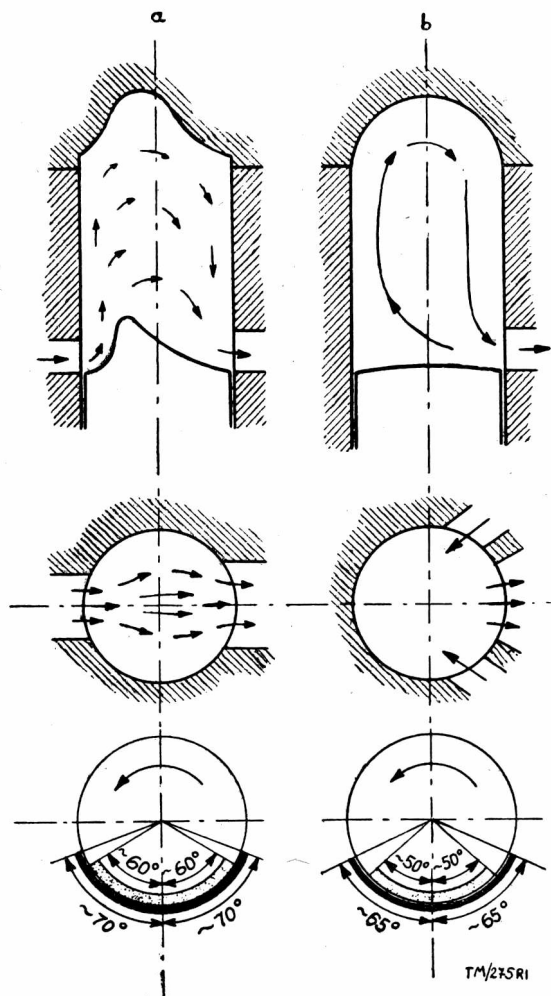
Możliwości rozwojowe tworzyw sztucznych we wszystkich ich grupach stale się powiększają, jak również zwiększa się zasięg stosowania ich w różnych gałęziach przemysłu.

Podane powyżej uwagi tworzą jedynie skromny, syntetyczny zarys przedstawiający wnikanie nowych materiałów do przemysłu maszynowego, a szczególnie do motoryzacji, nie wyczerpując nawet w części tego problemu oglądanego oczami użytkownika, jakim winien stać się w coraz szerszym zakresie przemysł samochodowy.

wający przez okienko wlotowe strumień świeżej mieszanki wypiera wypełniające cylinder spaliny w kierunku okienka lub szczelin wydechowych. Odpowiednie ukształtowanie denka tłoka, które odchyła strugę mieszanki w stronę głowicy, zapewnia swoje sterowanie ruchu gazów w cylindrze.

Istotną wadą systemu przelotowego płukania jest niezbyt dokładne usuwanie resztek gazów spalinowych, pozostających z poprzedniego cyklu pracy. Strumień świeżej mieszanki wykazuje zrozmiałą skłonność przepływania po najkrótszej drodze pomiędzy otworem wlotowym a kanałem wydechowym. Konieczność usunięcia przynajmniej większej części spalin skupiających się w górnej części cylindra zmusza — albo do wbudowania zawo-

rów wydechowych, komplikujących poważnie układ silnika — albo do użycia tłoka z odpowiednio ukształtowanym denkiem sterującym ruch gazów.



Rys. 1 — Klasyczne systemy płukania cylindra dwusuwowego silnika z iskrowym zapłonem
a — schemat płukania przelotowego
b — schemat płukania zwrotnego

Wymienione względy przez dłuższy czas wyraźnie hamowały rozwój dwusuwowych silników gaźnikowych. Zachowanie prostoty konstrukcji przy dostatecznie skutecznym wypłukiwaniu pozostałości gazów spalinowych osiągnano prawie wyłącznie przez stosowanie dość ciężkiego i trudnego do prawidłowego chłodzenia tłoka z garbem odchylającym w kierunku komory spalania, napływający do wnętrza cylindra strumień świeżej mieszanki.

Mimo usilnych dążeń wytwórców oraz ogromnego nakładu prac naukowo-doświadczalnych — do obecnej chwili nie opanoowano szeregu podstawowych problemów w zakresie przelotowego płukania cylindrów. Nawet w przypadku najbardziej uciążliwych i cenionych modeli dwusuwowych silników o przelotowym płukaniu cylindrów wysunąć można istotne zastrzeżenia. Praktyka eksploatacyjna dowodzi, że niezależnie od rozwiązań konstrukcyjnego, w cylindrze pozostają z poprzedniego cyklu pracy stosunkowo znaczne ilości spalin, które rozcieńczając i zanieczyszczając świeżą mieszankę obniżają w mniejszym lub większym stopniu jej wartość opałową. Podobnie, choć uzyskano pewne wyniki przy ulepszeniu kształtu denku tłoka, dotąd nie zapobieżono skutecznie dotkliwym stratom paliwa, na skutek bezproduktywnego odpływu części świeżej mieszanki wraz ze spalinami przez kanał wydechowy.

Zdecydowaną zmianę sytuacji na korzyść silników dwusuwowych przyniosły dopiero późniejsze osiągnięcia oraz pogłębienie znajomości teorii silników wewnętrznych spalania. Bliższe zbadanie raczej złożonych i ściśle współzależnych zjawisk termodynamicznych oraz aerodynamicznych zachodzących w cylindrze dwusuwowego silnika stworzyło klimat dla opracowania szeregu modyfikacji konstrukcyjnych, polepszających przebieg procesów płukania i napełniania cylindra oraz tworzenia i spalania się mieszanki paliwa i powietrza.

Nowy etap rozwoju silnika dwusuwowego otwiera udoskonalenie systemu przepłukiwania cylindra. W roku 1932 zakłady D.K.W. przystąpiły do seryjnej produkcji pierwszych silników dwusuwowych o zwrotnym płukaniu cylindrów, według projektu inż. A. Schnuerle.

Wprowadzone zmiany oparto na bardzo prostej zasadzie, przedstawionej schematycznie na rys. 1 b. Po obu stronach otworu wydechowego znajdują się okienka dla dopływu świeżej mieszanki. Dzięki zgrupowaniu szczelin po jednej stronie i umieszczeniu ich obok siebie — wpływające do cylindra porcje świeżej mieszanki obiegają ruchem kołowym, po drodze przypominającej swym kształtem dość regularną pętlę. Przed przeciwną ścianką w stosunku do szczelin ścianką tulei cylindrowej spotykają się dwa strumienie świeżej mieszanki i omywając gładź unoszą się jednym słupem w kierunku komory spalania. Ścianki głowicy odchylają strugę świeżej mieszanki, która omywając z kolei drugą część gładzi cylindrowej odpływa ostatecznie do kanału wydechowego — przez cały czas wypierając przed sobą gazy spalinowe.

Zwrotne płukanie cylindra w porównaniu z systemem przelotowym zapewnia znacznie dokładniejsze usunięcie resztek spalin, przy o wiele mniejszych stratach na skutek odpływu części mieszanki przez kanał wydechowy. Strumień mieszanki prowadzący stosunkowo płaskie i gładkie powierzchnie, bez załamań lub ostrzejszych zmian kierunku. Taki charakter przepływu cechują umiarkowane i raczej ograniczone zawirowania miejscowe — a tym samym stopień zanieczyszczenia świeżej mieszanki przez rozcieńczające ją gazy spalinowe jest znacznie mniejszy niż w przypadku przelotowego płukania cylindra.

Zwrotne przepłukiwanie cylindra pozwala na poważne udoskonalenie konstrukcyjne gaźnikowego silnika dwusuwowego. Obok skutecznego usuwania pozostałości spalin, system zwrotnego płukania uwalnia od konieczności stosowania dość ciężkiego tłoka z odpowiednio ukształtowanym denkiem i umożliwia wbudowanie lekkiego tłoka o denku płaskim lub co najwyżej nieco wypukłym. Znaczenie takiej modyfikacji jest o wiele donioślejsze niż można przypuścić na pierwszy rzut oka.

Obniżenie ciężaru tłoka pociąga za sobą zmniejszenie wysoce niepożądanych sił masowych, pojawiających się podczas pracy silnika przy posuwisto-zwrotnym ruchu części układu korbowego, oraz zredukowanie jednostkowych nacisków występujących w łożyskach głównych i korbowodowych. Pomniejszenie sił bezwładności poprawia równocześnie zrywność silnika, pozwalając na szybsze przyspieszenie względnie zwolnienie obrotów silnika. Wobec ograniczenia szkodliwych sił masowych oraz dynamicznych nacisków w łożyskowaniu — użycie lżejszych tłoków stwarza możliwość podwyższenia liczby dopuszczalnych obrotów wału korbowego, bez groźby nadmiernego obciążenia części układu korbowego.

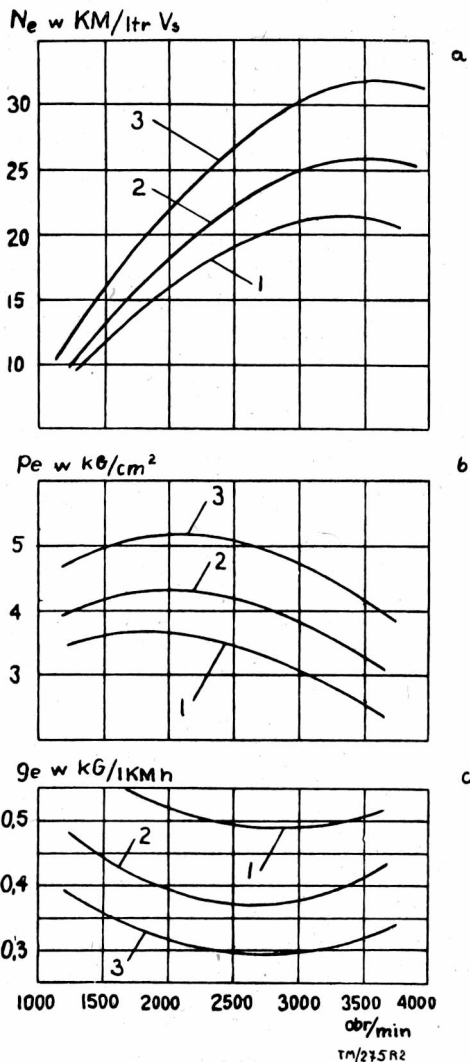
Wbudowanie tłoków o płaskich lub lekko wypukłych denkach zapewnia jeszcze widoczniejsze korzyści, gdy chodzi o uproszczenie problemów chłodzenia. Warunki wymiany ciepła w cylindrach dwusuwowych silników o przelotowym płukaniu są dość skomplikowane. Silne nagrzewanie się garbu grubościennego denka tłoka stanowi bardzo poważną przeszkodę przy próbach zwiększania końcowych ciśnień sprężania. Szczególne trudności sprawia rozwiązanie zagadnienia skutecznego odprowadzania ciepła, sięprzającego się w omywanej intensywnie gorącymi gazami spalinowymi środkowej części garbu. Sytuację pogarsza okoliczność, że napływający do cylindra strumień stosunkowo chłodnej mieszanki zostaje od razu odchylony w kierunku komory spalania.

Wszelkie wysiłki konstruktorów nad próbami ulepszenia dwusuwowych silników o przelotowym płukaniu cylindrów — przez długie lata paraliżowała realna groźba powstawania samozapłonów względnie pojawiania się zjawisk detonacji na skutek miejscowego przegrzewania się tłoka. Dopiero opracowanie zwrotnego systemu przepłukiwania stworzyło warunki dla zwiększenia stopnia sprężania, bez zaostreżenia wymogów odnośnie właściwości przeciwstukowych paliwa.

Płaskie względnie lekko wypukłe denko tłoka w porównaniu z denkiem kształtowym nagrzewa się mniej intensywnie i wykazuje o wiele korzystniejszy rozkład lokalnych temperatur. Nadto swoisty dla zwrotnego płukania cylindra układ okienek wlotowych zapewnia dość skuteczne chłodzenie denka tłoka przez świeżą mieszankę.

Podwyższenie końcowych ciśnień sprężania przyczyniające się do zwiększenia wielkości średniego ciśnienia użytecznego otwiera drogę dla obniżania jednostkowego zużycia paliwa. Silniki o wysokim stopniu sprężania cechują doskonałe współczynniki sprawności ogólnej, przy czym dalej posunięte rozprężanie gazów

podczas suwu pracy obniża temperatury spalin odpływających kanałem wydechowym. Okoliczność ta przynosi dalsze uproszczenie problemów chłodzenia.



Rys. 2 — Porównanie charakterystyk dwusuwowych silników gaźnikowych, stosowanych w pojazdach samochodowych w latach 1932 — 1940

- a — krzywe charakterystyczne objętościowej mocy użytecznej
 b — krzywe charakterystyczne średniego ciśnienia użytecznego
 c — krzywe charakterystyczne jednostkowego zużycia paliwa
 1 — silnik z roku 1932 o przelotowym płukaniu cylindrów
 2 — silnik D. K. W. z roku 1933 o zwrotnym płukaniu cylindrów
 3 — chłodzony wodą, dwucylindrowy silnik D. K. W. z roku 1940 o zwrotnym płukaniu cylindrów

Charakterystyczne dla systemu zwrotnego płukania mniej intensywne nagrzewanie się denka tłoka przy korzystniejszym rozkładzie temperatur pozwala na zmniejszenie dopuszczalnych luzów tłokowych. Ciśniejsze pasowanie tłoków w cylindrach sprzyja osiągnięciu cichobieżności — zupełnie nie spotykanej w starszych silnikach dwusuwowych o przepływowym płukaniu.

Nie bez znaczenia jest również okoliczność, że dzięki uproszczeniu problemów chłodzenia system zwrotnego płukania cylindra pozostawia konstruktorom dość dużą swobodę wyboru miejsca dla wbudowania świecy zapłonowej.

W ciągu ubiegłych lat dwudziestu opracowano i zastosowano praktycznie szereg typów i odmian silników dwusuwowych o zwrotnym przepłukiwaniu cylindrów, bazowanym na systemie Schnuerle. Mimo różnorodności rozwiązań przyjmowanych przez poszczególne wytwórnie, w całej rozciągłości zachowana zostaje zasada modyfikacji, polegająca na pętlicowym obiegu strugi świeżej mieszanki, poczynając od denka tłoka. Charakterystyczne dla współczesnych modeli silników dwusuwowych odrębności w budowie — można traktować tylko jako indywidualne podejście producentów do raczej drugorzędnych kwestii konstrukcyjnych względnie jako konieczność lub dążenie do omijania ograniczeń patentowych.

Już pierwsze dwusuwowe silniki gaźnikowe o zwrotnym płukaniu cylindrów wykazały swe bezsporne zalety. Produkowane w roku 1933 silniki D.K.W. w porównaniu z podobnymi modelami, w których zachowano system przelotowego płukania — cechuje o około 12% wyższy stopień sprężania dla paliwa o liczbie oktanowej 74, przeciętnie o 15% większa objętościowa moc użyteczna (KM na 1 ltr pojemności skokowej silnika) oraz prawie 20% niższe jednostkowe zużycie paliwa (kg/KM godz).

Okres 1932 — 1939 przynosi nieustanny postęp w budowie dwusuwowych silników gaźnikowych. Dzięki lepszemu i pełniejszemu wykorzystaniu możliwości stworzonych przez zwrotne płukanie cylindra osiągnięto dalsze zwiększenie stopnia sprężania, średnio o 15%, przy zmniejszeniu jednostkowego zużycia paliwa o dodatkowe 25%.

Wytwarzane w roku 1939, chłodzone wodą, dwusuwowe silniki D.K.W. cechuje średnie ciśnienie użyteczne rzędu 3,8 — 4,0 kg/cm^2 oraz objętościowa moc użyteczna około 30 $KM/litr$ przy 3800 obr/min. Warto podkreślić dość korzystnie kształtowanie się charakterystyki czynnego momentu wspomnianych silników. W prawie całym zakresie obrotów użytecznych krzywa momentu przebiega raczej płasko, a największy czynny moment obrotowy występuje w granicach 1800 do 2000 obr/min.

Osiągając omawiane stadium rozwoju, silnik dwusuwowy staje się już wcale poważnym i groźnym rywalem nawet najbardziej udanych modeli małowitazowych silników czterosuwowych. Wniosek ten można uzasadnić nawet pobieżnym porównaniem pomiędzy dwusuwowymi silnikami D.K.W. z roku 1939 (600 i 700 cm^3) a ówczesnymi, czterocylindrowymi silnikami o pojemnościach skokowych około 1000 cm^3 .

Wykazującą objętościową moc użyteczną ponad 30 $KM/litr$, dwucylindrowe silniki D.K.W. w stosunku do wielkości 20 $KM/litr$ przeciętnej dla ogromnej większości silników czterosuwowych — są bez konkurencji, gdy chodzi o prostotę budowy, ciężar własny oraz wymiary gabarytowe.

Dla ścisłości należy zaznaczyć, że na tle dwucylindrowych silników D.K.W. — czterosuwowe silniki czterocylindrowe nadal odznaczały się korzystniejszym w pewnym stopniu przebiegiem krzywej czynnego momentu w zakresie niskich obrotów, nieco mniejszym jednostkowym zużyciem paliwa oraz poprawniejszym zrównoważeniem sił masowych. Jednak wymienione zalety silników czterosuwowych noszą raczej teoretyczny charakter i w praktyce eksploatacyjnej nie odgrywają większej roli.

W okresie 1939 — 1949 brak poważniejszych osiągnięć w dziedzinie rozwoju gaźnikowych silników dwusuwowych. Zwrotny system płukania cylindrów dość wcześnie osiągnął już wysoki stopień dojrzałości konstrukcyjnej i wyparł prawie bez reszty przestarzałą metodę przepływowego płukania. Wystarczy wspomnieć, że tak znane wytwórnie pojazdów samochodowych jak: IFA, AUTO UNION, DKW, LLOYD, HANOMAG, VIDAL, GUDBROD, GOLIATH, CHAMPION i inne — we wszystkich modelach silników dwusuwowych, poza jednym tylko wyjątkiem, wyłącznie stosują system zwrotnego płukania cylindrów.

Aczkolwiek zwrotne płukanie cylindra zapewnia szereg praktycznych korzyści — system ten nie rozwiązuje jednak do końca kilku raczej istotnych kwestii, których znaczenie stale wzrastało w miarę udoskonalania gaźnikowych silników dwusuwowych.

Obiegający ruchem pętlicowym strumień świeżej mieszanki usuwa wprawdzie dość dokładnie gazy spalinowe — niemniej ze względu na swoisty charakter przepływu wyraźnie zaznacza się skłonność do pozostawiania pewnej ilości spalin w samym środku cylindra. Spaliny te mieszając się w mniejszym lub większym stopniu ze świeżą mieszanką tworzą pewnego rodzaju kulisty rdzeń z niejednorodnej mieszanki o zmniejszonej wartości opałowej — oddzielony od ścianek cylindra oraz głowicy i denka tłoka warstwami czystej mieszanki o normalnym składzie.

Omówione zjawisko trzeba zaliczyć do niepożądanych lecz niestety nieuniknionych. Chociaż różnice, co do stosunku ciężarowego paliwa i powietrza oraz brak jednorodności w miejscowych objętościach mieszanki wypełniającej cylinder, zacierają się po części podczas suwu sprężania — jednak nawet stosunkowo drobne resztki gazów spalinowych w dostrzegalny sposób pogarszają jakość przebiegu procesu spalania.

Skuteczniejszym sposobem dokładniejszego wypłukiwania spalin rozcieńczających świeżą mieszankę byłoby oczywiście bardziej intensywne przemywanie wnętrza cylindra, połączone z odpływem znaczniejszych ilości świeżej mieszanki przez kanał wydechowy. Z możliwości takiej konstruktorzy korzystają tylko w ostateczności, gdyż osiągnięte korzyści nie równoważą strat wynikających z szybko wzrastającego jednostkowego zużycia paliwa.

Przebieg i rozmiary zjawiska tworzenia się we wnętrzu cylindra kulistego rdzenia ze świeżej mieszanki rozcieńczonej resztkami spalin zależą głównie od chwilowych obrotów wału korbowego oraz od stopnia zdławienia dopływu mieszanki w gaźniku. Oddziaływanie innych czynników jest mniej istotne. W miarę udoskonalania dwusuwowych silników o zwrotnym płukaniu cylindrów coraz więcej uwagi poświęcano sprawie redukcji do osiągalnego minimum pozostałości spalin z poprzedniego cyklu pracy. Niestety wobec szerokiego zakresu użytecznych obrotów eksploatacyjnych oraz obciążeń cechujących współczesne silniki dwusuwowe — nawet w najlepszych przypadkach uzyskiwano tylko raczej połowiczne rozwiązanie zagadnienia, zwykle dla wąskiego przedziału obrotów i obciążeń.

Oceniając najbardziej udane modele nowoczesnych silników dwusuwowych o zwrotnym płukaniu cylindrów stwierdzić można, że skłonność do tworzenia się niepożądanego rdzenia ze świeżej mieszanki rozcieńczonej resztkami spalin zanika tylko w pewnych zakresach obrotów i obciążeń. Dla innych natomiast obrotów i obciążeń wiele pozostawiają do życzenia zarówno stopień napełnienia cylindrów, jak i jednostkowe zużycie paliwa, czy stopień zanieczyszczenia świeżej mieszanki pozostałościami spalin. Dotyczy to zwłaszcza pracy silników dwusuwowych na niskich obrotach, gdy jednocześnie ma miejsce silne zdławienie dopływu mieszanki w gaźniku. W porównaniu z silnikami czterosuwowymi — dwusuwowe silniki wykazują dość znaczną wrażliwość na wszelkie odchylenia od nominalnych względnie eksploatacyjnych obrotów czy obciążeń, która zaznacza się głównie przez dostrzegalne pogorszenie ekonomii zużycia paliwa i właściwości dynamicznych.

Sprawę dokładnego oczyszczania cylindra z resztek gazów spalinowych od dawna wysunięto na czoło zagadnień związanych z dalszym rozwojem silnika dwusuwowego. Dążenia producentów szły oczywiście rozmaitymi drogami.

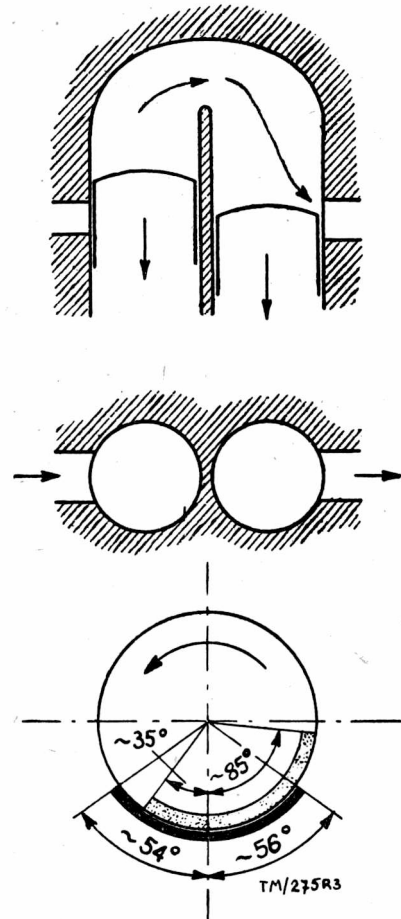
W niektórych modelach próbowano nawet powrócić do rozwiązań z układem zaworów wydechowych. Mimo dość poważnego nakładu czasu i środków nie uzyskano jednak godniejszych uwagi rezultatów. Wbudowanie zaworów wydechowych zapewniło wprowadzenie nieco dokładniejsze usuwanie spalin z wnętrza cylindra, lecz obok poważnego skomplikowania budowy silnika dwusuwowego wyłania się od razu szereg dodatkowych, raczej złożonych i trudnych problemów konstrukcyjnych. Dla przykładu wymienić można zagadnienie zabezpieczenia dostatecznie dużych przekrojów przelotowych dla odpływu spalin bez nadmiernego powiększenia wymiarów grzybków zaworowych, kwestię trwałości silnie obciążonych cieplnie zaworów, sprawę skutecznego chłodzenia głowicy cylindrowej z kanałem wydechowym itd. — a więc problemy nabierające szczególnej ostrości w przypadku szybkoobrotowych, małowitrazowych silników dwusuwowych.

Korzystniejsze wyniki, niż układ zaworów wydechowych, daje rozwiązanie z dzielonym cylindrem, spotykane w niektórych modelach dwusuwowych silników sportowych i wyczynowych. Istota modyfikacji sprowadza się zasadniczo tylko do zmiany konstrukcji. Klasyczny cylinder zostaje zastąpiony układem dwóch równoległych, ustawionych obok siebie cylindrów o wspólnej komorze sprężania. Powyższe zmusza oczywiście do zastosowania dwóch tłoków i dwóch korbowodów, sprzężonych z jednym i tym samym czopem wału korbowego.

Podzielenie cylindra pozwala na wykorzystanie wszystkich zalet zwrotnego systemu przepłukiwania, przy wyeliminowaniu jego podstawowej wady — skłonności do tworzenia się niepożądanego rdzenia z mieszanki rozcieńczonej spalinami. Strumień świeżej mieszanki napływa przez szczeliny wlotowe wykonane w dolnej części jednego z cylindrów, następnie unosi się w górę, przemywa komorę sprężania i opada w drugim cylindrze w kierunku szczelin wydechowych, jak pokazano na rys. 3. Taki charakter przepływu sprzyja bardzo dokładnemu oczyszczeniu wnętrza dzielonego cylindra z pozostałości gazów spalinowych. Strumień świeżej mieszanki przez cały czas prowadzi płaskie powierzchnie — przy czym na ogół nie występują silniejsze zawirowania grożące rozcieńczeniem świeżej mieszanki przez wypieranie z cylindra spalin.

Omówiony układ cechują nadto pewne zalety wynikające z samej konstrukcji. Przesuwające się w równoległych cylindrach tłoki wykonują wprawdzie współbieżny ruch posuwisty o identycznym charakterze — niemniej takie same położenia zajmują z określonymi przesunięciami fazowymi w czasie. Zależnie od kierunku obrotów wału korbowego jeden z tłoków dokładnie naśladuje ruchy drugiego tłoka — jednak zawsze z pewnym opóźnieniem. Okoliczność tę naturalnie natychmiast wykorzystano dla poprawienia warunków płukania i napełniania cylindra — w ten sposób, że tłok odsłaniający i przesłaniający szczeliny wydechowe stale wyprzedza tłok sterujący dopływ świeżej mieszanki.

Pod koniec suwu pracy najpierw odkrywają się szczeliny wydechowe, co powoduje prawie natychmiastowy zanik nadciśnienia we wnętrzu cylindra oraz odpływ części spalin. W chwili odsłaniania się szczelin wlotowych gazy spalinowe uchodzą już z dużą szybkością, a zajmujący ich miejsce strumień świeżej mieszanki nie napotyka na znaczniejsze opory przepływu. Gdy rozpoczyna się suw sprężania — wcześniej niż następuje odcięcie dopływu świeżej mieszanki do cylindra — przesłonięte zostają szczeliny wydechowe. W rezultacie osiąga się lepsze napełnienie cylindra dzięki wykorzystaniu w dość wysokim stopniu bezwładności słupa mieszanki a straty związane z odpływem części świeżej mieszanki przez kanał wydechowy są o wiele mniejsze niż w przypadku jakiegokolwiek innego systemu przepłukiwania cylindra.



Rys. 3 — Schemat płukania dzielonego cylindra dwusuwowego silnika gaźnikowego

Korzyści jakie zapewnia podzielenie cylindra uzyskuje się jednak kosztem skomplikowania budowy silnika. Bardziej złożone rozwiązanie konstrukcyjne, trudniejsza technologia i wyższe nakłady produkcyjne wydatnie ograniczają możliwość rozpowszechnienia się metody dzielenia cylindra — zwłaszcza gdy chodzi o tanie silniki dwusuwowe.

* * *

Nowy etap na drodze doskonalenia dwusuwowego silnika benzynowego zapoczątkowuje zastąpienie klasycznego gaźnika odpowiednim urządzeniem dla bezpośredniego wtryskiwania paliwa do cylindrów.

Ogólnie znana jest, charakterystyczna dla wszystkich silników o samoczynnym zapłonie, zasada działania polegająca na zasysaniu czystego powietrza i wtryskiwaniu paliwa bezpośrednio do cylindra — a zalety jej zostały już od dawna w pełni ocenione. Również w przypadku niektórych modeli silników z iskrowym zapłonem — jak na przykład benzynowe silniki lotnicze lub czołgowe — dla uzyskania określonych korzyści konstruktorzy zastępują gaźnik układem dla wtryskiwania paliwa wprost do cylindrów silnika.

Bezpośredni wtrysk paliwa nie stanowi więc bynajmniej nowości — jednak swoistą rewelacją, o doniosłym znaczeniu było opracowanie przez f-mę BOSCH urządzenia wtryskowego dla małowitrazowych, benzynowych silników dwusuwowych.

Urządzenie wtryskowe dla dwusuwowych silników z iskrowym zapłonem oparto o rozwiązania konstrukcyjne wykorzystywane w urządzeniach wtryskowych szybkoobrotowych silników wysokoprężnych. Dysponując gromadzonym w ciągu wielu lat ogromnym materiałem doświadczalno-badawczym w zakresie silników wysokoprężnych z samoczynnym zapłonem — dość szybko uporano się z szeregiem zasadniczych problemów i trudności.

Pierwsze seryjne pojazdy samochodowe wyposażone w benzynowe silniki dwusuwowe z urządzeniem wtryskowym zeszyły z taśm montażowych w roku 1949. Uwzględniając doświadczenia z ich eksploatacji na przestrzeni ostatnich pięciu lat — warto przeprowadzić pobieżną analizę zagadnień wylaniających się przy zastępowaniu gaźnika urządzeniem wtryskowym, jak również uzyskanych na tej drodze korzyści.

Ujmując ogólnie, przyjąć można, że działanie urządzeń wtryskowych zarówno nisko- jak i wysokoprężnych silników oparte jest na tej samej zasadzie. Istotne różnice zachodzą jedynie co do początku oraz czasu trwania wtrysku paliwa.

Wobec umiarkowanego stopnia sprężania — temperatury sprężanego w cylindrze silnika niskoprężnego powietrza nie osiągają zakresu grożącego samozapłonem paliwa. Proces spalania zmieszanego z powietrzem paliwa rozpoczyna się dopiero pod wpływem iskry elektrycznej, pojawiającej się pomiędzy elektrodami świecy zapłonowej.

Usunięcie gaźnika i zasysanie czystego powietrza upraszcza wybitnie problemy płukania cylindra, gdyż w ogóle znika zagrożenie bezproduktywnych strat świeżej mieszanki odpływającej wraz ze spalinami przez kanał wydechowy. Do przemywania cylindra z resztek gazów spalinowych służy czyste powietrze — co stwarza warunki dla swobodnego projektowania przekrojów przetłokowych i doboru prędkości przepływu powietrza przez wnętrze cylindra.

Zmodyfikowanie dwusuwowego silnika niskoprężnego przez zastąpienie gaźnika urządzeniem wtryskowym obniża jednostkowe zużycie paliwa — przeciętnie o 20 do 25%. Oszczędności paliwa powstają głównie na skutek braku strat mieszanki przy płukaniu cylindra oraz w pewnej mierze dzięki nieco lepszemu napełnieniu cylindra.

W przypadku pierwszych pojazdów samochodowych z dwusuwowymi silnikami o bezpośrednim wtrysku paliwa nie stwierdzano dostrzegalnego przyrostu mocy użytecznej na wale korbowym. Natomiast gdy chodzi o niskoprężne silniki czterosuwowe — zastosowanie urządzenia wtryskowego zamiast gaźnika, bez jakiegokolwiek innych przeróbek daje od razu zwiększenie mocy użytecznej w granicach do 10%. Niezrozumiałą na pozór rozbieżność wyjaśnia różnice w kształtowaniu się stopnia napełnienia cylindra. Zastąpienie gaźnika urządzeniem wtryskowym zapewnia poważne zwiększenie napełnienia cylindrów silnika czterosuwowego — podczas gdy dla silników dwusuwowych w porównaniu z identycznymi silnikami wyposażonymi w gaźniki przyrost stopnia napełnienia nie przekracza zazwyczaj 2 do 4%. Dopiero starannejsze opracowanie niektórych szczegółów konstrukcyjnych dwusuwowego silnika z iskrowym zapłonem przyczyniło się do polepszenia jakości mieszanki i doprowadziło do wyników przedstawionych na wykresie nr 4.

Bezpośredni wtrysk paliwa zapewnia szereg istotnych korzyści. Urządzenie wtryskowe dokładniej dawkuje paliwo oraz o wiele szybciej dostosowuje się do zmienionych warunków obciążenia lub chwilowych obrotów wału korbowego.

Nawet najbardziej udane modele nowoczesnych gaźników cechuje pewna bezwładność, gdy chodzi o regulację ilości mieszanki. Przykładowo, gdy silnik pracuje na biegu jałowym — w najlepszym przypadku dopiero po upływie co najmniej 1/3 sekundy od naciśnięcia na pedał gaźnika zacznie wzrastać ilość zasysanej do cylindrów świeżej mieszanki.

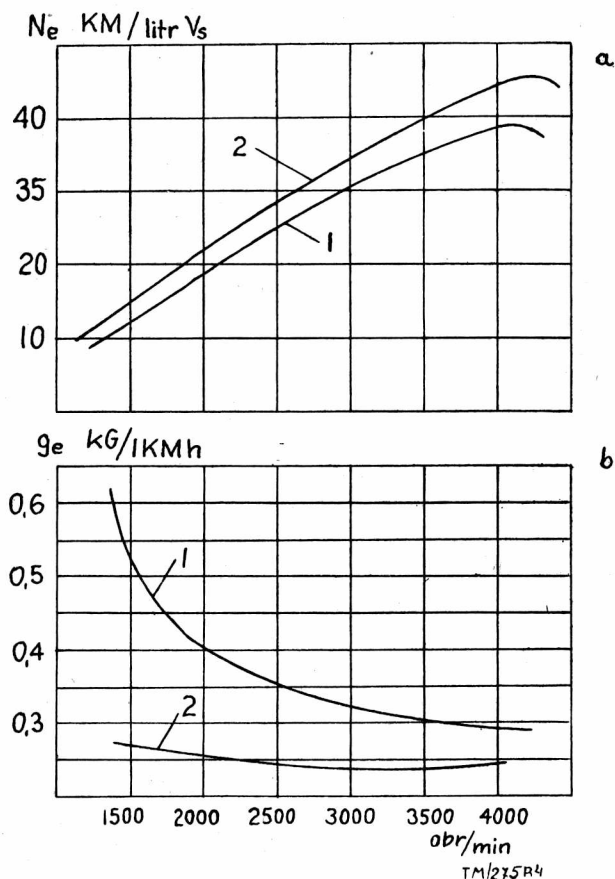
Bezwładność urządzenia wtryskowego jest o wiele mniejsza. Zwykle już po upływie 1/50 sekundy od chwili zmiany nacisku na pedał gaźnika, sekcje tłoczące podają nową, zmniejszoną względnie zwiększoną dawkę paliwa. Powyższe sprawia, że dwusuwowe silniki o bezpośrednim wtrysku paliwa odznaczają się nie spotykaną w podobnych silnikach gaźnikowych zrywnością i łatwością bardzo szybkiej zmiany ilości obrotów wału korbowego. Precyzja regulowania dawki paliwa zapewnia nadto — charakterystyczny dla dwusuwowych silników z urządzeniem wtryskowym — niezwykle niski stopień nieregularności obrotów biegu jałowego.

Silniki gaźnikowe wykazują stosunkowo znaczną wrażliwość na właściwości i dobór paliwa, a tym samym najczęściej pracują nienagannie tylko na zalecanym przez producenta gatunku materiału pędnego. Szczegółowe badania wykazały, że zastąpienie gaźnika urządzeniem wtryskowym uwalnia w pewnej mierze od wspomnianej zależności — nawet gdy chodzi o tak istotne cechy, jak liczba oktanowa względnie punkt rosy.

Bezpośredni wtrysk paliwa wydatnie przyczynia się do zwiększenia przebiegów międzynaprawczych dwusuwowych silników z obcym zapłonem — co przypisać można głównie opanowaniu zagrożenia skraplania się paliwa na ściankach komory sprężania. Silniki gaźnikowe odznaczają się wyraźną bardzo niebezpieczną dla trwałości gładzi cylindrowej oraz pierścieni tłokowych skłonnością do osadzania się kropelek płynnego paliwa na chłodniejszych powierzchniach metalowych. Płynne paliwo szybko niszczy błonkę olejową na powierzchniach trących, co wybitnie pogarsza warunki smarowania i gwałtownie przyspiesza zużycie pracujących części.

Mechaniczne rozpylenie paliwa przez sprawnie działający wtryskiwacz wyklucza ewentualność osiadania kropelek płynnego paliwa na wewnętrznych ściankach cylindra. Wytryskiwana z ogromną prędkością struga paliwa ulega prawie natychmiast daleko posuniętemu rozproszeniu i dość dokładnemu wymieszaniu ze sprężanym powietrzem. Obok powyższego sytuację poprawia korzystniejszy rozkład temperatur oraz brak tak zwanych „pól niskich temperatur“ na ściankach gładzi cylindrowej — co przyspiesza odparowanie rozdrobnionego w powietrzu paliwa.

Omawiana wyższość urządzenia wtryskowego nad gaźnikiem potwierdzają wyniki eksploatacyjne. Średnie przebiegi międzynaprawcze dwusuwowych silników benzynowych z urządzeniem



Rys. 4 — Porównanie dwusuwowego silnika gaźnikowego z dwusuwowym silnikiem o bezpośrednim wtrysku paliwa, przy identycznych warunkach zdejmowania charakterystyk.

a — krzywe charakterystyczne objętościowej mocy użytecznej

b — krzywe charakterystyczne jednostkowego zużycia paliwa

1 — silnik gaźnikowy

2 — silnik z urządzeniem wtryskowym BOSCH

W przeciwieństwie do silników wysokoprężnych, gdzie wtrysk paliwa zapoczątkowuje od razu z niewielkim tylko opóźnieniem samozapłon tworzącej się mieszanki — w przypadku silnika niskoprężnego wtrysk paliwa może trwać kilkakrotnie dłużej oraz zaczynać się znacznie wcześniej niż pod koniec suwu sprężania. Powyższe dopuszcza stosowanie dość niskich ciśnień wtryskiwania paliwa oraz ułatwia powstawanie jednorodnej mieszanki — niewiele gorszej od mieszanki wytwarzanej przez nowoczesny gaźnik.

Omawiane okoliczności zostały w pełni wykorzystane przez konstruktorów. W urządzeniu wtryskowym BOSCH dla dwusuwowych silników z obcym zapłonem wtryskiwanie paliwa trwa prawie podczas całego suwu sprężania.

wtryskowym osiągają wielkości spotykane tylko w przypadku poprawnie konserwowanych szybkoobrotowych silników wysokoprężnych.

Nadto, jak dowodzi doświadczenie, bezpośredni wtrysk paliwa stwarza warunki dla szybkiego i łatwego rozruchu zimnego silnika dwusuwowego — nawet przy najniższych temperaturach otoczenia.

Zastąpienie gaźnika urządzeniem wtryskowym stanowi oczywiście pewne skomplikowanie budowy niskopiętrowego, dwusuwowego

wego silnika z iskrowym zapłonem, podraża koszty produkcji oraz stawia zwiększone wymagania co do kwalifikacji personelu obsługowego. Wyniki eksploatacji uczą jednak, że urządzenie wtryskowe jest o wiele pewniejsze w ruchu niż gaźnik, a zwiększone nakłady początkowe tracą zupełnie na znaczeniu nawet tylko w porównaniu z oszczędnością paliwa i oleju.

Istnieją uzasadnione podstawy do przypuszczenia, że gaźniki spełniły już swoje zadanie i w najbliższych latach będą musiały ustąpić miejsca urządzeniom wtryskowym.

TULEJOWANIE CYLINDRÓW

Część I

Na podstawie art. z Automobile Engineer Sept i Oct. 1953 r.

Nowoczesne samochody znamienne są tym, w porównaniu z samochodami sprzed np. 30 laty, że posiadają zwiększone przyspieszenia i przeciętne szybkości, a silniki posiadają większą sprawność i są lżejsze. Zmniejszenie ciężaru silnika uzyskano m. in. przez zastosowanie cienkich ścianek kadłuba. Cienkie ścianki jednakże wymagają użycia żeliwa łatwopłynnego, które jest mało odporne na zużycie w pracy silnika i dlatego takie żeliwo nie nadaje się na gładzie cylindrowe. Przez zastosowanie wkładanych tulei cylindrowych wykonanych ze specjalnie dobranych tworzyw odpornych na zużycie, uzyskano możliwość produkcji cienkościennych kadłubów silników, do których może być wzięte żeliwo dające się łatwo odlewać.

Zanim zostaną omówione szczegóły, dotyczące się tulei cylindrowych, zastanowimy się nad przyczynami zużycia się gładzi cylindrowych.

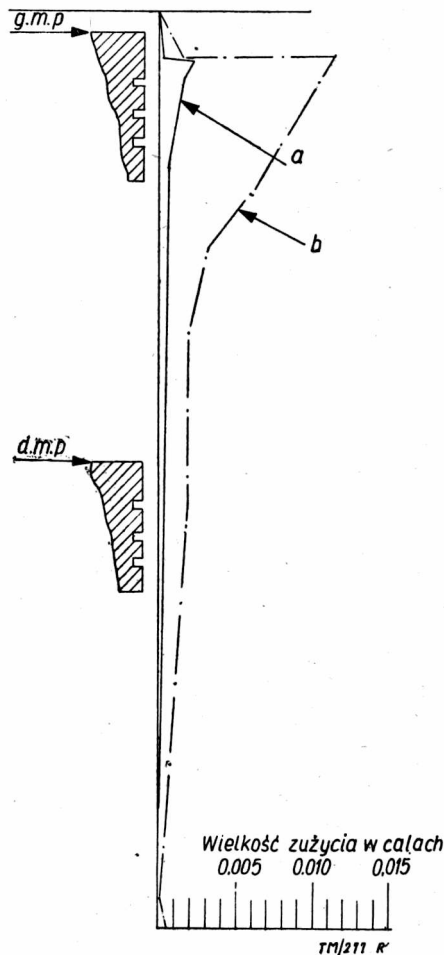
Zużycie gładzi powodują przede wszystkim pierścienie, a nie tłoki. Na tej części gładzi, po której przesuwa się tylko koszulka tłoka, zużycie jest minimalne. Największe zużycie jest zawsze u góry cylindra, w miejscu gdzie się zatrzymuje pierwszy pierścień kompresyjny w martwym punkcie. Podczas szybkiego ruchu tłoka na środkowej części cylindra, pierścienie ślizgają się po filmie oleju i metal pierścienia jest odizolowany od metalu gładzi. W momencie zatrzymania się tłoka w martwym punkcie, zwłaszcza w górnym m. p. pierścień może wycisnąć olej tak, że pozostanie tylko warstewka oleju o molekularnej grubości, a mikroskopijne wypukłości na powierzchniach pierścienia i gładzi wejdą w bezpośredni styk. To zjawisko jest jednym z głównych powodów zużycia się gładzi. Wykres wielkości zużycia się gładzi jako funkcji czasu pracy silnika podaje rys. 1.

W kwestii wielkości nacisku pierścienia na ściankę cylindra dla zapewnienia szczelności istnieją dwa poglądy: jedni uważają, że nacisk wywierany wskutek samej sprężystości pierścienia jest dostateczny dla uszczelnienia tłoka w cylindrze, inni sądzą, że nacisk pierścienia powinien być proporcjonalny do ciśnienia nad tłokiem i powinien je przewyższać, gdyż inaczej tłok nie będzie należycie uszczelniony i uważają, że dla zwiększenia nacisku wywieranego sprężystością pierścienia jest pożądana. Produkuje się nawet specjalne pierścienie w kształcie litery L, których dolna pozioma ścianka pasowana jest ściśle w żłobku, a dostęp gazów do przestrzeni za pionową ścianką jest wolny tak, że pierścień jest przyciskany do ścianki cylindra nie tylko siłą własnej sprężystości ale również naciskiem wywołanym przez sprężone gazy.

Autor zaleca kompromisowe rozwiązanie, a mianowicie wykonanie górnego pierścienia kompresyjnego typu L, a pozostałych — do których ciśnienie gazów zatrzymane przez pierwszy pierścień i tak by nie przeniknęło — jako zwykłe pierścienie prostokątne wzgl. z krawędzią ściętą.

Przed rozważeniem zjawisk, jakie zachodzą przy bezpośrednim zetknięciu się pierścienia ze ścianką cylindra w górnym martwym punkcie — o czym wspominaliśmy poprzednio — trzeba sobie uprzytomnić, jak się w istocie przedstawia styk dwóch powierzchni metalowych. Żadna powierzchnia metalowa nie jest idealnie równa i w przyleganiu jednej do drugiej nigdy nie kontaktują one na całym swym obszarze, ale tylko wypukłości jednej powierzchni stykają się z wypukłościami drugiej. Faktyczna zatem powierzchnia styku stanowi tylko niewielką część całej powierzchni i dlatego nacisk w miejscach styku jest bardzo wielki. Jeżeli dwie stykające się powierzchnie ocierają się o siebie, to powstaje tarcie, które zamienia się w ciepło. Wobec tego, że rozmiary stykających się ze sobą wypukłości są bardzo małe, w miejscach tych wywiązuje się wysoka temperatura i przy zbliżeniu się jej do punktu topliwości metalu następują plastyczne deformacje wypukłości, a przy dalszym jej wzroście metal zaczyna się topić. Obecność śladów oleju między stykającymi się powierzchniami nie ma wpływu na przebieg zjawiska, gdyż powstawanie miejscowego przegrzania następuje tak gwałtownie, że działanie chłodzące oleju nie odgrywa roli.

W tak wysokiej temperaturze następuje zgrzewanie się metalu pierścienia z metalem cylindra, a wobec tego, że ruch tłoka trwa dalej, połączenie to musi być ścięte. Scinanie połączenia może mieć jedną z 4 postaci.



Rys. 1. Wykres zużycia gładzi cylindrowej po 10 000 mil — linia a i po 80 000 mil — linia b

Pierwszą postać, gdy wytrzymałość miejsc zgrzanych jest mniejsza od wytrzymałości samych metali. Wówczas następuje ścięcie w spawie, a uszkodzenia pierścienia i gładzi są minimalne.

Druga postać występuje wówczas, gdy wytrzymałość spawu jest większa od wytrzymałości jednego z metali. Wówczas cząsteczki metalu o mniejszej wytrzymałości zostają oderwane przez

metal o większej wytrzymałości. Wskutek tego ubytek materiału może być znaczny. W tych przypadkach cząsteczki metalu o mniejszej wytrzymałości narastają stopniowo na metalu o większej wytrzymałości, tak, że w rezultacie otrzymuje się dwie powierzchnie o cechach metalu słabszego, a zużycie powierzchni jest bardzo duże.

Trzecia postać ścinania połączenia ma miejsce wówczas, gdy współpracujące metale są jednakowe. Proces plastycznych deformacji i tendencja do grzewania się cząsteczek prowadzą zwykle do powierzchniowego utwardzenia materiału i zwiększenia odporności na ścieranie spawu. Zniszczenie powierzchni obu metali jest w tym przypadku duże. Zdarza się jednak przy niektórych stopach, że tarcie nie powoduje utwardzenia ale zmiękczenia materiału. W tych przypadkach zniszczenie powierzchni jest małe.

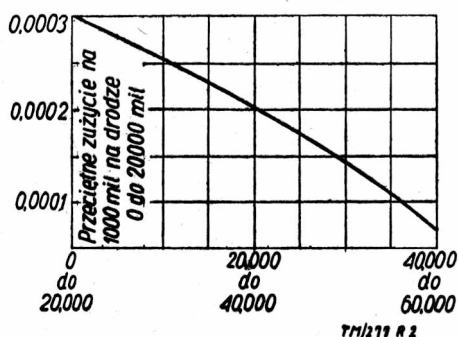
Czwarta postać ma miejsce, gdy spaw posiada większą wytrzymałość od wytrzymałości obu metali. Uszkodzeniu ulega wówczas przede wszystkim metal o mniejszej wytrzymałości, ale na powierzchni metalu o większej wytrzymałości występują również dostrzegalne zniszczenia.

Z powyższego wynika, że twardość materiału nie jest jedyną cechą, decydującą o stopniu zużycia. Twardość jest pożądana przede wszystkim dlatego, że zapobiega ona wrywaniu cząsteczek materiału przy ścinaniu spawu, ze względu na większą wytrzymałość twardego materiału. Wystarcza przy tym, aby twardą była tylko powierzchnia materiału, do głębokości kilku setnych milimetra. Po wtóre, w przypadku przedostania się cząsteczek materiału startego pomiędzy dwie twarde powierzchnie, materiał ten prędzej rozkrusza się na nieszkodliwie działające cząsteczki.

Ważniejszym czynnikiem niż twardość może się okazać punkt topliwości materiału. Dwa kontaktujące metale o jednakowym punkcie topliwości mają tendencję do mocniejszego spojenia się na nierównościach niż metale o różnych punktach topliwości. Jeżeli ich wytrzymałość jest również jednakowa, to wówczas uszkodzenia mogą być poważne.

To jest powodem, dlaczego pierścienie chromowane nie powinny być stosowane przy chromowanych tulejach. Jednakże, pierścienie i ścianki cylindra z takiego samego hartowanego żeliwa i odpuszczane współpracują bardzo dobrze, co się tym tłumaczy, że wolny grafit — zazwyczaj obecny w żeliwie — ma tendencję do zapobiegania zgrzaniu się wypukłych nierówności powierzchni.

Autor uważa, że potrzebny i wystarczający jest jeden pierścień kompresyjny chromowany a pozostałe pierścienie mogą być niechromowane z żeliwa odpowiedniej jakości. Twardy i bardzo gładki pierścień chromowany poleruje bardzo prędko ścianki cylindra, zwłaszcza że punkt topliwości chromu jest ca 300° wyższy niż żeliwa. Rezultat wówczas jest taki, że cylinder dociera się do pierścienia a nie na odwrót. Dzięki temu, efektywna powierzchnia styku pierścienia ze ścianką cylindra poważnie się zwiększa. Wpływa to na zmniejszenie wielkości nacisku na stykające się ze sobą wypukłości powierzchni, a więc na zmniejszenie temperatury i zgubnych skutków procesu spawania. Jeden pierścień chromowany jest najkorzystniejszy, gdyż cylinder może się dobrze dotrzeć tylko do jednego pierścienia. Rozwiązanie takie daje znaczne zmniejszenie szybkości zużywania się gładzi cylindrowych.



Rys. 2. Wielkość zużywania się gładzi cylindrowej maleje wraz z wzrostem czasu pracy silnika

Na zużywanie się gładzi cylindra duży wpływ ma oliwienie. Skuteczność oliwienia zależy nie tylko od właściwości oleju, ale i od charakteru powierzchni. Olej trzyma się dobrze na chropowatej powierzchni, tj. takiej, przy której cząsteczki oleju, wypełniające jej wgłębienia są silnie przyciągane przez otaczające

je z trzech stron cząsteczki materiału, aniżeli przez sąsiednie cząsteczki filmu oleju. Na powierzchni polerowanej, nie mającej wgłębień ani wypukłości, wzajemne przyciąganie się cząsteczek oleju, skierowane ku środkowi warstwy oleju, sprawia, że olej nie pokrywa całej płaszczyzny metalu ale tworzy skupienia, pozostawiając część powierzchni w stanie suchym. Dlatego chromowane gładzie cylindrowe muszą mieć powierzchnię porowatą.

W warunkach dobrego oliwienia, pierścienie są oddzielone od gładzi cylindra filmem oleju o grubości kilkuset cząsteczek i mechaniczne ścieranie metalu w ogóle nie ma miejsca, chyba że w oleju znajdują się twarde cząsteczki dostatecznie wielkie do przzerwania filmu oleju. Nawet gdy pod dużym obciążeniem film oleju zostanie wyciśnięty pomiędzy obu powierzchni, to pozostaną we wgłębieniach powierzchni cząsteczki oleju i pomimo to, że tworzą one warstwę minimalnej grubości, odgrywają skuteczną rolę jedną powierzchnią od drugiej. Przy takim minimalnym oliwieniu współczynnik tarcia jest nawet najkorzystniejszy.

Zbyt intensywnie działający pierścień odoliwiający powoduje zwiększenie zużycia gładzi cylindrowej. Doświadczenia przeprowadzone z silnikiem, w którym pierścień odoliwiający został na części obwodu zeszlifowany po stronie największego nacisku tłoka, podczas gdy pozostałe pierścienie były normalne wykazało, że w miejscu, w którym pierścień odoliwiający nie przylegał do gładzi nie było śladu zużycia gładzi przez pierścienie kompresyjne. Na pozostałej natomiast części obwodu zużycie było widoczne. Doświadczenia te wyjaśniły dlaczego szybkość zużycia gładzi zmniejsza się z biegiem czasu pracy silnika i stopniowym zwiększeniem się rozchodu oleju (rys. 2).

Dobre wyniki daje stosowanie pierścieni odoliwiających hartowanych i odpuszczanych zamiast pierścieni bez obróbki cieplnej. Pierścienie takie lepiej zachowują ostrość krawędzi, potrzebną dla dobrego zbierania oleju. Własność ta spowodowana jest nieobecnością wolnego ferrytu w strukturze ulepszonego cieplnie żeliwa wskutek czego szczelność jest zwiększona.

Co się tyczy lepkości oleju, to odpowiednio wysoka lepkość jest pożądana, gdyż film takiego oleju jest bardziej odporny na przerwanie. Z drugiej jednak strony olej o dużej lepkości wymaga znacznie więcej czasu na dojście do górnego pierścienia niż olej o mniejszej lepkości i dlatego w silnikach, które muszą być często uruchamiane na zimno, olej o mniejszej lepkości może zmniejszyć zużycie gładzi cylindrowej.

Korozyja jest często jednym z powodów zużywania się gładzi. Niedostateczni kierowcy nadużywają często zasysacza przy uruchamianiu silnika i wprowadzają przez to do komory spalania nierozpyloną benzynę, która splukuje film oleju, ochraniający ścianki. Poza tym, przy uruchamianiu silnika na zimno gdy topienie jest jeszcze niedostateczne, w górnej części cylindra górny pierścień kompresyjny może przerwać film oleju i wówczas następuje bezpośrednie tarcie pierścienia o ściankę cylindra — wskutek tarcia, drobne cząsteczki metalu zostają wyrwane z powierzchni gładzi i gładź w tych miejscach zostaje nie tylko pozbawiona powłoki oleju, ale i chroniącej ją warstewki tlenków, przez co ułatwione zostaje działanie korozyjne. Dlatego gładź zużywa się najwięcej w następstwie rozruchu silnika na zimno.

Przy silnikach wysokoprężnych korozyja następuje poza tym wskutek zanieczyszczeń w paliwach. Najbardziej szkodliwa jest występująca w produktach spalania w postaci związków SO₂ i SO₃, które w połączeniu z wodą z procesu spalania tworzą kwas siarkowy i siarkawy. W mniejszych ilościach powstają również inne kwasy, jak węglowy, mrówczany, azotowy i octowy. Przy nagrzanym silniku, te szkodliwe produkty pozostają w stanie gazowym i uchodzą w spalinach. Jednakże punkt skraplania niektórych z tych gazów jest przy panującym w silniku ciśnieniu wysoki i dlatego należy starać się, aby temperatura cylindra była jak najszybciej doprowadzona do co najmniej 1200° C.

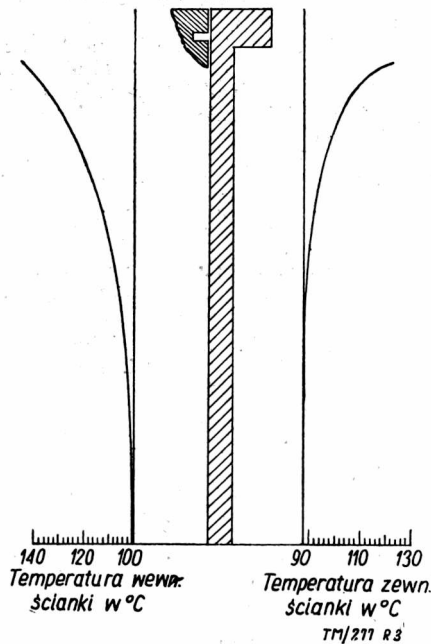
Chromowanie gładzi cylindrowej wpływa na zmniejszenie jej zużycia wskutek korozji, gdyż chrom jest odporny na korozję. Pierścienie są lepiej oliwione aniżeli ścianki cylindra i dzięki temu w mniejszym stopniu ulegają korozji. Nie są one w stanie naruszyć tak twardego materiału jakim jest warstwa chromu. Jednakże przy porowatej, ze względu na oliwienie, powłoce chromu kwasy mogą przenikać między porami i atakować materiał gładzi.

Dalszym powodem niszczenia się gładzi cylindra są twarde cząsteczki, które mogą dostać się do środka cylindra. Mogą to być resztki piasku formierskiego lub pyłu metalowego z obróbki, niedostatecznie starannie usunięte przed montażem, pozostałości po docieraniu zaworów i szlifowaniu cylindrów, kurz dostający się przez otwory wentylacyjne, względnie kurz zassany z powietrzem, wreszcie cząstki startego metalu pierścienia lub gładzi cylindrowej powstałe w sposób opisany poprzednio, to

znaczy na skutek miejscowego przegrzania i zgrzania. Poza tym niektóre paliwa i oleje w procesie spalania wytwarzają twarde cząsteczki działające jak materiał ścierny. Dlatego trzeba troszczyć się o to, aby części silnika przed jego uruchomieniem były starannie oczyszczone, często należy zmieniać olej w okresie docierania, zabezpieczać otwory wentylacyjne i stosować filtry. Kurz przenikający przez otwory wentylacyjne dostaje się do oliwy i zanieczyszcza ją. Kurz zasysany przez silnik w większości wychodzi przewodem wydechowym na zewnątrz ale działa niszcząco przede wszystkim na górny pierścień kompresyjny.

Samozapłon wywołuje poważne uszkodzenia gładzi. Wskutek wielkich naprężeń spowodowanych samozapłonem powstają drgania ścianek cylindra, co jest powodem zwiększenia zużycia gładzi. Gwałtowne podniesienie temperatury przy samozapłonie powoduje ulatnianie się oleju i powstawanie osadu, w którym zapiekają się pierścienie. Dalszym skutkiem samozapłonu może być przedmuch spalin z komory spalania, powodujący zerwanie filmu oleju, opalenie ścianki cylindra i gwałtowne podniesienie temperatury w miejscu przedmuchu.

Podniesienie się temperatury w jednym miejscu jest bardziej szkodliwe niż przegrzanie całego silnika, gdyż wywołuje nadmierne miejscowe rozszerzanie się materiału, wskutek czego następuje odkształcenie się cylindra. Rys. 3 przedstawia typowy rozkład temperatur wzdłuż tulei w warunkach normalnej pracy silnika.



Rys. 3. Typowy rozkład temperatur wzdłuż cylindra. Temperatura wody chłodzącej u góry 90°, u dołu 77°C

Nadmierne odkształcenie cylindra może być także skutkiem błędów konstrukcji. Dlatego należy zwracać uwagę, aby nadlewy, w których osadzone są śruby mocujące głowicę, były tak umieszczone, aby naprężenia śrub nie oddziaływały na ścianki cylindra. Ważną rzeczą jest skierowanie obiegu wody chłodzącej do miejsc, w których chłodzenie jest najbardziej potrzebne dla zachowania jednakowego stanu temperatury cylindrów. Należy unikać gwałtownych zmian w przekrojach i dbać o możliwie symetryczne rozłożenie materiału wokół cylindrów.

Tulejowanie cylindrów stosowane jest dzisiaj prawie powszechnie w samochodach ciężarowych, w mniejszej skali zaś przy osobowych zwłaszcza tańszych. Jak wspomniano, żeliwo, z którego odlewane są kadłuby silników, nie jest odpowiednie dla gładzi cylindrowych. Jest jeszcze drugi powód, dla którego w cylindrze razem z kadłubem nie można uzyskać dobrej gładzi. Przy stygnięciu kadłuba środkowa część cylindra stygnie szybciej niż miejsca, gdzie cylinder łączy się z górną i dolną płytą kadłuba. Przekroje bowiem tych miejsc są zazwyczaj większe od przekrojów ścianek cylindra. Ma to ten skutek, że w środkowej części cylindra struktura materiału jest bardziej drobnoziarnista i materiał jest twardszy, a więc odporniejszy na ścieranie niż u góry i u dołu, a w praktyce potrzebne jest aby właśnie góra cylindra była twardsza; ona bowiem bardziej narażona jest na zużycie.

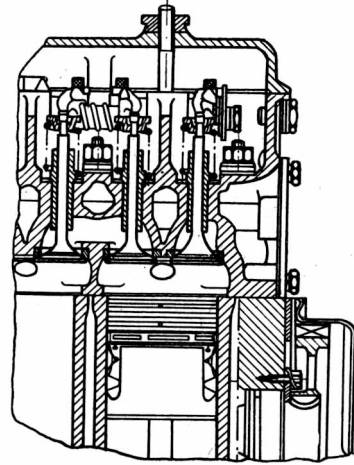
Tuleje cylindrowe pod względem ciężaru stanowią tylko niewielką część kadłuba i dlatego, bez poważniejszego zwiększenia kosztów, mogą być wykonane z droższego, ale bardziej odpo-

wiedniego materiału, którym może być nie tylko żeliwo ale i stal.

Tuleje cylindrowe są zasadniczo dwóch rodzajów: mokre i suche.

Za tulejami mokrymi przemawia to, że łatwo dają się założyć i wyjąć bez potrzeby użycia prasy. W miejscach, gdzie bezpośrednio stykają się one z wodą, chłodzenie jest lepsze jeżeli zamocowane są tylko u góry, rozszerzają się swobodnie i nie oddziałują na nie ewentualne odkształcenia kadłuba.

Ujemną stroną tulei mokrych zamocowanych u góry jest potrzebny do zamocowania dość szeroki i wysoki kołnierz, który poważnie utrudnia chłodzenie najbardziej narażonej na zużycie górnej części. Kołnierz musi być dostatecznie mocny ze względu na siły pochodzące od bocznego nacisku tłoka. Zdarzają się przypadki odlamywania się kołnierza wskutek drgań tulei, odkształceń wywołanych przez śruby mocujące głowicę, względnie wskutek naprężeń wewnętrznych, spowodowanych zmianą przekroju.



Tm/277 R4

Rys. 4. Otwarty kadłub silnika Renault 750 cm³ usztywniony poprzeczką między 2 i 3 cylindrem

Dla uniknięcia komplikacji związanych z umieszczeniem kołnierza u góry, spotyka się tuleje z kołnierzem w dolnej części (rys. 4). W tej części cylindra temperatura jest znacznie niższa i nie ma trudności z chłodzeniem. Wadą takiego rozwiązania jest to, że tuleja znajduje się pod znacznym naciskiem głowicy i może uciepć wskutek odkształceń kadłuba. Niedostatecznie dokładna równość płaszczyzn osady kołnierza i górnej ścianki kadłuba może powodować zginanie tulei.

Trzecim kompromisowym rozwiązaniem jest umieszczenie kołnierza w połowie długości tulei. Zmniejsza się wskutek tego długość części tulei, znajdującej się pod naciskiem, a jednocześnie umożliwia się dobre chłodzenie części górnej. Zastrzeżenie może budzić to, że zmiana przekroju i związane z tym niebezpieczeństwo miejscowych odkształceń zachodzi w tej części tulei, gdzie szybkość ruchu tłoka jest największa.

Tuleje mokre z kołnierzem u góry lub w środku, muszą być u dołu uszczelnione, aby woda chłodząca nie przedostawała się do przestrzeni korbowej. Uszczelnienie składa się zazwyczaj z dwóch pierścieni gumowych umieszczonych w żłobkach wyciętych w tulei, albo w kadłubie silnika. Czasem stosuje się trzeci żłobek umieszczony pomiędzy pierścieniami uszczelniającymi, służący do odprowadzenia na zewnątrz przez otwór przewiercony w kadłubie wody, która ewentualnie mogłaby przedostać się przez pierwszy pierścień gumowy.

Tuleje suche nie mają wcale, albo mają bardzo mały kołnierz u góry, zmniejsza się więc obawa przed skutkami naprężeń wewnętrznych związanych ze zmianą przekroju. Kadłub silnika jest znacznie sztywniejszy wskutek tego, że odlany jest razem z cylindrami. Odpadają kłopoty z uszczelnieniem przed spalinami i wodą. Weiskanie natomiast i wyjmowanie tulei jest trudniejsze i wymaga specjalnych urządzeń. Ujemną stroną tulei suchych jest to, że podlegają one wpływom odkształceń kadłuba silnika i że chłodzenie poprzez dwie ścianki jest gorsze. Ścianki wewnętrzne i zewnętrzne tulei muszą być szlifowane, aby zapewnić im jak najściślejsze przyleganie. Niedokładne przyleganie ścianek powoduje bowiem gorsze w danym miejscu przewodnictwo ciepła i miejscowe przegrzanie.

Dla ułatwienia wymiany tulei robione były próby z tulejami suchymi tak pasowanymi w cylindrach, aby dopiero po nagraniu się silnika rozszerzona tuleja ściśle przylegała do cylindra. Wyniki jednak nie były na ogół dobre dlatego, że olei z silnika

przedostawał się do szczeliny między tuleją i cylindrem. Zapiekał tuleję tak, że trudno było ją usunąć, podobnie jak wprasowaną.

Tuleje suche mogą być wciskane do kadłuba w stanie gotowym albo półobrobionym, tj. z pozostawieniem nadmiarów na średnicy wewnętrznej dla ostatecznego wykończenia w kadłubie.

Ważną rzeczą jest pasowanie tulei suchych w cylindrach. Jeżeli pasowanie jest zbyt ciasne to z biegiem czasu wskutek okresowego powtarzania się nagrzewania i chłodzenia tulei może nastąpić pęknięcie ścianki cylindra. Pasowanie tulei żeliwnej z kołnierzem na wcisk winno być w tolerancjach 0.06 do 0.09 mm, a tulei bez kołnierza 0.009 do 0.1 mm. Tuleje chromowane z miękkiej stali pasuje się na wcisk w tolerancjach 0.03 do 0.05 mm. Przy kadłubach cylindrowych aluminiowych pasowanie stosuje się takie same jak przy blokach żeliwnych. Tuleje suche do bloków aluminiowych muszą posiadać kołnierze.

Tulejowanie stosuje się również do cylindrów chłodzonych powietrzem, zwłaszcza aluminiowych, które mają znacznie wyższy współczynnik przewodnictwa ciepła niż żeliwne. Można by przypuszczać, że wobec większej rozpuszczalności cieplnej aluminium, tuleja obluźuje się ze wzrostem temperatury, tak jednak nie jest dlatego, że temperatura tulei jest znacznie wyższa od temperatury aluminiowego cylindra.

Zupełnie odrębną technikę produkcji cylindrów do silników motocyklowych chłodzonych powietrzem stanowi powstała w ostatnich latach metoda „Al-Fin”. Polega ona na tym, że tuleję żeliwną zanurza się w kąpieli roztopionego aluminium w wysokiej temperaturze. W tej temperaturze następuje na powierzchni tulei chemiczne połączenie żeliwa z aluminium. Po wyjęciu z kąpieli i ostudzeniu umieszcza się tuleję w formie odlewniczej i odlewa dookoła aluminiowe uźebrowanie. Metoda ta pozwala na uzyskanie znacznie większej mocy jednostkowej silnika bez podwyższenia temperatury. Pozwala ona również na stosowanie ściślejszego pasowania tłoków, dlatego, że wartość współczynnika rozszerzalności cylindra „Al-Fin” leży pomiędzy wartością dla żeliwa i aluminium tak, że mało się różni od współczynnika rozszerzalności aluminiowego tłoka.

Jednym z ostatnich osiągnięć w dziedzinie budowy tulei są tzw. tuleje Cromarda — galwanicznie chromowane tuleje z miękkiej stali. Używane są do tego rury ciągnięte na zimno i normalizowane. Powierzchnia wewnętrzna rury przed chromowaniem jest honowana z dokładnością do 25 mikro-cal. Powierzchnia gładzi po chromowaniu podlega jeszcze dodatkowej obróbce wykończającej, dla usunięcia bardzo małych nierówności. Jest

ona porowata i posiada wskutek tego właściwości zatrzymywania oleju. Miękką stal używana jest do tego celu dlatego, że do niej chrom dobrze przylega. Przy chromowaniu żeliwa zapewnienie przylegania warstwy chromu jest utrudnione. Poza tym kołnierze w tulejach stalowych mogą być znacznie mniejsze niż przy kruchym żeliwie. Chłodzenie tulei stalowych zamocowanych u góry może być wówczas lepsze. Wyniki stosowania tulei stalowych są bardzo dobre. W podanym przykładzie po 400.000 km przebiegu, tuleje nie wymagały wymiany. Ciekawe jest, że producent tego rodzaju tulei zaleca docieranie silników na pełnych obrotach a to dlatego, aby okres docierania możliwie skrócić. Stosowanie pierścieni chromowanych do tych tulei jest niedopuszczalne, jak o tym wspomniano poprzednio.

Wobec tego, że tuleje chromowane, jak również tuleje z żeliwa nierdzewnego są drogie, stosowane są wyjścia pośrednie. Zamiast całej tulei ze stopowego żeliwa stosuje się tylko pierścieniową wkładkę u góry, albo chromuje się górną część tulei. W rozwiązaniu z wkładkami trudno jest uniknąć powstawania pręgu w miejscu styku wkładki z resztą tulei, gdyż żeliwo nierdzewne, z którego wykonana jest wkładka nagrzana do wyższej temperatury rozszerza się więcej niż żeliwo tulei. Przy chromowaniu tylko części tulei z czasem również tworzy się próg na granicy chromowania z powodu dużej różnicy odporności na ścieranie chromu i żeliwa. To ostatnie rozwiązanie w praktyce nie znajduje obecnie zastosowania.

Przy silnikach lotniczych stosuje się, ze względu na zmniejszenie ciężaru, tuleje stalowe ulepszone cieplnie bez utwardzonej gładzi. Wyniki jednak nie są dobre, gdyż niedostatecznie twarda powierzchnia gładzi szybko się zużywa, gładź ulega wypolerowaniu przez pierścienie i traci właściwości trzymania filmu oleju. Skutkiem tego następuje przyspieszenie działania korozji podczas rozruchu silnika na zimno.

Utwardzenie powierzchniowe przez azotowanie wzgl. nawęglanie zwiększa odporność na ścieranie. Powierzchnie takie ulegają jednak szybko wypolerowaniu, co sprzyja działaniu korozji. Celem przeciwdziałania stosuje się trawienie, albo szlifowanie.

Nowością w dziedzinie produkcji tulei mokrych jest pokrywanie ścianki zewnętrznej warstwą aluminium w sposób podany w opisie metody „Al-Fin”. Ma to na celu przede wszystkim zmniejszenie działania korozji, gdyż aluminium jest bardziej odporne na korozję niż żeliwo i wskutek lepszego przewodzenia ciepła, ciepło szybciej może być odprowadzane z miejsc przegrzanych.

(dokończenie w nr nast.)
Z. L.

Inż. STANISŁAW GRUDZIECKI

TECHNICZNE WARUNKI ODBIORU KÓŁ ZĘBATYCH W PRZEMYSŁE SAMOCHODOWYM

Część I

Wymagania stawiane poszczególnym wyrobom przemysłowym przez nabywcę ciągle rosną. W początkowej fazie rozwoju produkcji samochodów główny nacisk kładziono na działanie mechanizmów i szybkość; dziś muszą one spełniać wiele innych warunków. Dobry samochód powinien dziś móc przejechać do 400.000 km a nawet więcej (z uwzględnieniem generalnych remontów).

Praca wszystkich części samochodu musi się odbywać harmonijnie, sprawnie a przede wszystkim cicho. Decydujące znaczenie dla bezgłośnej pracy samochodu, co jest fundamentalnym składnikiem jego jakości, posiada działanie silnika, skrzynki biegów i tylnego mostu tj. zespołów, w których występują koła zębate. One również w znacznym stopniu decydują o spełnieniu pozostałych dwóch warunków; musimy bowiem pamiętać, że właśnie koła zębate stanowią wciąż jeszcze bardzo znaczną pozycję w cenie wozu oraz poważnie wpływają na sprawność mechaniczną, a więc jego ekonomiczność. Nakłada to na naszych konstruktorów i technologów przekładni zębatych szczególne zadania.

Odbierając dane koło zębate musimy pamiętać, że współpracować ono będzie z drugim, że współpraca ta powinna być prawidłowa, cicha, bez stuków, zgrzytów itd., że koła winny pra-

cować długo i w ciężkich nieraz warunkach, a sprawność ząbkowania powinna być wysoka. Dlatego koła muszą być sprawdzane w 100%; sprawdzane dokładnie, pewnie i szybko. Do sprawdzania kół w produkcji seryjnej nie możemy jednak używać wysokowykwalifikowanych fachowców, gdyż podnosi to znacznie ich cenę. Kontroler mało kwalifikowany jest w stanie sprawdzić dokładnie i szybko, jeśli wyposażymy go w odpowiednie pomoce, tj. przyrządy kontrolne, specjalne sprawdziany i wzorce. Jedynie centralny punkt pomiarowy kół, gdzie sprawdzamy okresowo pewne elementy zębów jak: ewolwenta, linia śrubowa, równoległość zębów, powinien być obsadzony przez odpowiednio wyszkolonego pracownika.

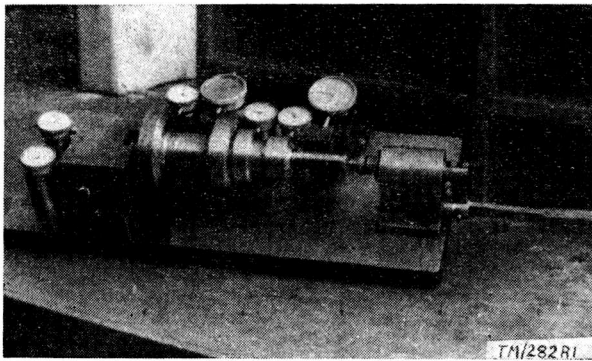
Dobrze opracowana technologia koła zębatego, czy wałka z wieńcami zębatymi powinna zawierać:

- a) operacje kontroli przed nacięciem zębów.
- b) „ „ po zgrubnym nacięciu zębów (pod wiórkowaniem)
- c) „ „ po wykańczającym nacinaniu zębów, (po wiórkowaniu)
- d) „ „ ostatecznej
- e) ewentualne cechowanie na koło rzeczywistych luzów międzyzębnych.

Oczywiście, że rysunek konstrukcyjny winien dokładnie określać wszystkie warunki jakim koło musi odpowiadać. Nie wystarczy podanie na rysunku koła samej charakterystyki uzębienia.

Aby uzębienie mogło być dokładnie wykonane, należy w instrukcji obróbkowej bardzo wyraźnie określić warunki, jakim odpowiadać musi obrabiane już częściowo koło nim następnie założymy je na frezarkę obwodniową czy dłutownicę. Posługiwania się suwmiarką przy sprawdzaniu wymiaru koła przed nacięciem zębów nawet gdy te nie są tolerowane nie powinno mieć miejsca w produkcji seryjnej. Jeśli się bowiem uwzględni ilość pomiarów jaką musi wykonać kontroler na linii danej części łatwo przewidzieć, że pomyłki będą nieuniknione. Tym bardziej należy zwrócić na to uwagę, gdyż w naszych zakładach kontroler na danym stanowisku sprawdza nie tylko jedną, ale kilka części. Skutkami tych pomyłek są złamane noże Fellowsa i wiórkowniki (a więc bardzo drogie narzędzia), nie licząc zwiększenia się procentowej ilości braków w dalszych operacjach. Dla przykładu warto omówić następujący wypadek: złamano wiórkownik przy wiórkowaniu wieńca zębatego $Z = 18$ w zespole kół zębatych skrzynki biegów M-20. Wieniec ten znajduje się obok drugiego wieńca o ilości zębów $Z = 24$; odstęp między jednym a drugim wieńcem wynosi $5 \pm 0,25$. Wśród wiórkowanej serii znalazła się sztuka, której wieniec $Z = 24$ był szerszy o 0,3 mm kosztem rowka $5 \pm 0,25$ i wiórkownik obrabiający wieniec $Z = 18$ zaczępił o wieniec $Z = 28$. Drogie narzędzie zostało zniszczone.

Jak z powyższego przykładu wynika, nie można oszczędzać na tanich sprawdzianach, by później znacznie więcej tracić na narzędziach. Niezależnie od tego sprawdzać musimy „bicie” średnic zewnętrznych i czół względem osi otworu czy nakiełków (przy wałkach z wieńcami zębatymi), jeśli te są bazą w procesie nacinania zębów. Bicie średnic zewnętrznych względem osi otworu czy nakiełków nie powinno przekraczać dla kół wykonywanych w drugiej klasie dokładności (a tylko ta wchodzi w rachubę w przemyśle motoryzacyjnym) 0,01 — 0,07 mm. Bicie średnicy zewnętrznej powoduje różne wysokości główek zębów i w razie przekroczenia dopuszczalnych wielkości będzie miało miejsce zaczepianie wierzchołka zęba o próg powstały przy wiórkowaniu koła współpracującego.



Rys. 1. Przyrząd specjalny do sprawdzania bicia czół oraz średnic zewnętrznych zespołu kół zębatych skrzynki biegów M-20

Na rys. 1 pokazano przyrząd do sprawdzania bicia czół oraz średnic zewnętrznych zespołów kół zębatych. Bicie czola wieńca względem osi otworu (albo inaczej nieprostota płaszczyzny czolowej do osi otworu) musi być w instrukcji ściśle określone, jeżeli dane czoło jest płaszczyzną bazową przy nacinaniu zębów. Wpływa ono bowiem na bicie średnicy podziałowej czola. Niech B będzie szerokością koła obrabianego (rysunek 3); β_k — kąt między osią prostopadłą do płaszczyzny czola a osią rzeczywistą otworu koła; r_k — promień koła;

z rysunku otrzymamy:

$$2(mn - nk) = 2nc \sin \beta_k - r_k (1 - \cos \beta_k)$$

oznaczymy $(mn - nk)$ przez e_1

Ponieważ kąt β_k jest bardzo mały, możemy przyjąć, że $1 -$

$$\cos \beta_k = 0 \quad \sin \beta_k = \frac{l}{r_k}$$

$$\text{zaś } nc = \frac{B}{2}$$

a stąd $2e_1 = B - \frac{l}{r_k}$ przy obrocie zaś koła wokół swej osi o dowolny kąt ω bicie na średnicy zewnętrznej pochodzące od bicia czola będzie się wyrażać

$$2e_1 = B \cdot \frac{l}{r_k} \cdot \sin \omega \cdot \beta_k$$

oznaczając dalej przez $2 \cdot e$ bicie średnicy zewnętrznej koła, zaś przez $2 E_o$ wypadkowe bicie otrzymamy:

$$2 E_o = \sqrt{\left(2e \sin \omega\right)^2 + \left(B \frac{l}{r_k} \sin \omega\right)^2}$$

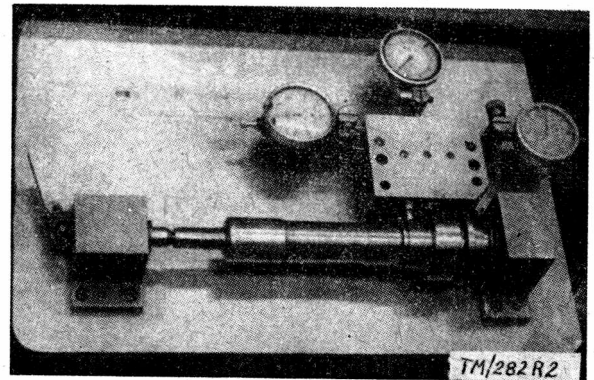
gdzie:

$2e \sin \omega$ — bicie koła na średnicy zewnętrznej przy jego obrocie wokół osi o dowolny kąt. Można przyjąć dla kół zębatych skrzynek biegów stosowanych w przemyśle samochodowym, że przy kołach o szerokości wieńca do $B = 30$ mm i średnicy zewnętrznej do 200 mm dopuszczalne bicie czola powinno się zawierać w granicach 0,015 — 0,05 mm. Wartości niższe należy przyjmować dla kół o mniejszej średnicy zaś wyższe dla większych średnic. Sprawdzanie bicia czół i średnic zewnętrznych przeprowadzamy na przyrządach kontrolnych kłowych; używając zwykłego czujnika z podstawką i odpowiednich trzpieni, na których osadzamy koła (patrz rysunek 4).

W kołach zębatych otwory okrągłe względnie wielowypustowe muszą być wykonane dokładnie i czysto. Gładkość powierzchni tych otworów powinna odpowiadać trzem znakom obróbki. Dlatego tam, gdzie ma miejsce silne wciskanie trzpienia, celem wykonania operacji tokarskich należy przeciągać lub przepychać na specjalnie zaprojektowanym przyrządzie, by zapewnić prostopadłość osi otworu do płaszczyzny czola.

Sprawdzanie po zgrubnym nacinaniu zębów

Pierwszą czynnością kontrolera, powinno być sprawdzenie, czy koło posiada znak kontroli poprzedniej. W operacji kontrolnej

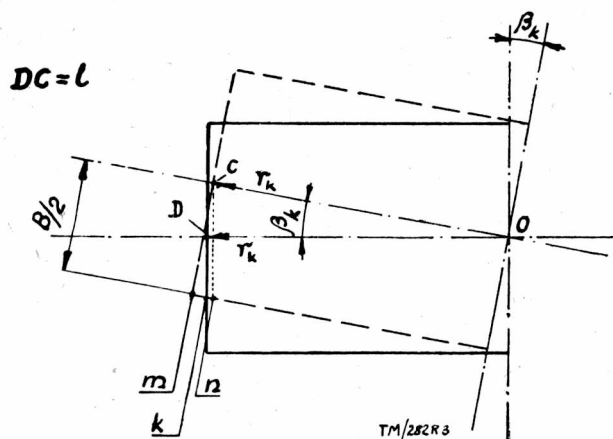


Rys. 2. Przyrząd specjalny do sprawdzania bicia średnic zewnętrznych wałka sprzęgłowego

uwagę tę należy umieścić jako pkt 1. Następnie należy sprawdzić, czy zęby mają stępione ostre krawędzie, usunięte zadziory itp. (jest to konieczne dla dokładnego sprawdzenia danego uzębienia, a także dla uzyskania dobrych wyników podczas wiórkowania). Jednym z podstawowych warunków dobrej współpracy kół zębatych jest gładkość powierzchni roboczej zębów. Gładkość ta powinna znaleźć się w klasie $\nabla 7$ ($\nabla 7a$, $\nabla 7b$, $\nabla 7c$). Gładkość powierzchni tego rzędu uzyskać możemy przez wiórkowanie względnie szlifowanie. To ostatnie jednak nie może wchodzić w rachubę ze względu na cenę. Poza tym w procesie wiórkowania ostatecznie decydujemy o wszystkich elementach uzębienia

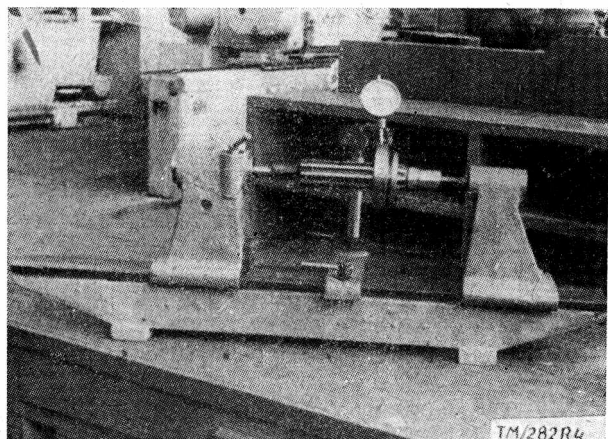
jak: ewolwencie, podziałce, grubości zębów, kontakcie z kołem współpracującym, pochyleniu linii śrubowej zęba itp. Dlatego też w operacji kontroli po zgrubnym nacięciu zębów (pod wiórkowaniem) sprawdzać bezwzględnie należy:

1. Naddatek na wiórkowanie — 100%
2. Nierównomierność podziałki na całym obwodzie koła — 100%
3. Nierównomierność dwu sąsiednich podziałek — 100%
4. Odchyłki w linii śrubowej zębów o teoretycznej (przy zębach śrubowych) — okresowo
5. Równoległość zębów względem osi otworu czy nakielków (przy zębach prostych) — okresowo
6. Odchyłki od zarysu teoretycznego ewolwenty — okresowo



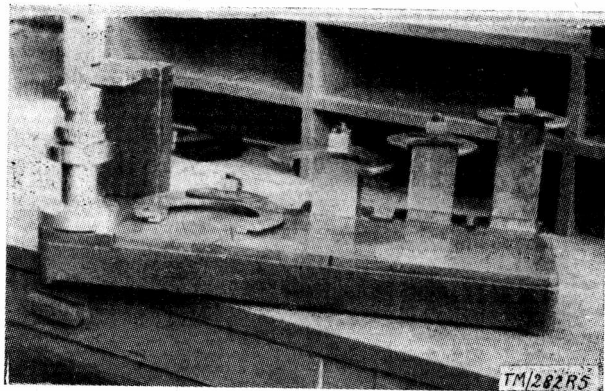
Rys. 3.

Sprawdzanie naddatku na wiórkowanie, nierównomierności podziałki na obwodzie i dwu sąsiednich podziałek, przeprowadzamy na przyrządach typu „Kalibr“, „Maag“, „Mehr“, „Parkson“ lub specjalnych, lecz opartych na tej samej zasadzie, przy pomocy kół zębatach kontrolnych. (Patrz rysunek 5 i 6). W obydwu otwory stożkowe przyrządu wkładamy trzpienie. Następnie na trzpienie te zakładamy krążki wzorcowe, przy pomocy których ustalamy wymiar rozstawienia osi kół tj. koła obrabianego i kontrolnego, ustawiając czujnik na „O“. Średnice zewnętrzne tych krążków odpowiadają średnicom toczenia się po sobie koła obrabianego i kontrolnego przy zazębieniu się ich bez luzu międzyzębnego. Czujnik dotyka stopką sanek, w których osadzony jest jeden z trzpieni. Sanki te dociskane są sprężyną w kierunku drugich sanek. Ruch tych sanek jest ograniczony. Cofamy je za pomocą mimośrodów (kółko „a“ na rys. 6). Drugie sanki przesuwamy za pomocą śruby. Po założeniu krążków wzorcowych zwalniamy mimośród i przysuwamy śrubą drugie sanki



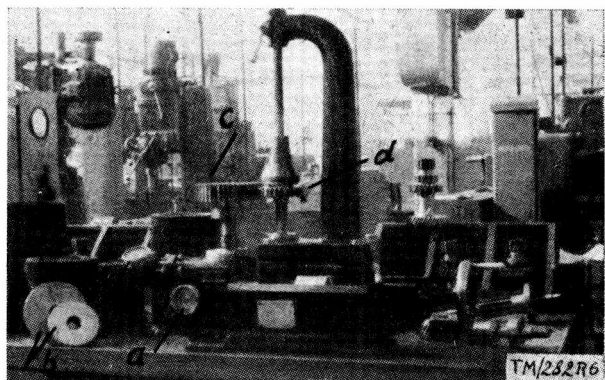
Rys. 4. Uniwersalny przyrząd kontrolny kłowy. Na fotografii pokazano sprawdzanie bicia średnicy zewnętrznej koła zębatego przesuwnego skrzynki biegu M-20

do pierwszych tak, by po zetknięciu się krążków wzorcowych wskazówka czujnika wykonała jeszcze dwa do trzech pełnych obrotów na tarczy ($z = 3$ mm).



Rys. 5. Przyrząd specjalny do szybkiego sprawdzania średnic zewnętrznych i długości

Następnie ustawiamy czujnik na „O“ i zdejmujemy krążki wzorcowe a zakładamy koła obrabiane i koła kontrolne. Zwalniamy mimośród (przez pokręcenie kółkiem „a“ w prawo, sprężyna przesuwa sanki w kierunku drugich) i koła zazębiają się bez luzu. Pokręcamy jednym z kół obserwując jednocześnie wychylenia wskazówki czujnika. Przy jednym obrocie koła obrabianego wychylenia wskazówki czujnika powinny mieścić się w określonych w instrukcji granicach.



Rys. 6. Przyrząd uniwersalny typu „Kalibr“
b — krążki wzorcowe
c — koło kontrolne
d — koło obrabiane
e — czujnik

Tablica I podaje wielkości naddatku na wiórkowanie oraz wielkości błędów uzębienia mierzonego w wyżej podany sposób (dla kół zębatach skrzynki biegów samochodu „M-20“). W tablicy podane są wielkości dopuszczalnych odchyłek elementów uzębienia jak: nierównomierność podziałki na obwodzie, nierównomierność dwóch sąsiednich podziałek, odchylenia od linii śrubowej, względnie nierównoległość zębów (przy zębach prostych) i wielkość naddatku na wiórkowanie.

Zasada pomiarów.

Niech „A“ będzie kołem zębatym kontrolnym (rysunek 8), zaś „B“ kołem obrabianym.

Oznaczmy: r_1 — promień koła podziałowego koła „A“

r_2 — „ „ „ „ „ „ „B“

T_1 — grubość zęba po łuku na promieniu r_1 koła „A“

T_2 — „ „ „ „ „ „ „B“

Z_1 — ilość zębów koła „A“

Z_2 — „ „ „ „ „ „ „B“

α_1 — kąt przyporu na promieniu r_1 i r_2

α_2 — kąt przyporu przy zazębieniu się kół bez luzu międzyzębnego

TABLICA I*)

Lp.	Diam. Pitsch.	Ilość zębów	Kąt przyporu	Kąt pochylecia linii śrub.	Kierunek pochylecia linii śrubowej	Naddełek na wiórkowanie	Nierównomierność podziałki na obwodz.	Nierównom. dwu sąsied. podziałek	Odchyłka od linii śrubowej	Nierównoległość zębów	Uwagi
1.	DP 9,25	29	16°30'	35°55'25"	prawy	0,18 ÷ 0,28	0,08	0,025	0,04	—	koła rozrządu nie są obrabiane cieplnie
2.	DP 9,25	24	16°30'	32°10'15"	prawy	0,20 ÷ 0,30	0,08	0,025	0,04	—	
3.	DP 8	18	20°	—	—	0,15 ÷ 0,25	0,08	0,025	—	0,03	
4.	DP 8	15	20°	—	—	0,15 ÷ 0,25	0,08	0,025	—	0,03	
5.	DP 9,25	15	16°30'	35°55'25"	lewy	0,08—0,20	0,07	0,03	0,025	—	
6.	DP 9,25	22	16°30'	32°10'15"	lewy	0,08 ÷ 0,20	0,075	0,025	0,04	—	
7.	DP 8	29	20°	—	—	0,11 ÷ 0,20	0,07	0,025	—	0,03	
8.	DP 8	18	20°	—	—	0,10 ÷ 0,20	0,08	0,025	—	0,03	
9.	DP 10	28	14°30'	25°18'7"	lewy	0,10 ÷ 0,20	0,08	0,03	0,035	—	
10.	DP 10	56	14°30'	25°18'7"	prawy	0,10 ÷ 0,25	0,08	0,04	0,04	—	

*) Koła zębate skrzynki biegów M-20 podlegają obróbce cieplnej przez cjanowanie.

L_1 — rozstawienie osi kół „A” i „B” normalne

L_2 — rozstawienie „ „ „A” i „B” przy zazębieniu się ich bez luzu międzyzębnego

$$\text{ze związku: } \text{inv } \alpha_2 = \frac{Z_1 (T_1 + T_2) - 2 \pi r_1}{2 r_1 (Z_1 + Z_2)} + \text{inv } \alpha_1$$

znajdziemy wartość kąta α_2

Ponieważ: $L_1 = r_1 + r_2$

zaś $L_2 = r'_1 + r'_2$

a, że $r'_1 = r_{o_2} \cdot \frac{1}{\cos \alpha_1}$, gdzie r_{o_1} — promień koła zasadniczego koła „A”

$r'_2 = r_{o_2} \cdot \frac{1}{\cos \alpha_2}$, gdzie r_{o_2} — promień koła zasadniczego koła „B”

i ponieważ $r_{o_1} = r_1 \cdot \cos \alpha_1$ $r_{o_2} = r_2 \cdot \cos \alpha_2$

$$\text{więc } L_2 = r_1 \frac{\cos \alpha_1}{\cos \alpha_2} + r_2 \frac{\cos \alpha_1}{\cos \alpha_2} = L_1 \frac{\cos \alpha_1}{\cos \alpha_2}$$

Średnice zewnętrzne krążków wzorcowych będą następujące:

$$D_{Kw_1} = 2 r_1 \frac{\cos \alpha_1}{\cos \alpha_2} \quad D_{Kw_2} = 2 r_2 \frac{\cos \alpha_1}{\cos \alpha_2}$$

Posiadanie przez kontrolę krążków wzorcowych do ustawienia żadanego — rozstawienia osi jest konieczne z tego względu, że posługiwanie się płytkami w warunkach warsztatowych nie jest wygodne, a poza tym podobnie jak przy sprawdzaniu suwmiarką łatwo tu o pomyłki. Dokładność wykonania krążków $\pm 0,0025$.

Sprawdzanie zębów koła obrabianego przy pomocy koła zębatego kontrolnego ma tę zaletę, że pozwala w sposób bardzo szybki i bezbłędny znaleźć sumaryczny błąd powstały na skutek następujących błędów:

1. grubości zęba na średnicy podziałowej,
2. nierównomierności podziałki na obwodzie,
3. odchyłki od linii śrubowej, względnie nierównoległości (przy zębach prostych),
4. odchyłki od zarysu teoretycznego ewolwenty.

Ponieważ wielkość tych błędów w sposób decydujący wpływa na wynik wiórkowania, dlatego konieczne jest okresowe sprawdzanie na specjalnych przyrządach odchyłek od linii śrubowej (patrz rysunek 9*) (oraz od zarysu teoretycznego ewolwenty) sprawdzanie zarysu przeprowadzamy na ewolwentomierzu.

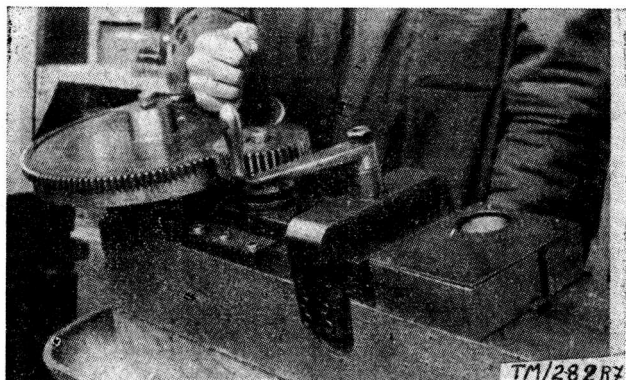
Przez pojęcie „okresowo” należy rozumieć, że w instrukcji technologicznej winna być uwaga, w której określa się jak często należy sprawdzanie to przeprowadzać. Sprawdzanie takie należy przeprowadzać przy każdorazowej zmianie narzędzia oraz ustawianiu obrabiarki. W identyczny sposób sprawdzamy koło obrabiane po wiórkowaniu i po obróbce ostatecznej, z tym, że po wiórkowaniu dodatkowo jeszcze sprawdzamy koło obrabiane na kątach z kołem kontrolnym. W tym celu pokrywamy cienką warstwą (0,001 mm) tuszu niebieskiego zęby koła kontrolnego i po kilkakrotnym obróceniu koła obrabianego zazębionego z kołem kontrolnym bez luzu międzyzębnego, sprawdzamy odciski tuszu na zębach koła obrabianego.

*) Rys. 609 str. 447. Książka: „Допуски и Технические измерения” autor: Г. А. АПАРИН и И. Е. ГОРОДЕЦКИЙ.

TABLICA II

Lp.	Diam. Pitsch.	Ilość zębów	Kąt przyporu	Kąt pochylecia linii śrubowej	Kierunek pochylecia linii śrub.	Wymiar po wiórkowaniu	Nierównomierność podziałki na obwodz.	Nierównom. dwóch sąsiednich podziałek	Odchyłka od linii śrubowej	Nierównoległość zębów	Uwagi
1.	DP 9,25	29	16°30'	35°55'25"	prawy	0,00 ÷ -0,08	0,05	0,02	0,015	—	koła rozrządu
2.	DP 9,25	24	16°30'	32°10'15"	prawy	0,00 ÷ -0,08	0,05	0,02	0,015	—	
3.	DP 8	18	20°	—	—	0,00 ÷ -0,08	0,05	0,02	—	0,015	
4.	DP 8	15	20°	—	—	+0,01 ÷ -0,07	0,05	0,02	—	0,015	
5.	DP 9,25	15	16°30'	35°55'25"	lewy	+0,02 ÷ -0,07	0,05	0,025	0,015	—	
6.	DP 9,25	22	16°30'	32°10'15"	lewy	+0,01 ÷ -0,08	0,05	0,025	0,015	—	
7.	DP 8	29	20°	—	—	+0,00 ÷ -0,08	0,05	0,015	—	0,015	
8.	DP 8	18	20°	—	—	0,00 ÷ -0,08	0,05	0,015	—	0,015	
9.	DP 10	28	14°30'	25°18'7"	lewy	±0,05	0,05	0,015	0,015	—	
10.	DP 10	56	14°30'	25°18'7"	prawy	±0,05	0,05	0,015	0,015	—	

Dla kół II klasy stosowanej w przemyśle motoryzacyjnym „plamka” powinna rozciągać się na 60% wysokości zęba symetrycznie względem średnicy podziałowej i na 65% jego długości, także symetrycznie względem środka długości zęba. Niezależnie od tego przy wiórkowaniu należy sprawdzać koło obrabiane na „kontakt” i cichobieżność z kołem współpracującym. Nazywa się to sprawdzaniem cichobieżności kół na miękko.



Rys. 7. Przyrząd specjalny do sprawdzania użębienia wieńca zębatego koła zamachowego

Tablica II podaje wielkości błędów elementów użębienia dla kół zębatych skrzynki biegów samochodu M-20 po wiórkowaniu.

Jak więc z powyższego wynika, w produkcji seryjnej sprawdzanie kół zębatych przy pomocy kół kontrolnych ma olbrzymią przewagę nad pozostałymi sposobami pomiaru użębienia. Metoda ta pozwala bowiem bardzo zbliżyć warunki pomiaru do rzeczywistych warunków pracy koła obrabianego. Przy sprawdzaniu przy pomocy wałeczków, pomiarze przez zęby itp. nie otrzymujemy nigdy sumarycznych błędów, które przecież w kole mogą się bądź to nawzajem dodawać, bądź znosić. Dlatego sprawdzanie kołem kontrolnym jest najpewniejsze, by to jednak było możliwe, koło zębate kontrolne musi być dla danego koła obrabianego specjalnie obliczane i konstruowane. To właśnie jest jedną wadą tej metody, gdyż nie da się jej stosować do produkcji jednostkowej i małoseryjnej.

Cechowanie rzeczywistego luzu międzyzębnego.

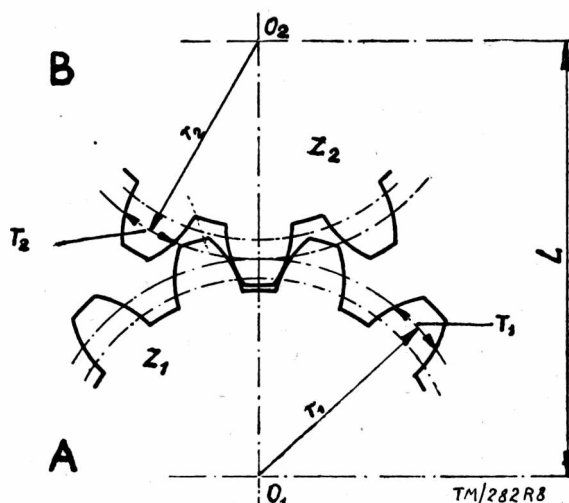
Inż. mech. MIECZYŚLAW OLSZEWSKI

TECHNOLOGIA PRODUKCJI MIESZKÓW SPRĘŻYSTYCH DO TERMOSTATÓW

W artykule na wstępie wspomniano o roli jaką spełnia termostat w silniku, następnie omówiono: rodzaje elementów sprężystych jako głównych części termostatów, stawiane im wymagania oraz materiały używane do ich wyrobu. W dalszym ciągu opisano szczegółowo technologię ciągnięcia tubeł jako wyjściowego produktu na elementy sprężyste i formowania fał metodą hydrauliczną i mechaniczną. Na zakończenie podano rodzaje i sposoby przeprowadzenia odbioru technicznego gotowych elementów.

Zadaniem termostatu, wbudowanego w górny przewód wodny między silnikiem a chłodnicą samochodu, jest przyspieszenie nagrzewania silnika po jego uruchomieniu oraz późniejsze utrzymywanie temperatury na stałej, z góry określonej wysokości, niezależnie od temperatury otoczenia i pracy silnika.

Na rysunku 1 widzimy przekroje termostatów. Główną ich częścią jest mieszek sprężysty (1) wypełniony powietrzem lub częściej cieczą łatwoparującą np. spirytusem. Na skutek temperatury zmienia się wewnątrz mieszka ciśnienie powodujące jego rozciąganie względnie kurczenie. Tym samym otwiera się względnie zamyka połączony sztywno z mieszkiem zawór (2) regulujący dopływ cieczy chłodzącej do silnika.



Rys. 8.

Koła zębate osadzone są na wałkach ułożyskowanych w obu-
dowie przekładni. Od dokładności wykonania rozstawienia i równoległości osi otworów pod łożyska w obudowie przekładni zależy będzie w dużym stopniu praca kół zębatych. Dlatego też konstruktor powinien określić w rysunku konstrukcyjnym obudowy wielkość dopuszczalną nierównoległości osi otworów pod łożyska, poza oczywiście rozstawieniem osi otworów.

Tolerancje rozstawienia osi otworów mogą być znaczne np.: $\pm 0,025$, jeśli więc zamontujemy koła zębate wykonane w tolerancjach określonych rysunkiem, to jednak błąd rozstawienia osi zmieni wielkości luzów międzyzębnych rzeczywistych. Aby luzy międzyzębne rzeczywiste zawierały się w żądanych granicach, należy do rzeczywistego rozstawienia osi wałków dobrać odpowiednio pary kół. W tym celu dana para kół powinna być cechowana rzeczywistym luzem międzyzębnym. Pozwoli to na montażu dobrać odpowiednie pary kół do odpowiedniego rozstawienia osi wałków. Cechowanie rzeczywistego luzu międzyzębnego na kołach przeprowadza się po ich doborze na cichobieżność.

(dokończenie w nr nast.)

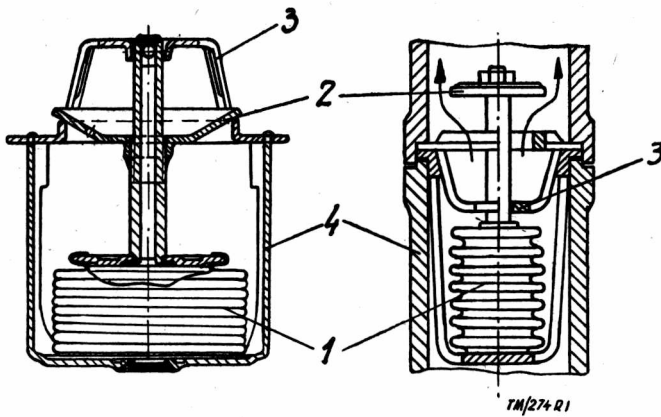
Wykonanie poszczególnych części termostatu nie przedstawia dużych trudności z wyjątkiem mieszka sprężystego wymagającego specjalnej technologii, w której zakres wchodzi około 35 operacji.

Rodzaje własności i materiały mieszeków sprężystych

Znane są dwa typy mieszeków sprężystych

- a) o falach prostopadłych do osi (rys. 2a)
- b) o falach ukośnych, tworzących linię śrubową (rys. 2b)

Fale sprężystego mieszka typu (a) formowane są metodą hydrauliczną. Mieszki takie najczęściej stosuje się w wodnych ter-

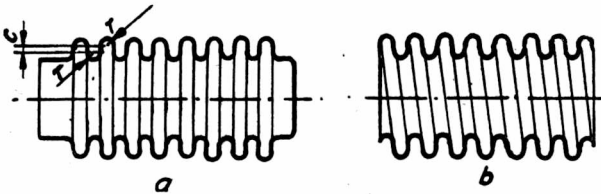


Rys. 1. Przekrój samochodowego termostatu. 1 —mieszek sprężysty, 2 — zawór, 3 — prowadzenie, 4 — korpus.

mostatach samochodowych. Na rys. 3 pokazano zwymiarowany mieszek sprężysty typowy dla samochodowych termostatów.

Fale elementu typu (b) formuje się metodą mechaniczną.

Sprężyste elementy faliste winny być szczelne, posiadać odpowiednią wytrzymałość na ciśnienie wewnętrzne lub zewnętrzne

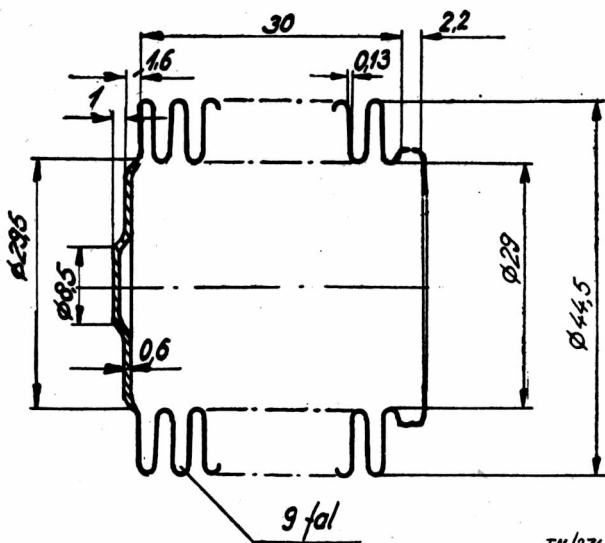


Rys. 2. Sprężyste mieszki faliste. a) o falach prostopadych do osi, b) o falach ukośnych, tworzących linię śrubową.

oraz wykazywać wysokie własności sprężyste przy ściskaniu i rozciąganiu osiowym. Muszą one poza tym znosić długotrwale obustronnie zmienne obciążenia, które nie mogą spowodować utraty ich własności sprężystych.

Sprostanie tak wysokim wymaganiom możliwe jest wyłącznie przy użyciu materiału jak najwyższej jakości, wolnego od wszelkiego rodzaju zanieczyszczeń, posiadającego doskonale własności mechaniczne i tłoczne.

Warunkom tym odpowiadają mosiądze o składzie: 80% Cu i 20% Zn, maksymalna zawartość Pb 0,05% a Fe 0,05%. Na elementy sprężyste pracujące w ośrodkach działających korozyj-



Rys. 3. Typowy mieszek sprężysty stosowany w termostatach samochodowych.

nie stosuje się stop o składzie chemicznym: 76% Cu, 22% Zn, 2% Al wg PN/H CuZn22Al2.

Wielkości mieszek są różne i zależą od ich przeznaczenia. Średnice zewnętrzne mieszek są w granicach od 10 do 90 mm grubości ścianek od 0,1 do 0,5 mm, a wysokości fal wynoszą ok. 1/6 średnicy zewnętrznej.

Technologia produkcji elementów typu (a)

Produktem wyjściowym na mieszki sprężyste są tubki czyli tulejki z dnem. Prawidłowe wykonanie tubki jest niezwykle ważne o ile proces formowania fal ma przebiegać bez przeszkód. Od tulejek tych wymaga się wysokiej gładkości powierzchni pozbawionej jakichkolwiek uszkodzeń, cienkościenności, równomierności grubości ścianek w płaszczyznach prostopadłych i równoległych do osi tubki oraz drobnoziarnistej struktury materiału. Niedotrzymanie któregokolwiek z tych warunków może spowodować pęknięcie tulejki w procesie formowania fal.

Znane są dwie metody produkcji tego rodzaju tulejek:

1) Głębokie tłoczenie miseczek z krążka blachy (można zastosować ciągi przewijane) i późniejsze wyciąganie.

2) Wyciskanie na zimno z krążka blachy lub krążka odciętego z pręta. Metoda ta pozwala na uzyskanie w jednej operacji miseczki o żądanych wymiarach. Chcąc otrzymać tubkę o cienkich ściankach stosuje się operację wyciągania.

Dotychczas najczęściej stosuje się metodę pierwszą. Jako materiału wyjściowego używa się taśmy mosiężnej o szerokości i grubości zależnej od końcowych wymiarów mieszka; np. na mieszki pokazany na rys. 3 szerokość taśmy 90 mm i grubości 0,6 mm.

Pierwsza operacja polega na wycięciu krążka o ϕ 87 mm i wytłoczeniu miseczki. Wykonujemy ją na prasie mimośrodowej podwójnego działania o nacisku 50 ÷ 70 t.

Wymiary tubek z poszczególnych procesów ciągnięcia zebrano w tablicy 1.

TABLICA 1

Wymiary w mm	Tłoczenie				
	1 ciąg	2 ciąg	3 ciąg	4 ciąg	5 ciąg
Zewnętrzna średnica	50,3	37,5	31,2	30	29,5
Wysokość około	26	43	57	120	254
Grubość ścianek bocznych	0,6	0,6	0,6	0,25	0,13

Po każdej operacji ciągnięcia (z wyjątkiem drugiej) następuje zmiękczenie, trawienie, mycie, namydlenie i suszenie.

Zmiękczenie przeprowadza się w temperaturze 524—530°C w elektrycznych piecach z automatyczną regulacją temperatury. Z uwagi na cienkie ścianki i możliwości znacznego utlenienia zalecane jest stosowanie w piecu atmosfery ochronnej.

Wyżarzony tubki trawi się w 5-procentowym roztworze kwasu siarkowego przy temperaturze ok. 70°C; a następnie dokładnie płucze w bieżącej wodzie.

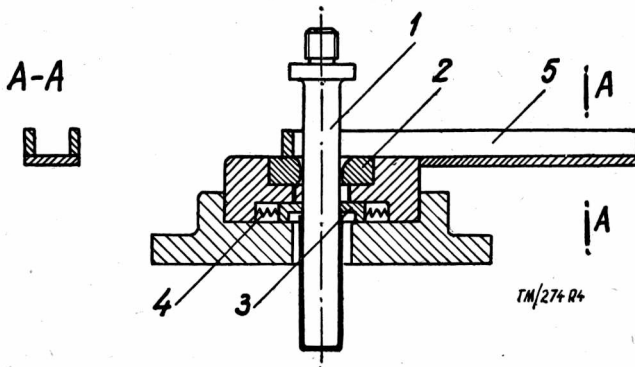
Trawienie i przemywanie może być zautomatyzowane. Instaluje się wtedy cztery wanny. W pierwszej mieści się roztwór kwasu siarkowego, w dwóch następnych znajduje się bieżąca zimna woda, w ostatniej bieżąca gorąca woda.

Tubki układa się w specjalne skrzynki przenoszone transportem, skonstruowanym w sposób pozwalający na automatyczne opuszczanie i podnoszenie ich do poszczególnych wanien.

Celem polepszenia procesu tłoczenia jak również przedłużenia trwałości matrycy tubki po trawieniu i przepłukaniu zanurza się w roztworze mydła (20% mydła i 80% wody) o temperatu-

rze 40°C, a następnie suszy przez 15 do 30 min. w temperaturze 50°C.

Można też z powodzeniem roztwór mydła doprowadzić pod ciśnieniem bezpośrednio do tłoczni. Drugą i trzecią operację ciągnięcia wykonuje się w tłoczni, który schematycznie pokazuje rys. 4.



Rys. 4. Tłocznik do ciągnięcia tulejek (tulejek z dnem) 1 — stempel, 2 — pierścień ciągowy, 3 — zgarniacz, 4 — sprężyny zgarniacza, 5 — korytko do podsuwania masełek w tłocznik.

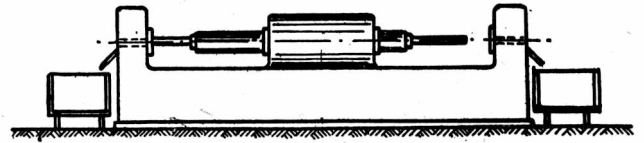
Tubka przepychana jest stemplem (1) przez matrycę (2). Ściągnięcie jej ze stempla, przy jego ruchu powrotnym następnie przy pomocy pierścienia dźwignego (3) dociskanego pierścieniami (4). Tubki podawane są do tłoczni rynienką (5).

Proces tłoczenia, z wyjątkiem pierwszej operacji, przeprowadza się na tłoczni hydraulicznej pionowej lub jeszcze lepiej poziomej (rys. 5) o nacisku 40 ÷ 60 t. Tłocznica ta nie ma jądowego skoku. Nurnik porusza się raz w lewo i tłoczy tubkę z lewej strony a ściga wytłoczoną już z prawej; następnie tłoczy z prawej a ściga z lewej. Ściągnięte ze stempla tubki wpadają do podstawionych koszy i przenoszone są do żarzenia zmniejszającego. Stemple wkręcane są bezpośrednio do nurnika tłoczarki. Tak matryce, jak i stemple dla pierwszych operacji ciągnięcia zrobione są ze stali stopowej narzędziowej i obrobione ciepliwie do twardości 62 ÷ 63 Rc. Dla ostatnich operacji wyciągania matryce wykonane są ze spieków a stemple chromowane. Tłoczni takie wytrzymują 200 000 ciągów. Robocze powierzchnie narzędzi są polerowane. W trakcie pracy pilnie należy przestrzegać czystości, gdyż nawet drobne pyłki powodują powstanie rys na tubkach. Rysy te, często nawet niewidoczne nieuzbrojonym okiem, mogą być przyczyną wybraków w procesie formowania fal. Dlatego do tłoczni doprowadzone jest sprężone powietrze, którym zdmuchujemy wszelkie zanieczyszczenia.

Uzyskanie właściwych tulejek, o jednakowej grubości ścianek, możliwe jest wyłącznie przy użyciu tłoczników bardzo dokładnie

wykonanych, zapewniających właściwe luzy między stemplem a matrycą. Wymiary narzędzi do ciągnięcia tulejek o ϕ 18 mm i grubości ścianki 0,15 mm zebrano w tablicy 2.

Należy zaznaczyć, że do produkcji tulejek tłoczarki muszą być utrzymywane w pierwszorzędym stanie. Brzozy tulejek po ciągnięciu otrzymujemy nierówne. Przeszkadza to w późniejszych

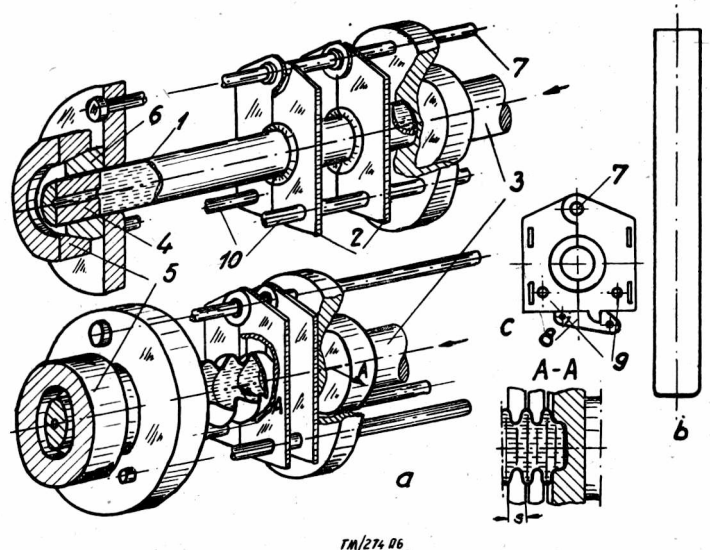


Rys. 5. Pozioma prasa hydrauliczna dwustronnego działania.

operacjach ciągnięcia, dlatego też, poczynając od drugiej operacji, końce tulejek obcina się na specjalnej obcinarce. Tubkę nasadza się na wirujący trzpień i obcina nożykiem krążkowym dociskany dźwignią. Podobnie obcina się tubkę na żądany wymiar po ostatniej operacji ciągnięcia, usuwa się następnie resztki mydła przez zanurzenie w roztworze odtłuszczającym, po czym przeprowadza się żarzenie, trawienie i płukanie.

W ostatniej operacji ciągnięcia formuje się również dno tubki. Grubość dna w procesie wyciągania nie ulega zmianie.

Końcowym produktem procesu ciągnięcia jest gładka tulejka o średnicy wewnętrznej równej żądanej średnicy wewnętrznej mieszka.



Rys. 6. Schemat formowania fal metodą hydrauliczną. a — forma do kształtowania fal; u góry w momencie założenia tubki, u dołu — pod koniec formowania. b — tubka, produkt wyjściowy do formowania fal. c — dwudzielna płytka. Z szeregu falistych płytek składa się forma.

TABLICA 2
WYMIARY NARZĘDZI STOSOWANYCH PRZY WYKONANIU TULEJEK O ϕ 18 mm
KRAŻEK WYJŚCIOWY ϕ 70 mm, grubość 0,7 mm

Nr ciągu	Średnica wewnętrzna pierścienia ciągowego mm	Średnica stempla mm	Luz między stemplem a matrycą mm	Grubość ścianki bocznej mm	Promień zaokrąglenia matrycy i stempla mm
1.	37,00	35,2	0,9	0,7	4,5
2.	27,80	26,0	0,9	0,7	4,0
3.	20,20	18,4	0,9	0,7	3,5
4.	19,18	18,22	0,48	0,48	3,0
5.	18,64	17,96	0,33	0,33	2,5
6.	18,33	17,89	0,22	0,22	2,5
7.	18,00	17,70	0,15	0,15	2,0

Proces formowania fal polega na tym, że do tulejki (1) objętej formą składającą się z szeregu płytek (2) (rys. 6) wprowadza się wodę (olej) lub powietrze pod ciśnieniem i następnie powoli ściska się tubkę razem z płytkami tłokiem (3). W celu zapewnienia szczelności — otwarty koniec tubki zakłada się w specjalny uchwyt. Tulejkę nasadza się na trzpień (4) z otworem, przez który przepływa woda i dociska pierścieniem (5), działającym swą wewnętrzną stożkową częścią na tulejkę sprężystą (6), tulejka ta szczelnie obejmuje tubkę, obciska ją na trzpieniu (4) i w ten sposób uszczelnia.

Ciśnienie cieczy lub powietrza musi być dobrane do grubości ścianek, wysokości fal i średnicy mieszka. Np. dla mieszka o średnicy zewnętrznej 27 mm i grubości 0,15 mm wynosiło ono 40 atn. Wielkość tego ciśnienia ustala się doświadczalnie. Musi ono być bardzo ściśle przestrzegane, odchyłki \pm 5 % ciśnienia znamionowego powodują wybraki.

Płytki tworzące formę i obejmujące tulejkę są dwudzielne. Grubość płytki równa się długości fali mieszka sprężystego. W początkowym stadium formowania płytki znajdują się w pewnej stałej od siebie odległości regulowanej specjalnymi wkładkami podobnymi w całości do grzebienia. Odległość ta wynosi:

$$a = 0,9 b - s \text{ mm}$$

gdzie a — odległość płytek w stadium początkowym

$$b \text{ — rozwinęta długość fali między wierzchołkami } (b = 2 Znr + 2c \text{ wg rys. 2)}$$

$$s \text{ — grubość płytki.}$$

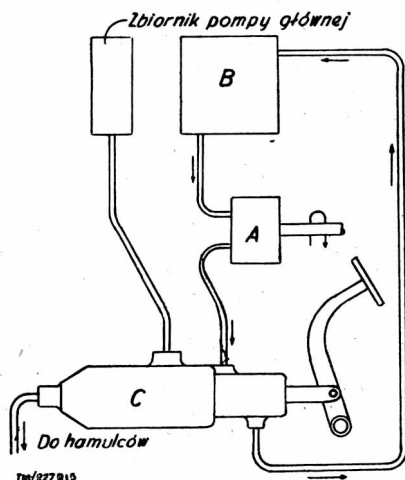
Mgr inż. STEFAN STANKIEWICZ

WZMACNIACZE UKŁADÓW HAMULCOWYCH I KIEROWNICZYCH

Część II.

Wzmacniacze hydrauliczne

Wzmacniacze te, z reguły typu integralnego, stosowane są w niektórych ciężkich pojazdach zagranicznych, oczywiście w układzie hamulcowym hydraulicznym. Zalety ich w porównaniu z pneumatycznymi są następujące: a) większa precyzja działania dzięki nieściśliwości cieczy. b) nie istnieje niebezpieczeństwo skraplania się pary w przewodach i zamarzania kondensatu przy niskich temperaturach. c) mniejsze wymiary. Wadą jest konieczność zastosowania osobnego źródła energii i znacznie większy koszt, wskutek którego opłaca się je stosować tylko w dużych jednostkach. Poniżej podajemy dwa typowe rozwiązania.



Rys. 15

W pierwszym, pokazanym schematycznie na rys. 15, źródło energii stanowi pompa A , która pobiera płyn ze zbiornika B i przekazuje go do wzmacniacza C , po przejściu którego płyn, o ile pedał hamulcowy jest w spoczynku, powraca do zbiornika B . Układ odznacza się brakiem zasobnika. Wzmacniacz właściwy C (rys. 6) stanowi jedną całość z pompą główną. Po naciśnięciu pedału dopływ płynu do zbiornika B zostaje zamknięty, gdyż popychacz D zostaje dociśnięty do tłoka E pompy głównej. Pod działaniem pompy w przestrzeni F powstaje nadciśnienie, które działa z lewej strony na powierzchnię czołową a tłoka pompy głównej, z prawej zaś na powierzchnię czołową b popychacza D , usiłując odsunąć od siebie te dwie części. Ciśnienie na tłok E powoduje ruch tego ostatniego w lewo a co za tym idzie — uruchomienie hamulców, przy współdziałaniu pedału, który wraz z popychaczem D również posuwa się w lewo. Wielkość nadciśnienia, a więc i wielkość siły hamowania jest stale proporcjonalna do siły nacisku kierowcy na pedał hamulcowy, gdyż z chwilą gdy tylko siła wywarta przez ciecz na popychacz D przewyższy siłę nacisku na pedał, popychacz odsunie się nieco w prawo wypuszczając nadmiar cieczy z powrotem do zbiornika B . Po zwolnieniu pedału popychacz D odsuwa się w prawo,

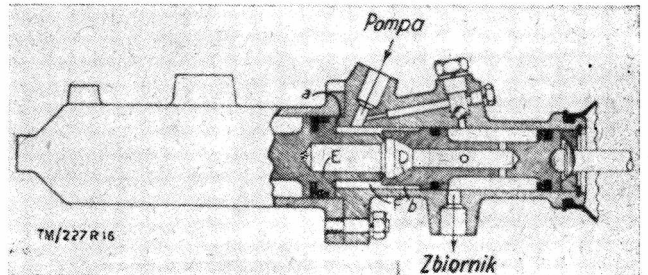
Między poszczególnymi płytkami znajdują się płaskie sprężyny, których zadaniem jest spowodowanie równomiernego i równoczesnego schodzenia się wszystkich płytek.

Jak widać z rys. 6c płytka składa się z dwóch połówek, które mogą się obracać wokół sworznia (7). Płytkę zaopatrzoną jest w zamek (8) zabezpieczający przed rozchyleniem się obu części w momencie formowania fal. Przez otwory (9) przewodzą sworznie (10) służące do rozchylania płytek, dzięki czemu umożliwiające jest szybkie wyjęcie uformowanego mieszka. W dłuższych otworach mocuje się rozpierające sprężyny.

C. d. n.

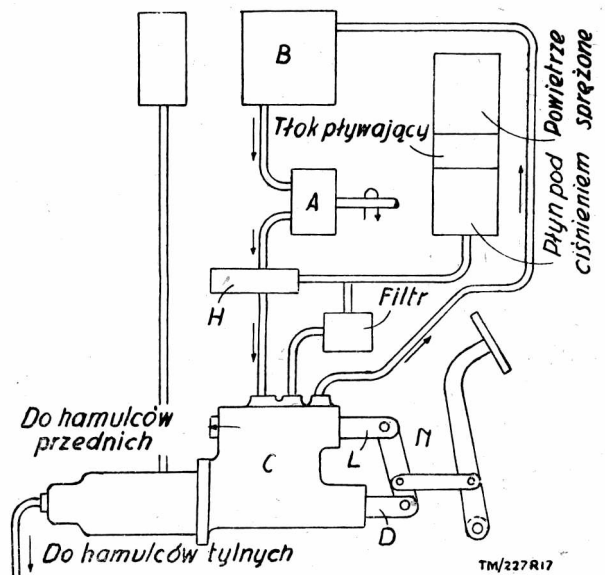
ciśnienie w przestrzeni F spada do zera, następuje zwolnienie hamulców. Przy stojącym silniku serwo oczywiście jest wyłączone, hamowanie może odbywać się tylko pod działaniem nacisku kierowcy na pedał, za pośrednictwem popychacza D .

Jak widać układowi temu brak zasobnika, który gromadziłby płyn pod ciśnieniem. Zasobnik tego rodzaju jest to zwykle cylinder (najczęściej pionowy) ze szczelnie dopasowanym tłokiem, po którego jednak (zwykle dolnej) stronie mieści się ciecz, z drugiej zaś czynnik wywierający siłę na tłok, zwykle sprężyna lub sprężone powietrze. Tego rodzaju urządzenie pokazane jest schematycznie na rys. 17. Składa się ono z pompy A oraz zasobnika

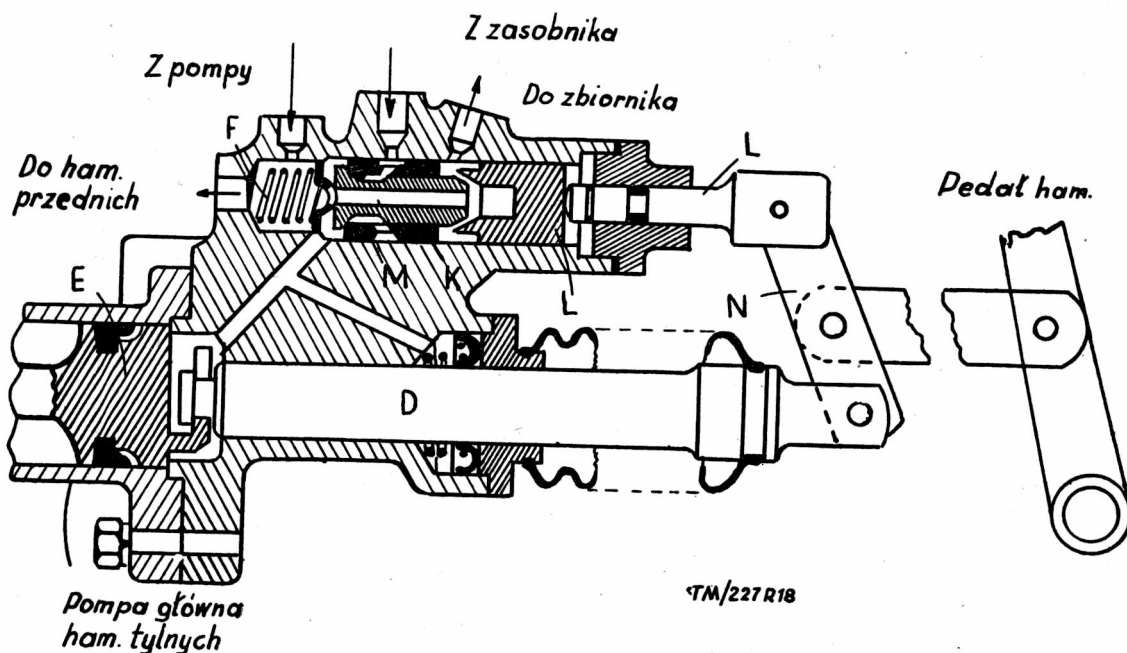


Rys. 16

w postaci cylindra z pływającym tłokiem, nad którym znajduje się powietrze pod ciśnieniem. Przestrzeń pod tłokiem wypełniona jest olejem hamulcowym i połączona z pompą za pomocą przewodu z samoczynnym nastawnym zaworem odcinającym H .



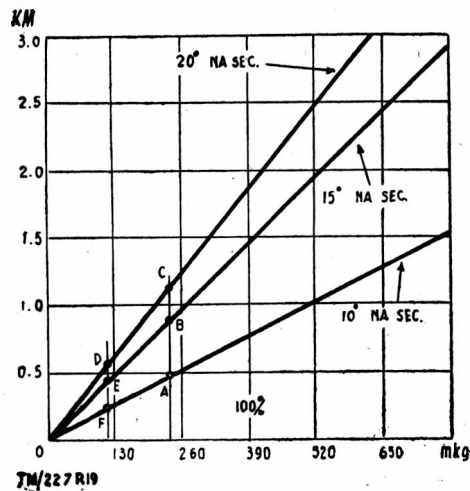
Rys. 17



Rys. 18

Gdy ciśnienie płynu w zasobniku spada poniżej pewnej określonej wartości, na którą nastawiony jest zawór *H*, ten ostatni przepuszcza ciecz z pompy do zasobnika. Po osiągnięciu w zasobniku przepisowego ciśnienia zawór *H* odcina go i przepuszcza olej bezpośrednio z pompy do wzmocniacza właściwego *C*. W razie zwolnienia obrotów pompy lub jej zatrzymania, olej zostaje przepuszczony z zasobnika do wzmocniacza przez osobny filtr. Wzmocniacz rys. 18 stanowi jedną całość z pompą główną hamulcową, której tłok połączony z popychaczem *D*. Nad popychaczem mieści się zawór rozdzielczy składający się z dwóch głównych członów *K* i *L*. Członki te w czasie spoczynku hamulca są odsunięte nieco od siebie (położenie na rysunku) dzięki czemu olej napływający z pompy przez zawór odcinający może przepływać wewnętrznym kanałem członka *K* i dalej przerwą między członami z powrotem do zbiornika *B*. W ten sposób uniemożliwiony jest wzrost ciśnienia w przestrzeni *F*. Po naciśnięciu pedału hamulcowego człon *L* opiera się o człon *K* odcinając odpływ cieczy do zbiornika. W przestrzeni *F* wzrasta ciśnienie działające równocześnie z jednej strony na człon *L*, z drugiej zaś na tłok pompy głównej *E*. Gdy ciśnienie wzrośnie na tyle, że nacisk na człon *L*, a za nim na górny koniec dźwigni dwuramiennej *N* przewyższy nieco siłę wywartą przez pedał hamulcowy, człon *L* odsuwa się nieco w prawo wypuszczając z powrotem do zbiornika tyle cieczy, że ciśnienie w komorze *F* przestaje wzrastać i utrzymuje się na stałym poziomie aż do zwiększenia nacisku na pedał względnie jego zwolnienia.

W przypadku naciśnięcia na pedał hamulcowy przy stojącej pompie człon *K* zostaje odsunięty od swego gniazda w nieruchomej tulei *M*, co pociąga za sobą połączenie przestrzeni *F* z za-



Rys. 19

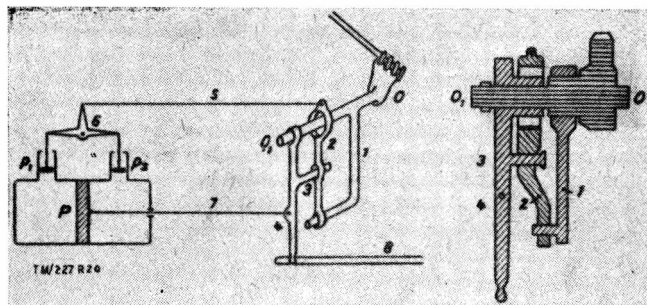
sobnikiem, który w tym przypadku jest dostarczycielem oleju pod ciśnieniem.

Zasobnik zaopatrzony jest od strony powietrznej w zawór regulacyjny, dzięki któremu ciśnienie powietrza nie może przekroczyć pewnej określonej wartości, zwykle 30 — 35 atn.

Jak widać na rys. 18 urządzenie jest wzmocniaczem w ścisłym znaczeniu tego słowa tylko w stosunku do hamulców kół tylnych, podczas gdy cylindry hamulcowe kół przednich zasilane są olejem pod ciśnieniem bezpośrednio z komory *F*, czyli że w stosunku do nich wzmocniacz jest tylko zaworem sterującym. Celem takiego rozwiązania ma być zapewnienie pewnego wyprzedzenia w rozpoczęciu hamowania hamulcami tylnymi w stosunku do przednich — jako jeszcze jeden sposób zapobiegania zarzuceniu pojazdu przy hamowaniu.

Wzmocniacze mechanizmów kierowniczych

Kryterium potrzeby zastosowania wzmocniacza w danym mechanizmie kierowniczym jest nie tylko stosunek momentu potrzebnego do obrotu kół kierowanych do momentu na osi kolumny kierowniczej, lecz również czas potrzebny do wykonania tego obrotu. Czas ten nie może, ze względów bezpieczeństwa przekroczyć pewnej granicy określonej wielkością i przeznaczeniem pojazdu. Innymi słowy, by zdecydować czy w danym projekcie pojazdu zachodzi potrzeba wprowadzania serwa kierownicy należy stwierdzić, czy moc potrzebna przy obrocie koła kierowniczego nie leży poniżej pewnej wartości granicznej.

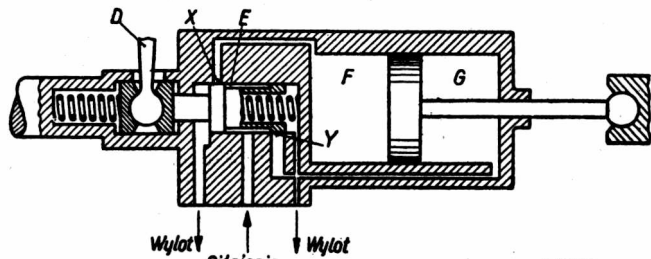


Rys. 20

Jak wykazały liczne doświadczenia, moment statyczny potrzebny do obrotu na postoju kół kierowanych około sworzni zwrotnic mieści się w b. szerokich granicach — od 20 mkG i mniej w małych wozach osobowych do 800 mkG w wielkich ciężarówkach o obciążeniu osi przedniej rzędu 10 t. Z drugiej zaś strony max. siła przyłożona na obwodzie koła kierowniczego nie przekracza średnio 40 — 50 kG. Opisany przypadek i potrzeba użycia tak dużej siły zachodzi rzadko, lecz nie można go

wykluczać z rozważań. Widać, że przy obciążeniu osi przedniej przekraczającym pewną wartość graniczną i przy niemożności powiększania przekładni ponad (w dużych ciężarówkach, p. niżej) max. 1 : 60 do skrótu kół na postoju potrzebna jest siła dodatkowa.

W czasie jazdy moment potrzebny do skrótu kół przednich jak wiadomo znacznie maleje, lecz i siła na kole kierowniczym nie powinna — jak wykazały doświadczenia radzieckie — przekraczać ok. 10 kG w pojazdach ciężarowych i ok. 5 kG w samochodach osobowych. Tak małą siłę nie trudno jest zapewnić np. w wozach popularnych o obciążeniu osi przedniej rzędu 400 kG, lecz do utrzymania jej w tych granicach w pojazdach cięższych niezbędne się staje użycie szeregu sposobów rozwiązań, których możliwość zastosowania i skuteczność posiadają jednak określone granice, powyżej których konieczne staje się zastosowanie wzmacniacza. Do rozwiązań tych należy:



Rys. 21

1. Zmniejszanie momentu potrzebnego do obrotu kół około osi zwrotnic. Oprócz właściwego rozwiązania łożyskowania zwrotnic służy do tego celu jak wiadomo przybliżenie miejsca styku opony z nawierzchnią do punktu „przebiecia“ nawierzchni przez przedłużenie osi sworzni zwrotnicy (kąt pochylenia kół, pochylenie sworzni zwrotnicy). Możliwość stosowania tego sposobu ograniczona jest względami konstrukcyjnymi.

2. Powiększenie sprawności przekładni mechanizmu kierowniczego. Sprawność ta, dawniej rzędu 30%, dzięki zastąpieniu w nowoczesnych mechanizmach kierowniczych tarcia ślizgowego tarciami potoczystym (ślimak globoidalny z rolką, przekładnia Rossa z palcem łożyskowanym w łożyskach stożkowo-walkowych, wreszcie „gwint kulkowy“ Saginaw — Bendix) została podwyższona do 85% i więcej — dalsze podwyższenie mało prawdopodobne.

3. Powiększenie przekładni mechanizmu kierowniczego. Jest ono ograniczone wspomnianym wyżej warunkiem zapewnienia należytej szybkości skrótu kół, która jak wykazały doświadczenia powinna dla wozów lekkich wynosić ok. 20^o na sek., co odpowiada około 4 sekundom na pełny skręt kół, od oporu. Dla pojazdów ciężarowych czas ten może wynosić 6 — 8 sek., czyli szybkość 10 — 15^o na sek. Doświadczenie uczy poza tym, że dla zapewnienia tej szybkości ilość obrotów koła kierowniczego od oporu do oporu nie powinna przekraczać 3 — 3,5. Do niedawna, w szeregu dużych pojazdów osobowych amerykańskich ilość ta była wyśrubowana do rzędu 5 i więcej obrotów, co zostało uznane za jedną z przyczyn dużej ilości wypadków i niemało przyczyniło się do wielkiego wzrostu popularności wzmacniaczy kierownic. Dochodzimy w ten sposób do granicy przełożenia w mechanizmie kierowniczym wynoszącej ok. 1 : 24 w samochodach osobowych i max. 1 : 60 w ciężarowych.

Maksymalna wartość mocy kierowcy przy obrocie kołem kierowniczym nie przekracza 0,5 KM. Jak widać z wykresu na rys. 19 zastosowanie wzmacniacza staje się potrzebne powyżej wartości momentu na sworzniach zwrotnic przekraczającej 130 mkG dla pojazdów osobowych i lekkich ciężarowych i ok. 260 mkG dla wozów ciężkich. Zaznaczyć należy, że wykres sporządzony został celowo przy założeniu 100% sprawności przekładni, przy wykorzystaniu go więc należy wprowadzić odpowiednią dla danego mechanizmu kierowniczego indywidualną poprawkę.

Przechodząc do opisu budowy wzmacniaczy mechanizmów kierowniczych zaznaczyć należy, że jednym z głównych problemów jest tu (w jeszcze wyższym stopniu niż we wzmacniaczach hamulcowych) konieczność zredukowania do możliwego minimum luzu w układzie obciążającego się zwłoka we włączeniu się wzmacniacza do współpracy z kierowcą. Poza tym, układ kierowniczy w przypadku uszkodzenia wzmacniacza powinien dać się bez zwłoki dalej prowadzić ręcznie.

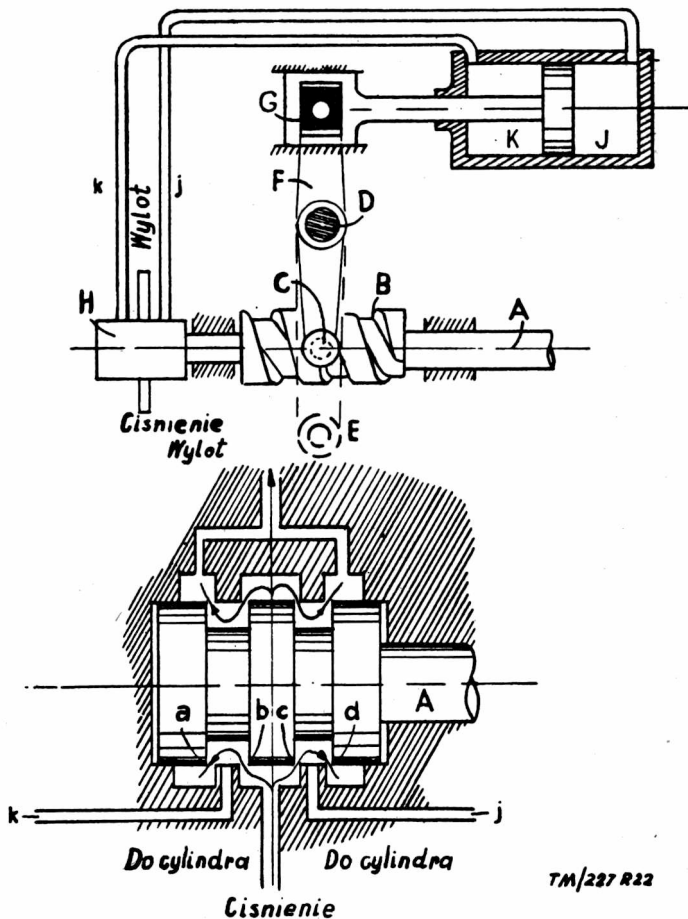
Odnosnie źródła energii większość wzmacniaczy dzieli się na pneumatyczne (przeważnie nadciśnieniowe) i hydrauliczne, dużo rzadziej elektryczne. O wyborze decyduje po pierwsze istnienie gotowego źródła energii w pojeździe (np. pompy lub sprężarki układu hamulcowego), po drugie zaś okoliczności, czy wzmacniacz ma być dodany do istniejącego typu, czy też zaprojektowany integralnie, przy czym w tym ostatnim przypadku najczęściej spotyka się układy hydrauliczne.

Na rys. 20 uwidocznił schemat typowego wzmacniacza pneumatycznego dodanego w podwoziu ciężkim. Składa się on z trzech zasadniczych zespołów:

- z układu dźwigni osadzonych na wale głównym mechanizmu kierowniczego
- z zaworów rozrządczych P_1 i P_2
- z cylindra z tłokiem podwójnego działania P .

Obrót koła kierowniczego pociąga za sobą obrót dźwigni 1, co z kolei pociąga za sobą w pierwszej chwili obrót dźwigni 2 około palca 3 (jako chwilowej osi obrotu) dźwigni 4, która jako związana z układem kierowniczym jest w pierwszej chwili nieruchoma. Dźwignia 2 obracając się (o tyle o ile pozwala lub względem wału głównego oo_1) działa za pośrednictwem cięgna 5 i dźwigni 6 na zawory P_1 i P_2 , z których jeden wpuszcza powietrze sprężone do cylindra na jedną stronę tłoka, drugi zaś łączy drugą stronę tłoka z atmosferą. Tłok za pośrednictwem cięgna 7 i dźwigni 4 działa na drążek podłużny 8 układu kierowniczego.

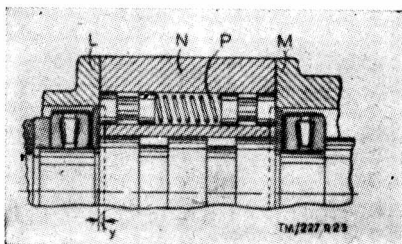
Z chwilą zaprzestania obrotu kierownicy dźwignia 4 za pośrednictwem palca 3 dźwigni 2, która w tym przypadku wykonywa obrót w granicach luzu około dolnego palca ramienia 1 i cięgna 5 powoduje zamknięcie zaworów i co za tym idzie zatrzymanie tłoka P .



Rys. 22

W przypadku wychylenia kół z powodu nierówności drogi wzmacniacz ten (jak można łatwo wystudiuować z rysunku) reaguje samoczynnie i naprowadza natychmiast koła we właściwe położenie. Wzmacniacz zawiera oczywiście sprężarkę i zasobnik, których nie uwidocznił na rysunku. Wzmacniacze podciśnieniowe są zbudowane zupełnie podobnie, przy czym z reguły przy

nieruchomym kole kierowniczym z obu stron tłoka panuje podciśnienie, a ruch kierowniczy powoduje jednostronne połączenie cylindra z atmosferą. Wzmacniacze hydrauliczne są zwykle integralne i są unieruchamiane olejem pod ciśnieniem do 70 atm. Zasada działania pokazana jest na rys. 21. Cylinder *A* zajmuje miejsce drążka podłużnego mechanizmu kierowniczego i jest połączony jednym końcem (za pomocą przegubu kulowego) z walem kierowniczym, podczas gdy tłoczek połączony jest w taki sam sposób z ramą pojazdu. Ramie mechanizmu kierowniczego *D* uruchamia zawór sterujący uwidoczniony osobno. Gdy koło kierownicze obraca się w takim kierunku, że ramie *D* zostaje obrócone w kierunku wskazówek zegara, wówczas zawór *E* zostaje przesunięty w lewo otwierając dopływ *x* cieczy pod ciśnieniem oraz odpływ *y*. W ten sposób ciśnienie w komorze *F* cylindra wzrasta, w komorze *G* zaś maleje. Cylinder jako całość zostaje przesunięty w lewo działając odpowiednio na układ drążków kierowniczych. Ruch ten jednak powraca zawór *E* do położenia równowagi, z którego może znów wyjść na skutek dalszego ruchu ramienia *D* w lewo. W przypadku uszkodzenia wzmacniacza sterowanie odbywa się ręcznie, przy czym dla skasowania ew. oporu cieczy, w tłoku przewidziany jest zawór przepustowy otwierający się samoczynnie w razie spadku ciśnienia cieczy.



Rys. 23

Inny układ pokazany jest na rys. 22. Tutaj koło kierownicze osadzone jest na wale *A*, którego drugi koniec posiada gwint *B* współpracujący z palcem *C*. Ten ostatni osadzony jest w łożyskach stożkowo-wałkowych na ramieniu osadzonym na wale głównym *D* mechanizmu kierowniczego. Na wale tym osadzone jest również ramie mechanizmu kierowniczego *E*, które poza tym sprężone jest z tłokiem wzmacniacza za pośrednictwem górnego ramienia *F* i krzyżulca *G*. Na końcu wału *A*, za gwintem *B* mieści się zawór rozdzielczy *H* pokazany osobno na rys. 23. Gdy koło kierownicze zostaje obrócone np. w kierunku wskazówek

zegara, to w pierwszej chwili palec *C* pozostaje nieruchomy, a zato wał *A* wraz z gwintem *B* i zaworkiem *H* wykona mały ruch w lewo. Wskutek tego ruchu ciśnienie w przewodzie *j* wzrasta, a w przewodzie *k* maleje, co pociąga za sobą ruch tłoka wzmacniacza w lewo i obrót wału głównego w kierunku przeciwnym wskazówkom zegara oraz odpowiedni ruch kół kierowniczych. Obrót wału głównego powoduje ze swej strony powrót zaworu *A* do położenia równowagi, w którym pozostaje do chwili ew. wznowienia obrotu koła kierowniczego.

Działanie zaworu jest następujące. W położeniu równowagi przeloty *a*, *b*, *c*, *d* są jednakowe i spadki ciśnienia w przelotach *a* i *d* oraz *c* i *b* są sobie równe parami. W ten sposób ciśnienia w przewężeniach zaworu również są jednakowe, a więc i po obu stronach *K* i *J* tłoka będzie równowaga ciśnień. W razie przesunięcia zaworu w lewo przeloty *b* i *d* ulegają zacieśnieniu, przeloty zaś *a* i *c* — powiększeniu. Pociąga to za sobą opisany wyżej wzrost ciśnienia w przewodzie *j* i spadek w przewodzie *K*. Zawór jest tak wyregulowany, że w położeniu równowagi rzeczywiste ciśnienie w komorze *K* jest nieco wyższe niż w komorze *J*, a to dla zrównoważenia różnicy powierzchni pracujących tłoka dzięki istnieniu po jednej stronie tłocznika, którego przekrój odejmuje się od przekroju tłoka.

Zawór posiada pewną ilość sprężyn centrujących *P* (rys. 23). W położeniu równowagi sprężyny te nie działają na zawór, gdyż tłoczki ich opierają się o powierzchnie czołowe pokryw *L* i *E*. W ten sposób zawór zostaje uruchomiony dopiero wtedy, gdy reakcja na wale *A* od palca *C* przewyższy siłę sprężyn *P*. Stąd, jeżeli moment potrzebny do obrotu kół jest mały, to wał *A* nie przesuwają osiowo i sterowanie odbywa się ręcznie. Przeszczep między tłoczkami połączona jest z kanałem doprowadzającym ciecz pod ciśnieniem dzięki czemu siła sprężyn zostaje uzupełniona siłą oleju działającego na tłoczki.

LITERATURA

1. Ajzerman — Awtomatika pieriekliuczenia pieredacz Maszgziz 1951
2. Czudakow — Konstrukcja i rasczot awtomobila, Maszgziz 1951
3. Dean — Aversn — Automobile chassis design 1948
4. Chagette Jacques — Préces technique automobile, Dunod 1947
5. Jung — Kraftfahrzeugtechnik u. Reparaturpraxis, 1938
6. Kuns — Auto i Mechanics
7. Müller — Servo-Bremsen, ATZ r. 1934
8. Muchanow — Konstrukcja i rasczot awtomobila, Maszgziz 1945
9. Karsch — Samochód „Star 20“ instrukcja obsługi, 1953
10. Minc, Solski, Wójtowicz — Samochód, budowa, i eksploatacja wyd. MON.
11. Newton & Steeds — The Motor Vehicle 1950
12. Prévost — Organisation et fonctionnement des véhicules automobiles, tom II, Dunod 1935.
13. Rożanow — Pneumatyczskije oborudowanie awtomobilej. Maszgziz 1951
14. Werner Jerzy, prof. Naprawa samochodów, Warszawa 1953.

WARUNKI ZAMIESZCZANIE PRAC W CZASOPIŚMIE „TECHNIKA MOTORYZACYJNA“

1. Redakcja czasopisma „Technika Motoryzacyjna“ przyjmuje prace oryginalne nigdzie nie drukowane.
2. Artykuły powinny być napisane zwięźle i przejrzyste. Układ tematyczny powinien być jasny, podzielony na logiczne ustępy i zakończony konkretnymi wnioskami, powiązany z realnymi potrzebami przemysłu motoryzacyjnego oraz aktualnymi na danym etapie zagadnieniami gospodarczymi.
3. Redakcja zastrzega sobie prawo dokonywania wszelkich poprawek językowych, składniowych itp., uzupełniania nadsyłanych prac, jednak bez naruszenia zasadniczych myśli autora. Maszynopis nie powinien zawierać więcej niż 15 stron.
4. Wszystkie prace powinny być pisane na maszynie, jednostronnie, na arkuszu znormalizowanym A4, z pozostawieniem po lewej stronie 5 cm marginesu oraz podwójnym odstępem między wierszami dla umożliwienia dokonywania poprawek redakcyjnych. Liczba poprawek na jednej stronie nie może przekraczać pięciu. Wzory chemiczne i matematyczne muszą być podawane bez poprawek.
5. Wszelkie prace należy nadsyłać w dwóch egzemplarzach.
6. Przesyłane do umieszczenia wykresy, rysunki, mapy itp. należy wykonywać w jednym egzemplarzu w tuszu na papierze lub kalce kreślarskiej, w formacie nie większym niż 950 × 700 mm. Opisy i znakowanie ilustracji powinny być wykonane piśmem technicznym. Fotografie winny być wykonane na błyszczącym papierze, możliwie na jasnym tle.
7. Rysunków i fotografii nie należy zginać.
8. Rękopisy, rysunki i fotografie z prac wydrukowanych nie są zwracane autorom. Prace niewykorzystane przez redakcję mogą być zwrócone tylko po uprzednim zastrzeżeniu.
9. Redakcja nie przyjmuje zobowiązań co do terminu zamieszczenia na łamach czasopisma prac zakwalifikowanych do druku.
10. Autorzy prac są odpowiedzialni za poglądy w nich wyrażone.

Gwiazdkami, obok porządkowych liczb artykułów, oznaczone są publikacje znajdujące się w bibliotece Biura Konstrukcyjnego Przemysłu Motoryzacyjnego. Stosowana jest klasyfikacja dziesiętna, wydanie polskie.

J. TEORIA POJAZDÓW MECHANICZNYCH. ZASADY OBLICZEŃ I KONSTRUKCJI.

661* 629.113.071:072:621.431.73.018.7

656.052.42/47

I BKPMot.

EBERHORST R. **Czas jazdy i przyspieszenia.** „Fahrzeit und Beschleunigung“. ATZ, Stuttgart, mies., Nr 1, stycz. 54, s. 7; 29 × 21 cm., 1 str. —

Sposoby określenia średniego przyspieszenia samochodu na poziomie jezdni. Zależności między szybkością, czasem jazdy, drogą, ciężarem pojazdu i mocą silnika. Wpływy błędów pomiaru czasu i szybkości.

K. POJAZDY MECHANICZNE.

662* 629.118/6(061.4)

K BKPMot

WINKLER G. **Postępy w budowie motocykli. Sprawozdanie z wystawy motocyklowej we Frankfurcie 1953 r.** „Fortschritte im Kraftradbau. Bericht von der Frankfurter Motorradausstellung 1953 r. ATZ, Stuttgart, mies., Nr 12, grud. 53, s. 334, 29 × 21 cm., 7 str., 12 fot., 9 rys., 1 tabl., 6 poz. bibl. —

Omówienie stanu rozwojowego motocykli wystawionych na wystawie we Frankfurcie w r. 1953, przy czym z uwagi na różnorodność konstrukcji szczegóły charakterystyczne opisano oddzielnie dla każdego typu. Liczne fotografie i zestawienie danych technicznych uzupełniają ciekawy materiał o charakterze ogólnokonstrukcyjnym.

663* 629.118.5/6(061.4)

K BKPMot.

Motocykle na jesiennych targach lipskich 1953 r. „Krafträder auf der Leipziger Herbstmesse 1953“. ATZ, Stuttgart, mies., Nr 1, stycz. 54, s. 25, 29 × 21 cm., 1 str. 4 fot. —

Krótki przegląd motocykli wystawionych na jesiennych targach lipskich 53 r. przez NRD, Węgry, Czechosłowację, ZSRR oraz Chiny. Omówienie ograniczone do podania głównych danych technicznych i niektórych szczegółów konstrukcyjnych niewielu typów w.w. pojazdów.

664* 629.118.5/6.73:629.117.2

K BKPMot.

BAKER A.: **Przegląd techniczny modeli na 1954.** „The 1954 models — a technical review“. Mot. Cycle, London, tyg., t. 91, Nr 2641, list. 53, s. 687; 30 × 21 cm., 5 str., 9 rys. —

Analiza rozwoju konstrukcji motocykli na modelach na 1954 r. Wzrost popularności małych silników 4-taktowych (250 cm³) ze względu na ekonomię paliwa. Rozpowszechnianie się prądu prądu zmiennego, regulowanego zawieszania tyłu, ram tłoczonych. Stosowanie resorowania koła przyczepki i hamulca koła przyczepki. Widoki zastosowania hamulca hydraulicznego do koła przyczepki i tylnego koła motocykla. Perspektywy walki konkurencyjnej trójkołowców i motocykla z przyczepkami z samochodami popularnymi.

665* 629.118.5/6:629.118.011.5:629.118.012.857.4

K BKPMot.

Czechosłowacki skuter. „Czechoslovak scooter“. Mot. Cycle, tyg., t. 91, Nr 2634, paźdź. 53, s. 453; 30 × 21 cm., 1 str., 2 fot.

Opis i wrażenia z próbnego jazdy prototypu czechosłowackiego skutera zbudowanego przez praskiego inżyniera J. Hausmanna na bazie silnika C. Z. 150 cm³. Przyszły wariant przewiduje stosowanie silnika Jawy 350 cm³. Na uwagę zasługuje proste w wykonaniu i ładne nadwozie skutera zmontowane na ramie rurowej, dobre zawieszenie na wahaczach przodu i tyłu i doskonała sterowność. Fotografie skutera.

666* 629.118.3

K BKPMot

torfahrrades“. ATZ, Stuttgart, mies., Nr 12, grud. 53, s. 340, tor fahrrades“. ATZ, Stuttgart, mies., Nr 12, grud. 53, s. 340, 29 × 21 cm., 1 str., 5 fot. —

Dalsza część artykułu o tym samym tytule podanego w ATZ 1953 na str. 276—283 i 316—317, obejmująca ogólnokonstrukcyjne dane motorowerów produkcji niemieckiej. Ponadto zawarte są przepisy prawne określające pojęcie „motoroweru“, ceny sprzedaży i wielkość produkcji tych pojazdów w Niemczech Zachodnich.

667* 629.114.5:629.113.011.5(061.4)

K BKPMot.

THOMAS P. M. A. **Wystawa w Brukseli.** „Brussels show“. Bus

a. Coach, London, mies., t. 26, Nr 2, stycz. 54, s. 42; 29 × 21 cm., 5 str., 1 fot. —

Przegląd nowych konstrukcji autobusów wystawionych w Brukseli (16—27 stycz. 54 r.). Omówienie układów mechanizmów przeniesienia dwóch nowych podwozi autobusowych produkcji belgijskiej firmy Brossel Frères z silnikami Leyland 5,75 l i 9,8 l umieszczonymi z tyłu. Krótka wzmianka o konstrukcji nadwozia samoniosącego autobusu Magirus — Dente. Większość wystawionych brytyjskich autobusów z silnikiem pod podłogą. Wzmianki o ciekawych rysach nadwozi holenderskich Van Hool oraz Van Doornes Automobielfabrik, o autobusie Bussing z silnikiem pod podłogą o specjalnym silniku autobusowym M.A.N. oraz o szwedzkich autobusach Scania Vabis.

668* 629.114.5:629.113.06:662.6/9

K BKPMot.

Niezależne urządzenie ogrzewania autobusu. „Self-contained coach heater“. Bus a. Coach, London, mies., t. 26, Nr 2 stycz. 54, s. 63; 29 × 21 cm., 1 str., 2 fot. —

Opis urządzenia do ogrzewania autobusów produkowanego przez przedsiębiorstwo Wey-Leather Co Ltd. Instalacja składa się z komory spalania otoczonej cylindryczną osłoną. Przez przestrzeń zawartą pomiędzy komorą spalania a osłoną przepływa powietrze pod działaniem dwóch wentylatorów. W komorze spala się rozpylony olej gazowy lub nafta. Zapalanie się paliwa pod wpływem elektrycznej świecy żarowej.

669* 629.113.06.662.6/9

K BKPMot.

STAMSI K.: **Ogrzewanie pojazdów mechanicznych.** „Die Heizung von Kraftwagen“. Kraftfzgtechn., Berlin, mies., t. 3, Nr 12, grud. 53, s. 386; 29 × 21 cm., 4 str., 14 rys. —

W dalszym ciągu artykułu zamieszczonego w nr 11/1953 opisane zostały urządzenia grzejnikowe przy wyzyskaniu ciepła gazów wydechowych i wody chłodzącej oraz podano przykłady grzejników benzynowych i ropowych. Te ostatnie znalazły zastosowanie w autobusach i są całkowicie niezależne od pracy silnika.

L. SILNIKI POJAZDÓW MECHANICZNYCH ICH MECHANIZMY I ELEMENTY SKŁADOWE

670* 621.436-71:621.892.097.2

L BKPMot.

STAHLMANN G.: **Chłodzenie oleju silników wysokoprężnych.** „Die Rückkühlung des Schmieröls der Dieselmotoren“. ATZ, Stuttgart, mies., Nr 1, stycz. 54, s. 15, 29 × 21 cm., 1,5 str., 2 rys. —

Opis zasadniczych konstrukcji chłodnic oleju do silników wysokoprężnych. Podane są metody obliczeniowe takich chłodnic, pozwalające na dostateczną ocenę konstrukcji. Dane teoretyczne mogą znaleźć praktyczne zastosowanie przy projektowaniu.

671* 629.113.01:629.118.5/6

L BKPMot.

KÖNIG A.: **Elementy konstrukcyjne i osprzęt motocyklowy.** „Motorrad — Konstruktionsteile und Zubehör“. ATZ, Stuttgart, mies., Nr 1, stycz. 54, s. 11; 29 × 21 cm., 3,5 str., 7 fot., 2 rys., 2 wykr. —

Interesujący przegląd części konstrukcyjnych i osprzętu do motocykli i motorowerów, obejmujących szeroki zakres produkcji jak: uszczelki, elementy sprzęgieł, hamulców hydraulicznych, zawieszania kół oraz tłumików. Przegląd konstrukcji skrzyni przekładniowych. Wyposażenie kierownika, łańcuchy, śruby z zabezpieczeniem i ogumieniem.

672* 629.113.01:621.43.038.5(088.8)

L BKPMot.

SMITH D. H.: **Pompka wtryskowa o jednym elemencie tłoczącym z rozdzielnikiem.** „Single-element distributor pump“. Bus a. Coach, London, mies., t. 26, Nr 2, stycz. 54, s. 57; 29 × 21 cm., 0,5 str., 1 rys. —

Zasada działania jednocyldrowej pompki wtryskowej zasilającej kilka cylindrów opatentowanej przez firmę Robert Bosch G. m. & H. (patent Nr 698.258). Element tłoczący podobny do normalnie spotykanych w pompach wtryskowych Boscha. Zawór rozdzielnicy posiada ruch obrotowy i posuwowy. Otwory w tłoku zaworu połączone z elementem tłoczącym w czasie ruchu trafiają kolejno na odpowiednie otwory prowadzące do przewodów wtryskowych poszczególnych cylindrów.

673* 621.431.73:621.436-144.4(088.8)

L BKPMot.

SMITH D. H.: **Silniki dwusuwowe na przełomie.** „Twostroke around the corner“. Bus a. Coach, London, mies., t. 26, Nr 2, stycz. 54, s. 56; 29 × 21 cm., 0,5 str., 1 rys. —

Wzmianka o nowym typie wysokoprężnym silnika dwusuwowego opatentowanego (patent Nr 696.557) przez Leyland Motors Ltd i A. Muellera. Ładowanie odbywa się u góry cylindra przy pomocy sprężarki i jest sterowane przez przesuwającą tuleję poruszającą przez dźwignię napędzaną przez wały korbowe. Wydech przez szczeliny w cylindrze, których odsłanianie steruje górna krawędź tłoka.

674* 621.436.13.001:p.629.113.0.56.36.004.6 L BKPMot. 004.6

KRAMOLD G.: Stan rozwoju dwusuwowych silników wysokoprężnych dla napędu samochodów. „Entwicklungsstand der Zweitakt — Dieselmotoren für Kraftfahrzeuge“. Kraftfzgtechn., Berlin, mies., t. 3. Nr 12, grud. 53, s. 374; 29 × 21 cm., 1,5 str., 1 wykr., 1 tabl. —

Końcowa część artykułu zamieszczona w nr 11/5953. Przeanalizowano przebieg krzywej momentu oraz wartości jednostkowego zużycia paliwa dla dwutaktowych silników wysokoprężnych. Przegląd i ocena istniejących obecnie rozwiązań konstrukcyjnych oraz wysnuenie wniosku o pełnej możliwości zastosowania wysokoprężnych dwusuwów do napędu samochodów.

675* 621.431.73-225(088.8) L BKPMot. SMITH D. H.: Zawieranie zasysanego powietrza. „Intake air swirl“. Bus a. Coach, London, mies., t. 26, Nr 2, stycz. 54, s. 53; 29 × 21 cm., 0,5 str., 1 rys. —

Wzmianka o patencie Nr 698.945 będącym własnością Leyland Motors Ltd, i N. Tattersalla i obejmującym konstrukcję specjalnie ukształtowanego kanału ssącego stwarzającego ruch zasysanego powietrza wokół osi cylindra.

676* 621.431.73-713.1/3 L BKPMot.

WILKE W.: O cieczach chłodzących do silnika spalinowego. „Über Kühlungsflüssigkeiten für den Verbrennungsmotor“. ATZ, Stuttgart, mies., Nr 1, stycz. 54, s. 21; 29 × 21 cm., 3,5 str., 5 wykr., 1 tabl. 9 poz. bibl. —

Zalety stosowania wody, jako środka chłodzącego w silnikach spalinowych. Tworzenie się kamienia kotłowego. Korozyjne działanie wody. Środki zapobiegające zamarzaniu cieczy chłodzących. Omówienie własności dodatków przeciwdziałających zamarzaniu wody w silniku. Jedno- i wielwartościowe alkohole, jako środki chłodzące. Nowoczesne ciecz chłodzące z rodziny organicznych związków krzemowych.

677* 621.431.73:621.436(088.8) L BKPMot.

SMITH D. H.: Jeszcze o przestrzeni roboczej Lanova. „More about Lanova“. Bus a. Coach, London, mies., t. 26, Nr 9, stycz. 54, s. 58; 29 × 21 cm., 0,5 str., 1 rys. —

Krótką wzmianką o opatentowanej przez firmę Lanova (patent Nr 698.945) konstrukcji przestrzeni roboczej silnika wysokoprężnego, będącej modyfikacją poprzednio opatentowanej. Otwór wylotowy zasobnika powietrzny skierowany nie przeciwnie do wtryskiwacza, lecz nieco pochylony w stronę tłoka. Lekkie wgłębienie w tłoku.

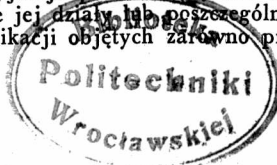
678* 629.113.5:621.438 L BKPMot.

SCHOPPE F.: Perspektywy zastosowania turbin gazowych do napędu pojazdów drogowych. „Die Aussichten der Gasturbinen zum Antrieb von Strassenfahrzeugen“. ATZ, Stuttgart, mies., t. 54, Nr 1, stycz. 52, s. 6; 30 × 21 cm., 6 str., 1 rys., 8 wykr., 2 tabl. —

Analiza możliwości zastosowania turbin gazowych do napędu samochodów wykazuje nieopłacalność w stosunku do używanych silników, w szczególności wskutek wysokiego zużycia paliwa przy częściowym obciążeniu. Z dowodzeń matematycznych wynika, że stosowanie dyfuzora w kompresorze jest przyczyną niskiej sprawności i wymaga innego rozwiązania konstrukcyjnego. Konieczna jest praca w wyższych temperaturach i stosowanie tańszego paliwa np. pyłu węglowego.

M. MECHANIZMY PODWOZIA POJAZDÓW MECHANICZNYCH.

679* 629.113:621-592.1 M BKPMot.

SMITH D. H.: Hamulce tarczowe o samowzmacniającym się działaniu. „Disc brake with self-servo“. Bus a. Coach, London, mies., t. 26, Nr 2, stycz. 54, s. 53; 29 × 21 cm., 0,5 str., 1 rys. — Krótki opis działania i konstrukcji samochodowych hydraulicznych hamulców tarczowych, opatentowanych przez M. Strausa New York (patent Nr 694.085). Ciśnienie hydrauliczne rozpie-


jące dwie tarcze cierne i przyciskające je do odpowiednich płaszczyzn powoduje wzajemny ruch tarcz względem siebie wzmacniając w ten sposób docisk.

680* 629.113:621-592.527 M BKPMot.

Hamulec wydechowy Ashanco. Uruchamiany elektrycznie hamulec dla pojazdów z silnikiem wysokoprężnym. „Ashanco exhaust brake. An electrically controlled unit for Diesel engine vehicles“. Auto Engr., London, mies., t. 44, Nr 1, stycz. 54, s. 16; 29 × 21 cm., 1 str., 1 fot. —

Opis konstrukcji hamulca wydechowego typu Ashanco uruchamianego elektrycznie. Zalety hamulców wydechowych. Wady urządzenia do mechanicznego uruchamiania hamulca wydechowego i zalety włączania elektrycznego.

681* 629.113:621-592.35 M BKPMot.

SMITH D. H.: Hamowanie elektro-magnetyczne. „Electromagnetic braking“. Bus a. Coach, London, mies., t. 26, Nr 2, stycz. 54, s. 56; 29 × 21 cm., 0,5 str., 2 rys. —

Wzmianka o dwóch rozwiązaniach konstrukcyjnych, opatentowanych przez francuski koncern Electro Mecanique de l'Aveyron mających za zadanie opanować nadmierne grzanie się hamulców, pojazdów mechanicznych, działających na zasadzie prądów wirujących. Patent Nr 698.478 obejmuje wirującą osłonę obejmującą hamulec powodującą przepływ powietrza omywającego grzejące się części. Patent Nr 698.442 zawiera konstrukcję ułożyskowania hamulca przeciwdziałającą rozszerzaniu się i tarcia o siebie poszczególnych elementów.

682* 629.113:629.113.011.1 M BKPMot.

DEAN-AVERNS R.: Konstrukcja podwozia samochodowego. „Automobile chassis desing“. Wyd. 2, London, 1952, Iliffe and sons, Ltd. 30 szyll, D, A 5, 363 str., 15 fot., 157 rys., 75 wykr., 29 tabl. —

Sposób działania, metody obliczeń i konstrukcja głównych zespołów podwozia samochodowego. Mechanika pojazdu. Konstrukcja ramowa i samonośna samochodów. Niezależne zawieszenie kół i projektowanie resorów. Pomiary naprężeń, walka z korozją. Łączniki gumowe, przekładnie planetarne i inne elementy mechanizmów podwozia. Przykłady obliczeń oraz duża ilość wykresów czynią książkę b. przydatną dla konstruktorów i studentów.

T. TECHNOLOGIA I PRODUKCJA

683* 621.436-232.1:629.914:658.561 T BKPMot.

Specjalne obrabiarki do produkcji silników wysokoprężnych. „Special purpose machines for Diesel engine production“. Machinery, London, tyg., t. 34, Nr 2152, luty 54, s. 315; 29 × 18 cm., 9,5 str., 16 fot. —

Opis specjalnych obrabiarek i obróbki na nich części silników typu L4 w zakładach F. Perkins Ltd. Opis automatycznej linii obróbki (Archdale) głowic cylindrowych, operacje na sześciu stanowiskach tej linii. Frezowanie płaszczyzn bloku cylindrowego na frezarce Heller Duplex. Wiercenie, gwintowanie i rozwiercanie otworów w bloku na liniach obróbkowych Burkhardt and Weber, wiercenie przewodów olejowych. Przeciąganie dźwigni zaworowych na specjalnej przeciągarce. Urządzenie do hartowania pracujących płaszczyzn dźwigni zaworowych.

684* 621.785.6:621.9.032 T BKPMot.

FISCHER O.: Hartowanie staliwa przy pomocy płomienia. „Brennharten von Stahlguss“. ATZ, Stuttgart, mies., Nr 1, stycz. 54, s. 16, 29 × 21 cm., 4 str., 14 fot., 1 rys., 6 wykr. —

Porównanie obróbki termicznej stali i staliwa. Warunki i sposoby obróbki termicznej staliwa. Urządzenia do hartowania serijnego. Forma zamówienia staliwa przeznaczonego do hartowania. Wady materiałowe i sposoby ich naprawienia.

685* 621.914:621.471.73-222.4 T BKPMot.

Frezowanie głowic cylindrowych samochodów Ford na obrabiarkę Becker. „Milling Ford cylinder heads on a Becker Machine“. Machinery, London, tyg., t. 34, Nr 2151, luty 54, s. 299; 25 × 18 cm., 2 str., 2 fot., 1 rys. —

Obróbka głowic silników samochodowych Anglia i Perfect na specjalnej wielowrzecionowej frezarce Becker and Co w zakładach Ford Motor Company Ltd. Dagenham. Krótki opis frezarki o obrotowym stole i trzech wrzecionach oraz uchwytów mocujących głowicę. Przebieg frezowania płaszczyzn głowicy.

Niniejszy Przegląd Bibliograficzny zawiera jedynie część analiz dokumentacyjnych publikacji z zakresu motoryzacji. Pełna dokumentacja ukazuje się w postaci kart dokumentacyjnych wydawanych przez Centralny Instytut Dokumentacji Naukowo-Technicznej (Warszawa, al. Niepodległości 188). CIDNT przyjmuje pneumatycznie 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 bibliograficznym, jak i kartami dokumentacyjnymi.

I OGÓLNOKRAJOWA NARADA NORMALIZATORÓW

Komitet Organizacyjny I Ogólnokrajowej Narady Normalizatorów podaje do wiadomości, że w dniach **12 — 14 czerwca 1954 r.** odbędzie się w Warszawie w Domu Technika I Ogólnokrajowa Narada Normalizatorów.

Celem narady jest:

- 1) popularyzacja zagadnień normalizacyjnych,
- 2) przeanalizowanie trudności w pracach normalizacyjnych,
- 3) ustalenie wytycznych dla głównych kierunków prac normalizacyjnych i jej form organizacyjnych.

W ramach narady wygłoszone zostaną dwa referaty plenarne:

- 1) „Podstawy Normalizacji“ mgr Jarosław Zienkiewicz (referat opracowany przy współudziale Wydziału Studiów PKN),

- 2) „Osiągnięcia i zadania normalizacji polskiej“ — prof. Janusz Tymowski oraz 16 referatów sekcyjnych z zakresu normalizacji w:
1) Przemśle Maszynowym, 2) Górnictwie, 3) Hutnictwie, 4) Transporcie i Komunikacji, 5) Przemśle Chemicznym, 6) Przemśle Spożywczym, 7) Budownictwie i Materiałach Budowlanych, 8) Elektryce, 9) Przemśle Sprzętu Medycznego, 10) Bezpieczeństwie i Ochronie Pracy, 11) Rolnictwie, 12) Leśnictwie i przem. drzew. i papierniczym, 13) Przemśle Włókienniczym, 14) Przemśle Poligraficznym, 15) Geodezji i Kartografii, 16) Dokumentacji, Bibliografii i Bibliotekarstwie.

Informacji odnośnie narady udziela Biuro Komitetu Organizacyjnego Narady — Czackiego 3/5, tel. 674-61, wewn. 81.

Przegląd Techniczny — organ główny Naczelnej Organizacji Technicznej. Nr 5/54 zawiera następujące artykuły:

- Po raz dziesiąty święcimy 1 Maja w Polsce Ludowej.
- Na wspólnej drodze — inż. D. Gajewski.
- Podstawy ekonomicznego wykorzystania energii w zakładach przemysłowych — W. Callenberg.
- Jasny cement żużłowy — mgr E. Górecki.
- Nowa metoda tłumienia drgań przy toczeniu — W. K.
- Pierwsza ogólnokrajowa narada normalizatorów — mgr J. Zienkiewicz.
- O dalszy rozwój prac w dziedzinie słownictwa technicznego — inż. J. Switkowski.
- O tworzeniu nazw technicznych — prof. W. Fabierkiewicz.

— Plan wydawniczy PWT na rok 1954 — inż. H. Chmielewski.

— Plan wydawniczy PP „Wydawnictwa Komunikacyjne“ na rok 1954 — mgr S. Nawrocki.

— Ważniejsze pozycje planu wydawniczego Państwowych Wydawnictw Naukowych w dziedzinie książek technicznych na rok 1954 — inż. S. Beniger.

— Z działalności wydawniczej Państwowego Wydawnictwa Rolniczego i Leśnego — inż. W. Burzyński.

Nowiny techniczne z prasy zagranicznej. Sprawy organizacyjne NOT i stowarzyszeń. Krytyka i bibliografia. Biuletyn CIDNT. Przegląd Dokumentacyjny Zagadnień Dokumentacji. Przegląd Dokumentacyjny Metrologii. Kronika.

PAŃSTWOWE WYDAWNICTWA TECHNICZNE

Nowości wydawnicze

- Baturin W. W.: **Podstawy wentylacji przemysłowej.** Tłum. z ros. A. Wysocki. S. 348, zł 36.30 (w oprawie)
- Blümke F.: **Samochody pożarnicze.** S. 114, zł 8.—
- Ciupalski S.: **Maszynoznawstwo poligraficzne.** Część I. Naczelna Organizacja Techniczna. Stowarzyszenie Inżynierów i Techników Mechaników Polskich. Sekcja Poligrafów. S. 300, zł 13.60
- Janicki E., Kalata C., Kobyliński S.: **Systematyka wad odlewów stalowych z atlasem.** S. 143, zł 14.80 (w oprawie)
- Kaszirin A. I.: **Technologia budowy maszyn.** Tłum. z ros. W. Majewski i A. Moroz. S. 633, zł 74.— (w oprawie)
- Krupa L.: **Wrębiarki ścianowe.** Biblioteczka Górnicza. S. 111, zł 7.50
- Michel E., Dörrfeld W.: **Poradnik smarownika.** Tłum. z niem. J. Solik. S. 176, zł 20.50
- Najberg M.: **Obsługa akumulatorów ołowianych.** Seria „Będę fachowcem”. S. 60, zł 3.20
- Pawłowski S., Szymborski W.: **Ceramiczne tworzywa izolacji cieplnej.** S. 204, zł 16.—
- Piece grzewcze, walcownicze i kuźnicze.** Tom I. Praca zbiorowa pod red. Z. Wusatowskiego. S. 262, zł 28.50 (w oprawie)
- Przepisy bezpieczeństwa pracy w eksploatacji linii napowietrznych o napięciu ponad 35 kV.** Wyd. 3 poprawione. Biblioteka Ochrony Pracy. S. 91, zł 6.—
- Rafalski J.: **Transport wewnętrzny w przemyśle spożywczym.** S. 155, zł 11.30
- Rotkiewicz W.: **Technika odbioru radiowego.** Tom II. S. 452, zł 41.50 (w oprawie)
- Sawostjanow M. S.: **Mechanizacja transportu wewnętrznego w zakładach włókienniczych.** Tłum. z ros. S. Witkowski. S. 179, zł 12.80
- Smoliński A.: **Zasady wzmacniania.** Tom I. Podstawy teoretyczne. Wyd. 3, przedruk z klisz wydania 2 z erratą na końcu książki. S. 300, zł 15.—
- Sprzęt ochronny w elektroenergetyce.** Przepisy bezpieczeństwa pracy. Wyd. 2 poprawione i uzupełnione. Biblioteka Ochrony Pracy. S. 58, zł 4.70
- Szupp B.: **Podręcznik spawania acetylenowego.** Wyd. 3 poprawione i uzupełnione. S. 294, zł 22.— (w oprawie)

Do nabycia w księgarniach technicznych Domu Książki
i u kolporterów zakładowych



Z dniem 1 kwietnia 1954 r., utworzono cztery samodzielne przedsiębiorstwa wydawnicze, które przejęły działalność wydawniczą, prowadzoną w poprzednich latach przez Państwowe Wydawnictwa Techniczne, mianowicie:

Wydawnictwo Górniczo-Hutnicze w Stalinogrodzie, ul. Stawowa 19, tel.: 324-44, 324-45 — w zakresie górnictwa i hutnictwa oraz czasopism.

Wydawnictwo Przemysłu Lekkiego w Warszawie, ul. Ma-

zowiecka 4, tel.: 672-71 — w zakresie przemysłu lekkiego i przemysłu spożywczego.

Wydawnictwo „Budownictwo i Architektura“ w Warszawie, ul. Mazowiecka 4, tel.: 672-71 — w zakresie budownictwa, techniki sanitarnej, materiałów budowlanych i architektury.

Państwowe Wydawnictwa Techniczne w Warszawie, ul. Mazowiecka 4, tel.: 672-71 — w zakresie budowy maszyn, elektrotechniki, chemii, zagadnień ogólnotechnicznych oraz słownictwa technicznego.