

A 16 55 11

50

technika

MOTORYZACYJNA



NR 10(44)
1955 R.



PAŹDZIERNIK

WYDAWNICTWO NACZELNEJ ORGANIZACJI TECHNICZNEJ

TREŚĆ ZESZYTU

- Mgr. inż. Czesław Kordziński — Pompy wtryskowe paliwa lekkiego do silników spalinyowych
 Inż. mech. Jerzy Koronkiewicz — Metody porównywania właściwości roboczych silników wysokoprężnych — Część I.
 Techn. mech. — Stefan Zieliński — Gospodarka sprawdzianami w fabrykach samochodów
 Mgr inż. Edward Wodiczko — Urządzenia równoważące siły masowe układów korbowych
 Mgr inż. Fryderyk Bluemke, mgr inż. Jerzy Kowalski — Sprzęt motoryzacyjny na XXIV Międzynarodowych Targach Poznańskich
 Przegląd Dokumentacyjny Motoryzacji
 Przegląd Dokumentacyjny Transportu Samochodowego
 Z prasy Technicznej — Anormalne pasowania

UWAGA PRENUMERATORZY

Zawiadamiamy, że uległo zmianie konto, na które wpłaca się należności za prenumeratę ulgową i normalną naszego czasopisma.

Brzmi ono obecnie: „Ruch, Centrala Kolportażu Prasy i Wydawnictw, Warszawa, Srebrna 12, Konto: PKO 1-6-100.020”.

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.

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 Ruch, Centrala Kolportażu Prasy i Wydawnictw, W-wa, ul. Srebrna 12, po uprzednim wpłaceniu należności na PKO Nr 1-6-100.020.

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 1-6-100.020, z wyszczególnieniem opłaconych zeszytów. Cena pojedynczego zeszytu zł 6.— porto zł 0,45.

SKŁAD KOLEGIUM REDAKCYJNEGO

Redaktor Naczelny — inż. Ryszard Gdulewski

Sekretarz Redakcji — Krystyna Dargiel

Redaktor Techniczny — Mieczysław Dołowy

Redaktorzy działów: inż. Karol Biedrzycki, inż. Wiesław Stypulkowski, inż. Tadeusz Szujski i inż. Karol Pionnier.
 Sekretariat Redakcji Techniki Motoryzacyjnej czynny codziennie od godz. 9³⁰ do 16³⁰. Warszawa, ul. Czackiego 3/5,
 tel. 6.74.61 wew. 35.

NOT — Naczelna Organizacja Techniczna, Warszawa 1955.
 Nakład 2.550 egz. Ark. druk. 4. Pap. druk. sat. kl. V, 60 g, 86×122/16
 Oddano do skł. 23.8.55. Podp. do druku 13.10.55. Druk ukończ. 17.10.55.
 Druk im. Rewolucji Październikowej, W-wa. Zam. 1094c/55. B-6-125836

TECHNIKA MOTORYZACYJNA

MIESIĘCZNIK

ROK V

PAŹDZIERNIK 1955

ZESZYT 10

Mgr inż. CZESŁAW KORDZIŃSKI

POMPY WTRYSKOWE PALIWA LEKKIEGO DO SILNIKÓW SPALINOWYCH

Autor na wstępie omawia historyczny rozwój pomp wtryskowych lekkiego paliwa, po czym podaje warunki i wymagania konstrukcji pomp oraz ich podział, wreszcie opisuje poszczególne typy i rodzaje.

W jednym z poprzednich numerów „Techniki Motoryzacyjnej” zostały omówione zasadnicze zagadnienia, związane z zastąpieniem gaźnika przez układ wtryskowy (artykuł: „Wtrysk paliwa lekkiego do silników spalinowych”, T. M. nr 2, 1955 r.).

W artykule niniejszym zostanie szerzej omówiona konstrukcyjna strona zagadnienia, przy czym główny nacisk położony będzie na najbardziej odpowiedzialny i kosztowny element układu zasilania, tj. na pompę wtryskową.

Pierwsze badania nad zastosowaniem nowoczesnych urządzeń wtryskowych do silników spalinowych samochodowych zostały przeprowadzone około roku 1931 (Wright Corp.), a przedmiotem badań były pompy z rozdzielaczami. Następnie poczyniono szereg prób z pompami do silników wysokoprężnych (Diesla), początkowo bez wprowadzania żadnych zmian konstrukcyjnych, z wyjątkiem zmiany profilu krzywek wałka krzywkowego. Badania były prowadzone również w okresie ostatniej wojny i doprowadziły do stworzenia szeregu rozwiązań oryginalnych, specjalnie przeznaczonych do silników na paliwo lekkie: Bosch i Deckel — Niemcy; Ex-Cell-O i Fuel-charger — USA; CAV, SU-Carburettor Corp. i Lucas — Anglia. Urządzenia firmy Bosch znalazły szerokie zastosowanie w lotnictwie, przy czym należy zaznaczyć, że już w roku 1937 silniki Junkers JUMO 211 zaopatrzone były w urządzenie wtryskowe Bosch z pompą tłoczkową 12-cylindrową. W dziedzinie silników samochodowych również miały miejsce próby zastosowania systemu wtryskowego, m.in. zakłady BMW przeprowadzały badania silników o pojemności 2 i 3,5 litrów. Wyniki miały być zadowalające, lecz o konstrukcji układu brak bliższych danych. We Włoszech dokonano próby zastosowania wtrysku „elektrycznie sterowanego”, mianowicie w słynnych wyścigach „Mille Miglia” w roku 1940 startował wóz Alfa Romeo z silnikiem 2,5 l, wyposażony w oryginalne urządzenie wtryskowe firmy Caproni-Fuscaldo. Bardzo proste wtryskiwacze, umieszczone przed zaworami ssącymi, posiadały lekkie zaworki, sterowane elektromagnetycznie, zwykła zaś pompa zasilająca doprowadzała paliwo pod stałym ciśnieniem do przewodów wtryskiwaczy. Sterowanie wtrysku odbywało się w ten sposób, że prąd elektryczny z akumulatora czy prądnicy był doprowadzany do oddzielnych magnesów nad zaworkami poprzez rozdzielacz podobny do stosowanego w urządzeniach zapłonowych. Zaworki posiadały skok 0,2 mm, co umożliwiało natychmiastową reakcję w chwili otwarcia lub zamknięcia dopływu prądu do elektromagnesów. Przerwa w dopływie prądu powodowała zamknięcie zaworków pod działaniem delikatnych sprężyn. Opóźnienie reakcji na

zmianę wydatku miało być nie większe niż 0,0001 sek (przy zastosowaniu pompy wtryskowej wynosi ono $\sim 0,02$ sek, przy zasilaniu gaźnikowym $\sim 0,33$ sek).

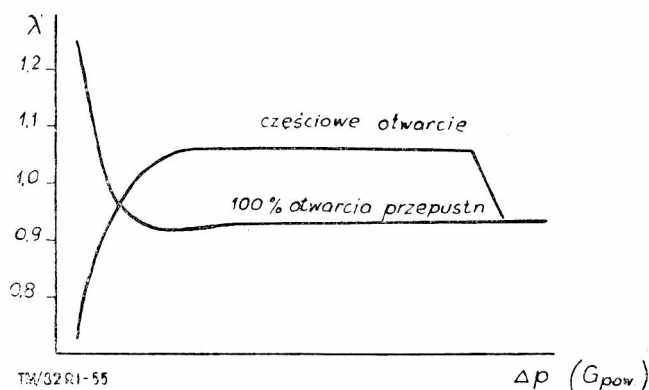
Ogólne wymagania stawiane urządzeniom wtryskowym

Układ wtryskowy, stosowany do silników wysokoprężnych, ma zapewnić doprowadzenie ściśle dawkowanych ilości paliwa do poszczególnych cylindrów i to w ściśle określonym czasie, wobec faktu, że wtrysk paliwa spełnia jednocześnie rolę urządzenia zapłonowego — jak również musi zagwarantować stworzenie w krótkim okresie czasu dobre wymieszanie ładunku palnego przez poprawne rozpylenie oleju gazowego w komorze spalania. Ponieważ jednak w silnikach Diesla paliwo nie jest dawkowane proporcjonalnie do ilości zasysanego powietrza, lecz tylko do obciążenia, regulacja ilości paliwa jest stosunkowo prosta. Mianowicie, przy niewielkim obciążeniu i niskich prędkościach obrotów silnik zasysa tę samą ilość powietrza co przy pełnym obciążeniu i tych samych obrotach, natomiast ilość wtryskiwanego paliwa stanowi w pierwszym przypadku tylko pewien procent ilości paliwa, wymaganej przy pełnym obciążeniu. Zmianę wydatku pompy wtryskowej do silnika wysokoprężnego przeprowadza się przez zmianę okresu tłoczenia paliwa do wtryskiwaczy, za pomocą obracania tłoczków pompy o kąt, potrzebny do połączenia przestrzeni nad tłoczkiem z kanałem doprowadzającym paliwo, za pomocą śrubowego nacięcia na pobocznicę tłoczka. Nacięcie pojedyncze umożliwia regulację wydatku przez przyspieszenie zakończenia wtrysku lub opóźnienie jego początku, przy czym w silnikach wysokoprężnych najczęściej stosowany jest ten pierwszy sposób. Nacięcie podwójne umożliwia jednocześnie opóźnienie początku wtrysku i przyspieszenie jego zakończenia.

Urządzenie wtryskowe, które ma być zastosowane do silnika z zapłonem iskrowym, musi posiadać bardziej złożony system regulacji, ponieważ ilość paliwa winna być stale proporcjonalna do ilości zasysanego powietrza, w celu utrzymania pożądanej wielkości współczynnika nadmiaru powietrza. Poza tym, w zależności od obciążenia, musi istnieć możliwość zmiany tego współczynnika w sposób automatyczny. Pożądana charakterystyka pompy wtryskowej winna być więc przynajmniej taka, jak poprawna charakterystyka gaźnika z oszczędzaczem, a więc jej przebieg winien być zbliżony do przedstawionego na rys. 1. W pewnych przypadkach należy się liczyć z koniecznością wprowadzania poprawki składu ze względu na temperaturę otoczenia i ciśnienie barometryczne. Ta ostatnia poprawka musi być wprowadzana przynajmniej



wtedy, gdy różnica ciśnień przekracza 50 mm słupa rtęci, co odpowiada mniej więcej różnicy poziomów terenu około 600 m.



Rys. 1. Charakterystyka gaźnika z oszczędzaczem

Układ wtryskowy powinien zapewniać równomierny skład mieszanki we wszystkich cylindrach silnika. Różnica w składzie nie powinna w żadnym przypadku przekraczać 10%, przy czym osiągalna dolna granica wahań składu wynosi 2 — 3% dla jednego położenia przepustnicy, zaś około 5% dla różnych jej położeń.

Tłoczkowe pompy wtryskowe

Pompy tłoczkowe stanowią dominującą grupę wśród stosowanych rozwiązań układów wtryskowych, jakkolwiek konstruktorzy stale poszukują rozwiązań nowych, które byłyby równie sprawne, lecz nie obejmowały tego skomplikowanego i kosztownego elementu. Jednym z nich jest układ wtryskowy z prostym rozdzielaczem dawkującym, jednotłoczkowym i pompą zasilającą stałego ciśnienia i będzie omówiony dalej.

W zależności od rodzaju napędu tłoczków pompy, ich układu i ilości, oraz sposobu zmiany wydatku, można przeprowadzić następujący podział pomp wtryskowych tłoczkowych:

1. Pompy z wałkiem krzywkowym, układem sekcji pomp szeregowym lub dwuszeregowym i stałym skokiem tłoczków. Ilość tłoczków jest równa ilości cylindrów silnika. Regulacja wydatku pompy przez obrót tłoczków.

2. Pompy z wałkiem krzywkowym i jednym lub dwoma tłoczkami oraz rozdzielaczem. Tłoczki posiadają stały skok, regulacja przez obrót tłoczków lub zmianę napełnienia sekcji paliwem przez dławienie dopływu.

3. Pompy z tarczą krzywkową i tłoczkami umieszczonymi dokoła osi obrotu tarczy. Ilość tłoczków jest równa ilości cylindrów silnika, regulacja następuje przez obrót tłoczków.

4. Pompy z tarczą krzywkową i jednym tłoczkiem o stałym skoku i o ciągłym ruchu obrotowym.

5. Pompy z tarczą chyboczącą (wahliwą) i tłoczkami umieszczonymi dokoła osi tarczy. Ilość tłoczków jest równa ilości cylindrów silnika. Regulacja następuje przez obrót tłoczków lub w inny sposób.

6. Pompy z tarczą chyboczącą i ilością tłoczków mniejszą od ilości cylindrów silnika. Regulacja dokonuje się przez zmianę skoku tłoczków.

Przeważająca ilość rozwiązań, odpowiadających pierwszej grupie podziału, opiera się na klasycznym rozwiązaniu, stosowanym do szybkoobrotowych silników wysokoprężnych. Zasadnicze różnice pomiędzy pompą wtryskową do silników Diesla, a pompą paliwa lekkiego dadzą się ująć następująco:

1. Krzywki sterujące ruch tłoczków dają około 5-krotnie dłuższy okres wtrysku niż potrzebny dla silnika wysokoprężnego.

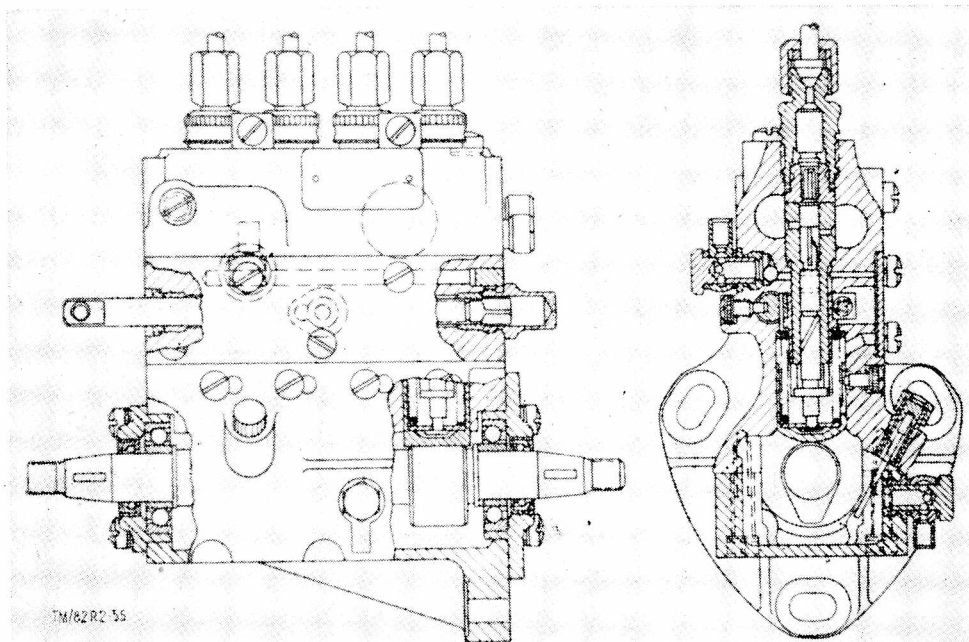
2. Zębata regulująca wydatek jest połączona z układem, reagującym na zmiany podciśnienia w rurze ssącej.

3. Zakres ruchu zębataki jest rozszerzony, zaś linia śrubowa nacięcia na tłoczkach posiada mniejszy skok, w celu zwiększenia dokładności regulacji wydatku (z uwagi na wymagania co do wielkości współczynnika nadmiaru powietrza).

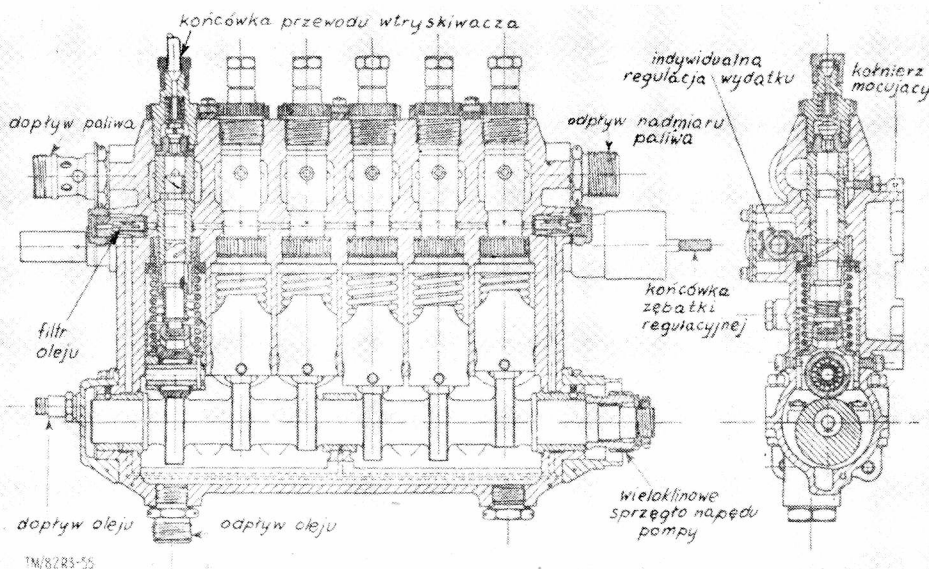
4. Do tłoczków pompy doprowadzony jest olej pod ciśnieniem.

Krzywki sterujące ruch tłoczków w pompie wtryskowej do silników wysokoprężnych posiadają profil, dający krótki okres wtrysku, który odpowiada kątowi obrotu wału korbowego nie większemu niż 30°. W nowoczesnych silnikach wysokoprężnych do pojazdów mechanicznych prędkości obrotów wału korbowego przekroczyły już liczbę 3500 obr/min, wynikające zaś stąd przyspieszenia ruchu tłoczków są znacznie wyższe aniżeli w przypadku silników benzynowych. Posiadają one prędkości obrotów wału korbowego nieco wyższe, lecz przedłużenie okresu wtrysku do 80 i 130° powoduje, że nawet w silnikach dwusuwowych prędkości i przyspieszenia tłoczków pompy są niższe, co jest oczywiście korzystne. Warto zaznaczyć, że zastosowanie wtrysku paliwa lekkiego okazało się z powodzeniem możliwe w silniku dwusuwowym o pojemności suwowej 400 cm³ (2 cylindry) i prędkości obrotów 6000¹/min. Silnik był przeznaczony do rozruchu lotniczych silników turbinowych.

Jeżeli chodzi o profile krzywek, to przeważają tu profile symetryczne, jakkolwiek pompy wtryskowe paliwa lekkiego nie są wykonywane jako pompy uniwersalne jak dieslowskie i nie ma tu problemu stosowania ich do różnych silników, przy dowolnym kierunku obrotu wału pompy. Na rys. 2 przedstawiono przekroje doświadczalnej pompy Bosch z wcześniejszego okresu badań, której tłoczki są sterowane krzywkami o profilu bardzo zbliżonym do stosowanego w pompach dieslowskich. Najczęściej stosuje się krzywki o profilu kołowym i stosunku

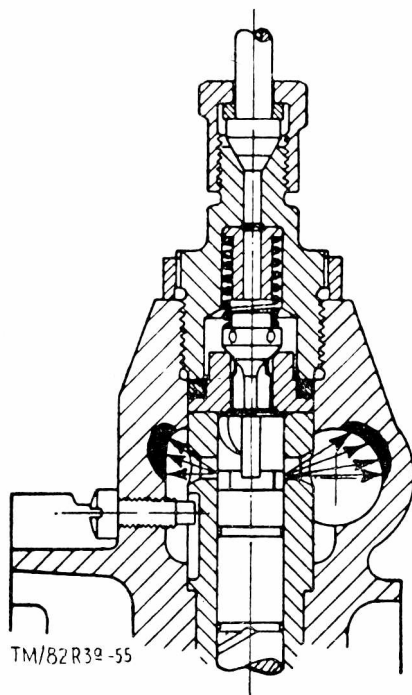


Rys. 2. Doświadczalna pompa wtryskowa Bosch do silnika 4-cylindrowego



Rys. 3. Pompa wtryskowa do dwusuwowego silnika lotniczego. Wydatek maksymalny 620 mm³

mimośrodowości do promienia krzywki równym około 1:3. Tego rodzaju krzywki posiada pompa przedstawiona na rys. 3, przeznaczona do dwusuwowego silnika lotniczego. Ułożyskowanie wału krzywkowego na łożyskach ślizgowych umożli-



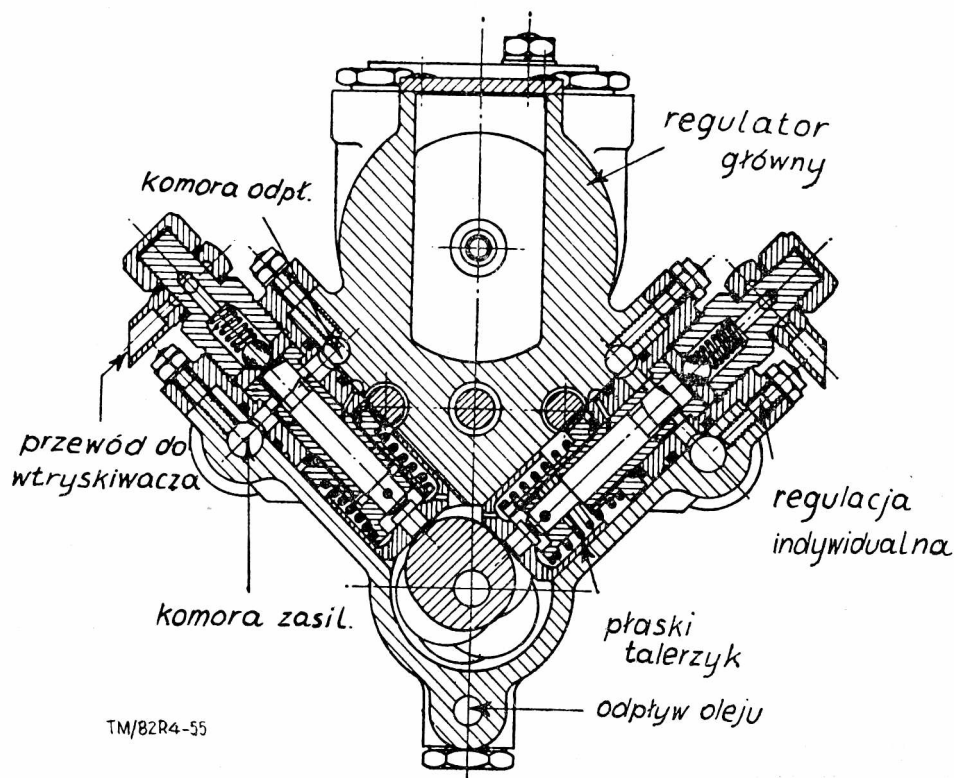
Rys. 3a. Sekcja pompy przedstawionej na rys. 3. Zaznaczono erozyjne oddziaływanie strumienia paliwa. Widoczne jest „odwrotne” nacięcie linii śrubowej na tłoczku

wiło w tym przypadku zmniejszenie wymiaru karteru pompy. Krzywki o profilu kołowym jednostronnie ścięte znalazły zastosowanie w pompie wtryskowej do silnika Jumo 211 w celu uzyskania stromego przebiegu krzywej wzniosów tłoczka w pierwszym okresie jego ruchu roboczego. Przykład zastosowania krzywki eliptycznej podano na rys. 4, przedstawiającym pompę dwuszerową układu

„V”, przeznaczoną do silnika samochodowego 12-cylindrowego. Krzywka współpracuje z talerzykiem płaskim.

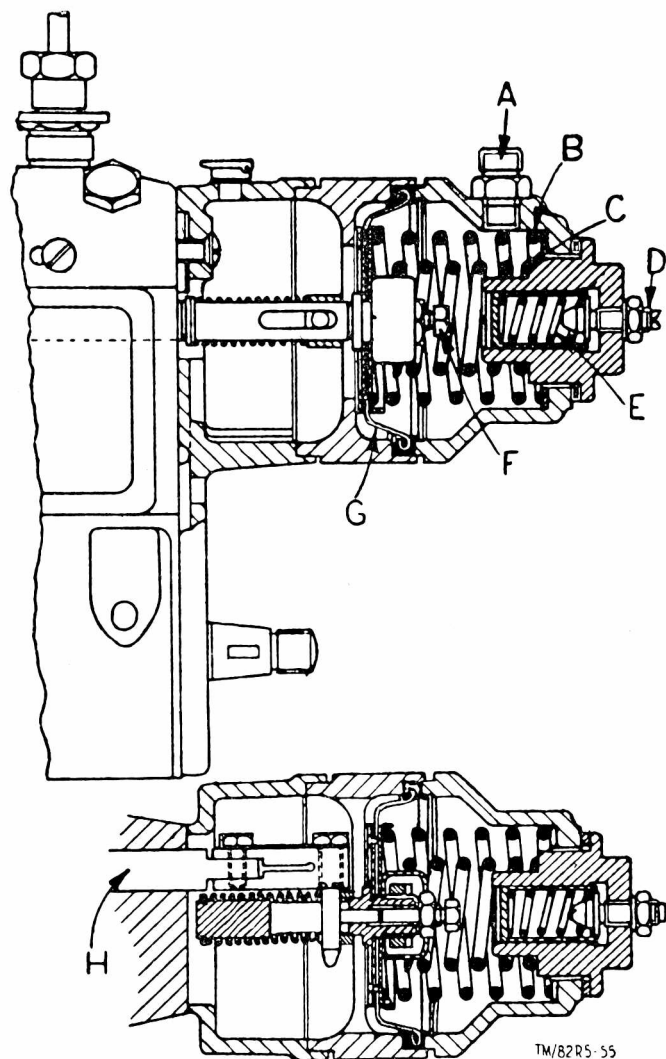
Zębataka regulująca jest samoczynnie sterowana za pomocą urządzeń pneumatycznych, pozostających pod działaniem podciśnienia w rurze ssącej. Jeden ze sposobów rozwiązania takiego urządzenia, stosowany przez firmę CAV do pompy wtryskowej BPEP, przeznaczonej do silnika Thornycroft 7,9 l, przedstawiono na rys. 5. Elastyczna przepona G połączona jest z końcem zębataki H. Od lewej strony na przeponę działa ciśnienie atmosferyczne, przestrzeń zaś po jej prawej stronie jest połączona z rurą ssącą: końcówka A. Przepona pozostaje pod działaniem układu trzech sprężyn, które są tak umieszczone, aby kolejno, w miarę przesuwania się zębataki pod wpływem róż-

nicy ciśnień, zwiększały opór ruchu przepony. Ruch przepony w lewo, tzn. w kierunku zwiększania wydatku, jest ograniczony pierścieniowym kołnierzem korpusu urządzenia. Gdy talerzyk membrany oprze się na tym kołnierzu, wówczas położenie zębataki odpowiada pełnemu obciążeniu. W tym położeniu jedynie zewnętrzna sprężyna B opiera się o przeponę; ma ona być wtedy zupełnie rozciągnięta i nieobciążona. Przy znaczniejszym wzroście obciążenia, przepona wchodzi w kontakt ze sprężyną „średniego obciążenia” C, a siła podciśnienia działa od tej chwili przeciw dwu sprężynom, wskutek czego zmniejszanie dawki paliwa przy wzroście różnicy ciśnień nie jest już tak znaczne. Gdy wreszcie wielkość podciśnienia odpowiada warunkom biegu jałowego, dalsze zwiększenie oporu przeciw wychylaniu się przepony powoduje sprężyna „biegu jałowego” E. Regulację sprężyn B i C



Rys. 4. Pompa wtryskowa 2-szerowa, 12-sekcyjna do silnika samochodowego 12-cylindrowego

przeprowadza się za pomocą podkładek, sprężyny *E* — za pomieszczone, aby kolejno, w miarę przesuwania się zębątki pod wpływem różnicy ciśnień, zwiększały opór ruchu przepony. Ruch przepony w lewo, tzn. w kierunku zwiększania wy-
mocy śruby *D*. Połączenie przepony z zębątką polega na zastosowaniu końcówki z wycięciem, w którym osadzony jest

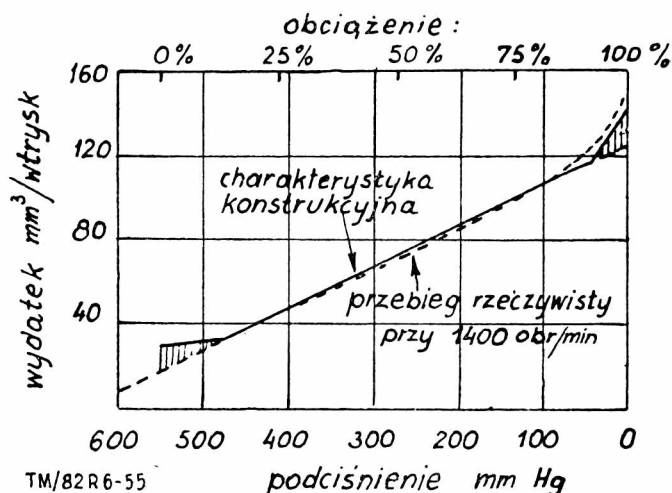


Rys. 5. Pneumatyczne urządzenie regulacji wydatku pompy wtryskowej do silnika samochodowego

trzczeń wkręcony do końcówki zębątki i obciążony poprzecznie sprężyną. W ten sposób jest możliwe zmienianie maksymalnego wydatku pompy za pomocą śruby *F* i ręczne ustawienie urządzenia na bogatszą mieszankę przy zimnym rozruchu. Na rys. 6 ujęto wykreślnie zależność wydatku jednej sekcji pompy w funkcji podciśnienia w rurze ssącej i jednocześnie z pewnym przybliżeniem — w funkcji obciążenia. Tłoczek pompy BPEP posiada średnicę 7,5 mm, skok 10 mm, maksymalny wydatek teoretyczny 442 mm³, rzeczywisty 145 mm³. Ciśnienie wtrysku: 25,6 atn.

Nacięcia śrubowe na tłoczkach, sterujące początek i zakończenie wtrysku zgodnie z położeniem zębątki regulacyjnej, są w zasadzie identyczne jak w wypadku silników wysokoprężnych. Jak wiadomo, stosuje się tam sterowanie początku lub końca wtrysku, względnie obu tych punktów. Ponieważ decydującą okolicznością jest w przypadku silnika wysokoprężnego jego „wrażliwość”

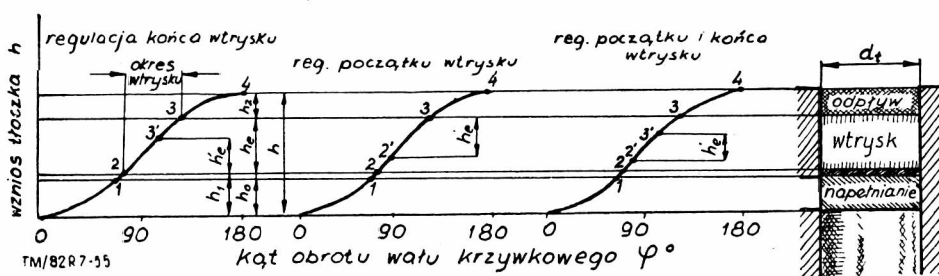
na opóźnienie samozapłonu, prowadzące do zjawiska powszechnie zwanego „detonacją w Dieslu”, wtrysk paliwa powinien następować wówczas, gdy zawirowanie powietrza i jego temperatura stwarzają optymalne warunki dla samozapłonu. Z tego powodu w silnikach tych stosuje się przeważnie stały, dokładnie dobrany początek



Rys. 6. Zależność wydatku pompy do podciśnienia w rurze ssącej, uzyskiwana przy zastosowaniu regulacji pneumatycznej CAV

wtrysku, zmienia się zaś w zależności od obciążenia — jego zakończenie. W tym celu tłoczki pompy posiadają tzw. normalne nacięcia śrubowe, przebiegające podobnie jak na rys. 2. Inaczej przedstawia się sprawa przy wtrysku paliwa lekkiego, mającego miejsce w czasie suwu ssania w silnikach czterosuwowych lub w czasie płukania i początku sprężania w silnikach dwusuwowych. Korzystne jest w pierwszym przypadku uzgodnienie okresu wtrysku z fazą najwyższych prędkości zasysanego powietrza, w drugim zaś — zapewnienie w całym zakresie obciążeń dostatecznego okresu czasu między końcem wtrysku a zapłonem na wymieszanie paliwa z powietrzem. Przy doprowadzaniu paliwa do kanału ssącego względnie kolektora ssącego, zgranie okresu wtrysku z fazą najwyższych prędkości przepływu powietrza ma również i dlatego znaczenie, że zapobiec może skraplaniu się paliwa na ścianach rury ssącej. Oczywiście przy zmianie okresu wtrysku należy wówczas utrzymać symetrię tego okresu względem punktu maksymalnej prędkości powietrza. Takiemu celowi służy nacięcie na tłoczku o podwójnej linii śrubowej. W zastosowaniu do dwusuwów uprzywilejowany będzie tłoczek o odwrotnej linii śrubowej (jak na rys. 3a), umożliwiający regulację początku wtrysku paliwa. Przyczyną tego stanowi potwierdzona doświadczeniem konieczność ukończenia wtrysku w okresie do 80° po dolnym zwrotnym położeniu tłoka w celu uzyskania odpowiedniego wymieszania się paliwa z powietrzem. Początek wtrysku przy pełnym obciążeniu musi mieć w tym przypadku miejsce w dolnym zwrotnym położeniu tłoka lub też po nim.

Na rys. 7 podano graficzne porównanie trzech sposobów zmiany okresu trwania wtrysku i zaznaczono charakterystycz-



Rys. 7. Graficzne przedstawienie faz skoku roboczego tłoczka i porównanie sposobów regulacji okresu wtrysku

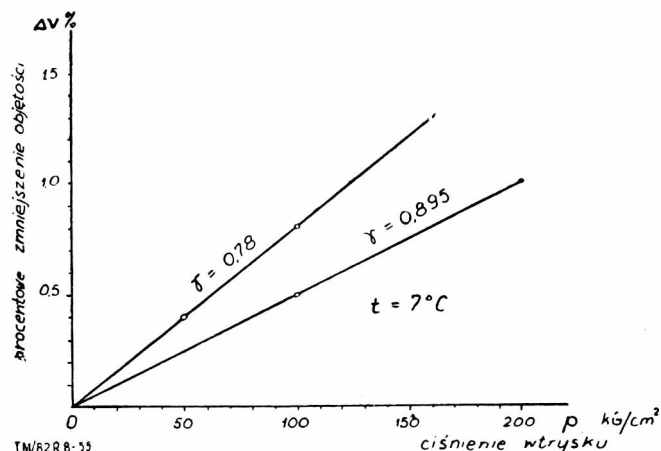
ne fazy ruchu roboczego tłoczka. Wielkość h_0 skoku, wykonanego w okresie 0 — 1, przeznaczonym na napełnienie cylindera paliwem, wynosi praktycznie około 0,25 h , gdzie h jest pełnym skokiem tłoczka. Opóźnienie wtrysku, wyrażające się wielkością rzutu odcinka 1 — 2 na oś odciętych, wynika ze ściśliwości paliwa ciekłego, którą charakteryzuje moduł ściśliwości β . Jest on odwrotnością modułu sprężystości i zależy od ciężaru właściwego cieczy. Poza tym, przy ciśnieniach wyższych od 200 ata uwidoczna się pewna zależność modułu ściśliwości od ciśnienia, wymagająca uwzględnienia przy dokładnych obliczeniach. Dla paliwa o ciężarze właściwym 0,788 moduł β wynosi 1/15.000 cm^2/kG , podczas gdy dla oleju gazowego można przyjmować średnio 1/20.000 cm^2/kG (dla wody: 1/22.000 cm^2/kG). Zmniejszenie objętości paliwa zamkniętego nad tłoczkiem oblicza się z zależności:

$$\Delta v = \beta \cdot v \cdot p$$

gdzie v — objętość początkowa w cm^3

p — ciśnienie wtrysku w kG/cm^2

Dla ciśnienia 50 kG/cm^2 i objętości 1 cm^3 otrzymalibyśmy zmniejszenie objętości równe 3,33 mm^3 , tj. 0,33% objętości po zatkowej, podczas gdy przy ciśnieniu wtrysku 150 kG/cm^2 i uwzględnieniu modułu ściśliwości dla paliwa ciężkiego, uzyskalibyśmy dla pompy do silnika wysokoprężnego zmniejszenie objętości równe 0,75%. Wielkości te można otrzymać bezpośrednio z wykresu (rys. 8) dla dwóch rodzajów paliw.



Rys. 8. Zależność procentowego zmniejszenia objętości paliwa tłoczonego przez pompę od ciśnienia wtrysku i ciężaru właściwego paliwa

Odcinek 2 — 3 odpowiada okresowi wtrysku przy pełnym obciążeniu. Objętość paliwa v_p wtrąsniętego w tym okresie do cylindra odpowiada czynnemu skokowi tłoczka h_e i wynosi:

$$v_p = h_e \cdot f \cdot \eta_v$$

$$\text{Jednocześnie: } v_p = \frac{c_e \cdot N_e \cdot \tau}{60 \cdot 2 \cdot n \cdot \gamma} \text{ cm}^3$$

gdzie: f — powierzchnia przekroju tłoczka w cm^2

η_v — sprawność wolumetryczna pompy

c_e — jednostkowe zużycie paliwa w G/KMgodz

N_e — moc użyteczna jednego cylindra w KM

τ — ilość suwów silnika

n — prędkość obrotów silnika obr/min

γ — ciężar właściwy paliwa w G/cm^3

Wielkość czynnego skoku tłoczka h_e przy pełnym obciążeniu można określić w przybliżeniu za pomocą zależności:

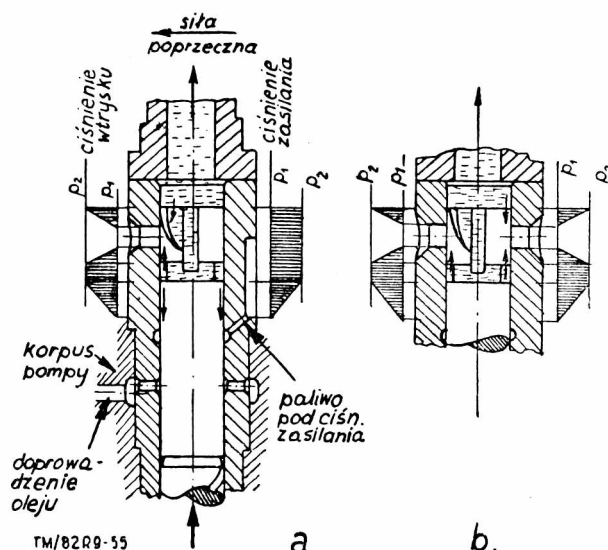
$$h_e = (0,4 \div 0,7) \cdot h$$

Odcinkowi 3 — 4 krzywej wzniosów odpowiada skok tłoczka h_2 , w czasie którego, po połączeniu przestrzeni nad tłoczkiem z komorą odprowadzenia paliwa za pomocą nacięcia śrubowego, następuje odpływ paliwa z cylindera: $h_2 = (0,5 \div 0,7) \cdot h_e$.

Odprowadzanie paliwa po każdym suwie roboczym zapewnia eliminację powietrza i par paliwa z obiegu, co ma znaczenie dla uzyskania poprawnego składu mieszanki.

W szeregu rozwiązań pomp tłoczkowych, opartych na rozwiązaniu klasycznym stosuje się oddzielne komory: zasilającą — po jednej stronie sekcji i odprowadzającą nadmiar paliwa — po drugiej (por. rys. 2 i 4). Wyniki doświadczeń poczynionych przez firmę Decker pozwalają wnosić, że przy takim układzie jest możliwe dokładniejsze wyregulowanie wydatku poszczególnych sekcji pompy przed jej oddaniem do eksploatacji. Dokonanie regulacji jedynie za pomocą odpowiedniego ustawienia tłoczków ma umożliwiać utrzymanie rozbieżności wydatku w granicach $\pm 4\%$. Ten sam korzystny wpływ dzielonych komór stwierdzono przy dokonywaniu kalibracji wydatku za pomocą wtryskiwaczy na stanowisku do badania pomp wtryskowych.

Smarowanie pompy wtryskowej tłoczkowej polega na doprowadzaniu do jej elementów — przede wszystkim tłoczków — oleju pod ciśnieniem ze specjalnej pompy olejowej lub z układu smarowania silnika. Olej ten ma spełniać dwa zadania: zapewnić poprawne warunki współpracy tłoczka z cylindrem pompy i czopów wału krzywkowego z łożyskami ślizgowymi, oraz zapobiegać przeciekaniu benzyny do komory krzywkowej. Z tego powodu już w najwcześniejszych rozwiązaniach stosowano odpowiednie nacięcia pierścieniowe na zewnętrznej i wewnętrznej powierzchni cylinderek, do których doprowadzony był olej pod ciśnieniem. Poza tym, powyżej tych rowków nacięty był jeszcze jeden rowek na wewnętrznej powierzchni cylindera, połączony kanalikiem z przewodem doprowadzającym benzynę. Rowek ten redukował ciśnienie przecieków na powierzchni gładzi cylindera do wysokości ciśnienia zasilania. Umieszczenie rowków jest widoczne na rys. 9. Usunięto w ten sposób niebezpieczeństwo zbytniego rozcieńczenia oleju w komorze krzywkowej benzyną, lecz zagadnienie poprawnego smarowania tłoczków pozostało niecałkowicie rozwiązane. Chodzi tu o górną część tłoczków, do której olej praktycznie zupełnie nie dociera. Jeżeli by się oprzeć na wynikach badań, przeprowadzonych w firmie CAV w Anglii, problem ten można uważać za nie istniejący: stwierdzono tam mianowicie, że smarowanie tłoczków olejem nie jest konieczne, jeżeli tylko nie dopuści się powietrza do powierzchni, obmywanych przez benzynę. Prowadzi to do korozji powierzchni tłoczków i cylindrów zwłaszcza wówczas, gdy powietrze posiada dużą wilgotność. Do zaprzeczenia ko-



Rys. 9. a. Zapobieganie przeciekowi paliwa i wpływ niesymetrycznego układu otworów zasilających na zużycie tłoczków; b. symetryczny układ otworów zasilających

nieczności smarowania tłoczków doprowadziło stwierdzenie, że zużycie, obserwowane na powierzchniach współpracujących było spowodowane niesymetrycznym układem kanałów paliwowych. Przy zastosowaniu układu symetrycznego (rys. 9b), zniknęła siła poprzeczna, występująca wskutek różnej wielkości sił docisku, wywieranych przez paliwo pod ciśnieniem wtrysku na przeciwległe ścianki. W układzie niesymetrycznym siła ta niszczyła warstwę paliwa, znajdującą się między tłoczkiem a gładzią cylindra, powodując istnienie tarcia suchego i prowadząc do silnego zużycia. Przy symetrycznym umieszczeniu otworów paliwowych zużycie gładzi występowało w bardzo nieznacznym stopniu i mogło być przypisywane tylko oddziaływaniu zanieczyszczeń, zawartych w paliwie. Dopiero po dłuższej pracy pompy wtryskowej stwierdzono gwałtowny wzrost zużycia na powierzchni tłoczków. I teraz jednak okazało się, że jego przyczyna nie leżała w braku smarowania olejem, lecz w wystąpieniu erozji na ściankach komór zasilania pod wpływem wtrysku strumienia paliwa z otworów w cylindkach. Ponieważ korpus pompy był wykonany ze stopu lekkiego, proces erozji powodował odrywanie się znacznej ilości cząstek metalu, zanieczyszczających paliwo. Usunięcie zjawiska było możliwe za pomocą wkładek stalowych w ściankach komór zasilania.

Luzy pomiędzy tłoczkiem a cylindkiem są nieco większe niż stosowane w pompach dieselskich. Tak np. dla tłoczka ϕ 12 mm, luz na średnicy wynosi średnio 0,004 mm, podczas gdy w pompie do silnika wysokoprężnego waha się w granicach 0,0015 do 0,0025 mm. Wielkość luzów niewątpliwie wpływa na intensywność przecieków benzyny do komory krzywkowej pompy, zwłaszcza że stworzenie bariery olejowej oddziaływa przede wszystkim na przecieki po zewnętrznej ścianie cylindra pompy. Stosowanie mniejszych luzów nie okazało się konieczne, jednak należy kłaść nacisk na ich utrzymanie, również z uwagi na ich wpływ na sprawność wolumetryczną pompy. Jest ona szczególnie mała przy prędkościach obrotów biegu jałowego, w czasie rozruchu i przy wysokich ciśnieniach wtrysku. Ma wówczas miejsce bardziej intensywny przeciek powrotny do komory zasilania, występujący tuż po zamknięciu przez krawędź tłoczka otworu wlotowego, wskutek małej początkowo powierzchni uszczelnienia i gwałtownie wzrastającego ciśnienia. To samo zjawisko zachodzi przed zakończeniem wtrysku i odkryciem otworu odpływowego. Z tego powodu luzy tłoczka powinny być mniejsze w górnej części skoku. W jednej z konstrukcji wyrażają się one liczbami: 0,0005 — 0,001 mm u góry, 0,004 — 0,005 mm u dołu.

Pompy silników wysokoprężnych posiadają sprawność wolumetryczną równą 0,8 do 0,85 przy znacznie wyższych ciśnieniach paliwa, lecz i wyższych średnich prędkościach ruchu tłoczków. Wobec wzajemnego

niwelowania się wpływu obu tych wielkości, można prawdopodobnie liczyć się z tymi samymi wielkościami sprawności w pompach paliwa lekkiego.

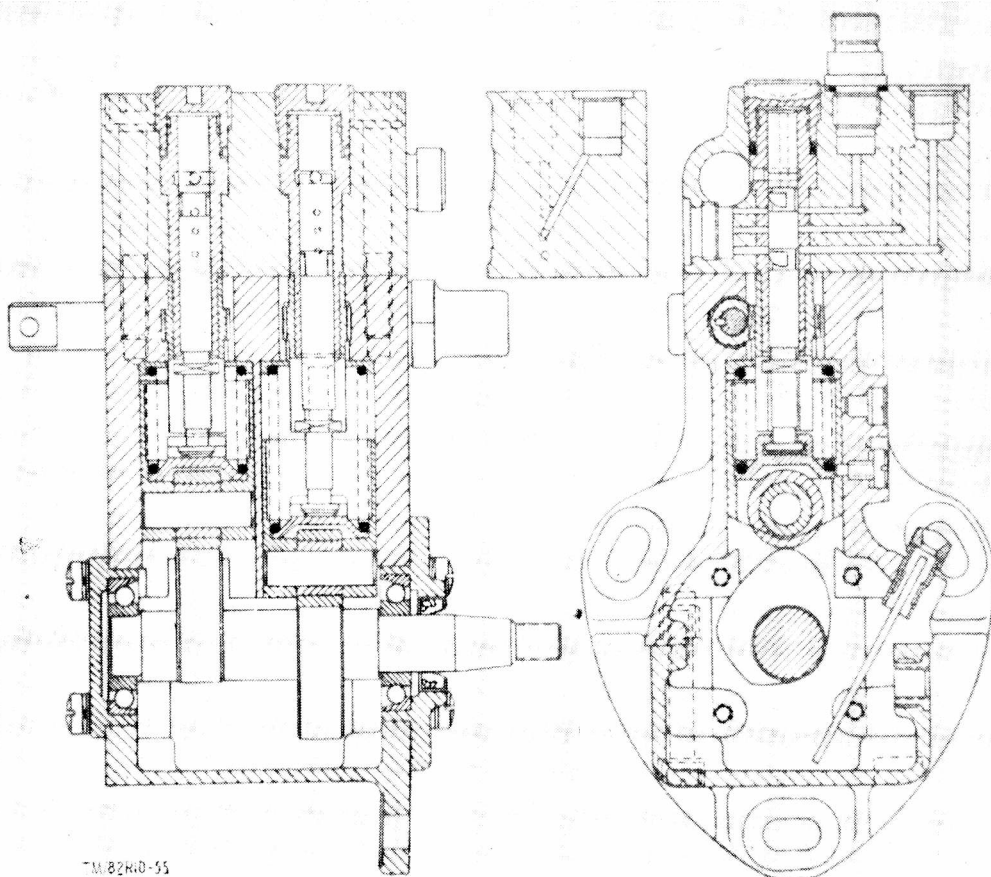
Pompy tłoczkowe z rozdzielaczami

Konstrukcję pompy dwutłoczkowej Bosch z rozdzielaczem, przeznaczonej do 6-cylindrowego silnika Opel, przedstawiono na rys. 10. Zasada działania znalazła dawno zastosowanie w pompach marki Hesselmann do silników o stosunkowo niskich prędkościach obrotów i niewielkich ciśnieniach wtrysku. Jeden tłoczek pompy może obsługiwać 2, 3, lub 4 wtryskiwacze, tak więc dla silników 6- czy 8-cylindrowych pompa może się okazać tańsza niż wielosekcyjna. Regulacja wydatku pompy jest realizowana za pomocą obrotu tłoczków.

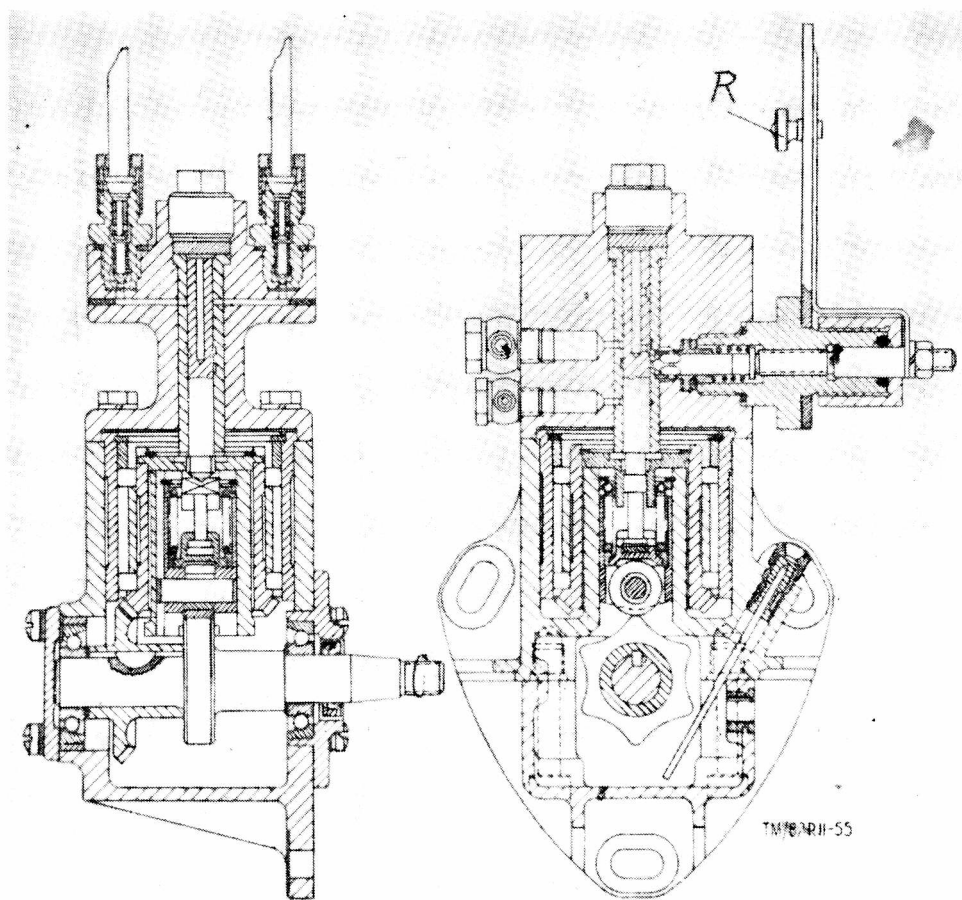
Doświadczalny model jednotłoczkowej pompy Bosch z regulacją wydatku poprzez zmianę wielkości napełnienia przedstawiono na rys. 11. Pompa była przeznaczona do silników 4-suwowych 6-cylindrowych i w tym celu tłoczek pompy był sterowany krzywką o 6 garbach, wykonującą 1 obrót na 2 obroty wału korbowego. W tym samym czasie również tłoczek wykonywał 1 obrót, obsługując kolejno wszystkie wtryskiwacze. Za pomocą dźwigni R sterowany był zawór, umożliwiający zmianę napełnienia pompy i tym samym początku wtrysku. Zakończenie wtrysku przypadało stale w tym samym punkcie i miało miejsce wtedy, gdy kanalik w tłoczku połączył wnętrze cylindra z komorą zasilania. Tłoczek posiadał średnicę 8 mm, zaś skok 3,5 mm, tzn. teoretyczny maksymalny wydatek wynosił 176 mm³. Wydatek rzeczywisty: 100 mm³. Ciśnienie wtrysku: 200 ata.

Pompy z tarczą krzywkową

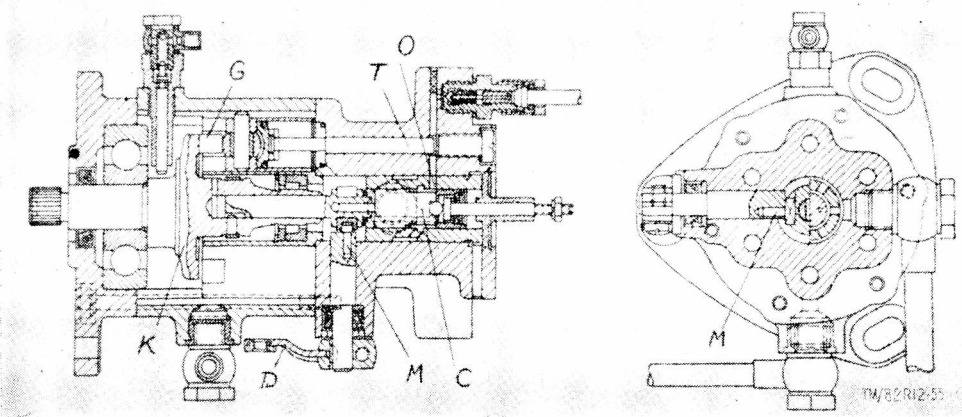
Pompy tego rodzaju stosowane były do silników lotniczych np. pompy 14-tłoczkowe do silników BMW 801 A i ASZ-82 FN,



Rys. 10. Dwutłoczkowa pompa wtryskowa Bosch z rozdzielaczem



Rys. 11. Jednotłoczkowa pompa wtryskowa Bosch z tłoczkiem obrotowym



Rys. 12. Pompa wtryskowa Bosch z tarczą krzywkową do silnika samochodowego 6-cylindrowego

czy też 9-tłoczkowe — do silnika BMW 132 K. Poza tym firma Bosch skonstruowała doświadczalną pompę tego samego typu do silnika samochodowego 6-cylindrowego, wzorując się przy tym na rozwiązaniu pompy Ex-Cell-O do silników wysokoprężnych: rys. 12. Tłoczki *T* pompy są umieszczone w jej korpusie wokół osi tarczy krzywkowej *K*. Powierzchnia czołowa tarczy jest wyposażona w garby *G* w ilości zależnej od przekładni pomiędzy wałem korbowym silnika a wałem pompy, tak np. 1 garb może sterować 6 tłoczków przy przekładni 2 : 1. Tłoczki posiadają stały skok i nie mają żadnych nacięć, gdyż regulacja wydatku odbywa się drogą osiowego przestawiania centralnego zaworu regulacyjnego *C* za pomocą dźwigni *D* z mimośrodowym trzpieniem *M*. Zawór *C* reguluje napełnienie przez sterowanie otworów *O*, doprowadzających benzynę do przestrzeni nad tłoczkami. Pompa okazała się bardziej kosz-

towna w wykonaniu niż rozwiązania „normalne”, a poza tym miały zostać stwierdzone trudności w zrealizowaniu dokładnej regulacji wydatku i rozbieżność ilości paliwa, wtryskiwanego do poszczególnych cylindrów.

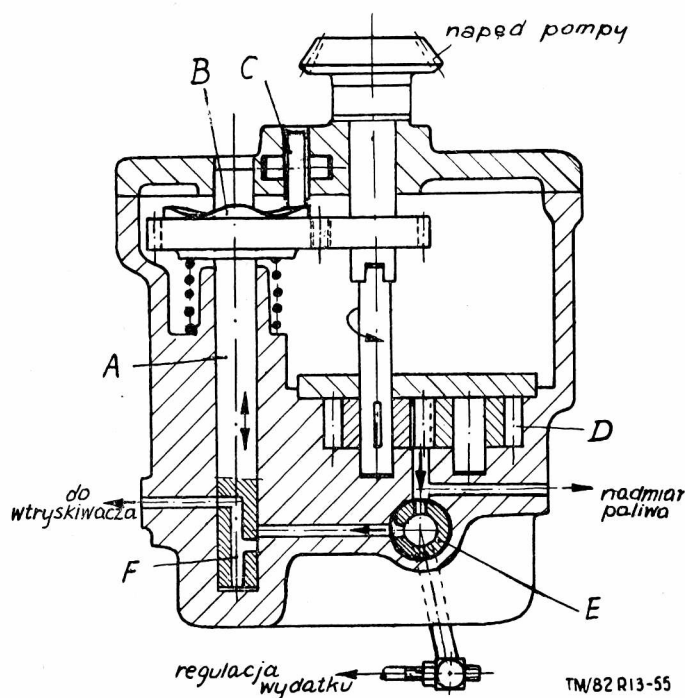
Na rys. 13 podano zasadę działania dość oryginalnej pompy Ex-Cell-O z jednym tłoczkiem *A*, napędzanym bezpośrednio przez tarczę krzywkową *B*. Tłoczek wykonuje jednocześnie ruch posuwisto-zwrotny i obrotowy, spełniając czynności mechanizmu tłoczącego i rozdzielczego. Tarcza krzywkowa posiada 4 garby, opierające się kolejno w czasie jej obrotu o rolkę *C*, co nadaje ruch posuwisty tłoczkowi. Pompa zasilająca *D* doprowadza paliwo przez zaworek dawujący *E* do kanalik w tłoczku *F*, przez który paliwo zostaje następnie przetłoczone do wtryskiwaczy, gdy kolejno pokrywają się będą otwory do nich prowadzące z otworem poprzecznym w tłoczku. Regulację wydatku uzyskuje się za pomocą sterowania zaworka *E*.

Pompy z tarczą chyboczącą

Istnieją dwa zasadnicze rozwiązania pomp z tłoczkami, napędzanymi tarczą chyboczącą. Pierwsze z nich zasadniczo nie różni się od rozwiązania z tarczą krzywkową i polega na sterowaniu tłoczków w ilości równej ilości cylindrów silnika przez tarczę o niezmiennym kącie pochylenia płaszczyzny czołowej-sterującej: rys. 14. Kinematycznie układ ten różni się tym od krzywkowego, że wykres wzniósł tłoczka jest łagodny, gdyż pełny okres wynosi tu 360°, krzywa zaś posiada charakter sinusoidy. Regulacja wydatku odbywa się za pomocą obracania tłoczków o odpowiednio ściętej górnej krawędzi. Stały skok tłoczków wynosi 10 mm,

ich średnica 13 mm. Wymiary pompy: długość 220 mm, średnica 125 mm. Zastosowanie znalazły również pompy o innym sposobie regulacji, mianowicie drogą zmiany wielkości napełnienia cylinderek przez urządzenie rozdzielcze, sterowane za pomocą krzywki.

Drugie rozwiązanie układu z tarczą chyboczącą polega na zastosowaniu tarczy o nastawnym kącie pochylenia płaszczyzny sterującej, umożliwiającym płynną zmianę skoku tłoczków i zmianę wydatku pompy. Podobne urządzenie wprowadziła do produkcji w okresie wojny firma S. U. Carburettor Co. Pierwotne rozwiązanie przeznaczone było do silników lotniczych Rolls Royce i dawało wtrysk ciągły benzyny do przestrzni przed wirnikiem sprężarki. Dalszym rozwinięciem pomysłu było skonstruowanie pompy dla wtrysku sterowanego

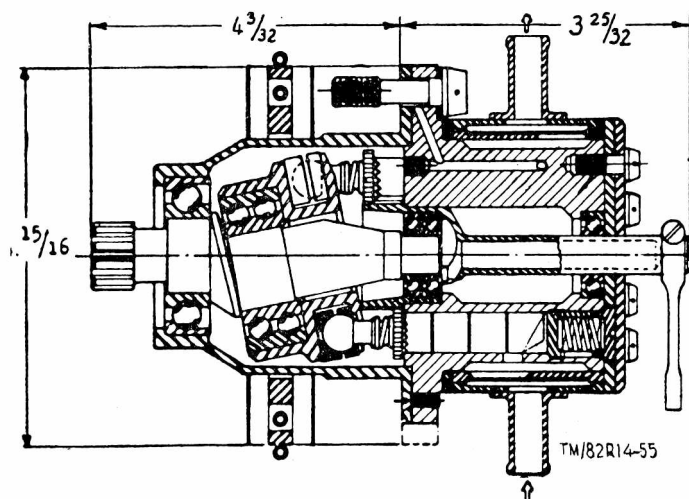


Rys. 13. Schemat pompy wtryskowej Ex-Cell-O z tarczą krzywkową

do poszczególnych cylindrów — obie wersje przedstawiono na rys. 15 i 16.

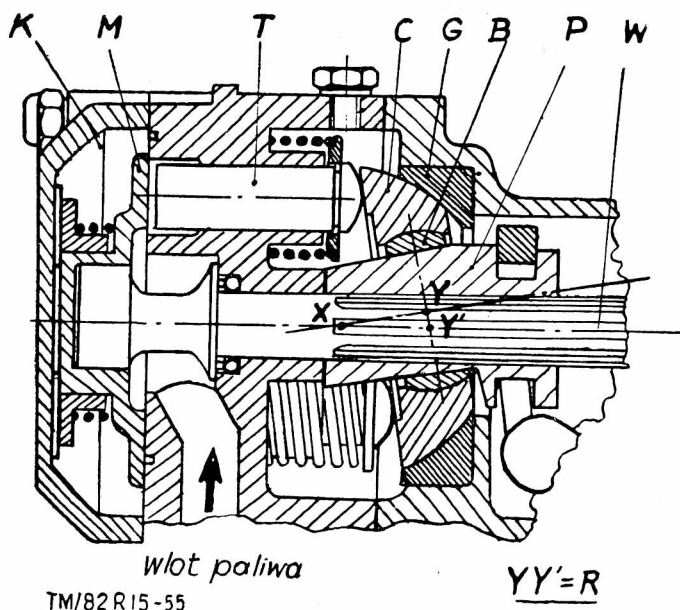
Pompa do wtrysku ciągłego (rys. 15) posiada 5 tłoczków *T*, umieszczonych wokół wałka *W*. Tarcza chybocząca *C* jest umieszczona na skośnej piaście *P*, przesuwanej na wielokrotnie wału *W*, pod działaniem urządzenia regulującego, uwzględniającego zmiany ciśnienia ładowania, temperatury i ciśnienia wylotu względnie otoczenia. Wskutek przesuwu piasty *P* ma miejsce przestawianie się tarczy chyboczącej *C* w gnieździe *G*, zmiana zaś kąta nachylenia tarczy powoduje zmianę skoku tłoczków. Skok ten jest proporcjonalny do zmiennego promienia *R* koła, opisywanego przez punkt *Y*, będący środkiem geometrycznym powierzchni kulistej wkładki *B*, swobodnie umieszczonej w tarczy *C* i na piaście *P*.

W pozycji przedstawionej na rys. 15 tłoczki posiadają maksymalny skok. Gdy natomiast wskutek przesuwu piasty w prawo, punkt *Y* pokryje się z punktem *Y'*, wówczas tarcza chybocząca przy odpowiednim ustawieniu się wkładki *B*, przyjmie położenie neutralne w swym gnieździe, skok zaś tłoczków będzie równy zero. Ssanie i tłoczenie paliwa jest sterowane tarczą mimośrodową *M*, umieszczoną na końcu wału



Rys. 14. Pompa wtryskowa z tarczą chyboczącą (Fuelcharger)

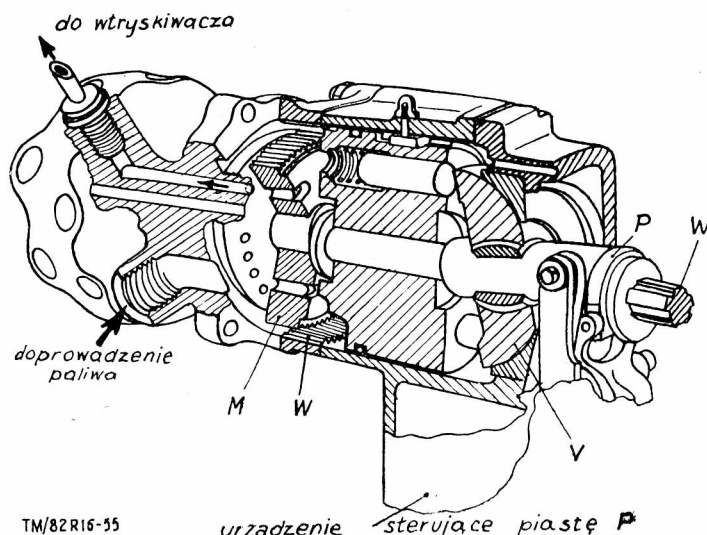
ka i spełniającą rolę suwaka. Odpływ paliwa pod ciśnieniem 6 atm następuje z komory *K*. Jeżeli pompa ma być zastosowana do zasilania oddzielnych wtryskiwaczy, wówczas jeden tłoczek obsługuje 2 cylindry silnika, w których zapłon ma miejsce w odstępie 360°, a pompa jest zaopatrzona dodatkowo w rozdzielacz, stanowiący głowicę bloku tłoczkowego. Blok tłoczkowy umieszczony jest w tym przypadku suwliwie w korpusie pompy (rys. 16) i zabezpieczony przed obrotem. Sprę-



Rys. 15. Pompa wtryskowa S. U. z tarczą chyboczącą, dającą wtrysk ciągły

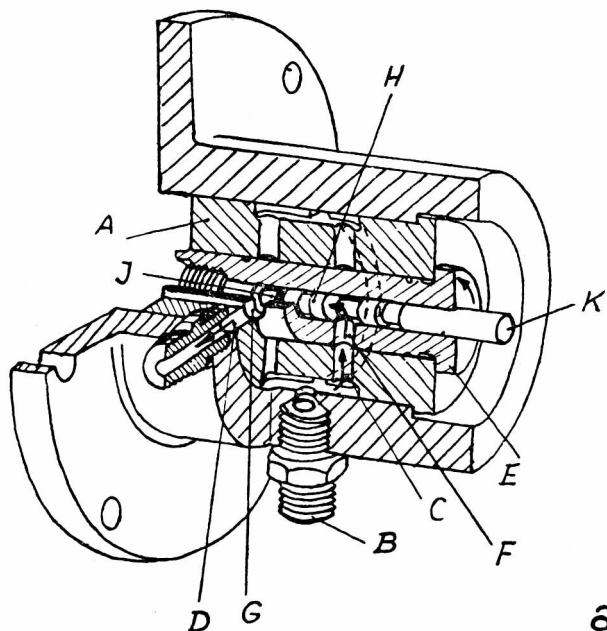
żyny, umieszczone w otworach tłoczkowych, dociskają jednocześnie blok do tarczy sterującej ssanie i tłoczenie *M*, oraz tłoczki do tarczy chyboczącej. Tarcza *M* wykonuje ruch cykliczny i posiada odpowiednią ilość podłużnych zagłębień, które za pośrednictwem wywierconych w nich otworów uzyskują połączenie z otworami w głowicy rozdzielczej, doprowadzającej paliwo do wtryskiwaczy. Tarcza *M* obraca się na skutek zazębienia się z wieńcem wewnętrznym korpusu *W*, zaś jest osadzona na mimośrodku wałka *W*, posiadającego prędkość obrotów wału korbowego silnika.

W roku 1948 zastosowano opisany typ pompy do 4-cylindrowego silnika lotniczego Blackburn Cirrus „Bombardier”. Pompa SU posiada w tym przypadku dwa tłoczki, ciśnienie



Rys. 16. Pompa wtryskowa S. U. z tarczą chyboczącą i sterowanym wtryskiem

zaś wtrysku wynosi 5 atm. Wydatek pompy jest regulowany w zależności od podciśnienia w rurze ssącej, przy czym na manometryczne puszki regulatora działa różnica ciśnień pomiędzy lekko zwężonym przekrojem rury ssącej tuż za przepustnicą powietrza, a drugim końcem rury. Powstaje dzięki



TM/82R17-55

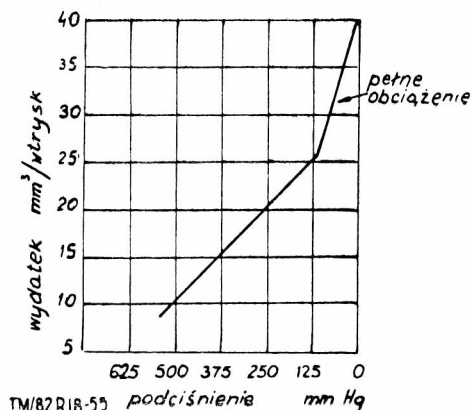
Rys. 17. Rozdzielacz dawkujący Lucas

temu przepływ powietrza dokoła puszek z prędkością zależną od różnicy ciśnień i o temperaturze otoczenia, co pozwala na jednoczesną regulację wydatku również w zależności od temperatury. Zmiana długości układu puszek manometrycznych działa na zaworek, sterujący dopływ oleju pod ciśnieniem na jedną ze stron tłoczka regulacyjnego, przesuwającego dźwignię piasty z tarczą chyboczącą. Pompa zajmuje znacznie mniej miejsca niż gaźnik; posiada długość ok. 180 mm, średnicę około 90 mm. Przy jej zastosowaniu uzyskano wzrost mocy z litra objętości surowej o 11%, oraz zmniejszenie zużycia jednostkowego o 20% w porównaniu z wersją gaźnikową (Cirrus „Major” III).

Rozdzielacz dawkujący Lucas

Badania, przeprowadzone w latach 1946/47 przez brytyjskie firmy Lucas i Rover miały na celu skonstruowanie urządzenia wtryskowego do 4-suwowych, 4-cylindrowych silników samochodowych o pojemności surowej 1,4 i 1,6 litra. Urządzenie miało być mniej skomplikowane i tańsze niż stosowane dotychczas, stąd więc głównym celem konstruktorów stało się stworzenie układu bez pompy wtryskowej. Część jej roli przejął rozdzielacz, napędzany z prędkością obrotów wału rozrządczego, paliwo zaś pod ciśnieniem dostarczała pompa zasi-

lająca, dająca ciśnienie 5 do 7 atm. W korpusie rozdzielacza, przedstawionego na rys. 17a, umieszczona jest tuleja A, posiadająca w jednej płaszczyźnie 4 otwory C, połączone z końcówką B doprowadzenia paliwa, w drugiej zaś płaszczyźnie, do niej prostopadłej, 4 otwory D, doprowadzające paliwo do wtryskiwaczy. W tulei A — nieruchomej — obraca się z prędkością obrotów wału rozrządczego tuleja sterująca E, posiadająca otwór wzdłużny o średnicy 8 mm, w którym porusza się swobodnie tłoczek H pomiędzy zderzakami J i K. Zderzak J jest nieruchomy, zaś K — sterowany przez urządzenie



Rys. 18. Charakterystyka rozdzielacza Lucas

regulacyjne. Tuleja E posiada 2 otwory promieniowe F i G, wykonane pod kątem 90° względem siebie. Gdy otwór F ma połączenie z przewodem doprowadzającym paliwo, zaś G z wtryskiwaczem, paliwo pod ciśnieniem 7 atm powoduje ruch tłoczka H do zderzaka J, odpowiednia zaś ilość paliwa, znajdująca się między zderzakami a tłoczkiem zostaje wtłoczona do przewodu wtryskiwacza D. Gdy tuleja dokona 1/4 obrotu, to znaczy gdy w następnym cylindrze silnika rozpocznie się suw ssania, otwór G otrzyma połączenie z przewodem B, zaś F — z wtryskiwaczem, dawka paliwa zaś zamknięta między tłoczkiem a zderzakami K zostanie wtrysnięta do cylindra.

Zderzak K jest ustawiany w tulei E w położeniu zależnym od podciśnienia w rurze ssącej. Przy wysokim podciśnieniu następuje przesunięcie w lewo tłoczka L w cylinderku regulatora (rys. 17b), połączonym przewodem z rurą ssącą. Dźwignia M zmniejsza wtedy skok tłoczka H, zmniejszając dawkę benzyny. Dwie dodatkowe sprężyny S i S₁ umożliwiają uzyskanie korzystnego przebiegu charakterystyki rozdzielacza przy małym obciążeniu. Wzbogacenie mieszanki dla „zimnego” rozruchu i dla pełnego obciążenia umożliwia dźwignia N, sterowana mechanicznie. Charakterystykę rozdzielacza przedstawiono na rys. 18. Ciśnienie otoczenia w czasie jej zdejmowania wynosiło 760 mm Hg. Nierównomierność rozdziału paliwa do poszczególnych cylindrów przy 4000 obr/min i przy 500 obr/min nie przekraczała 2,4%. Początek wtrysku może być dowolnie ustawiony dla danego silnika, regulacji zaś podlega jego zakończenie przez zmianę czasu trwania w opisany sposób.

Pompa Bosch do dwusuwów

Jedyną bodajże pompą, która doczekała się dotychczas szerszego praktycznego zastosowania, jest pompa wtryskowa Bosch PFM 2KL 50/8. Wyposażone są w nią silniki dwusuwowe dwucylindrowe do tanich samochodów osobowych Gutbrod Superior i Goliath Express oraz do furgoników tych samych marek. Pompa posiada dwie oddzielne sekcje i klasyczny sposób regulacji wydatku za pomocą „odwrotnych” nacięć na tłoczkach. Zaworki pompy otwierają się przy ciśnieniu 45 atmosfer, początek wtrysku ma miejsce w pobliżu dolnego

zwrotnego położenia tłoka lub natychmiast po zastąpieniu przez tłok silnika szczeliny wylotowej. Wałek krzywkowy jest napędzany bezpośrednio przez wał korbowy silnika, pompa jest umieszczona z przodu silnika. Zębata regulacji wydatku jest umieszczona prostopadle do osi wału krzywkowego, pomiędzy obiema sekcjami i jest dwustronnie nacięta. Z powodu takiego układu tłoczki posiadające nacięcia śrubowe wykonane w przeciwnych kierunkach, konstrukcja pompy zaś jest bardziej zwarta. Sterowanie zębata odbywa się za pomocą urządzenia pneumatycznego: przepony w kopułce, połączonej z rurą ssącą. Dla ułatwienia rozruchu zastosowano ręczną dźwignię wzbogacenia mieszanki. Smarowanie tłoczków pompy odbywa się pod ciśnieniem, które wytwarza tłoczkaowa pompa olejowa Bosch SP/G, napędzana przez wałek krzywkowy pompy wtryskowej. Olej jest doprowadzany do pierścieniowych wycięć w cylinderkach, ponad którymi, podobnie jak na rys. 9, znajdują się rowki redukujące ciśnienie przecieków benzyny. W celu zrealizowania smarowania silnika, oddzielny przewód prowadzi olej z pompy do kalibrowanego otworu w rurze ssącej między przepustnicą a szczeliną wlotową silnika, dzięki czemu następuje rozpylenie oleju w zasysanym powietrzu.

Wydatek pompy olejowej jest zależny od otwarcia przepustnicy, co jest korzystniejsze niż smarowanie mieszanką o stałym składzie. Daje się zauważyć wyraźne zmniejszenie zużycia oleju, dochodzące do 30 i 50% w porównaniu ze smarowaniem mieszanekowym i nie występuje nadmierne zaoleja-

nie skrzyni korbowej silnika przy powolnej jeździe i pracy na biegu jałowym.

Wydaje się prawdopodobne, że w zastosowaniu do wysokonapiętnych silników dwusuwowych do samochodów sportowych pożądanym byłoby stosowanie ciśnieniowego smarowania cylindrów silnika, podobnie jak w silnikach motocyklowych dwutłokowych Triumph i Puch 250 cm³. Olej jest w tym przypadku doprowadzany do gładzi tłoka sterującego wylot spalin, skąd spływa do odpowiednich kieszeni chwytających w skrzyni korbowej i jest doprowadzany do łożysk głównych. Stąd wychodzący olej przedostaje się do kanałika w tarczy wału korbowego, a pod działaniem siły odśrodkowej dochodzi do czopa korbowego. Przy zastosowaniu wtrysku benzyny dodatkowy przewód prowadzi olej do sekcji pompy wtryskowej. Wtryskiwacz winien być w tym przypadku umieszczony w cylindrze z tłokiem sterującym wlot powietrza, w celu zapewnienia możliwie najmniejszych strat paliwa.

LITERATURA:

1. Automobile Engineer nr 12.1945, 3 i 8.1947, 4.1950 i 9.1951
2. The I. M. E. Proceedings 1947/48, Automobile Division: K. Brook, W. Nicolls: „Some aspects of petrol injection equipment development”.
3. „Flight” — 17.4.1941 i 21.10.1948 r.
4. Aero Digest — 9.1947
5. Ch. H. Fisher: „Carburation, carburetors and petrol injection” London 1945.
6. M. T. Z. — 6.1953
7. N. W. Pietrowskij: „Sudowye dwigateli wnutriennego sgoranja” Leningrad 1955.
8. C. B. Dicksee: „The high-speed C. I. engine”
9. A. W. Judge: „High-speed Diesel engines” London 1948
10. K. Wiecking, R. Gebauer: „Die Motoren der Personenkraftwagen” Stuttgart 1952.

INŻ.-MECH. JERZY KORONKIEWICZ

Dział Badań Silników

B. K. P. Mot.

METODY PORÓWNYWANIA WŁAŚCIWOŚCI ROBOCZYCH SILNIKÓW WYSOKOPRĘŻNYCH

Część I.

Analiza stosowanych metod porównywania właściwości roboczych silników wysokoprężnych: charakterystyka obciążeniowa, charakterystyka obciążeniowa w układzie $G_t = f(p_e)$ i $g_e = f(p_e)$, charakterystyka „uniwersalna”, charakterystyka objętościowego wskaźnika mocy, charakterystyka powierzchniowego wskaźnika mocy. Zestawienie wniosków oraz teoretyczne uzasadnienie proponowanego przez autora wprowadzenia nowego układu dla porównywania właściwości silników wysokoprężnych. Przykłady zastosowań. Wnioski końcowe.

W krajowej literaturze technicznej, jak również w praktyce przemysłowej istnieje niekiedy rozbieżność pojęć, co do doboru metod dla porównywania właściwości roboczych silników wysokoprężnych. Artykuł niniejszy poprzez omówienie dotychczas stosowanych metod, w oparciu o rozważania teoretyczne i wyniki własnych badań różnych silników — stanowi próbę przedstawienia właściwości roboczych silników, w takim racjonalnym układzie graficznym, który by możliwie jak najbardziej wnikliwie odzwierciedlał osiągi porównywalnych ze sobą silników oraz pozwalał na ocenę jakości procesu spalania.

Wobec dużej ilości stosowanych systemów wtrysku, jak również na skutek różnych wielkości parametrów konstrukcyjnych jak: średnica cylindra, skok, ilość cylindrów, prędkości obrotów oraz różnorodnych warunków pracy, nasuwa się konieczność ustalenia pewnej metody porównywania, która by pozwoliła na powiązanie ze sobą czynników, które bezpośrednio wpływają na właściwości robocze silnika, jak

i umożliwiłyby ocenę w odniesieniu do silnika o idealnym przebiegu procesu spalania bez żadnych strat, zarówno cieplnych jak i mechanicznych.

Dotychczasowe metody porównywania

Układem graficznym pozwalającym na dość wnikliwą analizę prawidłowości pracy silnika wysokoprężnego jest sporządzenie tzw. „charakterystyk obciążeniowych”. Przedstawiają one zależność godzinowego i jednostkowego zużycia paliwa w zależności od obciążenia silnika, dla kilku stałych wartości prędkości n obrotów wału korbowego [$G_t = f(N_e)$ i $g_e = f(N_e)$]. Dla otrzymania jednak pełnego obrazu właściwości roboczych silnika oraz dla rzeczowej oceny jego przydatności, nie wystarczy ograniczenie się tylko do podania jednej lub dwóch charakterystyk obciążeniowych, dla jednego lub dwóch zakresów prędkości obrotów silnika. Należy bowiem pamiętać, że prawidłową ocenę przydatności danego silnika przy danym typie komory spalania można tylko wtedy przeprowadzić, gdy na jednym wykresie mamy zestaw co najmniej czterech lub więcej charakterystyk obciążeniowych. Charakterystyki te powinny być zdjęte z silnika dla każdego zakresu badanych obrotów przy: optymalnych kątach wyprzedzenia wtrysku, optymalnych wtryskiwaczach i optymalnych nastawach rozrządu.

Zdejmowanie charakterystyk obciążeniowych jest podstawową metodą wszechstronnego badania silników wysokoprężnych. Pozwala ona zarówno na ustalenie wielkości optymal-

nego wydatku pompy wtryskowej dla danych prędkości obrotów, jaki jest pomocny przy wszelkich badaniach nad różnymi sposobami i warunkami wtrysku oraz kształtami komór spalania. Celem bardziej przejrzystego uwypuklenia zalet takiego ujęcia graficznego podany jest wykres zestawieniowy charakterystyk obciążeniowych sześciocylindrowego silnika Renault, (rys. 1), którego znamionowe parametry podane są w tablicy 2. Na podstawie analizy można stwierdzić, iż podwyższanie się krzywych g_e w prawej części wykresu dla badanych prędkości obrotów, spowodowane jest pogarszaniem się procesu spalania, przy przejściu na duże ilości podawanego paliwa. Jest to w zasadzie normalne zjawisko, zachodzące w każdym silniku wysokoprężnym, który przy stałych prędkościach obrotów zasysa przy różnym obciążeniu tę samą ilość powietrza. Zmiana natomiast dawki wtryskiwanego paliwa zmienia wielkość wykonanej pracy na każdy obieg, a zatem i wielkość nadmiaru powietrza, przy którym odbywa się proces spalania. Obszar, w którym prawa gałąź krzywej wygina się łagodnie w kierunku równoległym do osi g_e (znikomy przyrost mocy przy jednoczesnym dużym zużyciu paliwa), charakteryzuje się występowaniem niepożądanego zjawiska a mianowicie intensywnego dymienia, świadczącym o niedostatecznej ilości powietrza potrzebnego do spalania i o zbyt przewlekłym spalaniu, spowodowanym dłuższym trwaniem wtrysku zwiększonej dawki paliwa. Ponadto zgodnie z przebiegiem krzywych jednostkowego zużycia paliwa należy stwierdzić, iż przy pewnej wielkości dawki paliwa silnik wykazuje największą sprawność ogólną, co wyraża się osiągnięciem najmniejszego jednostkowego zużycia paliwa wg zależności:

$$\eta_o = \frac{63,2}{g_e} \cdot 100\% \text{ co odpowiada punktom } A, B, C, D.$$

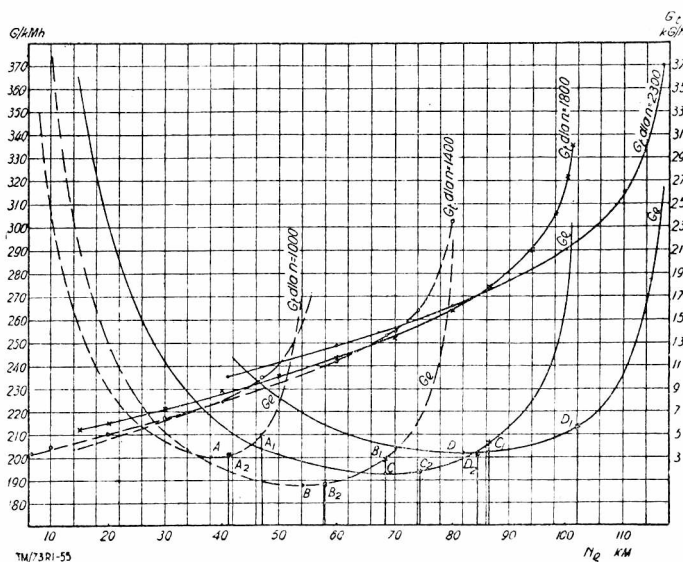
Punkty te znajdujemy kreśląc poziomo styczną do krzywej g_e .

Dla danego silnika wartości η_o dla poszczególnych obrotów przedstawiają się następująco:

- dla punktu A $\eta_o = 31,7\%$
- dla punktu B $\eta_o = 33,8\%$
- dla punktu C $\eta_o = 32,9\%$
- dla punktu D $\eta_o = 31,7\%$

Strome wznoszenie się krzywych g_e w lewych częściach wykresu, a szczególnie strome w chwili zbliżania się do biegu jałowego, tłumaczyć należy dużym wpływem strat mechanicznych i zbyt dużym nadmiarem powietrza.

Na wykresach tych, w celu umożliwienia bardziej wnikliwej analizy naniesiono odpowiadające punkty rzeczywistych mocy eksploatacyjnych wg regulacji fabrycznej: A_1, B_1, C_1, D_1 , oraz punkty mocy na granicy dymienia: A_2, B_2, C_2, D_2 . Przy prawidłowo przebiegającym procesie spalania odpowiednie punkty mocy na granicy dymienia powinny znajdować się po prawej stronie gałęzi krzywych od $g_{e \min}$ (od punktów A, B, C, D), a odpowiednie moce znamionowe (punkty $A_1 \div D_1$), pomiędzy punktami $g_{e \min}$ i g_e mocy na granicy dymienia. Na podstawie przeprowadzonej w ten sposób analizy należy stwierdzić, iż regulacja fabryczna jest wadliwa i w zasadzie silnik winien być tak wyregulowany, ażeby dawał przy danych obrotach mocy znamionowe odpowiadające wartościom $g_{e \min}$. Bezpośrednią przyczyną uzyskania zbyt dużych wartości mocy ekonomicznie nieuzasadnionych, znajdujących się w obszarze dymienia na poszczególnych krzywych g_e w zakresie obrotów 1000 ÷ 1800 obr/min jest fakt, iż regulacji dokonano na moc 105 KM przy $n = 2300$ obr/min, a zatem dla najbardziej niekorzystnych warunków przebiegu procesu spalania, co uwydatniło się tym, że jakkolwiek wg charakterystyki obciążeniowej dla $n = 2300$ obr/min moc maksymalna wzrosła, tym niemniej jednak wzrost ten jest niewielki i ga-



Rys. 1. Zestawienie charakterystyk obciążeniowych silnika Renault typ 572 — 44, dla czterech zakresów prędkości obrotów: $n = 1000, 1400, 1800, 2300$ obr/min, z jednoczesnym podaniem na krzywej charakterystycznych punktów mocy dla każdego zakresu obrotów, a mianowicie:

- Optymalne warunki pracy — A, B, C, D.
- Punkty mocy znamionowej — A_1, B_1, C_1, D_1 .
- Punkty mocy na granicy dymienia — A_2, B_2, C_2, D_2 .

łąk krzywej g_e układa się w zasadzie warstwowo nad krzywą g_e uzyskaną dla $n = 1800$ obr/min, uzyskując przy minimalnym wzroście mocy zbyt duże wielkości g_e .

Na podstawie takiego warstwowego układania się krzywej g_e dla $n = 2300$ obr/min w porównaniu z charakterem przebiegu pozostałych krzywych należy stwierdzić, iż przy danym rozwiązaniu komory spalania, układu zasilania w powietrze i w paliwo — maksymalna znamionowa prędkość obrotów powinna być poniżej $n_n = 2300$ obr/min, lub ewentualnie regulacja silnika powinna być dokonana dla $N_n = N_g = 84$ KM przy $n_n = 2300$ obr/min. Wtedy przy założeniu, że wydatek pompy wtryskowej na 1 cykl pracy i 1 cylinder (tzw. dawka paliwa) w zakresie obrotów od 1000 ÷ 2300 obr/min jest stały (w rzeczywistości zmienia się minimalnie w granicach 1 ÷ 3 mm³), wyliczone orientacyjnie wartości mocy znamionowych dla poszczególnych obrotów dla odpowiednich wyliczonych wielkości godzinowego zużycia paliwa wg wzoru:

$$G_t = \frac{q_n \cdot 60 \cdot V_{ss} \cdot n_s \cdot \gamma}{2 \times 106} \quad \text{KG/h} \quad \dots \quad (1)$$

gdzie: q_n — dawka paliwa w mm³/1 cykl 1 dcm³ w danym wypadku dla $n = 2300$ obr/min $N_g = 82$ KM i $G_t = 16,6$ kG/h wyliczona ze wzoru (1) przekształconego w stosunku do q_n — wynosi 45 mm³/1 cykl 1 dcm³ objętości.

i — liczba cylindrów

n_s — obroty silnika

γ — ciężar właściwy paliwa G/cm³ (przyjęto 0,870 G/cm³)

2 — współczynnik dla czterosuwu (1 dla dwusuwu)

wynosiłyby:

$N_{en} = 37$ KM przy $G_t = 7,4$ kG/h i $n = 1000$ obr/min

$N_{en} = 54$ KM przy $G_t = 10,3$ kG/h i $n = 1400$ obr/min

$N_{en} = 68$ KM przy $G_t = 13,25$ kG/h i $n = 1800$ obr/min,

a więc pokrywałyby się z wartościami mocy, dla których wg odpowiednich krzywych obciążeniowych uzyskuje się optymalne wartości $g_{e \min}$ — leżące poniżej granicznych wielkości jednostkowego zużycia paliwa, odpowiadających mocy na granicy dymienia.

Ponadto na podstawie powyższego przykładu obliczeniowego można stwierdzić, że w oparciu o proste przeliczenie wg wielkości G_t i N_g bez dokonywania zdjęcia charakterystyki

eksploatacyjnej silnika — można określić w sposób orientacyjny całkowity jej przebieg w przedziale od 1000 do 2300 obr/min.

Ogólnie, zgodnie z powyższym przykładem można stwierdzić, że dobre warunki wtrysku, dobre wymieszanie paliwa z powietrzem oraz prawidłowy proces przebiegu spalania — uwiadcniają się na charakterystyce obciążeniowej płaskim i niskim przebiegiem krzywej jednostkowego zużycia paliwa, wysoką wartością maksymalnego średniego ciśnienia efektywnego (maksymalnej mocy) oraz wąskim zakresem dymienia.

Charakterystyka obciążeniowa silnika wysokoprężnego pozwala na wnikliwą analizę całego procesu pracy silnika, ocenę jego przydatności do żądanych warunków pracy. Ponadto w przypadku kontrolnych badań eksploatowanych silników, pozwala na szybkie stwierdzenie i wykrycie niedomagań i wad działania całej instalacji wtryskowej. Mimo jednak tych wszystkich bezsprzecznych zalet, charakterystyki te przy porównaniu właściwości roboczych kilku silników o różnych zewnętrznych parametrach konstrukcyjnych w zasadzie nie mogą być wykorzystane. Jak bowiem wiadomo moc silnika, zgodnie ze wzorem:

$$N_e = \frac{P_e \cdot V_{ss} \cdot n}{900} \text{ KM} \quad \text{lub} \quad N_e = \frac{P_e \cdot V_{ss} \cdot n}{450} \text{ KM}$$

(czterosuw) (dwusuw)

uzależniona jest od objętości skokowej, prędkości obrotów, ilości suwów itp. Dlatego też porównanie różnych wielkości silników na bazie tylko charakterystyk obciążeniowych jest niemożliwe i nic nie mówiące.

Charakterystyki obciążeniowe w układzie

$$G_t = f(p_e) \text{ i } g_e = f(p_e)$$

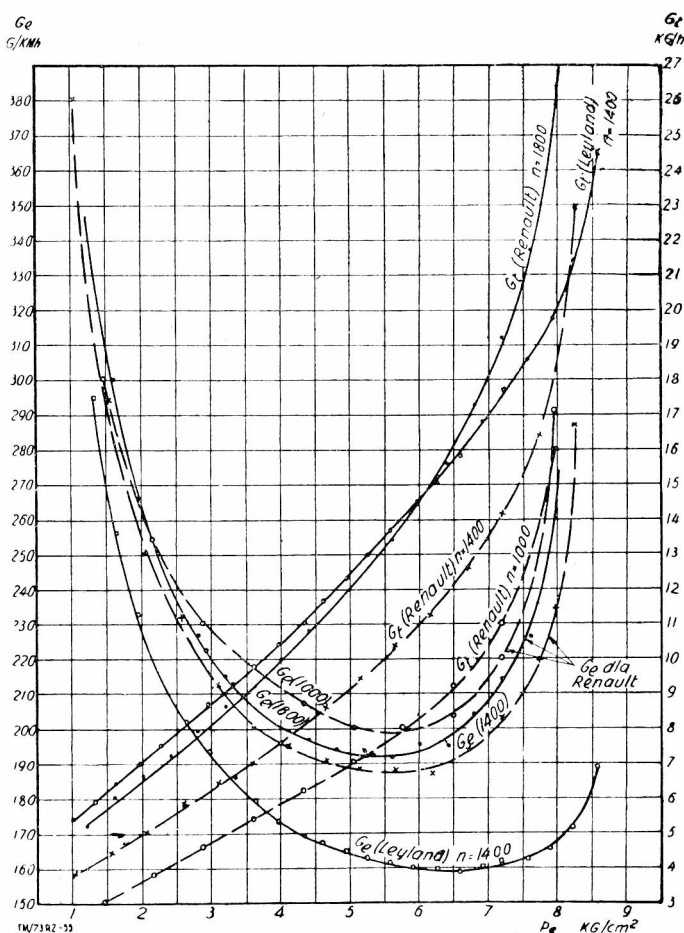
Dosyć często stosowany bywa graficzny układ przedstawienia właściwości roboczych silnika w zależności funkcjonalnej od średniego ciśnienia użytecznego. Przykładem takiej charakterystyki jest wykres 2, na którym przedstawiane zostały charakterystyki obciążeniowe dla sześciocylindrowego silnika wysokoprężnego (Renault) odwzorowane z wykresu 1 dla trzech zakresów prędkości obrotów. Z takiego graficznego przedstawienia można dla danego typu silnika określić optymalne obciążenie dla danych obrotów oraz optymalny zakres obrotów, dla którego uzyskuje się największe wartości średniego ciśnienia użytecznego, przy najkorzystniejszych wielkościach jednostkowego zużycia paliwa. Dla omawianego silnika takim optymalnym zakresem obrotów są obroty $n = 1400$ obr/min.

O ile poprzedni układ (wykres 1) uniemożliwiał porównanie dwóch różnych silników, o tyle obecnie omawiany sposób przedstawienia może służyć do porównania właściwości roboczych różnych silników wysokoprężnych o tej samej ilości suwów¹⁾, pozwalając jednak tylko na ocenę pod względem ekonomii zużycia paliwa, czyli sprawności ogólnej. Dla przykładu na wykresie 2 podano przebieg charakterystyki obciążeniowej dla drugiego silnika sześciocylindrowego, ale o większej objętości skokowej (V_{ss}) dla $n = 1400$ obr/min z jednoczesnym podaniem przebiegu krzywej G_t (godzinne zużycie paliwa). Zgodnie z analizą wykresu należy stwierdzić, że o ile porównanie obu silników na bazie przebiegu krzywej g_e daje do pewnego stopnia możliwość porównania dla tego samego zakresu prędkości obrotów, o tyle przebiegi obu jedno-

¹⁾ Jednoczesne porównanie silników dwusuwowych i czterosuwowych na jednym wykresie $g_e = f(p_e)$ jest niemożliwe wobec tego,

$$\text{ze dla czterosuwu: } p_e = \frac{900 \cdot N_e}{V_{ss} \cdot n} \text{ kg/cm}^2$$

$$\text{dla dwusuwu: } p_e = \frac{450 \cdot N_e}{n \cdot V_{ss}} \text{ kg/cm}^2$$



Rys. 2. Wykres zestawieniowy charakterystyk obciążeniowych silnika Renault w układzie: $G_t = f(p_e)$ i $g_e = f(p_e)$, z naniesioną krzywą godzinowego zużycia paliwa dla porównywanego silnika Leyland dla $n = 1400$ obr/min.

imiennych krzywych wartości godzinowego zużycia paliwa G_t mogą na pierwszy rzut oka doprowadzić do wręcz błędnych wniosków, a mianowicie, że silnik „B” na skutek uzyskiwania przy tych samych wartościach p_e dużo wyższych wartości G_t , jest mniej ekonomiczny. Dlatego też przy porównaniu należy zawsze dokonywać dodatkowych przeliczeń mocy i godzinowego zużycia paliwa wg wzorów:

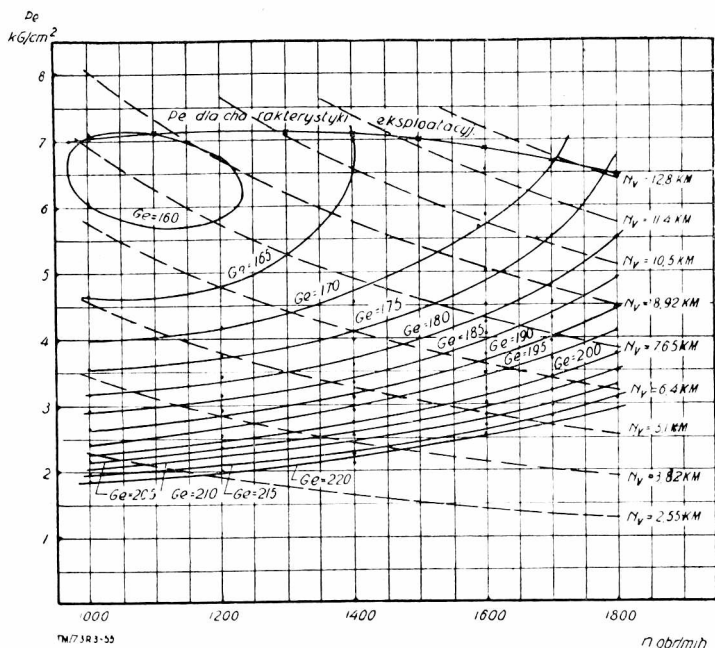
$$N_e = \frac{p_e \cdot V_{ss} \cdot n}{900} \text{ KM} \quad \text{lub} \quad N_e = \frac{p_e \cdot V_{ss} \cdot n}{450} \text{ KM} \quad \text{oraz} \quad \text{ze}$$

$$G_t = \frac{g_e \cdot N_e}{1000} \text{ KG/h}$$

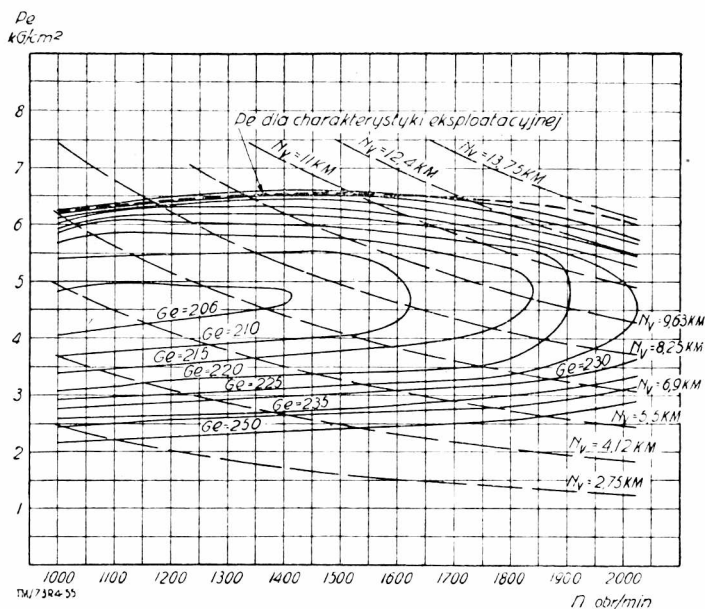
Widzimy zatem, iż układ ten nie jest również idealny dla porównania silników o różnych objętościach skokowych. Dla niezaciemniania obrazu przy porównaniu silników w takim układzie, w zasadzie nie należy rysować przebiegu godzinowego zużycia paliwa.

Charakterystyka uniwersalna (wykres 3 i 4)

Charakterystyki obciążeniowe pozwalają wprowadzić na analizę pracy silnika zarówno przy częściowym jak i maksymalnym obciążeniu nie dają one jednak poglądu na ogólną charakterystykę silnika. Dopiero przedstawienie graficzne właściwości roboczych silnika w układzie $(p_e \cdot n_e)$ dla kilku stałych wartości jednostkowego zużycia paliwa, daje nam pełną analizę zakresu ekonomicznej pracy silnika. Charakterystyka taka nosi nazwę „charakterystyki uniwersalnej”. Dzięki powiązaniu ze sobą wielkości p_e , n_e g_e i hiperbol stałej mocy odniesionych do 1 dcm³ objętości skokowych, można odczytać obroty n , średnie ciśnienie efektywne p_e , lub moment obro-



Rys. 3. Charakterystyka uniwersalna silnika wysokoprężnego Leyland.



Rys. 4. Charakterystyka uniwersalna silnika wysokoprężnego marki Lang L. Gepgyar Rt typ OM 674.

towy M_e , moc N_e oraz jednostkowe zużycie paliw g_e . Na charakterystyce tej występują wyraźnie obszary ekonomicznej pracy silnika (małe wartości g_e), które w połączeniu z naniesioną krzywą średniego eksploatacyjnego ciśnienia użytecznego, umożliwiają łatwą analizę właściwości roboczych silnika w całym obszarze jego pracy.

O ile jednak charakterystyka uniwersalna jest wystarczająco rozszerzonym uzupełnieniem charakterystyk obciążeniowych i pozwala na właściwą ocenę osiągnięć jednego silnika, o tyle przy porównywaniu ze sobą kilku różnych silników nie daje ona pełnego obrazu. Przykład takich charakterystyk uniwersalnych pokazany jest na dwóch wykresach 3 i 4, przedstawiających osiągi robocze dwóch różnych silników, a mianowicie wykres 3 odnosi się do silnika Leyland, a wykres 4 do silnika Lang L. Gepgyar. Przez porównanie obu wykresów w zakresie obrotów do $n = 1800$ obr/min można tylko stwierdzić, iż silnik Leyland jest bardziej ekonomiczny. Odnośnie zaś uzy-

skiwanych mocy z 1 dcm³ objętości skokowej silnika można by dojść do niesłusznych wniosków, iż silnik Leyland uzyskuje moce objętościowe niższe, co jest niesłuszne, o czym będzie mowa w dalszej części artykułu.

Charakterystyka objętościowego wskaźnika mocy (wykres 5)

Z dalszych metod porównywania właściwości roboczych silników należy wymienić porównywanie wartości uzyskiwanej mocy z jednego dcm³ objętości skokowej silnika, tzw. objętościowy wskaźnik mocy.

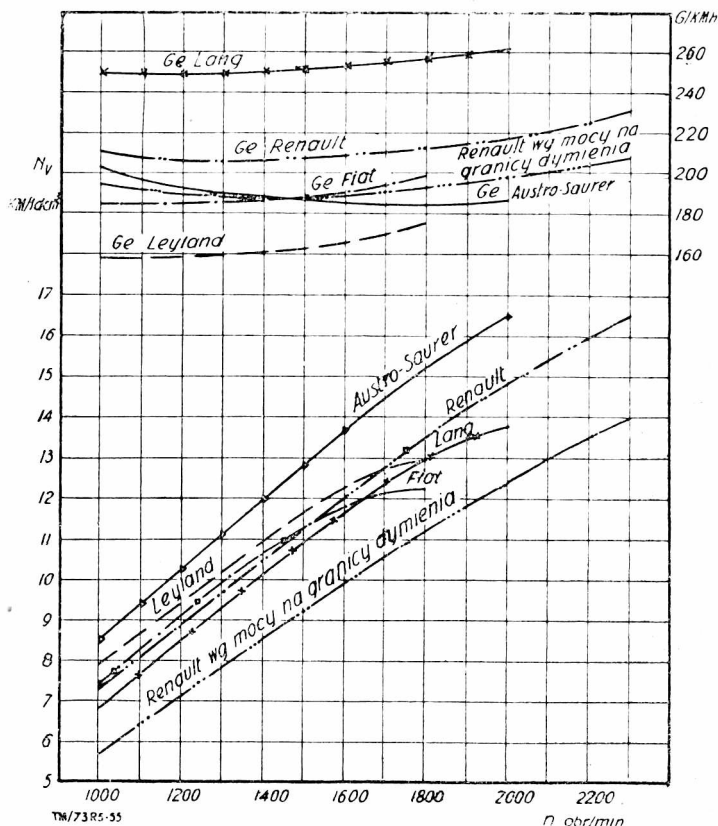
$$\text{Jak wiadomo } N_e = \frac{P_e \cdot V_{ss} \cdot n}{225 \cdot T} \text{ KM,}$$

dzieląc przez V_{ss} otrzymamy, iż objętościowy wskaźnik mocy

$$N_v = \frac{N_e}{V_{ss}} = \frac{P_e \cdot n}{225 \cdot T} \text{ KM/dcm}^3 \text{ objętości skokowej.}$$

O wielkości mocy uzyskanej z objętości skokowej silnika decyduje zatem średnie ciśnienie użyteczne (p_e), czyli jakość przebiegu spalania i dobroć obiegu pracy oraz ilość obrotów w minucie (n).

Korzystając z tej zależności, objętościowy wskaźnik mocy można przedstawić w zależności funkcjonalnej od prędkości obrotów ($N_v = f(n)$) wg charakterystyki eksploatacyjnej silnika. Ponadto, z uwagi iż w wypadku silników wysokoprężnych, poza osiągnięciami mocy, szczególne znaczenie mają wielkości zużycia paliwa g_e G/KMh, słuszne jest naniesienie krzywych jednostkowego zużycia paliwa w zależności funkcjonalnej od obrotów. Przy tego rodzaju układzie zachodzi konieczność podawania pełnego przebiegu krzywej N_v według charakterystyki mocy eksploatacyjnej. Przy porównaniu bowiem wartości N_v dla szczytowych wartości mocy eksploatacyjnej kilku silników, można by dojść na przykład do wniosku, iż silnik Austro-Saurer i Renault są równorzędne, gdyż uzyskują jednakowe wartości N_v (16,5 KM). Natomiast osiągi



Rys. 5. Charakterystyka objętościowego wskaźnika mocy dla kilku silników wysokoprężnych.

robocze silników pozostałych, na skutek uzyskiwania niższych wartości N_v są gorsze, co nie byłoby słuszne. Przez podanie natomiast pełnego przebiegu krzywych N_v można dokonać bardziej racjonalnej klasyfikacji porównywanych silników w całym zakresie badanych obrotów. Dla właściwego porównania istotna jest również ekonomiczność pracy silnika pod względem zużycia paliwa. Zgodnie z wykresem 5 należy natomiast stwierdzić, iż te silniki, które uzyskiwały większe N_v , mają wyższe jednostkowe zużycia paliwa. Widzimy więc, na tym konkretnym przykładzie, że właściwa ocena silnika na bazie takiego graficznego układu jest w dużym stopniu utrudniona. Konieczne do wyciągnięcia bardziej prawidłowych wniosków odnośnie osiągnięć różnych silników jest wyraźne stwierdzenie, czy charakterystyka eksploatacyjna, do której odnosimy N_v , leży powyżej, czy też poniżej mocy na granicy dymienia. W wypadku gdy N_v leży powyżej mocy na granicy dymienia, należy ją bezwarunkowo odnieść do mocy na granicy dymienia. Zdarza się bowiem często, że producenci silników ze względów reklamowych podają maksymalne osiągi, leżące w obszarze dymienia silnika, a więc praktycznie nie nadające się do eksploatacji. Taki właśnie wypadek zachodzi dla silnika Renault, dla którego na wykresie naniesiono dwie krzywe N_v , g_e — jedną dla N_v odniesioną do charakterystyki mocy eksploatacyjnej, a drugą dla mocy na granicy dymienia. O ile dla silnika Renault N_v wg charakterystyki mocy eksploatacyjnej jest wartością wysoką i wynosi 16,5 KM o tyle N_{vg} (odniesiona do mocy na granicy dymienia) spada do 13 KM przy tej samej prędkości obrotów $n = 2300$ obr/min. Podobnie i N_v dla silnika Mavag odniesiona jest do mocy eksploatacyjnej, leżącej ponad mocą na granicy dymienia. Widzimy, że przy takim ujęciu porównanie silników w zakresie tych samych prędkości obrotów (1000 ÷ 1800) pod względem N_{vg} i g_e , zbliży się bardziej do rzeczywistego i można ustalić następującą kolejność klasyfikacyjną: Austro-Saurer, Leyland, Fiat, Renault.

Z drugiej strony ustalona powyżej kolejność dla silników Austro-Saurer i Leyland wydaje się być jednak niezupełnie słuszna, gdyż z jednej strony silnik Austro-Saurer osiąga wprawdzie wyższe N_{vg} , z drugiej jednak uzyskuje wartości g_e dużo wyższe w porównaniu z Leylandem. Zachodzi zatem pytanie, czy w przypadku zwiększenia dawki paliwa silnik Leyland nie uzyskałby tej samej wartości N_v ? Należy bowiem pamiętać, że moc znamionowa przy normalnej regulacji fabrycznej silników, stanowi zazwyczaj 80 — 90% $N_{e_{max}}$ przy obrotach znamionowych, a zatem i przy mniejszych dawkach paliwa.

Ogólnie można zatem stwierdzić, iż porównanie takie bez podania dodatkowych warunków, do analizy większej ilości silników w zasadzie nie nadaje się.

Charakterystyka powierzchniowego wskaźnika mocy (wykres 6)

Jako miarę obciążenia cieplnego powierzchni tłoka, przyjmowany jest stosunek mocy znamionowej do sumarycznej powierzchni tłoków, co wzorem można określić, jako:

$$N_F = \frac{N_n}{\sum F_i \text{ tłoków}} \text{ KM/cm}^2 \text{ pow. tłoka.}$$

Powyższy wzór podaje zatem jednostkowe obciążenie powierzchni tłoka.

Przekształcając powyższy wzór na:

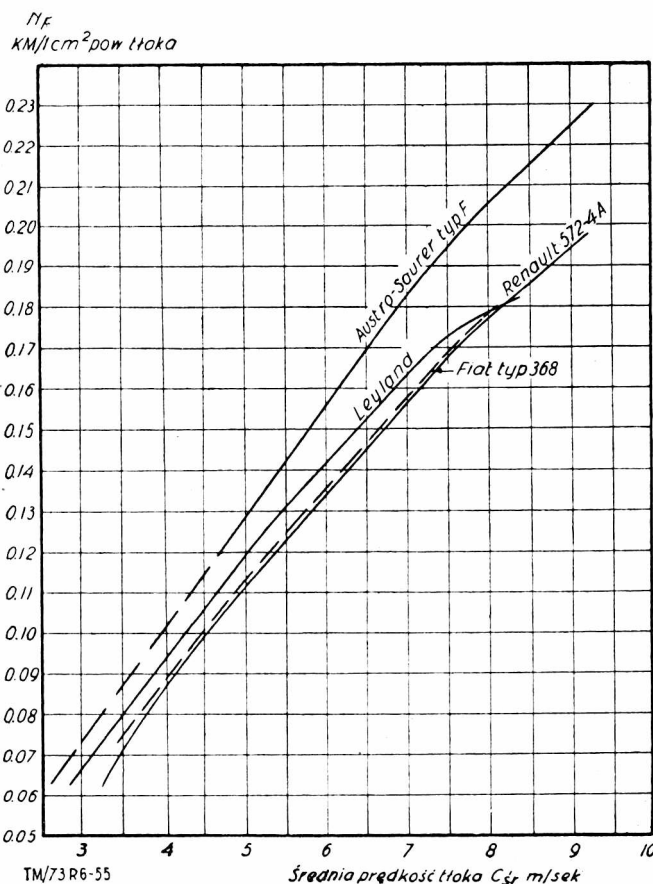
$$N_F = \frac{p_e \cdot V_{ss} \cdot n}{225 \cdot T \cdot i \cdot F} \text{ i podstawiając}$$

$$V_{ss} = \frac{\pi d^2}{4} \cdot S \cdot i; \quad F = \frac{\pi d^2}{4};$$

otrzymamy: $N_F = \frac{p_e \cdot S \cdot n}{225 \cdot T}$; KM/1 cm² pow. tłoka.

Korzystając z zależności $S = \frac{30 \cdot C_{sr}}{n}$ i zastępując stosunek

$\frac{30}{225 \cdot T} = K$; otrzymamy ostatecznie, $N_F = p_e \cdot C_{sr} \cdot K$ KM/1 cm² pow. tłoka.



Rys. 6. Charakterystyka powierzchniowego wskaźnika mocy dla kilku silników wysokoprężnych.

Wzór ten wskazuje, że powierzchniowy wskaźnik mocy zależy od średniego ciśnienia użytecznego i średniej prędkości tłokowej. Wskazuje to, że obciążenie cieplne powierzchni tłoka jest niezależne od wielkości silnika. Należy jednak wziąć pod uwagę, że jakkolwiek ilości ciepła odpowiadające mocom przypadającym na jednostkę powierzchni tłoka mogą pozostać stałe i niezależne od wielkości silnika, to jednak ze wzrostem wielkości silnika rosną długości dróg, wzdłuż których ciepło musi być odprowadzane z denka tłoka do ścian cylindra. Tym samym maleje również wartość spadku i temperatur na przestrzeni między poszczególnymi punktami wnętrza cylindra, a czynnikiem chłodzącym, przeto stan cieplny porównywalnych silników o różnych parametrach będzie ostatecznie różny. Tym niemniej dla celów orientacyjnych pozwalających na określenie rzędu wielkości praktycznie spotykanych obciążeń dokonano zestawieniowego wykresu 6 dla kilku porównywalnych ze sobą silników. Wykres ten podobnie jak wykres objętościowego wskaźnika mocy, należy odnosić do charakterystyki eksploatacyjnej silnika.

Techn.-mech. ROMAN ZIELIŃSKI

GOSPODARKA SPRAWDZIANAMI W FABRYKACH SAMOCHODÓW

Sprawdziany i przyrządy pomiarowo-kontrolne w produkcji samochodów stanowią bardzo poważną pozycję oprzyrządowania, która sprawia szczególnie wiele kłopotu z uwagi na swą dokładność, konieczność częstej kontroli przy stosunkowo krótkiej żywotności i dość dużej różnorodności.

Zachowując ciągłość produkcji nie można dopuścić do braku sprawdzianów w liniach produkcyjnych lub też posiadać sprawdziany nieskontrolowane, nie posiadające świadectw pomiarów stwierdzających ich przydatność do produkcji. Taki stan mógłby spowodować wykonanie dużej ilości braków, a nawet zahamowanie produkcji na pewnych odcinkach. Za całość utrzymania w ruchu produkcji i zaopatrzenie jej w odpowiednią ilość przewidzianą technologią sprawdzianów odpowiedzialna jest gospodarka narzędziowa.

Od pracy służby gospodarki narzędziowej przez odpowiednią organizację zaopatrzenia i utrzymanie jakości sprawdzianów i przyrządów kontrolnych zależy w dużej mierze nie tylko zapewnienie ciągłości produkcji na warsztacie, ale również ma to decydujący wpływ na żywotność mechanizmów samochodu, ich trwałość a w naprawach i konserwacji możliwość zastąpienia części zużytych nowymi. W zakładach, gdzie brak jest ilościowego i jakościowego wyposażenia w narzędzia pomiarowe, sam produkt wychodzi nieodpowiedni i uciążliwa jest później eksploatacja z braku zamienności części.

Doceniając znaczenie posiadania właściwej jakości sprawdzianów na stanowiskach roboczych w dziale gospodarki narzędziowej powinna być wydzielona specjalna komórka zajmująca się wyłącznie gospodarką sprawdzianami.

Gospodarka sprawdzianowa wchodzi w skład centralnej gospodarki narzędziowej i posiada własną organizację składającą się z następujących komórek.

- a. Planowanie
- b. Nadzór techniczny
- c. Wypożyczalnie sprawdzianów
- d. Sterowanie i układanie planów dla oddziału wykonawstwa sprawdzianów, wydziału produkcji narzędzi
- e. Archiwum rysunków sprawdzianów i przyrządów pomiarowo-kontrolnych.

Na czele gosp. spraw. stoi kierownik podporządkowany bezpośrednio kierownikowi centr. gosp. narzędziowej.

Do zadań gospodarki sprawdzianowej należy zaopatrzenie zakładu w odpowiednią ilość sprawdzianów i przyrządów pomiarowo-kontrolnych, twardościomierzy, sprawdzianów przestrzennych (master-modele i master-makiety), krzywek wzorcowych (wzorców), oraz całkowite gospodarowanie wymienionym oprzyrządowaniem.

W celu wykonania tak dużych zadań, jakie stoją przed gospodarką sprawdzianową, powinna być stworzona bardzo sprawna i zdyscyplinowana organizacja oraz dość mocno powiązane z punktami pomiarowymi izby pomiarów. Punkty pomiarowe położone są bądź w samych wypożyczalniach sprawdzianów, bądź też w bezpośrednim ich sąsiedztwie.

Planowanie

W pierwszym okresie uruchomienia produkcji lub przy wprowadzaniu nowych sprawdzianów lub przyrządów pom. kontr. do procesu technologicznego, zamawia je dział głównego technologa. Zamówienie kierowane jest do wykonania przez narzędziownię za pośrednictwem planowania gospodarki sprawdzianowej. Sprawdziany lub przyrządy są wówczas tylko rejestrowane w planowaniu. Aby sprawdzian wszedł w nor-

malny proces technologiczny powinien posiadać „akt wprowadzenia” podpisany przez:

1. Technologa wydziału, na którym pracuje
2. KT danego wydziału
3. Nadzór techniczny gosp. sprawdzianami.

Akt wprowadzenia jest jednocześnie przekazaniem gosp. spr. wszystkich spraw związanych z eksploatacją i regeneracją danego sprawdzianu lub przyrządu oraz zaopatrzeniem produkcji w odpowiednią ilość sprawdzianów w przypadku ich zużycia. Po momencie otrzymania aktu, planowanie wpisuje dany sprawdzian jako normalny i na podstawie posiadanych norm lub doświadczenia zużycia podobnych sprawdzianów będących w eksploatacji, planuje odpowiednią ilość części zamiennych lub półfabrykatów tych części.

Należy nadmienić, że części zamienne szczególnie te, których żywotność jest dość mała, powinny być zamawiane co najmniej z półrocznym zapasem. Ponadto wykonywana jest duża ilość typowych sprawdzianów w formie półfabrykatów, co w wypadkach konieczności szybkiego wykonania jakiegoś niezbędnego sprawdzianu nie nastrocza specjalnej trudności z jego wykonaniem, a ponadto bardzo przyspiesza samo wykonawstwo. Do takich typowych półfabrykatów należą sprawdziany tłoczkowe gładkie i gwintowe oraz sprawdziany szczękowe.

Planowanie regeneracji odbywa się w ten sposób, że wyznaczona jest pewna ilość godzin w narzędziowni, która przeprowadza regenerację przyrządów tylko o dużej dokładności względnie o bardzo skomplikowanych kształtach. Remonty i regeneracje mniej dokładnych sprawdzianów mogą przeprowadzać bazy remontowe narzędziowni, znajdujące się przy większych wydziałach.

Przyrządy uniwersalne pomiarowe są zamawiane przez planowanie gosp. spr. w dziale zaopatrzenia zakładu na podstawie otrzymanych zapotrzebowań rocznych od poszczególnych wydziałowych gosp. spr. oraz izby pomiarów, która zajmuje się planowaniem uniwersalnych przyrządów pomiarowych dla działu kontroli technicznej.

Cały plan zaopatrzenia zakładu w przyrządy pomiarowe uniwersalne winien być podpisywany przez kierownika izby pomiarów, jako osoby upoważnionej specjalnie do tego celu. Późniejsze wydawanie z centralnego magazynu narzędzi optyczno-mechanicznych, przyrządów pomiarowych oraz płytek wzorcowych i kątowych, może nastąpić jedynie za pisemną zgodą tegoż kierownika izby pomiarów.

Nadzór techniczny gospodarki sprawdzianowej

Nadzór techniczny gospodarki sprawdzianowej zajmuje się badaniem i kontrolą eksploatacji sprawdzianów i przyrządów pomiarowo-kontrolnych.

Pracownicy nadzoru znajdują się na wszystkich tych wydziałach, gdzie są oddziały gospodarki sprawdzianowej. Badają oni zużycie sprawdzianów i odpowiadają za przydatność w produkcji. Ścisłe współpracują z planowaniem gosp. spr. gdzie przekazują wszystkie dane odnośnie zużycia sprawdzianów, oraz biurem konstrukcyjnym głównego technologa, któremu przekazują niedociągnięcia w pracy sprawdzianów i przyrządów — sugerując o ile jest to możliwe — nowe rozwiązania. Pracownicy nadzoru podpisują wszystkie protokoły zużycia, analizują normalne zużycie i występują do dyrekcji z wnioskami w stosunku do pracowników niewłaściwie pracujących sprawdzianami lub przyrządami. Ponadto przeprowadzają dochodzenia w przypadkach awarii sprawdzianów.

Cały nadzór techniczny są to pracownicy o dużym poziomie wiedzy zawodowej oraz posiadający duże doświadczenie w konstrukcji i wykonaniu sprawdzianów.

Wypożyczalnia sprawdzianów

Przy każdym wydziale produkcyjnym powinna znajdować się wypożyczalnia sprawdzianów, podporządkowana gosp. spr., która zajmuje się rozprowadzaniem, tj. wydawaniem na stanowiska robocze sprawdzianów i przyrządów pomiarowo-kontrolnych. Sprawdziany wydawane są na marki narzędziowe, natomiast większe przyrządy pomiarowo-kontrolne wpisywane są do książeczek narzędziowych użytkowników.

Za całość wypożyczalni odpowiedzialny jest kierownik — posiadający do pomocy wydawców będących na wszystkich zmianach. Wypożyczalnia ma prawo wydać do produkcji tylko taki sprawdzian lub przyrząd, który posiada świadectwo punktu pomiarowego stwierdzające jego przydatność do produkcji. W świadectwie musi być wyznaczona data następnej kontroli sprawdzianu. Datę wyznacza punkt pomiarowy na podstawie posiadanego ramowego schematu kontroli okresowej oraz analizując warunki pracy danego sprawdzianu.

Ramowy schemat kontroli okresowej podaje poniższe tablica.

Do obowiązków wydawców sprawdzianów należy ściąganie ze stanowisk roboczych w wyznaczonych terminach sprawdzianów i przedkładanie ich do kontroli okresowej przeprowadzanej przez punkt pomiarowy uważany jako inspekcję. Wypożyczalnia, a raczej gospodarka sprawdzianowa uważana jest jako użytkownik i jako taki obowiązana jest zgłosić przyrząd pomiarowy do kontroli.

Aby wiedzieć, jakie sprawdziany w danym dniu powinny być przedstawione do kontroli okresowej, wypożyczalnia sprawdzianów posiada kartotekę ułożoną dniami m-ca, w której na podstawie otrzymanych świadectw kontroli wpisuje datę następnej kontroli i wkłada w odpowiednią przegrodę. Przyrządy kierowane do punktu pomiarowego muszą posiadać stare świadectwo. Jeżeli przyrząd lub sprawdzian zostanie wcześniej zdany, tj. przed wyznaczoną datą kontroli okresowej — bezwzględnie musi on być przekazany do punktu pomiarowe-

go celem stwierdzenia czy nie został uszkodzony. Za znajdowanie się w produkcji sprawdzianów lub przyrządów nie posiadających świadectw kontroli okresowej lub posiadających świadectwa przeterminowane, poza bezpośrednim użytkownikiem odpowiedzialna jest wypożyczalnia sprawdzianów.

W celu szybkiego odnalezienia przyrządu pomiarowego dla określenia miejsca jego pracy poza pobraniem marki narzędziowej zostaje zapisane:

- 1) nazwisko użytkownika
- 2) oddział i linia
- 3) stanowisko robocze
- 4) nr świadectwa K. O.

Taki zapis zostaje wraz z marką zawieszony w miejscu skąd pobrano sprawdzian.

Sprawdziany przekazywane do punktu pomiarowego muszą być czysto wymyte, a w przypadkach sprawdzianów tłoczkowych gwintowych rozmontowane z rękojeści. Czynność tę wykazują pracownicy wypożyczalni. W przypadkach gdy przyrząd pomiarowy jest dużych rozmiarów, nie przenosi się go do punktu pomiarowego, a tylko zostaje on zgłoszony w odpowiednim terminie do kontroli okresowej. Punkt pomiarowy zobowiązany jest wydelegować swego pracownika celem przeprowadzenia kontroli i wystawienia świadectwa. Przekazywanie sprawdzianów i przyrządów pomiarowo-kontrolnych do regeneracji następuje w tym przypadku, jeżeli punkt pomiarowy nie wystawi świadectwa stwierdzającego przydatność sprawdzianu do produkcji. W takich wypadkach wystawiana jest karta pomiarowa stwierdzająca usterkę, a która jest podstawą do skierowania sprawdzianu do naprawy.

Przyrządy lub sprawdziany naprawiane przez bazę remontową wydziału są odbierane przez punkt pomiarowy. Natomiast regenerowane przez narzędziownię, kontrolowane są przez miejscową kontrolę techniczną, skąd zostają przekazane do macierzystej wypożyczalni, która w celu uzyskania świadectwa musi je zgłosić do punktu pomiarowego.

Punkt pomiarowy obowiązany jest do prowadzenia gospodarki wymiarowej sprawdzianów. Polega to na rozbiciu pola tolerancji sprawdzianu na dwie grupy:

Tolerancja sprawdzianu w mm	C z e s t o t l i w o ś ć k o n t r o l i o b r o t o w e j						Uwagi	
	Spr. szczęk. i tłoczkowe gładkie	Spr. pieścienie kontrolne	Szablony	Spr. złożone i urządzenia kontrolne	Spr. gwint. pierścieniowe	Spr. gwint. tłoczkowe		
0,0025	codziennie	co 1 dz.	co 5 dni	co 1 dz.	I i II kl. co 10 dni	I i II kl. co 5 dni	Sprawdziany gwintowe kontrolne sprawdzane są co 2 miesiące w izbie pomiarów; spr. szczękowe natomiast sprawdzane są codziennie przez punkty kontrolne	
0,005	co 1 dz.	co 2 dni	co 8 dni	co 2 dni	co 2 dni	co 5 dni		
0,008	co 2 dni	co 4 dni	co 10 dni	co 4 dni	co 4 dni	co 5 dni		
0,010	co 3 dni	co 6 dni	co 15 dni	co 6 dni	III kl. co 7 dni	III kl. co 10 dni		
0,013	co 4 dni	co 8 dni	co 20 dni	co 8 dni	co 8 dni	co 10 dni		
0,015	co 5 dni	co 10 dni	co 25 dni	co 10 dni	co 10 dni	co 10 dni		
0,018	co 6 dni	co 12 dni	co 30 dni	co 12 dni	IV kl. co 5 dni	IV kl. co 7 dni		
0,020	co 7 dni	co 14 dni	co 35 dni	co 14 dni	co 14 dni	co 7 dni		
0,023	co 8 dni	co 16 dni	co 40 dni	co 16 dni	co 16 dni	co 7 dni		
0,025	co 9 dni	co 18 dni	co 45 dni	co 18 dni	co 18 dni	co 7 dni		
0,028	co 10 dni	co 20 dni	co 50 dni	co 20 dni	V kl. co 3 dni	V kl. co 3 dni		
0,030	co 11 dni	co 22 dni	co 55 dni	co 22 dni	co 22 dni	co 3 dni		
0,033	co 12 dni	co 24 dni	co 60 dni	co 24 dni	co 24 dni	co 3 dni		
0,036	co 13 dni	co 26 dni	co 65 dni	co 26 dni	co 26 dni	co 3 dni		
0,038	co 14 dni	co 28 dni	co 70 dni	co 28 dni	co 28 dni	co 3 dni		
0,041	co 15 dni	co 30 dni	co 75 dni	co 30 dni	co 30 dni	co 3 dni		
0,043	co 16 dni	co 32 dni	co 80 dni	co 32 dni	co 32 dni	co 3 dni		
0,046	co 17 dni	co 34 dni	co 85 dni	co 34 dni	co 34 dni	co 3 dni		
0,048	co 18 dni	co 36 dni	co 90 dni	co 36 dni	co 36 dni	co 3 dni		
0,050	co 19 dni	co 38 dni	co 95 dni	co 38 dni	co 38 dni	co 3 dni		
0,076	co 20 dni	co 40 dni	co 100 dni	co 40 dni	co 40 dni	co 3 dni		
0,102	co 21 dni	co 50 dni	co 125 dni	co 50 dni	co 50 dni	co 3 dni		
Mikromierze i suwmiarki		Kontrola okresowa 1 raz w miesiącu			Regulacja codziennie			
Średnicówki mikrometryczne do 100 mm		Kontrola okresowa co 5 dni			Regulacja codziennie			
Czujniki i średnicówki czujnikowe 0.01 mm		Kontrola okresowa co 25 dni (czujniki)			Średnicówki kontrolować 4 razy w zmianę			Regulować 4 razy w zmianę

1) pełne pole tolerancji: — do 70% zużycia

sprawdzian roboczy

2) powyżej 70% zużycia

sprawdzian kontrolny

Grupa pierwsza tj. „sprawdziany robocze” nie są znaczone. Natomiast grupa druga „sprawdziany kontrolne” są malowane na rękojeści lakierem o przyjętym kolorze. Na świadectwie zostaje wykonany nadruk „kontrolny”. Sprawdziany te przeznaczone są wyłącznie dla użytku kontroli technicznej. Nie dopuszczalne jest, aby sprawdziany kontrolne używane były przez pracowników z produkcji.

Jak wspomniano wyżej, planowanie gospodarki sprawdzianami układa plan pracy oddziału produkcji sprawdzianów — steruje wykonawstwem.

Na podstawie otrzymanych kart zużycia sprawdzianów oraz posiadanych norm, planowanie układa miesięczne plany produkcji, w które wchodzi też produkcja przyrządów pomiarowych. Z uwagi na to, że gospodarka sprawdzianami ma bezpośredni wpływ na wykonanie sprawdzianów i przyrządów kontrolnych pozwala to na właściwe wykorzystanie mocy produkcyjnej oddziału sprawdzianów dla potrzeb zakładu, nie dopuszczając jednocześnie wykonywania pozycji nie będących limitującymi dany okres produkcji.

Mgr inż. EDWARD WODZICZKO

URZĄDZENIA RÓWNOWAŻĄCE SIŁY MASOWE UKŁADÓW KORBOWYCH

Rozwój tłokowych silników szybkoobrotowych zwrócił uwagę konstruktorów na konieczność opanowania znacznych sił bezwładności mas układu korbowego. Siły te nieopanowane (niezrównoważone) obciążają wyraźnie układ korbowy, a przenosząc się przez zawieszenie silnika na pojazd wywołują wstrząsy i drgania.

Siły bezwładności układu korbowego

Przyspieszenia towarzyszące ruchowi elementów mechanizmu korbowego są źródłem występowania sił bezwładności mas, które są kinetyczną reakcją masy na nadawane jej przyspieszenie. Siła bezwładności posiada kierunek przeciwny do występującego przyspieszenia a ogólne jej równanie:

$$P_m = -m \cdot p$$

gdzie m — masa elementu

p — przyspieszenie

W mechanizmie korbowym będziemy rozróżniali ogniwa wykonujące typowe ruchy obrotowe względnie przesuwne oraz ruchy o charakterze złożonym (korbówód). Na elementy wirujące działa siła bezwładności masy zwana siłą odśrodkową P_r , której wielkość równa jest iloczynowi masy wirującej i przyspieszenia dośrodkowego a kierunek przeciwny niż wywołujące ją przyspieszenie (rys. 1)

$$P_r = -m_r \cdot p_n$$

gdzie m_r — masa wirującego elementu

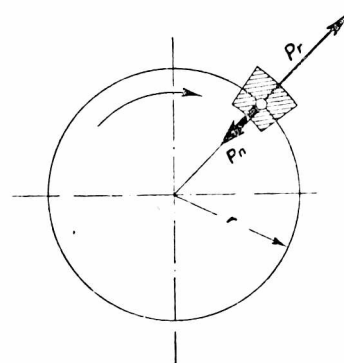
p_n — przyspieszenie dośrodkowe (normalne)

Przedstawiając przyspieszenie dośrodkowe jako iloczyn prędkości kątowej ω i promienia toru środka wirującej masy r otrzymamy, że: $P_r = m_r \cdot \omega^2 \cdot r = m_r \cdot \left(\frac{\pi \cdot n}{30}\right)^2 \cdot r$ (pomijamy znak rozpatrując jej wartość bezwzględną). Wektor tej siły skierowany jest stale promieniowo tzn. od środka obrotów

Archiwum

Gospodarka sprawdzianami posiada własne archiwum rysunków na sprawdziany i przyrządy pomiarowo-kontrolne. Rysunki te są przeznaczone dla oddziału produkcji sprawdzianów przy wykonywaniu zamówień, oraz dla wypożyczalni, które obowiązane są dostarczać sprawdziany do punktu pomiarowego wraz z rysunkami. Sprawa rysunków powinna być tak postawiona, że każda wypożyczalnia posiada komplet rysunków na sprawdziany i przyrządy występujące w danym wydziale. Rysunki te są zarejestrowane w archiwum i w przypadku zachodzących zmian zostają zastąpione nowymi lub nanoszone są zmiany bezpośrednio na odbitce. Wszystkie rysunki sprawdzianów normalnych mogą być zsyte w książki i w takim stanie powinny być wydawane na warsztat. Archiwum współpracuje z biurem konstrukcyjnym głównego technologa i jest odpowiedzialne za aktualność wszystkich rysunków znajdujących się w produkcji.

Zagadnienie właściwie postawionej gospodarki sprawdzianowej w naszym przemyśle jest niedoceniane, co obecnie przy wzrastającym eksporcie produktów przemysłowych może mieć duży wpływ na utrzymanie się eksportu. Uwagi podane w artykule zaczerpnięte zostały z jednej z większych fabryk samochodów zagranicznych, oparte na długoletnim doświadczeniu tego zakładu. Odpowiednie obsadzenie i wyposażenie komórki gospodarki sprawdzianami powinno przyczynić się do obniżki procentu braków na warsztatach, a zatem w konsekwencji poprawi wskaźnik kosztów własnych.



Rys. 1

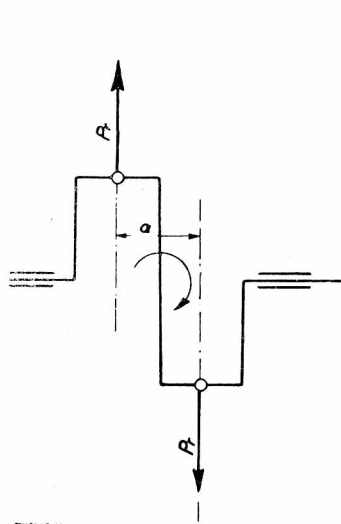
na zewnątrz i obraca się razem z masą. Jako masy wirujące układu korbowego rozpatrujemy masę czopa korbowego, masy części ramion ze środkiem poza osią obrotu i masę przykorbowej części korbowodu, która w zależności od konstrukcji wynosi od 0,55 do 0,65 całkowitej jego masy.

Poniższy prosty przykład przeliczeniowy podaje wartości siły odśrodkowej występującej na pojedynczym wykorbieniu przeciętnego silnika samochodowego o mocy ok. 35 KM i ilości obrotów 4000 na minutę. Masy wirujące składające się z masy czopa korbowego, masy przykorbowej części korbowodu i masy ramion zredukowanej na środek czopa korbowego wynoszą $m_r = 0,20 \frac{\text{kg} \cdot \text{sek}^2}{\text{m}}$, prędkość kątowa $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 4000}{30} = 415 \text{ }^1/\text{sek}$, promień wykorbienia $r = 0,038 \text{ m}$. Wobec tego siła bezwładności mas wirujących (siła odśrodkowa) $P_r = m_r \cdot \omega^2 \cdot r = 0,20 \cdot 415^2 \cdot 0,038 = 1300 \text{ kG}$. Siła ta wywołuje naprężenia w wale korbowym i dodatkowo obciąża łożyska przez co wzrastają siły tarcia zmniejszające sprawność silnika.

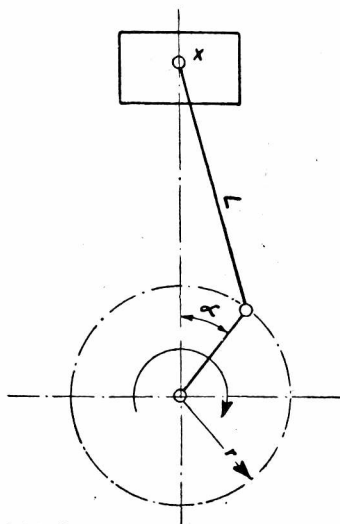
W układach wielokorbowych płaskich, kiedy występują siły odśrodkowe przeciwnie skierowane, pojawia się ich moment (mimo pozornego zrównoważenia) równy $M_r = P_r \cdot a$ (por. rys. 2). Niezrównoważone siły względnie ich momenty

przenoszą się przez kadłub silnika na ramę pojazdu wywołując drgania szkodliwe dla całości mechanizmów i nieprzyjemne dla użytkowników.

Drugi rodzaj sił bezwładności to siły mas przesuwnych skierowane wzdłuż toru ich ruchu tzn. wzdłuż osi cylindra. Do mas



Rys. 2



Rys. 3

przesuwnych zaliczamy masę tłoka z pierścieniami i sworzniem oraz masę przytłokowej części korbowodu stanowiącą od 35% do 45% całkowitej jego masy. Siłę bezwładności mas przesuwnych \$X\$ można wyrazić ogólnie równaniem:

$$X = m_p \cdot p_p \text{ (bezwzględna wartość)}$$

przy czym \$m_p\$ — masy przesuwne

\$p_p\$ — przyspieszenia tych mas

Samo przyspieszenie znajdziemy jako drugą pochodną drogi \$s\$ punktu \$x\$ (rys. 3) względem czasu \$t\$.

$$p_p = \frac{d^2 s}{dt^2}$$

Jeżeli drogę punktu \$x\$ w zależności od kąta \$\alpha\$ wychylecia ramienia korby przedstawimy w postaci szeregu nieskończonego, przy czym z wystarczającą dla celów praktycznych dokładnością zatrzymamy z tego szeregu dwa pierwsze wyrazy to po dwukrotnym różniczkowaniu równania drogi otrzymamy równanie przyspieszenia \$p_p\$ punktu \$x\$ (mas przesuwnych)

$$p_p \approx r \cdot \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha)$$

gdzie \$\alpha\$ jest kątem wychylecia ramienia korby w stosunku do osi cylindra

\$\omega\$ — prędkością kątową wału korbowego

\$r\$ — promień wykorbienia

\$\lambda = r/L\$ (względna długość ramienia korby)

Powyższe równanie przyspieszenia składa się z dwóch wyrazów, pierwszego \$r \cdot \omega^2 \cos \alpha\$ i drugiego \$r \cdot \omega^2 \lambda \cos 2\alpha\$, będącymi przyspieszeniami pierwszego i drugiego rzędu: \$p_{pI} = r \cdot \omega^2 \cos \alpha\$ i \$p_{pII} = r \cdot \omega^2 \lambda \cos 2\alpha\$, wobec czego przyspieszenie mas przesuwnych jest sumą przyspieszeń pierwszego i drugiego rzędu \$p_p = p_{pI} + p_{pII}\$. Obrazem przebiegu przyspieszenia jest krzywa przedstawiona na rys. 4, będąca wynikiem sumowania się krzywych przyspieszeń pierwszego i drugiego rzędu. Krzywa przyspieszenia \$p_{pII}\$ w porównaniu z krzywą \$p_{pI}\$ posiada \$\lambda\$-krotnie mniejszą amplitudę i częstotliwość dwa razy większą (\$2\alpha\$). Maksymalna wartość przyspieszenia występuje w odkorbowym położeniu tłoka (\$\alpha = 0\$, \$\alpha = 2\pi\$). Krzywe przedstawione na rys. 4 mogą odtwarzać również w pewnej podziale przebieg sił bezwładności mas przesuwnych albowiem \$X = m_p \cdot p_p = m_p (p_{pI} + p_{pII}) = X_I + X_{II}\$

gdzie \$X_I = m_p \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \cos \alpha\$ jest siłą bezwładności mas przesuwnych pierwszego rzędu

\$X_{II} = m_p \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \lambda \cdot \cos 2\alpha\$ jest siłą bezwładności

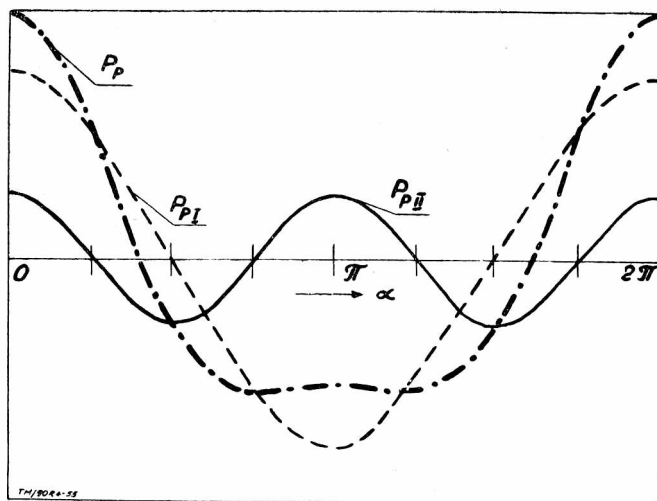
mas przesuwnych drugiego rzędu. Siły te leżą w osi cylindra i zależnie od położenia ramienia wału (kąt \$\alpha\$) zmieniają swoją wielkość i kierunek. Na rys. 5 widzimy kierunki i wielkości wektorów tych sił zaczepionych w osi sworznia tłokowego, a zmieniające się w zależności od kąta wychylecia ramienia korby. Maksymalne wartości tych sił (szczególnie pierwszego rzędu) są znaczne i wynoszą na przykład dla przeciętnego silnika samochodowego (35 KM, \$n = 4000\$ obr/min, \$\lambda = 1/4\$,

$$m_p = 0,09 \frac{\text{kg} \cdot \text{sek}^2}{\text{m}}, r = 0,038 \text{ m}) X_I = m_p \cdot \omega^2 \cdot r = 0,09 \cdot \frac{\pi^2 \cdot 4000^2}{30^2} \cdot 0,038 = 600 \text{ kG} \text{ i } X_{II} = m_p \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \lambda = X_I \cdot \lambda = 600 \cdot 0,25 = 150 \text{ kG}.$$

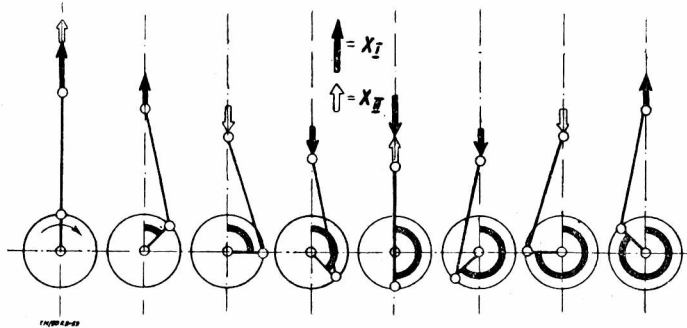
W wypadku niezrównoważenia pojawia się podobne oddziaływanie ich jak poprzednio opisanych sił odśrodkowych, a ciągła zmiana ich wielkości i kierunku może doprowadzić do wystąpienia niebezpiecznych drgań wału.

Metody wyrównania sił bezwładności

Wyrównywanie sił odśrodkowych nie przedstawia specjalnych trudności. Wektor siły odśrodkowej \$P_r\$, wirujący w tym



Rys. 4

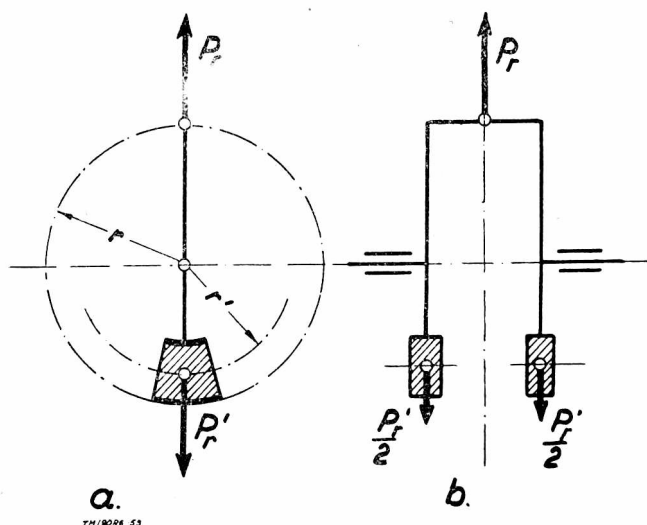


Rys. 5.

samym kierunkiem i z tą samą prędkością kątową co wał korbowy można zrównoważyć przez zaczepienie po przeciwnej stronie mas wirujących dodatkowej masy (tak zwanego przeciwcieżaru), której siła odśrodkowa będzie równa sile bezwładności mas wirujących i przeciwnie skierowana (rys. 6a). Musi wtedy być spełniony warunek \$P_r = P'_r\$, przy czym \$P_r = m_r \cdot p_n = m_r \cdot \omega^2 \cdot r\$, a \$P'_r = m'_r \cdot p'_n = m'_r \cdot \omega^2 \cdot r\$, skąd \$m_r \cdot r = m'_r \cdot r'\$.

W celu uniknięcia momentu sił zaczepiamy symetrycznie dwa przeciwcieżary (rys. 6b) spełniające jeszcze warunek równowagi momentów.

Wyrównywanie sił bezwładności mas przesuwnych jest już bardziej kłopotliwe i niekiedy możliwe tylko częściowo do



Rys. 6

przeprowadzenia a to ze względu na konieczność stosowania złożonych i kosztownych urządzeń. Spotykamy tutaj wyrównywanie przy pomocy przeciwcieżarów doczepianych do wałów albo też wirujących oddzielnie, oraz wyrównywanie przez zastosowanie odpowiedniego układu cylindrów i wykorbień. Wyrównywanie sił pierwszego i drugiego rzędu znajduje z reguły zastosowanie w szybkoobrotowych silnikach pojazdów mechanicznych, natomiast wyrównywanie sił wyższych rzędów z uwagi na ich nieduże wartości jest zasadniczo nieopłacalne.

Dla porównania warto podać występujące w przeciętnym silniku samochodowym maksymalne wartości tych sił aż do szóstego rzędu włącznie, uwzględniając ich kierunki działania (Silnik N = 35 KM, $n = 4000$ obr/min, $\lambda = 0,25$).

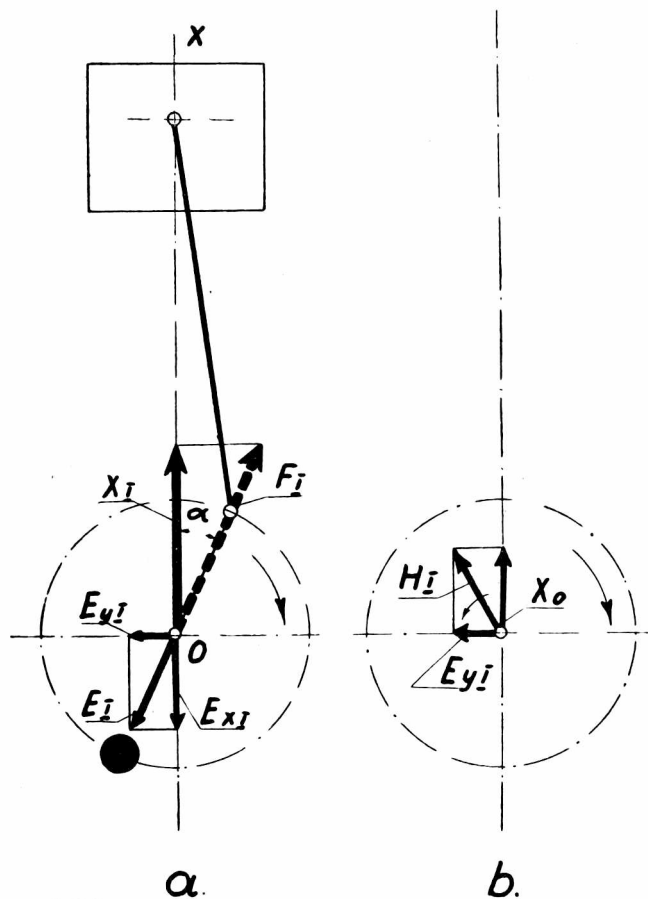
Siła pierwszego rzędu	$X_I = -600$ kG
" drugiego "	$X_{II} = -150$ kG
" czwartego "	$X_{IV} = +2,3$ kG
" szóstego "	$X_{VI} = +0,04$ kG

Rozpatrzmy najpierw możliwości wyrównywania sił bezwładności na przykładzie pojedynczego wykorbienia. Siłę bezwładności pierwszego rzędu $X_I = m_p \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \cos \alpha$ można przedstawić jako rzut fikcyjnego wektora F_I na oś $o-x$ (rys. 7a), przy czym wektor $F_I = m_p \cdot \omega^2 \cdot r$ jest stale skierowany wzdłuż ramienia korby i wiruje z prędkością kątową wału ω . Jeżeli na ramionach wału doczepimy przeciwcieżary dające siłę odśrodkową E_I (rys. 7a) to składowa jej E_{xI} wyrówna siłę bezwładności mas przesuwanych X_I , lecz pozostanie jeszcze niewyrównana składowa E_{yI} powodująca niekiedy poważne zakłócenia. Z tych względów zrównoważamy mniejszym przeciwcieżarem tylko część siły X_I (ok. 50%) obniżając tym samym wartość niezrównoważonej siły E_{yI} . W takim wypadku niezrównoważona część siły X_I (rys. 7b) wynosząca $X_I - E_{xI} = X_o$ i składowa pozioma E_{yI} tworzą wypadkową niezrównoważoną $H_I = X_o + E_{yI}$, której wektor wiruje z prędkością kątową ω w kierunku przeciwnym do obrotu wału. Widzimy stąd, że nie ma możliwości pełnego zrównoważenia sił bezwładności pierwszego rzędu drogą doczepiania przeciwcieżarów do pojedynczego wykorbienia silnika jednocylindrowego.

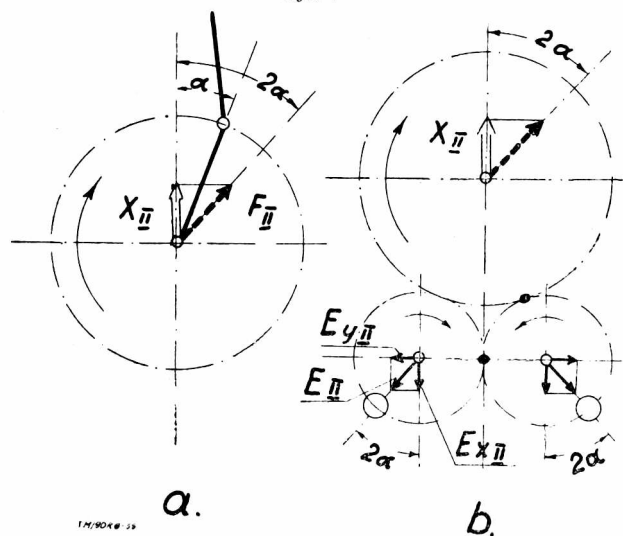
Jeszcze gorzej przedstawia się sprawa wyrównania sił drugiego rzędu $X_{II} = m_p \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \lambda \cdot \cos 2\alpha$ (rys. 8a), których wektor fikcyjny $F_{II} = m_p \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \lambda$ wiruje z prędkością kątową 2ω (dwa razy większą niż prędkość wału). W związku z powyższym przeciwcieżar wirujący z prędkością kątową wału (tzn. doczepiony do wału) nie może służyć jako urządzenie równoważące siły bezwładności mas przesuwanych drugiego rzędu. Stosując dopiero przeciwcieżary wirujące z pod-

wójną prędkością kątową wału (napędzane od wału przy pomocy osobnej przekładni) można uzyskać pełne zrównoważenie sił drugiego rzędu, (patrz rys. 8b). Przez umieszczenie dwóch przeciwcieżarów przeciwbieżnych otrzymujemy układ, w którym równoważą się składowe poziome E_{yII} zaś składowe pionowe E_{xII} wyrównują siłę bezwładności drugiego rzędu X_{II} .

Odpowiedni układ cylindrów i wykorbień jest doskonałym środkiem do wyrównywania sił bezwładności i ich momentów, lecz niestety wykonanie takich silników jest niekiedy kosztowne i znacznie skomplikowane. Jako przykład niech posłuży dwucylindrowy silnik o tłokach przeciwbieżnych (tzw. „boxer”) przedstawiony schematycznie na rys. 9. W układzie tym zachodzi zupełne wyrównanie sił bezwładności mas prze-

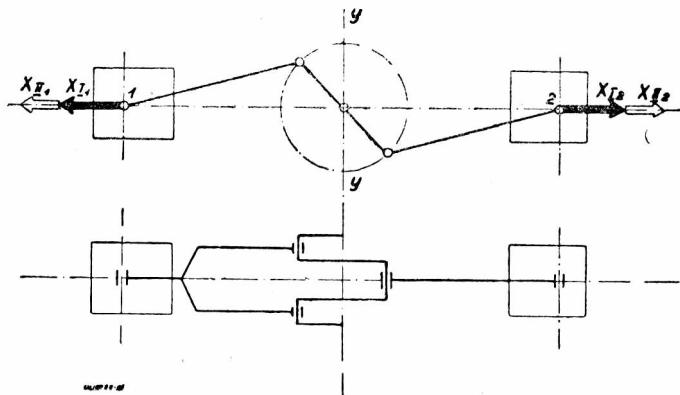


Rys. 7



Rys. 8

suwnych pierwszego i drugiego rzędu (X_I i X_{II}), bowiem siły te są w obydwu cylindrach równe co do wielkości i przeciwnie skierowane. W celu zlikwidowania momentu tych sił działającego wokół osi $y-y$ zmuszony był konstruktor do zastosowania trzech wykorbień i rozwidlonego lewego korbowału, przez co uzyskał współosiowe ułożenie cylindrów. Zrównoważenie sił odśrodkowych może mieć miejsce w tym układzie tylko w wypadku starannego doboru przeciwnych mas wirujących zredukowanych na czopy korbowe.



Rys. 9

W silnikach rzędowych zupełne zrównoważenie sił i momentów uzyskuje się dopiero w układzie 6-cylindrowym i wyższych.

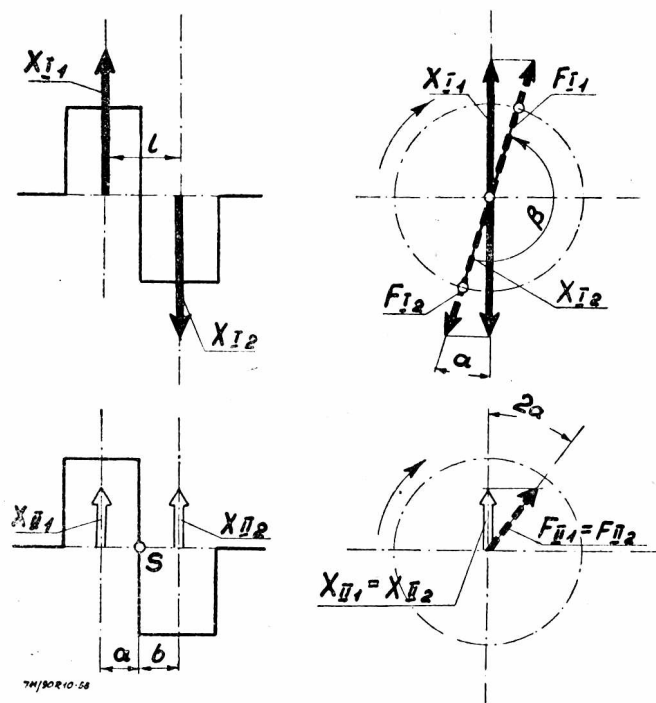
Sprawdzanie dynamicznego wyrównania dowolnego układu

Układ korbowy silnika uważamy za dynamicznie wyrównany, jeżeli wypadkowe sił bezwładności mas przesuwanych pierwszego i drugiego rzędu, mas wirujących i ich momentów równają się zero (pomijamy siły wyższych rzędów ze względów przytoczonych poprzednio). Wobec powyższego w wyrównanym układzie rzędowym o ilości n cylindrów zachodzą następujące równości:

- 1) $\sum X_I = X_{I1} + X_{I2} + X_{I3} + \dots + X_{In} = 0$
(wypadkowa sił bezwładności mas przesuwanych pierwszego rzędu równa się zero)
- 2) $\sum X_{II} = X_{II1} + X_{II2} + X_{II3} + \dots + X_{II n} = 0$
(wypadkowa sił bezwładności mas przesuwanych drugiego rzędu równa się zero)
- 3) $\sum M_I = M_{I1} + M_{I2} + M_{I3} + \dots + M_{In} = 0$
(wypadkowa momentów sił pierwszego rzędu względem środka ciężkości układu równa się zero)
- 4) $\sum M_{II} = M_{II1} + M_{II2} + M_{II3} + \dots + M_{II n} = 0$
(wypadkowa momentów sił drugiego rzędu równa się zero)
- 5) $\sum P_r = P_{r1} + P_{r2} + P_{r3} + \dots + P_{rn} = 0$
(wypadkowa sił odśrodkowych równa się zero)
- 6) $\sum M_r = M_{r1} + M_{r2} + M_{r3} + \dots + M_{rn} = 0$
(wypadkowa momentów sił odśrodkowych równa się zero)

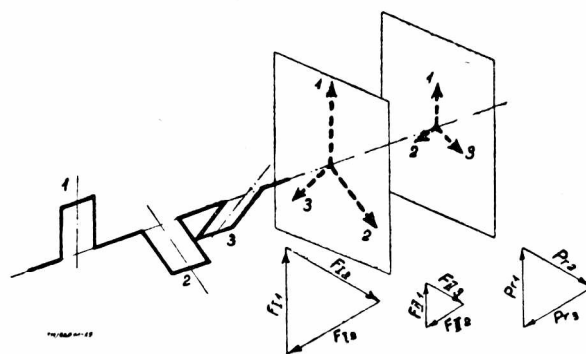
Rys. 10 przedstawia obrazowo warunki wyrównania dynamicznego np. układu dwucylindrowego silnika rzędowego, przy czym łatwo stwierdzić, że siły pierwszego rzędu dają wypadkową równą zero (czyli wyrównują się), natomiast siły drugiego rzędu dodają się ($\sum X_{II} = X_{II1} + X_{II2}$). Poza tym występuje w tym układzie moment sił pierwszego rzędu $\sum M_I$ i sił odśrodkowych, natomiast moment sił drugiego rzędu jest wyrównany ($\sum M_{II} = X_{II1} \cdot a - X_{II2} \cdot b = 0$).

Uproszczona wykreślna metoda badania wyrównania dynamicznego polega na kreśleniu wieloboków złożonych z wektorów sił odśrodkowych, fikcyjnych wektorów sił bezwładności



Rys. 10

mas przesuwanych oraz wektorów momentów tych sił względem środka ciężkości układu. Zamykający się wielobok rzutów wspomnianych sił na płaszczyznę prostopadłą do osi obrotu wału świadczy o wyrównaniu sił (rys. 11).

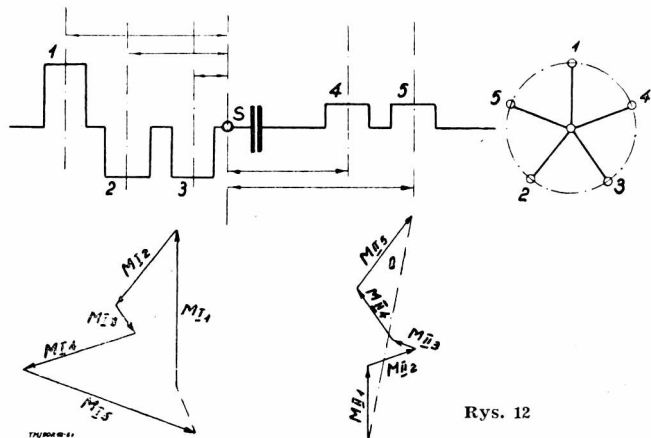


Rys. 11

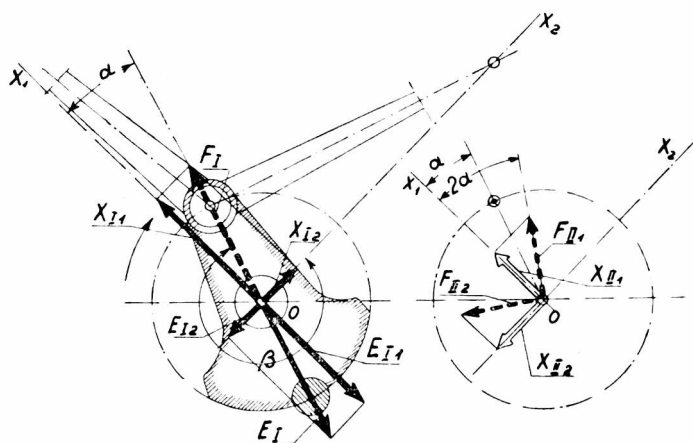
To samo odnosi się do wieloboku wektorów momentów, tylko należy przestrzegać zasady kreślenia kierunku i zwrotu wektora momentu. Kierunek wektora momentu narysowanego do wieloboku powinien być zgodny z kierunkiem wektora fikcyjnego jego siły (tzn. w wypadku momentów sił pierwszego rzędu zgodny z położeniem ramienia wału, dla sił zaś drugiego rzędu zgodny z położeniem wektora fikcyjnego F_{II} odchylonego o podwójny kąt w stosunku do położenia ramienia korbby). Właściwy zwrot wektora otrzymamy przestrzegając zasady, że wektory momentów sił położonych po lewej stronie od środka ciężkości S układu (rys. 12) zwracamy strzałką na zewnątrz w stosunku do środka obrotu wału, natomiast wektory sił po prawej stronie kierujemy do środka obrotu wału.

Odnośnie wyrównania sił bezwładności w układach wielorzędowych (równoległe, V, X, W) obowiązują te same zasady to znaczy, że silnik wielorzędowy złożony z n układów jednorzędowych o zrównoważonych siłach bezwładności mas będzie w całości również silnikiem zrównoważonym. Natomiast niewyrównane siły układu jednorzędowego dodają się geometrycznie w układach wielorzędowych. Dla przykładu rozpatrzmy silnik w układzie widlastym (V) o kącie rozwi-

dlenia $V = 90^\circ$. Tutaj fikcyjny wektor sił bezwładności mas przesuwnych $F_I = m_p \cdot \omega^2 \cdot r$ wirujący z prędkością kątową ω rzucony na osie $x_1 - o$ i $x_2 - o$ daje siły bezwładności pierwszego rzędu $X_{I1} = m_p \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \cos \alpha$ i $X_{I2} = m_p \cdot \omega^2 \cdot$



Rys. 12

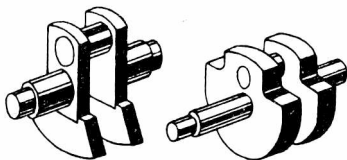


Rys. 13

$\cdot r \cdot \cos \beta$ (rys. 13). W celu zrównoważenia tych sił należy zaczepić przeciwcieżar, którego wektor siły odśrodkowej E_I będzie równy fikcyjnemu wektorowi F_I , a składowe jego E_{I1} i E_{I2} zrównoważą siły bezwładności X_{I1} i X_{I2} ($\vec{X}_{I1} + \vec{X}_{I2} = -\vec{F}_I$ i $\vec{E}_{I1} + \vec{E}_{I2} = \vec{E}_I$). Siły drugiego rzędu dają w tym układzie również wypadkową $\vec{X}_{II} = \vec{X}_{II1} + \vec{X}_{II2}$, przy czym składowe jej X_{II1} i X_{II2} otrzymamy rzutując na osie $o - x_1$ i $o - x_2$ fikcyjne wektory $F_{II1} = F_{II2} = m_p \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \lambda$ wirujące z prędkością kątową $2 \cdot \omega$.

Analiza spotykanych układów silników

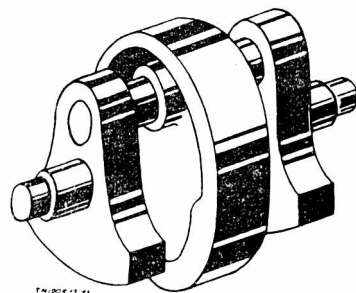
Przechodząc kolejno do omawianych spotykanych układów w mechanizmach korbowych zajmijmy się najpierw silnikami rzędownymi i układami cylindrów w jednej płaszczyźnie z wałem. Silnik jednocylinndrowy stanowi układ zupełnie dynamicznie niezrównoważony i dopiero doczepiając przeciwcieżary do ramion wykorbienia (rys. 14) można wyrównać siły odśrodkowe a częściowo siły bezwładności mas przesuwnych pierwszego rzędu (por. poprzednie rozważania). Siły drugiego rzędu pozostają normalnie niewyrównane, gdyż nie opłaca się komplikować budowy silnika specjalnymi układami ciężarów wirujących przeciwnie z podwójną prędkością.



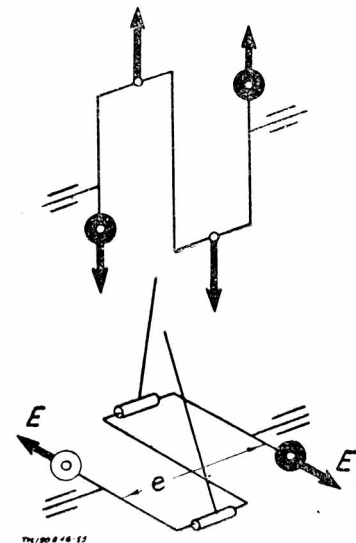
Rys. 14

Te same uwagi odnoszą się do dwucylindrowych silników z tłokami współbieżnymi (na rysunku 15 widoczne są przeciwcieżary odkute razem z ramionami oraz miejscowe zgrubienia wieńca tarczy środkowej).

Układ dwukorbowy z korbami przestawionymi o 180° znajduje zastosowanie w silnikach rzędownych i silnikach z cylindrami przeciwniebieżnymi, przy czym oddziaływanie sił bezwładności jest tutaj dosyć różnorodne w zależności od położenia cylindrów. Układ dwukorbowy silnika rzędownego poznaliśmy poprzednio (por. rys. 10). Pozostaje do omówienia jedynie sprawa wyrównania momentów, których oddziaływanie na łożyska silnika a poprzez silnik na cały pojazd jest szczególnie niepożądane. Rys. 16 przedstawia wał z przeciwcieżarami i schemat wyrównania momentów, przy czym możliwe jest zupełne zrównoważenie momentu sił odśrodkowych. Moment sił bezwładności mas przesuwnych (pierwszego rzędu) wyrównujemy tylko częściowo z uwagi na występujący nowy moment przeciwcieżarów $M = E \cdot e$ w płaszczyźnie poziomej (gdy moment od sił bezwładności jest równy zero). Zrównoważenie sumujących się sił bezwładności mas przesuwnych (drugiego rzędu) możliwe jest jedynie przez zastosowanie przeciwcieżarów wirujących ze zdwojoną prędkością.



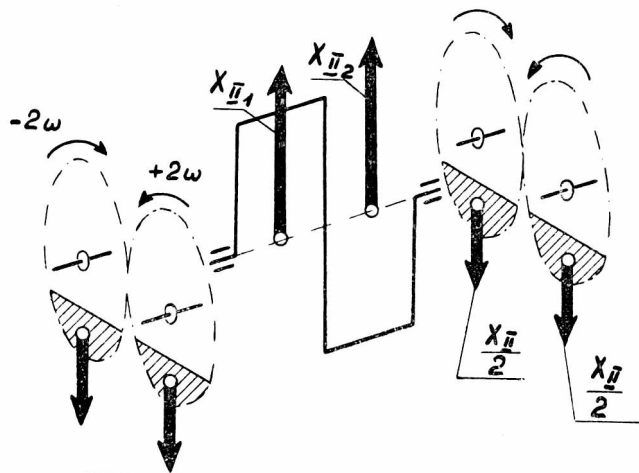
Rys. 15



Rys. 16

Taki układ wyrównujący będzie składał się z dwóch par przeciwcieżarów osadzonych po obydwu stronach wału a to z uwagi na symetrię obciążenia (rys. 17).

Uwagi poprzednio podane dla dwucylindrowego silnika rzędownego odnoszą się również dla silników o cylindrach przeciwniebieżnych („boxer”) z tą tylko różnicą, że ze względu na położenie cylindrów siły bezwładności drugiego rzędu wyrównują się, przy czym pozostaje ich moment jako źródło zakłóceń



Rys. 17

wyższej częstotliwości. Układy jednokorbowe dwutłokowych silników omówimy później przy okazji analizy czterotłokowych silników.

Silnik trzycylindrowy rzędowy należy do pierwszego z poznanych układów, w którym zachodzi wyrównanie wszystkich sił bezwładności bez potrzeby stosowania przeciwcieżarów. Wypadkowa sił bezwładności mas przesuwnych (pierwszego rzędu) wynosi $X_I = m_p \cdot \omega^2 \cdot r \cdot [\cos\varphi + \cos(\varphi + \alpha) + \cos(\varphi + \beta)]$

(oznaczenia kątów porównaj rys. 18).

Rozpatrując wypadkową w momencie, gdy jeden z tłoków znajduje się w górnym zwrotnym położeniu ($\varphi = 0$) otrzymamy:

$$X_I = m_p \cdot \omega^2 \cdot r (1 + \cos 120^\circ + \cos 240^\circ) = \\ = m_p \cdot \omega^2 \cdot r \left(1 - \frac{1}{2} - \frac{1}{2}\right) = 0$$

i podobnie wypadkowa sił drugiego rzędu:

$$X_{II} = m_p \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \lambda \cdot [\cos 2\varphi + \cos 2(\varphi + \alpha) + \cos 2(\varphi + \beta)]$$

a dla zwrotnego położenia jednego z tłoków:

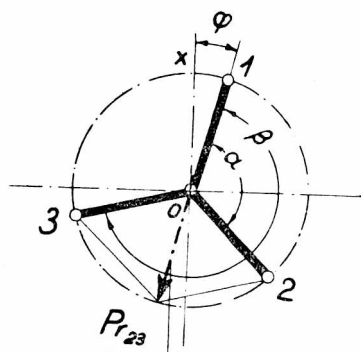
$$X_{II} = m_p \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \lambda (1 + \cos 2\alpha + \cos 2\beta) = \\ = m_p \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \lambda (1 + \cos 240^\circ + \cos 480^\circ) = \\ = m_p \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \lambda \left(1 - \frac{1}{2} - \frac{1}{2}\right) = 0$$

oraz wypadkowa sił odśrodkowych:

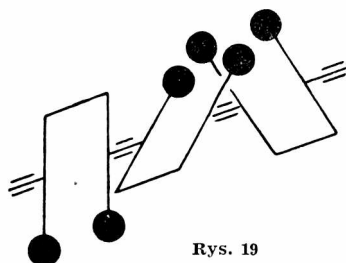
$$P_r = P_{r1} - P_{r23} = 0$$

gdzie P_{r1} — siła odśrodkowa pierwszego wykorbenia

P_{r23} — wypadkowa sił odśrodkowych wykorbeni drugiego i trzeciego ($\vec{P}_{r23} = \vec{P}_{r2} + \vec{P}_{r3}$) (rys. 18)



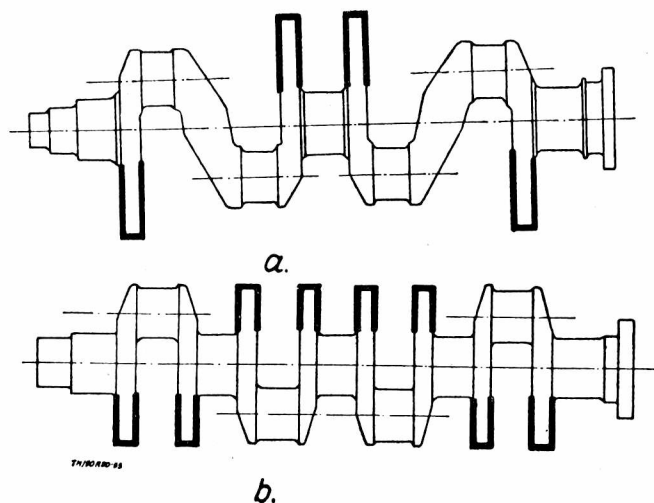
Rys. 18



Rys. 19

miast dodają się siły drugiego rzędu. Ze względu na symetrię układu zachodzi tutaj wyrównanie momentów sił bezwładności. W szybkoobrotowych silnikach z zapłonem iskrowym (rys. 20a) i w silnikach wysokoprężnych (rys. 20b) o dużych masach wirujących i przesuwnych, umieszcza się na ramionach wału przeciwcieżary, zadaniem których jest odciążenie wału i łożysk od momentów sił bezwładności. Uzyskuje się w ten sposób zmniejszenie naprężeń i odkształceń wału, obniżenie nacisków w łożyskach i zmniejszenie impulsów wprawiających wał w drgania.

Oryginalne, z punktu widzenia wyrównania sił masowych, są układy spotykane w wysokoprężnych dwusuwowych silnikach. Jako przykład rozpatrzmy czterocylindrowy silnik rzę-



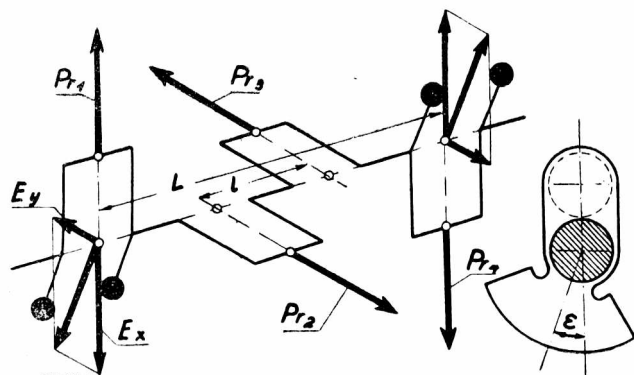
Rys. 20

dowy o rozstawieniu wykorbeni pod kątem 90° . Jak zresztą łatwo stwierdzić zachodzi tutaj pełne wyrównanie wszystkich sił bezwładności mas, gdyż wypadkowe ich równają się zero. Wypadkowa sił pierwszego rzędu $X_I = A \cdot [\cos\varphi + \cos(\varphi + 90^\circ) + \cos(\varphi + 180^\circ) + \cos(\varphi + 270^\circ)] =$

$$A \cdot (\cos\varphi - \sin\varphi - \cos\varphi + \sin\varphi) = 0$$

przy czym $A = m_p \cdot \omega^2 \cdot r$

φ = kąt chwilowego wychYLENIA jednego z wykorbeni w stosunku do osi cylindra przechodzącej przez środek obrotów. Wypadkowa sił drugiego rzędu $X_{II} = A \cdot [\cos 2\varphi + \cos 2(\varphi + 90^\circ) + \cos 2(\varphi + 180^\circ) + \cos 2(\varphi + 270^\circ)] = 0$. Wypadkowa sił odśrodkowych równa się zero, gdyż wykorbenia w rzucie prostokątnym do osi obrotu rozstawione są symetrycznie. W silniku tym nawet momenty sił bezwładności drugiego rzędu wyrównują się, bowiem siły występujące na wykorbeniach pierwszym i czwartym posiadają przeciwne znaki niż siły na wykorbeniach drugim i trzecim, co zresztą wynika z przebiegu krzywej sił drugiego rzędu (por. rys. 4).

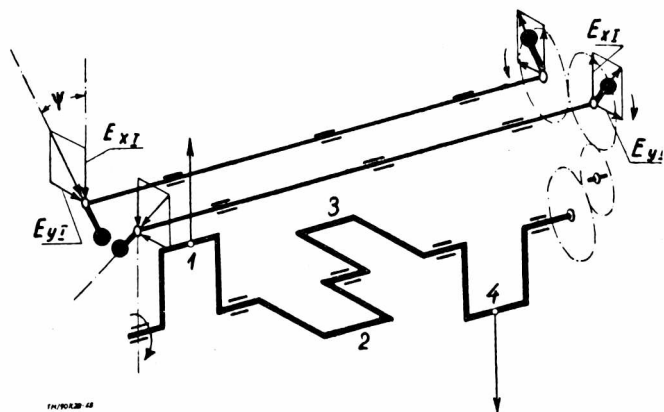


Rys. 21

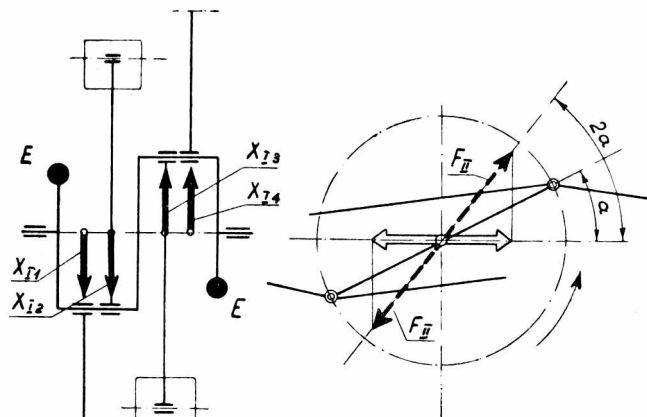
Jedynie niezrównoważone w tym układzie są momenty sił odśrodkowych M_{pr} (rys. 21) i momenty sił bezwładności mas przesuwnych pierwszego rzędu M_{XI} . Wyrównanie momentów sił odśrodkowych P_r działających w dwóch do siebie prostokątnych płaszczyznach rozwiązano w wymienionym silniku bardzo pomysłowo przez doczepienie przeciwcieżarów pod kątem ϵ w stosunku do osi symetrii ramion wykorbeni pierwszego i czwartego cylindra (rys. 21). Składowe E sił przeciwcieżarów dają moment $E_x \cdot L$ równoważący moment sił odśrodkowych pierwszego i czwartego wykorbenia $P_r \cdot L$, na-

tomiast moment drugich składowych $E_y \cdot L$ równoważy moment sił drugiego i trzeciego wykorbienia ($P_r \cdot l$).

W bardziej jeszcze oryginalny sposób uporał się konstruktor wymienionego silnika z momentem sił pierwszego rzędu (M_{X_I}). Zastosował mianowicie układ wirujących przeciwcieżarów (rys. 22) umieszczonych na dwóch wałkach biegnących równoległe do wału korbowego, przy czym jeden z nich wykorzystany jest jako wał rozrządu napędzający pompy wtryskowe i zawory wydechowe. Dzięki przeniesieniu kołami zębatymi obracają się wałki przeciwcieżarów w kierunkach przeciwnych z prędkościami kątowymi wału korbowego. Przeciwcieżary umieszczone są w ten sposób, że ich osie symetrii tworzą z pionową osią kąt Ψ (rys. 22) w chwili, gdy tłoki cylindrów zewnętrznych znajdują się w zwrotnych położeniach. Uzyskuje się w ten sposób możliwość zrównoważenia wypadkowego momentu będącego sumą momentów sił bezwładności mas przesuwanych w cylindrach 1,4 i 2,3. Siłami równoważącymi są składowe pionowe E_{X_I} zaś składowe poziome E_{Y_I} wyrównują się.



Rys. 22



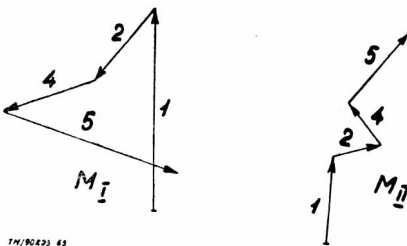
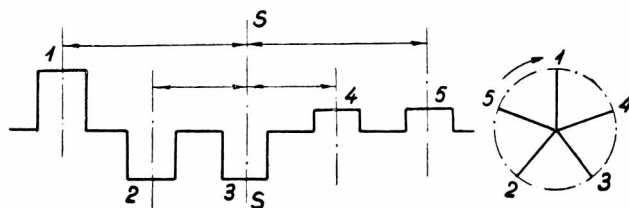
Rys. 23

Wały silników czterocylindrowych w układach przeciwnych („boxer”) mogą posiadać dwa względnie trzy czopy korbowe, w związku z czym występują dość różnorodne ugrupowania sił bezwładności. Wał o dwóch czopach korbowych (rys. 23) należy do mechanizmów, w których w sposób nieprzyjemny daje się odczuć oddziaływanie sił bezwładności. Zgodnie z poznany układ wektorów dla dwukorbowego wału siły bezwładności mas przesuwanych pierwszego rzędu X_{I1} i X_{I2} sumują się, co w układzie czterocylindrowym daje jeszcze znaczny i niewyrównany moment tych sił. Siły drugiego rzędu X_{II} są zrównoważone (wektory fikcyjne F_{II} ustawione pod kątem 180° względem siebie), pozostaje jednak niewyrównany ich moment (rys. 23). Wyrównanie momentów sił odśrodkowych odbywa się przy pomocy przeciwcieżarów E . Rozwią-

zanie z trzema czopami korbowymi (rys. 24) jest doskonalsze pod względem dynamicznym jednak droższe w wykonaniu. Układ ten charakteryzuje się wyrównaniem wszystkich sił i momentów z wyjątkiem jedynie momentu sił drugiego rzędu. Przeciwcieżary doczepione do zewnętrznych ramion mają na celu odciążenie łożysk głównych od działania momentów sił.

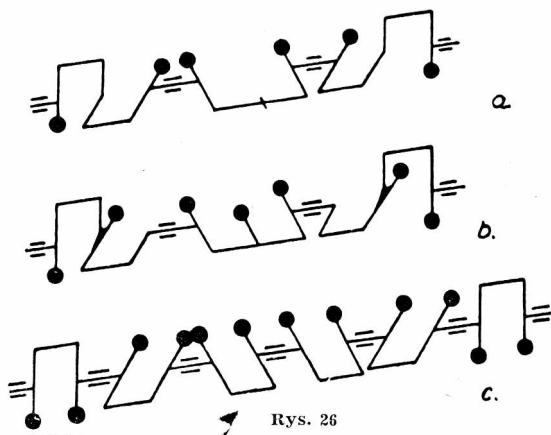
Rzadko spotykany silnik pięciocylindrowy odznacza się wyrównaniem wszystkich sił bezwładności nawet do szóstego rzędu włącznie. Pozostają tylko niezrównoważone momenty o czym łatwo przekonać się, przeprowadzając analizę wykreślną (rys. 25).

Pierwszym dopiero układem, w którym zachodzi zupełne zrównoważenie sił bezwładności mas do czwartego rzędu włącznie i ich momentów jest wał silnika sześciocylindrowego,



Rys. 25

o czym łatwo przekonać się rozpatrując ten wał jako element symetryczny składający się z dwóch wałów silnika trzycylindrowego. W celu przeciwdziałania znacznym siłom bezwładności mas wirujących doczepia się do wału przeciwcieżary uwidocznione na rys. 26 a, b, c. Sposób (a) używany w lekkich

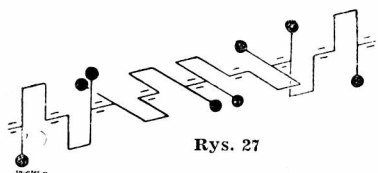


Rys. 26

silnikach z zapłonem iskrowym (przeciwcieżary przymocowane śrubami do ramion). Rozwiązanie (b) stosowane jest w silnikach cięższych, przy czym przeciwcieżary odkute są razem

z wałem. Sposób (c) używany w silnikach wysokoprężnych, gdzie tego rodzaju wał podparty jest na 7 łożyskach.

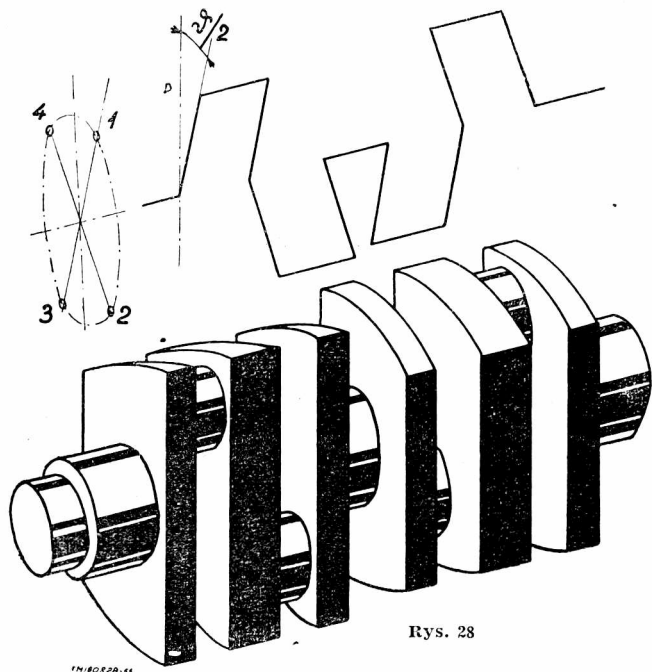
Układ mechanizmu korbowego silnika 8-cylindrowego daje zupełne zrównoważenie sił bezwładności mas przesuwanych do drugiego rzędu włącznie, sił odśrodkowych i momentów (rys. 27). Umieszczenie przeciwcieżarów na niektórych ramionach podyktowane jest względami oszczędnościowymi a wzrost naprężeń w czopach głównych spowodowany siłami odśrodkowymi ramion pozbawionych przeciwcieżarów nie posiada praktycznego znaczenia.



Rys. 27

Silniki wielorzędowe, do których należą silniki widlaste rozpatrujemy jako zestawienia silników jednorzędowych. Dwucylindrowy silnik widlasty analizowany był już po-

przednio, pozostają jeszcze do przeanalizowania układy o ilości cylindrów 4, 6, 8 itd. Silnik czterocylindrowy można uważać za zespół dwóch rzędowych silników dwucylindrowych w związku z czym wystąpią w nim zrównoważone siły masowe pierwszego rzędu i siły odśrodkowe, natomiast siły masowe drugiego rzędu będą się dodawać (rys. 28). Podobnie jak w dwucylindrowym układzie wystąpią tutaj momenty sił masowych



Rys. 28

pierwszego rzędu i odśrodkowych leżące w obydwu płaszczyznach cylindrów i wykorbień nachylonych względem siebie pod kątem na przykład $V = 15^\circ$. Wał przedstawiony na rys. 28 posiada przeciwcieżary wykonane w postaci przedłużeń ramion sąsiadujących z łożyskami głównymi.

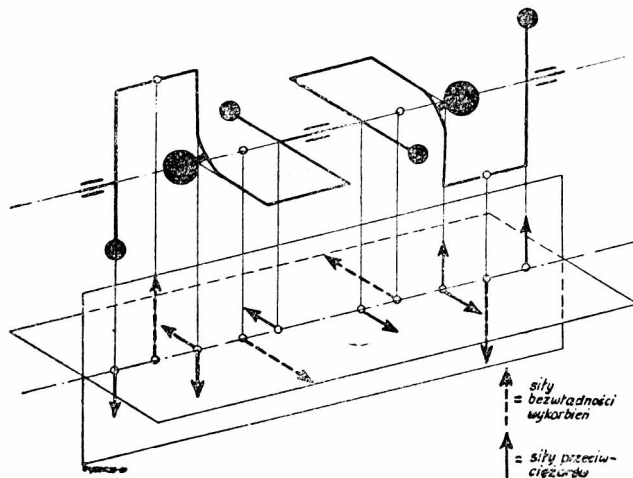
Mgr inż. FRYDERYK BLUEMKE
Mgr inż. JERZY KOWALSKI

SPRZĘT MOTORYZACYJNY NA XXIV MIĘDZYNARODOWYCH TARGACH POZNAŃSKICH

Po kilkuletniej przerwie wznowione tegoroczne XXIV Międzynarodowe Targi Poznańskie trwające od 3 do 24 lipca 1955 r. nie były wprawdzie wystawą samochodową, ale ze względu na ilość wystawców i różnorodność dały dobry przegląd osiągnięć przemysłu motoryzacyjnego szczególnie w krajach demokracji ludowej. Niezależnie od tego szereg ekspozycji francuskich, angielskich i z Niemiec Zachodnich uzupełniały tę wystawę. Ekspozycje naszego przemysłu motoryzacyj-

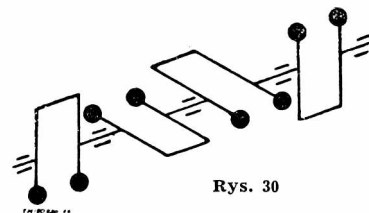
Układy sześciocylindrowe widlaste nie wnoszą nic nowego i łatwo stwierdzić (zgodnie z poznaną zasadą), że wszystkie siły masowe równoważą się a jedynie niewyrównane pozostają ich momenty (porównaj układ 3-cylindrowy).

Silnik ośmiocylindrowy jako jeden z najpopularniejszych silników widlastych zasługuje na większą uwagę i poniżej podaję jego analizę. Kąt rozwidlenia cylindrów wynosi w tym silniku 90° , a to z uwagi na uzyskanie równomiernego rozdzielania zapłonów. Wał korbowy posiada cztery wykorbienia i może być ułożyskowany w trzech względnie pięciu łożyskach (rys. 29 i 30). W wypadku, gdy korbowody ułożyskowane są



Rys. 29

na wspólnym czopie obok siebie to popełniając minimalny błąd traktujemy takie wykorbienie jako układ płaski. Zgodnie z poprzednimi rozważaniami wypadkowy wektor sił bezwładności pierwszego rzędu mas przesuwanych (X_1) i wektor sił odśrodkowych (P_r) posiadają stałą wielkość i wirują zgodnie z położeniem ramienia korby. Zjawisko to ułatwia w znacznym stopniu zupełne wyrównanie tych sił i ich momentów występujących w układzie przestrzennym (por. rys. 29) przez proste uformowanie przedłużeń ramion. Siły masowe drugiego rzędu dodają się i pozostają niezrównoważone.



Rys. 30

Pięciokrotnie ułożyskowany wał (rys. 30), pomimo że kosztowniejszy w wykonaniu, posiada jednak szereg zalet a przede wszystkim dużą sztywność i odporność na drgania skrętne. Układ widlasty dwunastocylindrowy z sześciokrotnie wykorbionym wałem wykazuje w pewnym stopniu doskonałość dynamiczną, gdyż posiada wyrównane siły masowe do czwartego rzędu włącznie.

nego były już opisane w nr 6/55 „Techniki Motoryzacyjnej”. Ze względu na pominięcie naszego samochodu małolitrażowego „Syrena” opis jego włączamy do niniejszego sprawozdania. Jako wystawa samochodowa Targi Poznańskie nie spełniły swej roli, gdyż liczne samochody, ciągniki i motocykle umieszczone w różnych pawilonach i stoiskach otwartych poszczególnych państw ginęły wśród innych eksponatów tak, że zwiedzający często nie spostrzegali ich. Znacznie korzystniej wy-

padło specjalne stoisko naszego przemysłu motoryzacyjnego w pawilonie 34 i na terenie przyległym bardzo estetycznie i pomysłowo zaprojektowane.

Na podkreślenie zasługuje ciekawa nieoficjalna wystawa samochodów osobowych zagranicznych licznych wystawców przed hotelami i pawilonami targowymi, gdzie spotkać można było najnowsze modele samochodów. Niektóre firmy zagraniczne wystawiające na terenie otwartym zastosowały dwukołowe przyczepy mieszkalne tzw. „kempingowe” przeznaczone na sypialnię z kuchenką i zamienione na biura stoiskowe. Poza wystawcami krajów demokracji ludowej inni wystawcy kierowali się głównie możliwościami eksportowymi, co nie dało pełnego obrazu produkcji motoryzacyjnej w krajach wystawiających.

Samochody osobowe i dostawcze wystawiły — ZSRR, NRD, CSR, Anglia i Francja. Samochody ciężarowe, autobusy i specjalne wystawiły — ZSRR, NRD, CSR, WRL, Anglia i Francja.

Wystawione typy na XXIV M.T.P. zestawione zostały na załączonych tablicach III i IV:

- 1 — samochody osobowe i dostawcze
- 2 — samochody ciężarowe, autobusy i wywrotki.

Przegląd prowadzony będzie państwami wg kolejności alfabetycznej.

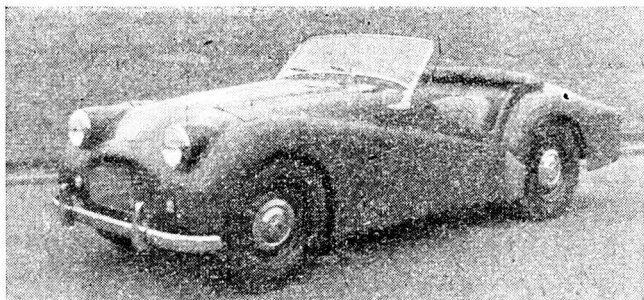
Albańska Republika Ludowa

Wystawione zostały części zamienne do samochodów. Było to świadectwem przewyższenia trudności budowy własnej wytwórczej bazy motoryzacyjnej niezbędnej dla rozwoju gospodarczego kraju.

Anglia

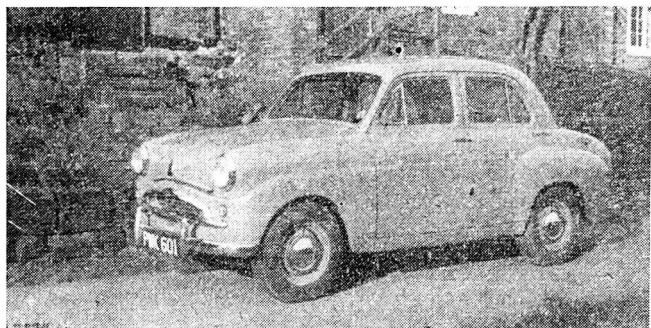
Dużym zainteresowaniem cieszyły się wystawione samochody sportowe Triumph TR 2 (rys. 1) klasy do 2000 cm³ osiągający w wykonaniu seryjnym ponad 160 km/godz., a wyścigowym ok. 194 km/godz.

W normalnym wykonaniu silnik o stopniu sprężania $\epsilon = 8,5$ jest górnozaworowy z popychaczami i napędem łańcuchowym.



Rys. 1 — Samochód sportowy TRIUMPH TR2 z silnikiem o poj. 1991 cm³

wym wału rozrządczego. Na uwagę zasługuje mała pojemność układu chłodzenia 7,4 l i duża średnica wentylatora 315 mm. Zapłon jest bateryjny z regulacją odśrodkową i próżniową; świece Champion I 10S, rama bardzo sztywna krzyżowa. Zawieszenie przednie jest niezależne na 2 wahaczach, sprężynach cylindrycznych i amortyzatorach hydraulicznych teleskopowych, tylne resory półeliptyczne z amortyzatorami tłokowymi.



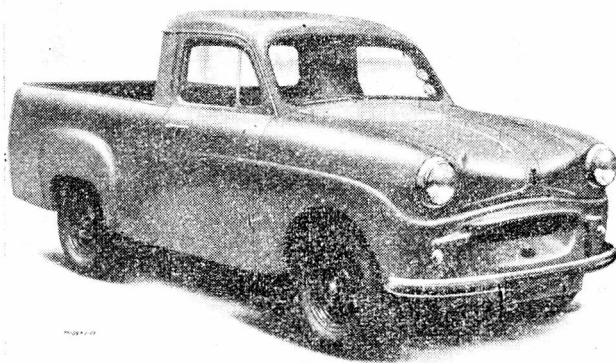
Rys. 2 — Samochód STANDARD 10 z silnikiem 4-cylindrowym o poj. 948 cm³

Samochody Standard pokazano w pięciu odmianach.

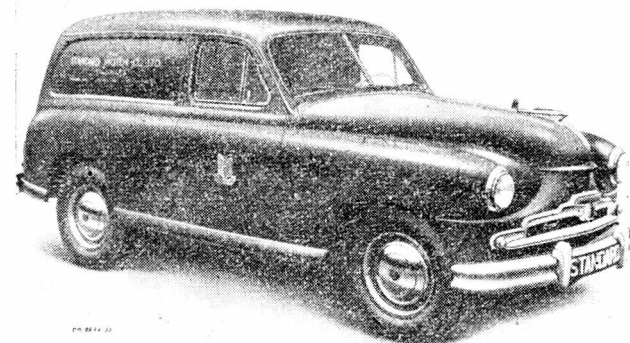
Standard 10 karetą 4-osobową (rys. 2) posiada nadwozie samonośne. Odmianę jego stanowi samochód dostawczy (300 kg) (rys. 3), furgon, oraz typ „estate” — czyli samochód 4-osobowy z osobnym bagażnikiem z tylnymi drzwiami, względnie

2-osobowy i 200 kg bagażu. Silnik 4 cyl. o poj. 948 cm³ jest górnozaworowy o stopniu sprężania $\epsilon = 7$, z gaźnikiem opadowym Solex i rurą ssącą podgrzewaną. Skrzynka biegów ma 2, 3 i 4 bieg synchronizowane. Przednie zawieszenie niezależne na wahaczach, sprężynach cylindrycznych i amortyzatorach teleskopowych. Na uwagę zasługuje małe zużycie paliwa i dobre przyspieszenie na 4 biegu z 48 — 80 km/godz. w ciągu 16 sekund.

Standard buduje także z tym samym nadwoziem uproszczony typ 8 z silnikiem o poj. 803 cm³, mocy 28 KM przy $n = 4500$ obr/min. przy ogólnym ciężarze własnym tylko 670 kg, osiągający maksymalną szybkość 100 km/godz.



Rys. 3 — Samochód STANDARD (300 kg) „pick-up”, z silnikiem o poj. 948 cm³



Rys. 4 — Samochód STANDARD VANGUARD (600 kg) z silnikiem wysokoprężnym o poj. 2092 cm³

Standard Vanguard (rys. 4) zbudowany jest na podwoziu ramowym jako karetą 5- 6-osobową, furgon lub samochód dostawczy (600 kg), oraz „estate” na 5 osób i 100 kg bagażu lub dwie osoby i 300 kg. Silnik może być zastosowany górnozaworowy gaźnikowy o pojemności ok. 2100 cm³, mocy 68 KM przy 4200 obr/min, lub wysokoprężny, mocy 40 KM przy 3000 obr/min. Szybkość samochodu osobowego z silnikiem gaźnikowym z nadbiegiem wynosi 130 km/godz., a z silnikiem wysokoprężnym (przeważnie taksówki) około 104 km/godz. Silnik ten jest stosowany także jako przemysłowy i ma moc 29 KM przy 2000 obr/min ograniczonych regulatorem obrotów. Silnik wysokoprężny ma stopień sprężania $\epsilon = 17$, aparaturę wtryskową systemu C. V. Zastosowano tu specjalną opatentowaną kształtu kulistego komorę spalania, typu Freeman — Sanders z ciśnieniem wtrysku 123 kg/cm². Panewki zastosowano w łożyskach głównych i korbodowodowych stalowe z powłoką brązowo-olowiową z dodatkiem indium; powierzchnie panewek są specjalnie gładko polerowane. Regulator obrotów próżniowy pompki wtryskowej ogranicza obroty maksymalne silnika przy pełnym obciążeniu na $n = 3600$ obr/min lub 4000 obr/min bez obciążenia. Na podkreślenie zasługuje mały ciężar silnika 236 kg (bez sprzęgła), co dla tej mocy odpowiada ok. 6 kg/l KM i niskie zużycie paliwa poniżej 7 l/100.

Oprócz samochodów wystawione zostały małe wywrotki kolebowe firmy Drayton Middlesex 1 — szynowe z silnikiem gaźnikowym 420 cm³ typ BSA, oraz wywrotki 4-kołowe z silnikiem niemieckim, A. Stihl wysokoprężnym 500 cm³ mocy 8 KM przy $n = 2000$ obr/min, chłodzonym powietrzem. Ponadto firma Chaseside — Hertford wystawiła wywrotki kolebowe Dumper D3 pojemności 2,8 m³, oraz ładowacz hydrauliczny Loadmaster 500 o wydajności ładowania 125 t/godz. Pojazdy te są

napedzane silnikami wysokoprężnymi 4-cylindrowymi mocy 62 KM. Szybkość poruszania się wywrotki wynosi 32 km/godz.

W dziale silników firma „Perkins” wystawiła dwa silniki wysokoprężne samochodowe, a mianowicie: silnik R6 i silnik P6.

Dane techniczne silnika R6 są następujące:

typ — R6

ilość cyl. — 6

średnica cyl. 101,6 mm

skok tłoka — 114,3 mm

pojemność — 5,56 l

ciężar (suchy) — 414 kG

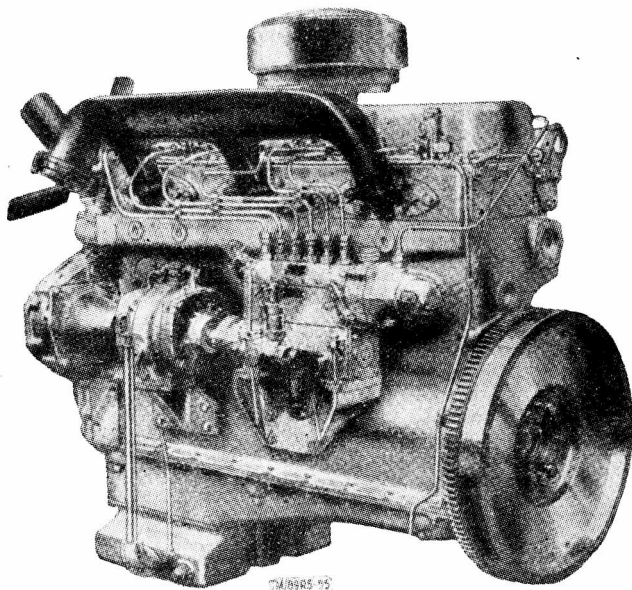
moc — 108 KM przy 2700 obr/min.

Moment obr. — 33,2 kGm przy 1600 obr/min.

W tablicy I zestawione są dane charakterystyczne silników „Perkins” typu P i R. Na rys. 5 pokazany jest silnik R 6 (108 KM).

TABLICA I

Typ	Liczba cylindrów	Średnica cylindra mm	Skok tłoka mm	Moc nominalna KM	Obróty odpowiadające mocy nominalnej	Moment obrotowy kGm	Ciężar (bez koła zamachowego i wienca zębatego) kG
R6	6	101,6	114,3	108	2700	33,2	414
P6	6	88,9	127	74	2400	25,5	315
P6	6	88,9	127	83	2400	28,2	315
P4	4	88,9	127	52	2400	18,4	246
P3	3	88,9	127	34	2200	12,2	234



Rys. 5 — Silnik wysokoprężny PERKINS R6 (108 KM przy 2700 obr./min)

Silnik benzynowy, pionowy, 4-suwowy, chłodzony wodą, sorii w tym ogumienie bezdętkowe.

F-ma Massey — Harris — Ferguson” — ciągniki i pojazdy specjalne.

Chińska Republika Ludowa

Zaprezentowane zostały silniki przemysłowe, motocykle i rowery.

Silnik benzynowy, pionowy, 4-suwowy, chłodzony wodą, 4-cylindrowy, o pojemności skokowej 1,958 l i stopniu sprężania 6 : 1. Silnik ten posiada moc maksymalną 32 KM przy 3000 obr/min.

Drugim silnikiem był silnik wysokoprężny o mocy 120 KM przy 1000 obr/min.

Przemysł motocyklowy reprezentowały motocykle „Gołąbek Pokoju” rys. 6, o następującej charakterystyce:

silnik — 4-suw., bokser

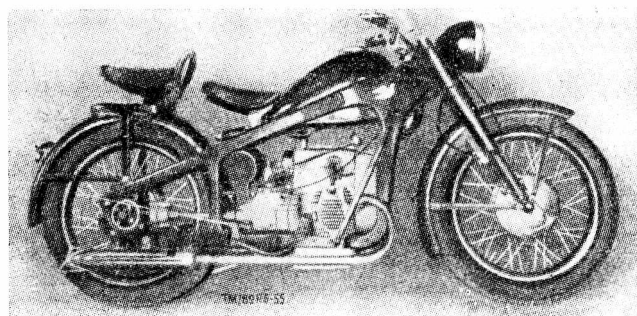
liczba cyl. — 2

pojemność skokowa — 0,498 l

ciężar (bez paliwa) — 195 kG

„ z przyczepką — 363 kG

Przemysł rowerowy reprezentowały rowery turystyczne męskie i damskie. Pod względem konstrukcyjnym wzorowane są na rowerach angielskich. Posiadają koła drutowe 28", hamul-

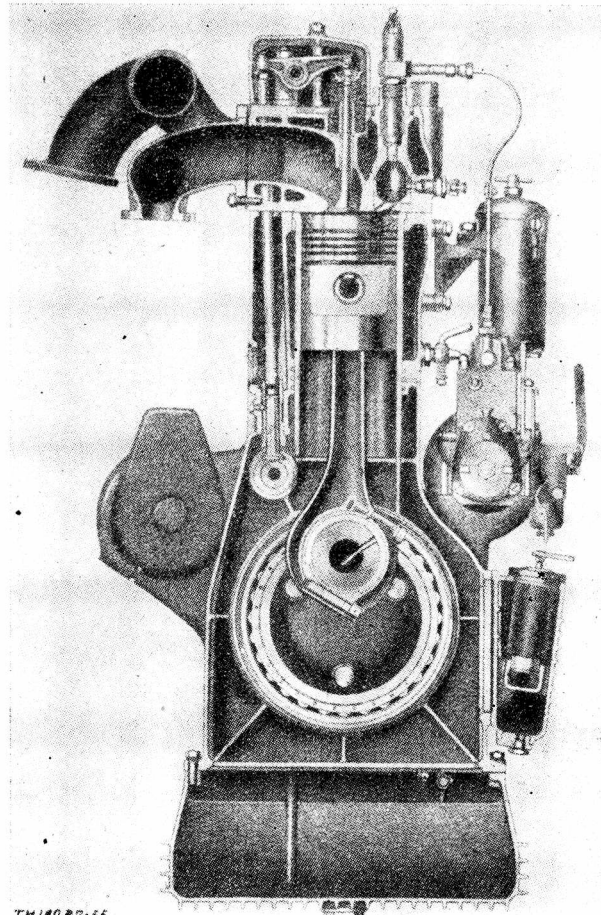


Rys. 6 — Motocykl marki „GOŁĄBEK POKOJU” — 2-cylindrowy

ce przednie i tylne. Do wyposażenia rowerów należą: prądnica, lampa przednia, tylne światło ostrzegawcze, bagażnik, osłona łańcucha i podpórki.

Czechosłowacka Republika

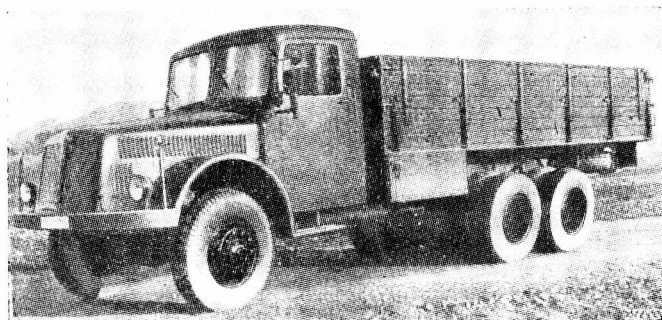
W dziale samochodów osobowych pokazano jedynie samochód „Skoda 1200” — 5-osobową karetę, pomimo to że CSR buduje ponadto odmianę tzw. „station — wagon” dla 4 osób i 350 kG bagażu. Nie wystawiono również najnowszego samochodu popularnego „Spartak”, chociaż wiele już o nim pisała prasa.



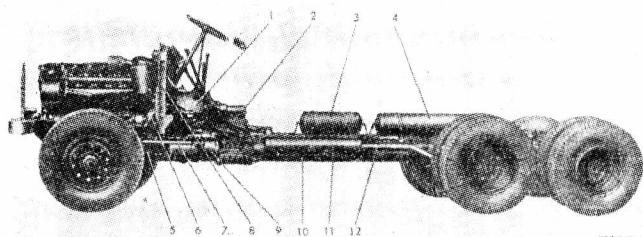
Rys. 7 — Przekrój silnika SKODA 706 R z wałem składanym, na łożyskach rolkowych

W dziale samochodów ciężarowych i specjalnych wystawiono samochód Skoda w 3 odmianach typ klasyczny z normalną kabiną kierowcy, typ 706 R jako ciężarówka 7 t ładowności i typ 706 RS jako wywrotka 6,5 t na tym samym podwoziu, oraz klasyczne podwozie autobusowe z ramą, typ 706 RO. Największą sensację budził samochód ciężarowy 10-tonowy „Tatra — 111 R”. Wytwórcy tego samochodu zaliczają go do najlepszych samochodów świata w tej kategorii. Jest to samochód 3-osiowy z silnikiem wysokoprężnym 12-cylindrowym chłodzonym powietrzem, o mocy 180 KM przy 1800 obr/min.

Na rys. 8, 9, 10 pokazane są: samochód ze skrzynią ładunkową i podwozie.

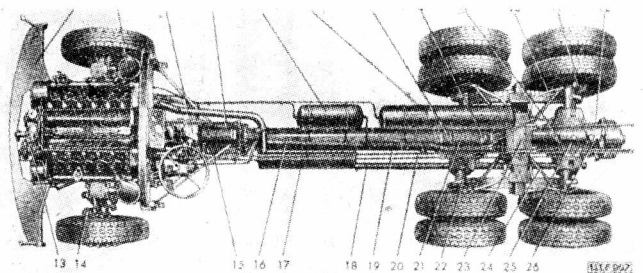


Rys. 8 — Samochód „TATRA 111R“



Rys. 9 — Podwozie samochodu „TATRA 111R“ widok z boku

1. — skrzynia biegów
2. — reduktor
3. — zbiornik powietrza roboczy
4. — zbiornik powietrza zapasowy
5. — resor piórowy przedni
6. — obudowa mechanizmu kierowniczego
7. — boczne cięgło mechanizmu kierowniczego
8. — przednia ściana budki kierowcy
9. — łącznik przedniego mostu
10. — centralna rura nośna
11. — tłumik
12. — rura wydechowa



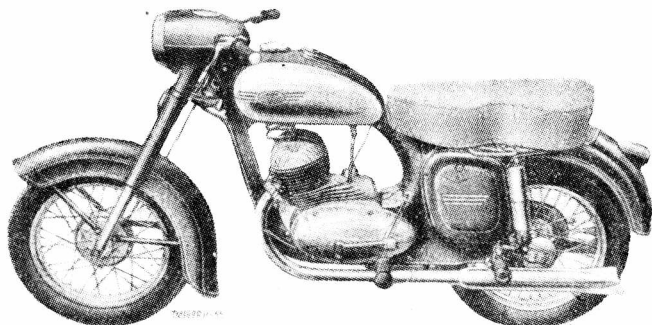
Rys. 10 — Podwozie samochodu „TATRA 111R“ widok z góry

1. — zderzak
2. — filtr powietrza
3. — skrzynia biegów
4. — reduktor
5. — zbiornik powietrza roboczy
6. — zbiornik powietrza zapasowy
7. — } otwory kontrolne w obudowach tylnych mostów
8. — }
10. — przewód hamulców powietrznych
11. — cylinder hamulcowy
12. — cięgło hamulcowe
13. — sprężarka
14. — cylinder hamulcowy
15. — cięgło hamulcowe
16. — główny przewód hamulców powietrznych
17. — tłumik
18. — rura wydechowa

Dane techniczne samochodu „Tatra 111 R“

silnik	— 4-suw, wysokoprężny z bezpośrednim wtryskiem paliwa
chłodzenie	— powietrzne przy pomocy dwóch wentylatorów
liczba cyl.	— 12
średnica cyl.	— 110 mm
skok tłoka	— 130 mm
pojemność skokowa	— 14825 cm ³
stop. sprężenia	— 16,5 : 1
moc maks.	— 175 KM przy 1800 obr/min
moment obrot. maks.	— 7400 kgm przy 1500 obr/min
liczba biegów	— 4 w przód — 1 tylny
rozstaw osi	— 4175 — 1220 mm

rozstaw kół tylnych	— 1800 mm
długość	— 8550 "
szerokość	— 2500 "
wysokość	— 2570 "
ciężar pustego sam.	— 8430 kG
ciężar dop. z obciąż.	— 18670 kG
ładowność dopuszcz. (łącznie z 3 ludźmi w kabinie kierowcy)	— 10240 kG
liczba kół	— 10 + 1 (zapasowe)
wymiar ogumienia	— 10,50 × 20
Dział motocyklowy godnie reprezentowały motocykle „Jawa” — CZ” o pojemności 150 i 350 cm ³ .	



Rys. 11 — Motocykl „JAWA — CZ” — 350 cm³

Na rys. 11 przedstawiony jest motocykl „Jawa” — CZ” — 350

Dane techniczne:

silnik	— 2-suw, 2 cyl.
pojemność skok.	— 344 cm ³
moc	— 16 KM przy 4000 obr./min.
zawieszenie przodu	— teleskopowe z tłumieniem hydraulicznym, skok 130 mm
zawieszenie tyłu	— wahacz z amortyzatorem hydraulicznym, skok 100 mm
wymiary kół	— 3,25" × 16"
ciężar	— 135 kG
szybkość maks.	— 115 — 120 km/godz.
zużycie paliwa	— 3,55 l przy szybkość 50 km/godz.
Rowery reprezentowane były przez fabrykę „Favorit”. Były to rowery turystyczne, sportowe i młodzieżowe, wykonane bardzo starannie i estetycznie. Koła wąskie, drutowe o wym. 28 × 11/4.	

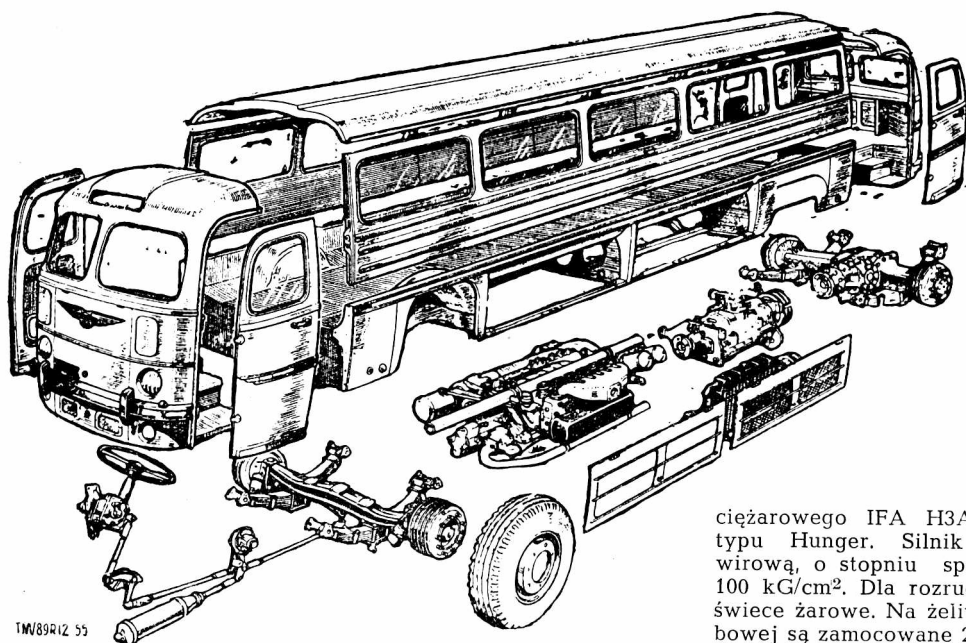
Francja

W dziale samochodów pokazano jedynie samochody f-my „Renault”, a mianowicie sanitarkę dwunozową i samochód-furgon R 2023 dla ładunku 800 kG. Samochody ciężarowe i autobusy reprezentowane były przez kilka firm. Firma „Berliet” pokazała podwozie typu G L C 6-tonowego samochodu ciężarowego z silnikiem 4-cylindrowym wysokoprężnym (dostarczany również na żądanie z silnikiem gaźnikowym, 6-cylindrowym o mocy 105 KM o takich samych obrotach 2200 na min, i niezmienną skrzynią biegów i tylnym mostem. Samochód ten zaopatrzony jest w hamulce powietrzne systemu Westinghouse. Na uwagę zasługuje szybkość tego samochodu — 80 km/godz.

Firma Somua zademonstrowała 12-tonową (objętość 6 m³) wywrotkę „Lilloise — Somua”, typ MTP. Silnik wysokoprężny z komorą-zasobnikiem typu Lanova. Skrzynia 5-biegowa i reduktor terenowy pozwalają na pracę w najcięższym terenie z szybkością 4,65 km/godz. i maksymalnej szybkości 50 km/godz.

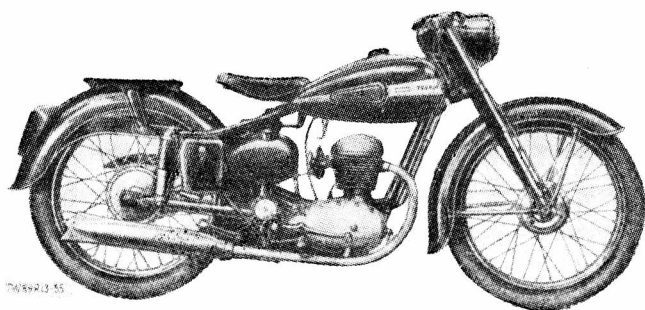
Przemysł autobusowy reprezentowały firma „Chausson” demonstrując najnowszy autobus typ AP 521, turystyczny 54-miejscowy, z silnikiem wysokoprężnym podpodłogowym (rys. 12), dla transportu morskiego autobus Chausson jest wykonywany jako typ AN częściowo składany, dla zmniejszenia objętości ładunku na statkach. W zależności od przeznaczenia silnik może być wysokoprężny 4- lub 6-cylindrowy mocy 80 — 145 KM, lub gaźnikowy 6-cylindrowy mocy 125 KM. Skrzynki biegów są 4- i 5-biegowe; ponadto posiadają 3 różne przekładnie główne. Dźwignia zmiany biegów znajduje się na przedniej ścianie po prawej stronie kierowcy. Szczęki hamulcowe umożliwiają automatyczne usuwanie luzu powstającego w miarę zużywania się grubości okładzin. Resorowanie zapewnia zmienną elastyczność w zależności od obciążenia.

Motocykle reprezentowane były przez firmę „Terrot” i należą do klasy 125 cm³. Na rys. 12 podany jest motocykl ETDS



Rys. 12 — Autobus CHAUSSON typ AN, rozmontowany do transportu morskiego

budzący duże zainteresowanie z grupy trzech typów ETM ETM 4S i ETDS. Wszystkie te motocykle odznaczają się bardzo zwartą budową silnika z układem rozrządu, gabarytem przypominające rozwiązania silników dwusuwowych.



Rys. 13 — Motocykl „TERROT” ETDS — 125

Firma „Terrot” zademonstrowała również skutery. Na rys. 14 przedstawiony jest skuter „Scooterrot” 125 cm³, posiadający następującą charakterystykę:

silnik	— 2-suw.
pojemność skokowa	— 125 cm ³
skrzynia biegów	— 3-stopniowa
wymiary opon	— 8 × 3,5
zawieszenie przodu	— teleskopowe na wahaczu z amortyzatorem
zawieszenie tyłu	— wahacz w uchwycie gumowym
szybkość maksymalna	— 75 km/godz.
zużycie paliwa	— 2,8 l na 100 km.

Firma „Sterling” zademonstrowała jedyny na Targach moped typ GL 23 pokazany na rys. 15. Ta sama firma wystawiła również rowery wyścigowe szosowe i torowe, oraz sportowe, a obok części i zespoły rowerowe. W rowerach wyścigowych zwraca uwagę szerokie zastosowanie stopów lekkich między innymi w korpusach piast przednich i tylnych.

Firma „Monet i Goyon” pokazała skuter „Starlett” typ S.2.W. — rys. 16, wyposażony w silnik „Villiers” o pojemności 98 cm³ i mocy 2,7 KM przy 4.400 obr/min.

Holandia

Przemysł holenderski demonstrował jedynie ogumienie do samochodów produkcji firmy „General”.

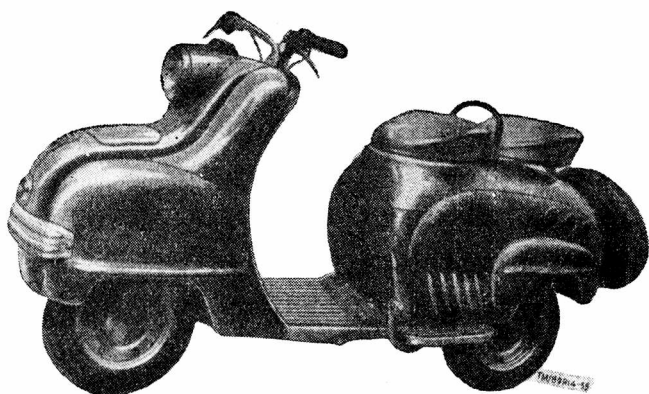
Niemiecka Republika Demokratyczna

Znane u nas samochody IFA typ F9 były wystawione w 2 odmianach jako karetta i kabriolet (rys. 17) o pięknej linii. Mimo niskiej ceny wykonanie kabrioletu jest luksusowe. Zmiany w stosunku do poprzednich wprowadzono nieznaczne. W nad-

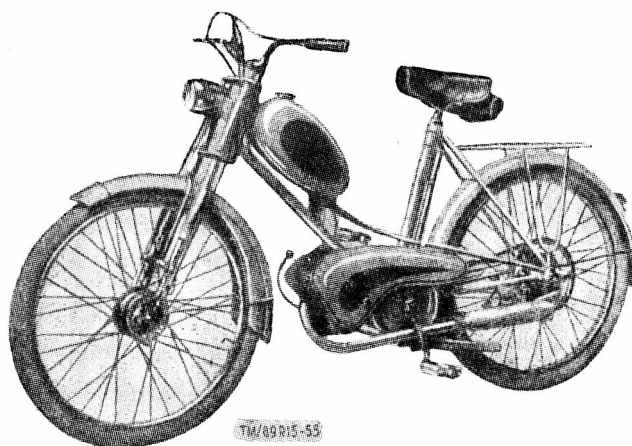
woziu zastosowano jednolitą przednią szybę wygiętą, zbiornik paliw umieszczono w tyle, zwiększono moc silnika do 32 KM przez zmianę głowicy i zwiększenie stopnia sprężania do 6,8, oraz wprowadzenie centralnej świecy zapłonowej. Napęd wentylatora został przeniesiony na bok, rozruch za pomocą korby nie jest przewidziany. Jako pompka paliwowa służy pompka membranowa pulsacyjna sterowana zmiennym ciśnieniem w skrzyni korbowej.

Nie wystawiono niestety najnowszej odmiany IFA 55 typ „Kombi” na podwoziu F9, lecz ze specjalnym nadwoziem tzw. „Station wagon” 4-5-osobowym i dużym przedziałem bagażowym dostępnym przez szerokie drzwi w tylnej ścianie.

W dziale samochodów ciężarowych wystawiono jeden typ samochodu ciężarowego IFA H3A jako wywrotka o ładowności 3 t typu Hunger. Silnik wysokoprężny 4-suwowy z komorą wirową, o stopniu sprężania $\epsilon = 17,5$ i ciśnieniu wtrysku 100 kG/cm². Dla rozruchu w stanie zimnym przewidziane są świece żarowe. Na żeliwnej sztywnej konstrukcji skrzyni korbowej są zamocowane 2 kadłuby cylindrów, po 2 cylindry każdy, z mokrymi tulejami cylindrowymi. Pompka wtryskowa i wtryskiwacze typu IFA. Silnik osadzony jest w ramie w 4 po-

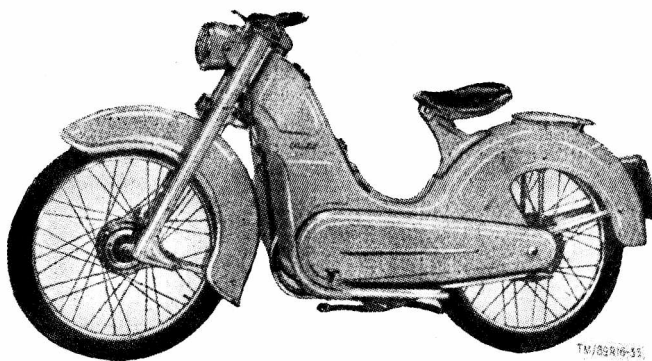


Rys. 14 — Skuter „TERROT” — Skooterrot — 125



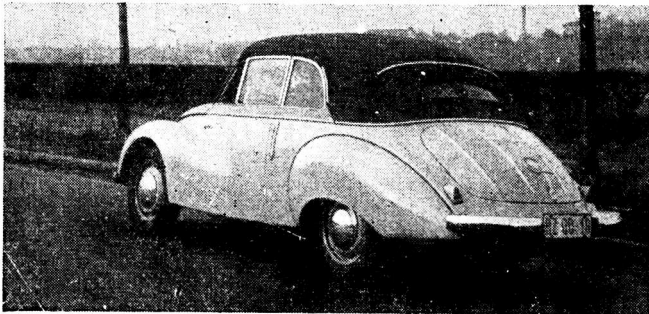
Rys. 15 — Moped typ GL 25 firmy STERLING

duszkach gumowych. Rama bardzo sztywna spawana składa się z 2 podłużnic korytkowych o profilu zmiennej wysokości i sześciu poprzeczek zamkniętych. Obudowa tylnego mostu lana, stalowa z wprasowanymi rurami dla półosi. Hamulce są hydrauliczne. Samochód jest przystosowany również do pociągu przyczepy o ciężarze ogólnym 6 ton, zaopatrzony w hamulec najazdowy. Nie wystawiono niestety samochodu IFA o ładowności 6,5 t z silnikiem podobnym do H3, lecz sześciocylindrowym mocy 120 KM, ani autobusów różnej wielkości, budowanych w NRD.



Rys. 16 — Skuter „MONET & GOYON” typ S.2.L.

W dziale motocykli wystawiono trzy typy, a mianowicie: IFA RT 125/1 (rys. 18), AWO — 425, i BK 350 (rys. 19). W tablicy II podane są charakterystyczne tych motocykli.

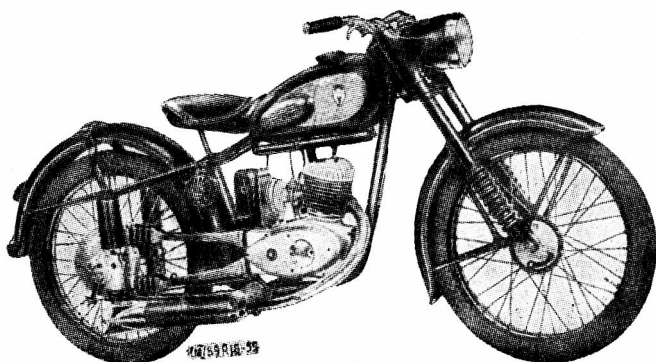


Rys. 17 — Kabriolet „IFA — F9”

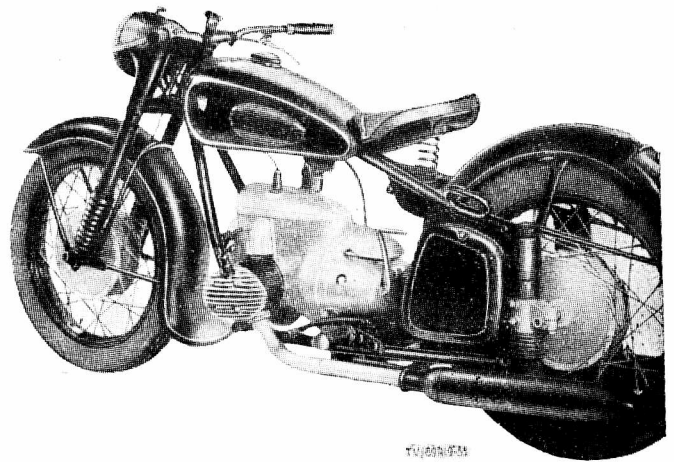
TABLICA II

Dane techn. typ	RT—125/1	AWO—425	BK—350
siła k	2-suw.	4-suw.	2-suw.
pojemn. skok. cm ³	123	247	343,4
moc KM przy obr./min	5,5/5200	12/5500	15/5000
sprzęgło	wielotarczowe w oleju	jednotarczowe suche	jednotarczowe suche
stop. sprzężania	6,5:1	6,7:1	6,5:1
zmiana biegów	nożna	nożna i dźwignia pomocnicza	nożna
wymiary opon	2,75 × 19	3,25 × 19	3,25 × 19
zawieszenie przodu	widelec teleskopowy, skok 148 mm	widelec teleskopowy	widelec teleskopowy, skok 150 mm
ciężar kG			
do puszczalny całkowity	90	140	142
ciężar.....kG	253	300	330

W dziale rowerów wystawiono rowery turystyczne damskie i męskie, młodzieżowe oraz wyścigowe, szosowe i torowe (Dia-



Rys. 18 — Motocykl „IFA” typ RT — 125/1



Rys. 19 — Motocykl „IFA” typ BK — 350

mant, Mifa, Möve, Simson). Rowery wyścigowe „Diamant” odznaczały się nowoczesną konstrukcją. Widelec z rurek o przekroju kołowym, nóżki widelca lutowane w kuty łącznik, miski szprychowe, duralowe włączane w obsady piast. Łańcuchy w rowerach torowych posiadają zamiast jednej płytki wewnętrzną trzy cienkie płytki (większa dokładność, łatwiejsze wykonanie).

Niemiecka Republika Federalna

Jedynie firma „Bosch” wystąpiła z dużym asortymentem wyrobów z dziedziny elektrotechniki motoryzacyjnej, zapłonowej, oświetleniowej i sygnalizacyjnej.

Polska

Oprócz podanych w nr 6/55 Techniki Motoryzacyjnej eksponatów, wystawiono również samochód osobowy małolitrażowy „Syrena”.



Rys. 20 — Samochód „Syrena”

Prototyp samochodu „Syrena” (rys. 20) został pokazany w wersji po zmianach, jakie wprowadzono przy 3 przedprototypach po przebiegu w 1954 r. około 40.000 km w próbach drogowych w różnorodnym terenie. Nadwozie otrzymało obecnie bardziej opływową linię, wygodniejsze wnętrze, szybę przednią jednolitą, giętą, ogrzewanie wnętrza, oparcia przednich siedzeń opuszczane i przystosowane do spania w samochodzie. Konstrukcja nadwozia jest metalowa skorupowa, dach na szkieletie drewnianym krytym dermą. Siedzenia są z gumy porowatej, obicia nowoczesne kombinowane, derma z tkaniną. Szyby boczne są opuszczane z odwietrznikami. Nadwozie ramowe, rozstaw osi 2300 mm. Przednie zawieszenie kół niezależne na 1 resorze poprzecznym i 2 wahaczach z amortyzatorami hydraulicznymi, tylna oś sztywna wahliwa z resorem poprzecznym górnym i jednym amortyzatorem w środku oraz koło z ogumieniem 5,50 × 15 zapewniają płynną jazdę nawet na najgorszych wyboistych drogach. Hamulce są hydrauliczne, skrzynka biegów 4-biegowa z wolnym kołem, napęd przedni z przegubami homokinetycznymi. Silnik jest dwusuwowy, dwucylindrowy, o pojemności skokowej 750 cm³, o mocy 27 KM przy 3800 obr./min. Maksymalna szybkość wynosi 105 km/godz. Chłodzenie wodne termosyfonowe, wentylator i szczelna chłodnica zapewniają jazdę w lecie w górach bez obawy przegrzania silnika, co było dotychczas słabą stroną silników małolitrażowych. Zamiast rozdzielacza zapłonu zastosowano 2 przerwy sterowane krzywką na wale korbowym, łatwo dostęp-

Tablica III SAMOCHODY OSOBOWE I DOSTAWCZE

Kraj	Marka samochodu	Typ	Ilość osób	Moc KM	Obr/mm	VS cm³	Ø skok mm	Ilość cyl.	2-suw. 4-suw.	Rozstaw osi	Szybkmaks. km/h	Ciężar sam. kG	Zużyc. paliwa l/100 km	Ogumienie
Polska	Syrena	01	4	27	3800	750	76×82	2	2	2300	105	850	8	5,50–15
ZSRR	ZIM	12	6	90	3600	3480	82×110	6	4	3200	120	1800	15,5	7,00–15
"	GAZ	terenowy 69	5 (8)	55	3600	2120	82×100	4	4	2300	90	1525		6,50–16
NRD	IFA	F9	4	32	3800	900	70×78	3	2	2350	110	910	8	5,00–16
ČSR	Skoda	1200	4	36		1221	72×75	4	4	2685	105	1000	8	6,00–15
Anglia	Triumph	Tr2	2	90	4800	1991	83×92	4	4	2235	160	905	9	5,50–15
"	Standard	10	4	33	4500	948	63×76	4	4	2134	109	773	7	5,20–13
"	"	„pick-up“ 6 owt	300 kG	33	4500	948	63×76	4	4	2134	105	712	8	5,90–13
"	"	Estate	5 100 kG	68	4200	2088	85×92	4	4	2388	100	1300	12	6,00–16
"	"	Vanguard 12 owt	600 kG	40 wysoka-pr.	3000	2092	81×101	4	4	2388	96	1200	7	6,00–16
Francja	Renault	R2093	Sanit. 800 kG	46		2380	85×105	4	4					

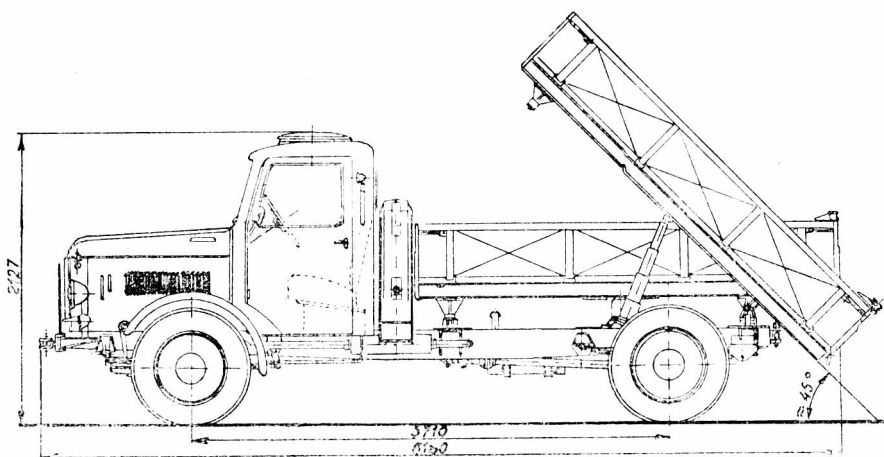
ne z przodu oraz dwie cewki zapłonowe normalne. Samochód ten cieszył się dużym zainteresowaniem zwiedzających.

Szwecja

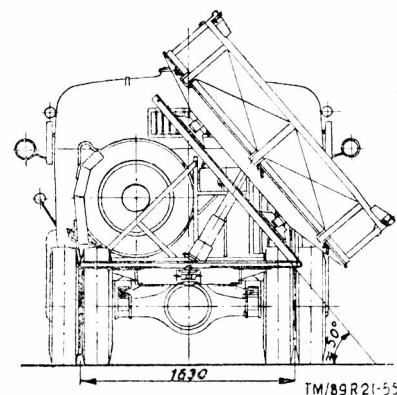
Szwecja wystawiła jedynie lakiery samochodowe firmy „Gram Autolack”, oraz rower turystyczny firmy „Monark”. Charakterystyczne dla tego roweru jest to, że rama wykonana jest bez łączników, to znaczy rury łączone są przez zgrzewanie. Mechanizm korbowy wykonany jest jako jednolita odkuwka (korba lewa, oś, korba prawa).

ekonomiczny o zużyciu paliwa 190 G/KM godz. Każdy cylinder posiada osobną głowicę, tuleje cylindrów są mokre jak większość nowoczesnych konstrukcji, rozruch zimnego silnika ułatwiają świece żarowe.

Na uwagę zasługuje wywrotka 3-stronna, której boczne ściany odchylone są ku dołowi, a tylna ściana do góry lub ku dołowi. Urządzenie teleskopowe składa się z 5 wpasowanych cylinderek. Napęd olejem o ciśnieniu do 150 at. wytwarzanym pompą tłokową bliźniaczą. Przewidziano automatyczne zabezpieczenie przed przeciążeniem podnośnika za pomocą



Rys. 21 — Wywrotka trzystronna 3,5 t — „CSEPEL D-350“



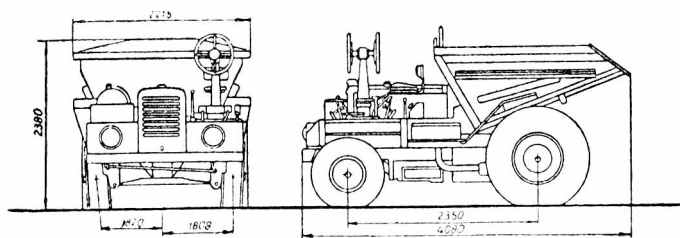
Węgierska Republika Ludowa

Wystawiono samochód ciężarowy, wywrotkę Csepel D350B (rys. 21), oraz odmianę tego podwozia 3-osiowego z nadwoziem specjalnym Ikarus dla aparatury sejsmograficznej, ponadto znany u nas autobus międzymiastowy Ikarus 30, konstrukcji samonośnej bezramowej. Nie wystawiono niestety autobusu 44-osobowego Ikarus 55 opływowego z silnikiem z tyłu.

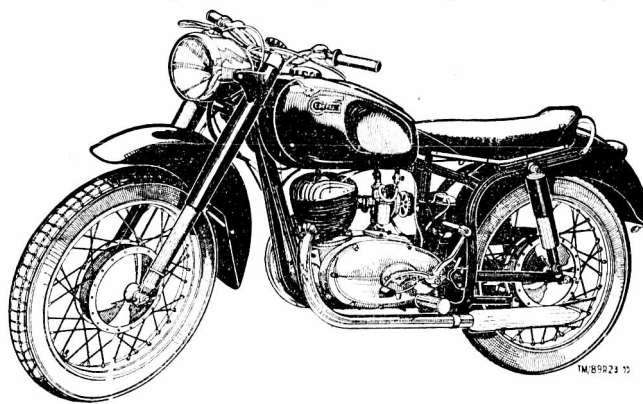
Samochody wystawione mają silnik wysokoprężny Csepel D 413 z komorą wstępną o stopniu sprężenia $\epsilon = 21$, bardzo

zaworu bezpieczeństwa wyregulowanego na odpowiednie obciążenie.

Autobusy Ikarus 30 budowane są z różnym układem siedzeń w zależności od przeznaczenia, w celu zapewnienia większej



Rys. 22 — Wywrotka kołowa 6 t — „CSEPEL DR-50“



Rys. 23 — Motocykl „CSEPEL de LUXE“ — 250 cm³

Tablica IV SAMOCHODY CIĘŻAROWE, AUTOBUSY I WYWROTKI

Kraj	Marka samochodu	Typ	Ładowność lub ilość osób	Rozstaw osi mm	Moc KM	Obr/nim	2-suw. 4-suw. wysokopr. g-gaź.	V cm³	Ø skok mm	Ilość cyl.	Zużyc. paliwa l/100 km	Szybkość maks. km/godz.	Ciężar własny kG	Ciężar dopuszczalny kG
ZSRR	ZIS	151	4,5 t	4225	95	2800	4-g	5500	101×114	6	42	65	5500	10.000
„	MAZ	205	5 t	3800	110	2000	2 w	4640	108×127	4	35	60	6700	11.840
„	JAZ	210	12 t	4780	165	2000	2 w	6960	108×127	6	60	55	12000	22.140
„	MAZ	525	25 t	4780	300	1600	4 w			12	135	30	22000	47.140
NRD	IFA	H3A	3,5 t	3250	80	2000	4 w	6024	115×145	4	17,5	68	3500	7.270
CSR	Skoda	706R	7,3 t	5000	135	1750	4 w	11781	125×160	6	30	53	6460	13.800
„	Skoda	706R0	41 + 8	5400	135	1750	4 w	11781	125×160	6	30	66	8340	12.000
„	Tatra	T111	10 t	3 osiow.	180	1800	4 w	14825	110×130	12			8400	18.640
Węgry	Csepel	D350B	3,5 t	3710	85	2200	4 w	5322	110×140	4	20	74	4050	7.550
„	Ikarus	30	30	4600	85	2200	4 w	5322	110×140	4	20	74	5310	8.670
„	Vörös Csillag	DR50	6 t	2350	60	1600	4 w	5322	110×140	4	27,5	28,5	4950	11.000
Francja	Berliet	GLC	6 t	3700	100	2200	4 w	6333	120×140	4		80	4200	10.500
„	Chausson	AP521	45 + 9	5117	145	2200	4 w	9350	115×150	6	26		7500	14.500
„	Somua	MTP	12,8	3650	150	2000	4 w	9350	115×150	6		50	10300	23.100
Anglia	Chaseside Hertford	D3	6 t		62		4 w			4		32		

ilości miejsc stojących. Nadwozie ma szkielet elektrycznie spawany z profili stalowych prasowanych, tworząc konstrukcję samonośną, poszycie szkieletu wykonane jest z blachy aluminiowej. Silnik, chłodnica i skrzynka biegów zamontowane są na suwnicy i dają się po zdjęciu osłony chłodnicy łatwo wymontować tak, że wymiana całego zespołu trwa tylko 1 1/2 godziny. Drobne naprawy wykonuje się łatwo po zdjęciu osłony silnika wewnątrz nadwozia, ponieważ tłoki z korbowodami można wyjąć do góry po zdjęciu głowicy. W dziale pojazdów specjalnych wystawiono na podwoziu 2-osiowym Csepel, samochodowy świder wiertniczy z dźwigiem i urządzeniem do wiercenia poszukiwawczych; ponadto wystawiono tzw. „dumper”, czyli wywrotkę kolebową 6 t DR 50 (rys 22) z silnikiem Csepel D413 pracującym na zredukowanych obrotach 1600 obr/min. zamiast 2200. Skrzynka biegów 3-biegowa w połączeniu z dodatkową przekładnią terenową na wszystkie biegi, daje 6 biegów w przód i 2 wstecz o szybkościach od 4,2 km/godz. Pojemność koleby wynosi 3,5 m³.

Oprócz samochodów, wystawiono nowy motocykl „Csepel de Luxe” — przedstawiony na rys. 23.

Dane techniczne:

- silnik

liczba cyl.

pojemność skokowa

moc

skrzynka biegów

zawieszenie przodu

zawieszenie tyłu
- 2-suw.

— 1

— 247 cm³

— 10 KM przy 4600 obr/min

— 4-biegowa

— widelec teleskopowy z amortyzatorem hydraulicznym.

— wahacz z amortyzatorem hydraulicznym.

ogumienie

ciężar (bez paliwa)

maks. szybkość

zużycie paliwa

— 3,00" × 19"

— 122 kG

— 105 km/godz.

— 3,5 l/100 km

W dziale rowerów zademonstrowano typy turystyczne marki „Robusta” i „Csepel” oraz jeden rower przeznaczony do krajów tropikalnych z podwójną rurą górną ramy.

Części rowerowe wystawiło przedsiębiorstwo „Elzet”.

Włochy

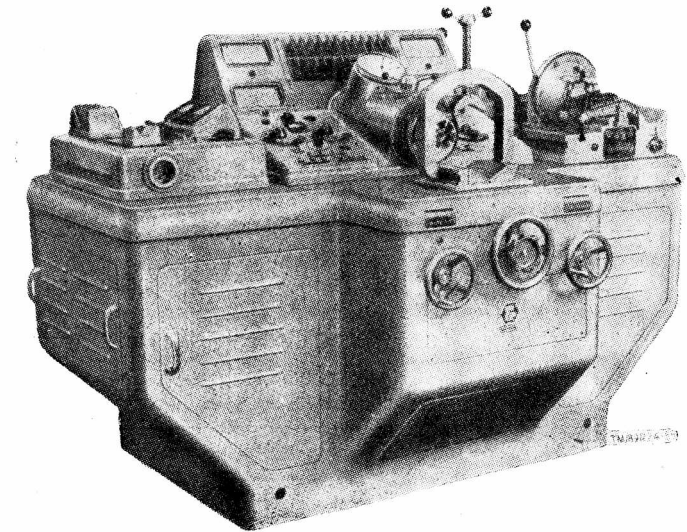
Włoski przemysł motoryzacyjny reprezentowały w zasadzie tylko trzy firmy, a mianowicie: „Magnet” — Marelli”, Milano: części elektrotechniczne samochodowe „Livia”, Torino: zawory.

„Rabotti”, Torino: stoły do prób części instalacji elektrycznej i instalacji wtryskowej wysokoprężnej (rys. 24 i 25).

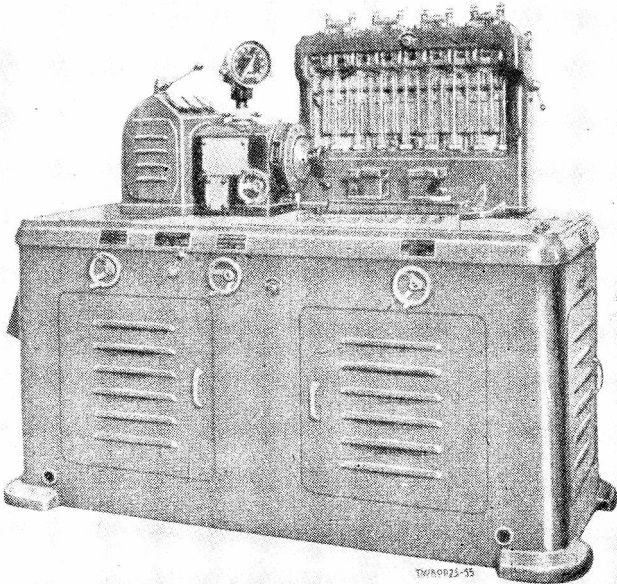
Związek Radziecki

Wśród eksponatów motoryzacyjnych zwracała uwagę przezwaga pojazdów o charakterze wybitnie użytkowym przeznaczonych przede wszystkim do celów gospodarczych i przemysłowych.

W dziale samochodów osobowych wystawiono najwytworniejszy i największy samochód osobowy na XXIV M.T.P. ZIM 6-osobowy (rys. 26) o 3 rzędach siedzeń (środkowe siedzenia są wpuszczane w podłogę, w przeciwieństwie do innych samochodów zagranicznych o szerszych siedzeniach na 6 osób). Zawieszenie przednie niezależne na sprężynach cylindrycznych,



Rys. 24 — Stół do prób części instalacji elektrycznej firmy „RABOTTI” typu „ZENITH C”

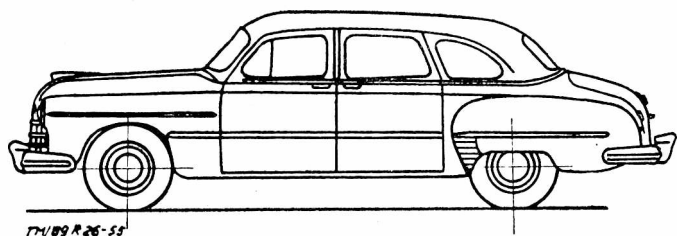


Rys. 25 — Stół do prób pomp wtryskowych i wtryskiwaczy firmy „RABOTTI” typu „ATMO 700 F”

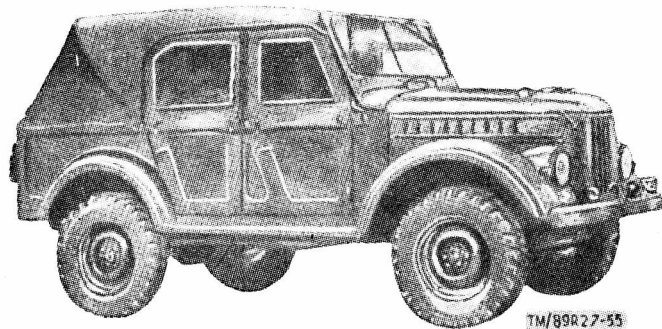
amortyzatorach hydraulicznych oraz o poprzecznym drążku skrętnym stabilizującym. Zamiast suchego sprzęgła 1-tarczowego i skrzynki biegów, samochód ZIM dostarczany jest również ze sprzęgłem hydraulicznym lub automatyczną skrzynią biegów połączoną z wbudowanym na desce rozdzielczej obrotomierzem wskazującym obroty silnika. Silnik dolnozaworowy o stopniu sprężenia $\epsilon = 6,7$ ma tuleje cylindrowe z żeliwa stopowego i tłoki aluminiowe cynowane, górny pierścień tłokowy chromowany, pozostałe 3 cynowane. Powszechnie stosowane już urządzenia jak regulowane ogrzewanie i wentylacja, oraz radio należą do normalnego wyposażenia.

Samochód terenowy GAZ-69 posiada podwozie z ramą i napęd na obie osie przez skrzynkę rozdzielczą i przekładnię terenową (rys. 27). Mechanizm blokujący nie pozwala włączyć przekładni terenowej przed włączeniem przedniego napędu.

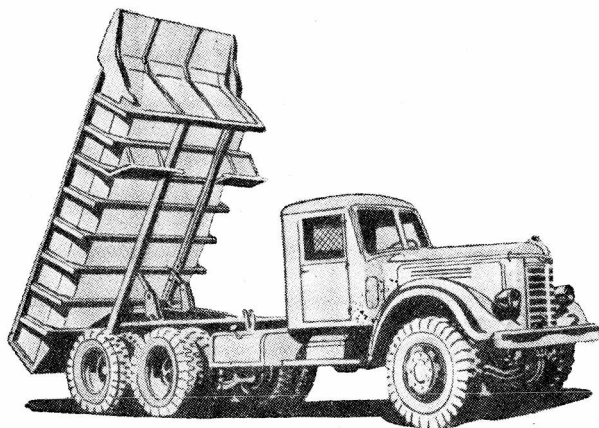
Nowe, zmienione całkowicie typy radzieckich samochodów osobowych „Wołga” i „Moskwicz” niestety nie były wystawione.



Rys. 26 — Samochód osobowy ZIM z silnikiem 3,48 l



Rys. 27 — Samochód terenowy „GAZ-69”

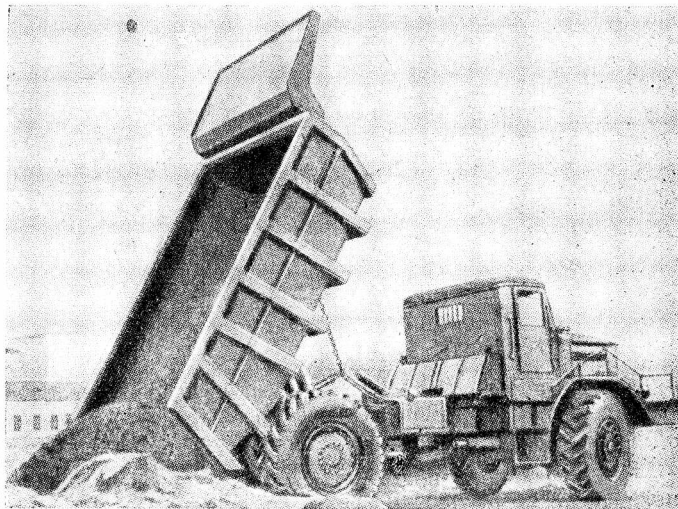


Rys. 28 — Wywrotka 10 t „JAZ-210 E”

Największą ilość i najwięcej typów samochodów ciężarowych wystawiono na stoiskach ZSRR. Samochód ZIS 151 terenowy 3-osiowy z napędem na wszystkie osie jest odmianą znanego u nas szczególnie jako wywrotka ZIS 585 samochodu 4,5 t. Podwozie to jest również stosowane do samochodów o specjalnym przeznaczeniu. MAZ 205 budowany jest jako wywrotka tylna 5 t ładowności o pojemności skrzyni 3,6 m³. Obsługa podnośnika hydraulicznego odbywa się z siedzenia kierowcy, maksymalny kąt pochylecia dna wynosi 50° w stosunku do pozio-

mu. Silnik wysokoprężny 4-cylindrowy dwusuwowy z przepłukiwaniem jednokierunkowym o stopniu sprężania $\epsilon = 16$, z wtryskiem bezpośrednim, ma jednostkowe zużycie paliwa 215 G/KM godz.

Samochód JAZ 210 na podwoziu terenowym 3-osiowym (napęd obu osi tylnych) jest budowany jako ciężarowy o ładowności 12 t lub wywrotka 10 t (rys. 28) o pojemności 8 m³. Silnik jest 6-cylindrowy. Na uwagę zasługuje osłona dachu kabiny kierowcy przy ładowaniu.



Rys. 29 — Wywrotka 25 t „MAZ-525”

Ogromne zainteresowanie wzbudzał największy europejski samochód-wywrotka MAZ 525, 3-osiowy o ładowności 25 t, z silnikiem wysokoprężnym czterosuwowym 12 — cyl., mocy 300 KM (rys. 29).

W dziale pojazdów specjalnych wystawiono również samochód 3-osiowy ZIS do oczyszczania śniegu z dróg z urządzeniem odśrodkowym; ponadto wystawiono dźwig samochodowy 5 t typ K51 na podwoziu MAZ z odciążeniem osi i kół za pomocą 4 opuszczanych wsporników, jak przy drabinach samochodowych. Dźwig ten przy ciężarze ogólnym pojazdu 12150 kG osiąga szybkość (bez ładunku) 30 km/godz.

Ciągniki reprezentowały: ciągnik DT-54 z silnikiem wysokoprężnym 4-cylindrowym o mocy 54 KM przy 1300 obr/min. Szybkość ciągnika od 2,4 do 7,9 km/godz. Siła pociągowa 1000 — 2850 kG.

Ciągnik MT3-1 jest ciągnikiem uniwersalnym. Rozstaw kół przednich 190 mm, rozstaw kół tylnych (zmienny) od 1200 do 1800 mm, posiada silnik wysokoprężny o mocy 37 KM przy 1400 obr/min. Szybkość ciągnika od 3,42 do 12,95 km/godz. Siła pociągowa od 450 do 1400 kG.

Przemysły motocyklowy reprezentowały znane nam motocykle IŻ-49 i K-125.

Oprócz sprzętu motoryzacyjnego motorowego Związek Radziecki wystawił duży asortyment rowerów. Wszystkie rowery wyposażone są w prądnice, lampy przednie, osłony łańcuchów i bagażniki. Rowery wyścigowe torowe i szosowe posiadają nowoczesną konstrukcję. Kierownice, hamulce, pedały, piasty wykonane są ze stopów lekkich. Pozostałe rowery posiadają bagażniki tłoczone z blachy, koła łańcuchowe wolnobiegowe trzyczęściowe, których osady tworzą wspólną część z korpusem piasty. Kierownice rowerów turystycznych i sportowych osadzone są ruchomo w łącznikach.

Jak widać z tego pobieżnego przeglądu, państwa demokracji ludowej zrobiły duży krok naprzód w rozwoju produkcji motoryzacyjnej. Wniosek ten zobowiązuje nas do wnikliwej analizy stanu naszej produkcji motoryzacyjnej i perspektyw dalszego jej rozwoju. Niezaprzeczalne są nasze osiągnięcia w porównaniu ze stanem przedwojennych i stanem pierwszych lat powojennych, ale zestawiając nasze osiągnięcia z osiągnięciami innych krajów np. Węgierskiej Republiki Ludowej i Czechosłowackiej Republiki widzimy, że zostaliśmy niekiedy bardzo poważnie zdystansowani. Mamy więc wiele do nadrobienia zarówno na odcinku konstrukcji jak i jakości wykonania. Targi Międzynarodowe były dobrym sprawdzianem dla oceny naszego własnego poziomu przemysłowego i poziomu innych krajów.

PRZEGLĄD DOKUMENTACYJNY MOTORYZACJI

OPRACOWANY PRZEZ BIURO KONSTRUKCYJNE PRZEMYSŁU MOTORYZACYJNEGO

DODATEK DO MIESIĘCZNIKA „TECHNIKA MOTORYZACYJNA”

Rocznik **IV**

Warszawa, październik 1955

Nr 10

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

F. BADANIA NAUKOWE I TECHNICZNE

205* 621—22.620.191.392.669.268.7 F BKPMot
Rozważania nad gładzią cylindrową. „Considerations of cylinder bores”. Oil Eng., London, mies. t. 22, nr 261, marz. 55, s. 410; 29×21 cm, 1 str.

Skrót dwóch prac badawczych nad wpływem jakości gładzi cylindrowej oraz nad zastosowaniem chromowania gładzi. Pierwsza praca podkreśla znaczenie zachowania gładkości powierzchni, w drugiej omówiono wpływ stosowania chromowanych pierścieni i gładzi na zużywanie się tych elementów.

206* 621—833.7.05.001.4:621.785.5 F BKPMot
Burger H.: **Badania kół zębatach, utwardzanych, pracujących pod obciążeniem, jako podstawa do ich zwympiarowania.** „Laufversuche an gehärteten Lahnradern als Grundlage für ihre Bemessung”. ATZ, Stuttgart, mies., nr 5, maj 55, s. 127; 29×21 cm, 6 str., 2 fot., 1 rys., 9 wykr.

Zakres stosowania kół zębatach ulepszonych przez cyjanowanie, azotowanie i nawęglanie. Zagadnienie ekonomii stosowania kół utwardzonych. Wpływ wielkości przesunięcia zarysu oraz promienia u podstawy zęba kół nawęglanych na ich wytrzymałość. Znaczenie krzywych Wokler'a dla konstruktora przekładni pojazdów mechanicznych.

207* 629.113—714.001.42 F BKPMot
Matwejew A.: **Badanie skuteczności działania chłodzi.** „Untersuchung der Wirksamkeit von Kühlern”. Kraftfz-techn., Berlin, mies., t. 4, Nr 4, kw. 54, s. 108; 29×21 cm, 2 str., 1 rys., 1 tabl. Pierwsza część artykułu omiawiających warunki i wyniki badań przeprowadzonych z chłodziacami produkcji Zakładów im. Mołotowa w Gorki. Badania przeprowadzone zostały w kanale, przy zmiennych przepływach powietrza oraz wody w chłodzi. Wzory matematyczne określające wartości badanych parametrów. Charakterystyka techniczna chłodzi podlegających badaniu ujęta w formie tabeli.

J. TEORIA POJAZDÓW MECHANICZNYCH, ZASADY OBLICZEŃ I KONSTRUKCJI

208* 629.114.4:621.431.73—124.2:621—712 J BKPMot
Mackerle J.: **Chłodzenie powietrzem, a konstrukcja silnika spalinowego.** „Luftkühlung und Motor Konstruktion”. Auto. Rev. Bern., tyg., nr 28, czerw. 55, s. 17; 48×32 cm, 1,5 str., 5 rys., 2 wykr.

Wyszczególnienie zalet i wad chłodzenia powietrzem silników samochodowych. Najdogodniejszym układem silnika dla chłodzenia powietrzem jest 2-cylindrowy silnik o układzie „bokser”. Omówienie istniejących konstrukcji silników samochodowych chłodzonych powietrzem. Oryginalnym ciekawym rozwiązaniem jest samochód ciężarowy General Motors T51, którego ośmiocylindrowy silnik, w układzie „bokser” chłodzony powietrzem posiada pionowo umieszczony wał korbowy.

209* 621.43:621.436 J BKPMot
Jante A., Cehmichen M. M., Hofmann K., Bohvisch.: **Silniki spalinowe.** „Verbrennungsmotoren”. Berlin 1952, Ver. Techn., D, A5, 155 str., 1 fot., 36 rys., 67 wykr., 20 tabl.

Zbiorowe dzieło opracowane przez profesorów i inżynierów specjalistów od silników spalinowych. Obejmuje rozwój konstrukcji silników, budowę, ukształtowanie komory spalania, obciążenia, przebiegi pracy. Podano ciekawe wiadomości o amerykańskich silnikach wysokoprężnych a także szybkie metody ustalenia głównych parametrów silnika przy użyciu nomogramów. Praca zawiera szereg pożytecznych tablic i wykresów ujmujących typowe wzory oraz rzeczywiste wykresy pracy silników. Znaczną część poświęcono omówieniu głowicy typu Ricazolo. Książka przeznaczona dla inżynierów i naukowców.

210* 621.436(083.72) J BKPMot
O oznaczaniu i klasyfikacji silników wysokoprężnych. „O naimienowaniu i klasyfikacji dwigatielej wnutriennowo sgorania”. Wiestn. Maszin. Moskwa, mies., nr 1, stycz. 55, s. 84; 29×22 cm., 1 str.

Dwie wypowiedzi wykładowców szkół technicznych w związku z artykułem doc. Wołoszenko na temat klasyfikacji i oznaczeń typów silników wysokoprężnych. Podkreślona konieczność nowelizacji przestarzałej terminologii i oznaczeń typów silników wysokoprężnych. Autorzy zgłaszają szereg konkretnych propozycji w tym zakresie. Redakcja „Wiestnika Maszynostrojstwa” zwraca się z apelem o nowelizację terminologii do Akademii Nauk ZSRR.

211* 629.113—585.004.11 J BKPMot
Keraval I.: **Automatyczne skrzynki biegów.** „Les transmissions automatiques”. SIA-I, Paris, mies., t. 28, nr 4, kw. 55, s. 173; 29×21 cm, 14 str., 5 rys., 16 wykr.

W dalszym ciągu artykułu zamieszczonego w nr 2/55 SIA-I podane są teoretyczne podstawy obliczania automatycznych skrzynek biegów. Opis i zasady działania automatycznych skrzynek biegów typu: Wilson, Pilot, Maag oraz urządzenia Automat montowanego w skrzynkach Cotal-Ravigneaux i Scintex.

212* 629.113.013.857.001.4 J BKPMot
Rotenberg R. W.: **Teoria zawieszenia samochodu.** „Teoria podwieski awtomobilu”. Moskwa 1951. G. N. T. Izd. Masz. Lit. D, A5, 211, 5 str., 139 rys., 18 tabl.

Zagadnienia drgań nadwozia i kół samochodowych rozpracowane w celu ustalenia warunków zabezpieczających płynność ruchu, a także problem dotyczący, wpływu kołysania na organizm pasażera. Wielkości parametrów zawieszeń znanych samochodów. Proste i złożone układy drgań przyjęte przy obliczeniach zawieszenia samochodu. Wzory liczbowe i wpływ poszczególnych parametrów zawieszeń na kołysanie samochodu. Wyniki z badań nad kołysaniem samochodów. Zaakcentowane zagadnienie fizycznej istoty zjawiska. Książka przeznaczona dla konstruktorów, inżynierów przeprowadzających doświadczenia i studentów.

213* 629.114.4.012.8:629.113.071.53.001.24 J BKPMot
Falkenheiner H.: **Czy długie pióro resorowe jest cięższe aniżeli krótkie.** „Ist eine lange Blattfeder schwerer als eine kurze?”. ATZ, Stuttgart, mies., t. 57, nr 6, czerw. 55, s. 172; 29×21 cm, 3 str., 4 rys.

W związku z tendencją budowy samochodów ciężarowych o zmniejszonym ciężarze własnym i powiększeniu przez to nośności, przeprowadzona została szczegółowa analiza rachunkowa ciężaru resorów. W przeprowadzonych obliczeniach uwzględniona została zmiana amplitudy i naprężeń. Obliczenia zilustrowane są przykładami rachunkowymi.

214* 629.113.073.001.24 J BKPMot
Julien M.: **Studium analityczne stateczności pojazdu mechanicznego na drodze.** „Etude analytique de la Stabilité de route des voitures automobiles”. SIA-I, Paris, mies., t. 28, nr 4, kw. 55, s. 187; 29×21 cm, 6 str., 3 wykr.

Teoretyczne podstawy stateczności poruszającego się na drodze pojazdu mechanicznego. Wyprowadzenie wzorów określających warunki uzyskania stateczności absolutnej, kinematycznej i oscylacyjnej.

215* 629.114.5.071.53.002.3:669.7.018 J BKPMot
Tranio A.: **Czy należy konstruować samochody bardziej lekkie?** „Faut-il construire des voitures plus légères?”. SIA-I, Paris, mies., t. 28, nr 5, maj 55, s. 203; 29×1 cm, 12 str., 8 fot., 3 wykr., 2 tabl.

Głównym źródłem zmniejszenia ciężaru samochodu osobowego jest szersze stosowanie stopów lekkich bądź materiałów plastycznych zwłaszcza w budowie nadwozi. Na obecnym stopniu rozwoju technologii bardziej celowe jest oparcie się o stopy lekkie. Omówienie wpływu zmniejszenia ciężaru pojazdu na koszty produkcji oraz wydajność i komfort samochodu

216* 629.118.3:621.431.73 J BKPMot
Techniczne cechy nowoczesnego motoroweru. „Technische Merkmale eines modernen Mopeds”. Kraftfztechn., Berlin, mies., t. 4, Nr 4, kw. 54, s. 114, 29×21 cm, 1 str., 1 fot., 6 rys., 1 tabl.

Na tle danych konstrukcyjnych motoroweru „Quickly” produkcji NSU omówione zostały cechy, które powinny charakte-

ryzować ten rodzaj pojazdu. Konstrukcja ramy rowerowa — wzmocniona. Silnik dwusuwowy o pojemności 50 cm³, mocy 1,4 KM przy 5000 obr./min. Ciężar całkowity 33 kg. Zużycie paliwa 1,3 l/100 km. Osiągana szybkość — 50 km/godz.

K. POJAZDY MECHANICZNE

217* 629.114.621.438 K BKPMot
Samochód turbinowy Ford. „Vom Ford-Turbinenwagen”. Auto. Rev., Bern, tyg., nr 1, styc. 55, s. 15, 48×32 cm, 0,5 str. Krótka wiadomość o wykonaniu przez zakłady Forda samochodu turbinowego. Turbina spalinowa napędzająca samochód zaopatrzona jest w wymiennik ciepła. Dla obniżenia kosztów wykonania w miejsce stali żaroodpornych użyte zostały zwykłe stale maszynowe.

218* 629.114.3.066:629.113.073 K BKPMot
Trofimow W. J.: Przyczepy samochodowe. „Awtomobilnyje pricepy”. Moskwa, 1953, G. N. Techn. Izd. Masz. Lit. D, B5, 176 str., 178 rys., 15 tabl.

Opis budowy przyczep samochodowych i nacze do ciągników siodłowych. Główne typy przyczep i naczep. Kinematyka i stateczność samochodów. Tablice ujmujące szereg danych szczegółowych dotyczących konstrukcji przyczep i naczep. Zwrócono szczególną uwagę na budowę podwozi, nadwozi i uzupełniających urządzeń przyczep i naczep. Instalacja elektryczna w przyczepach i naczepach. Książka przeznaczona jest dla inżynierów technicznych pracowników transportu samochodowego, może także być pomocą dla studentów wydziałów mechaniki szkół wyższych i średnich.

219* 629.114.6.004.11 K BKPMot
Samochód osobowy Peugeot 403. „La 403 Peugeot”. SIA-I, Paris, mies., t. 28, nr 4, kw. 55, s. 150; 29×21 cm, 1 str., 2 fot. Krótki opis i dane techniczne 6-osobowego samochodu Peugeot 403. Samochód napędzany jest silnikiem o pojemności 1468 cm³, rozwijającym moc 58 KM. Max. szybkość pojazdu zawiera się w granicach 125 — 130 km/godz.

220* 629.118.5/6 K BKPMot
Heise M. Motocykle. „Krafträder”. Lipsk 1953, Fachbuchverlag GmbH, D, 23×16 cm, 96 str., 36 fot., 21 rys., 7 wyk., 8 tabl. Przegląd konstrukcji motocykli NR. Omówiono w przystępnej formie zasadę budowy i szczegóły konstrukcji na przykładach motocykli AWO-425, Victoria-Bergmeister 350V, Hofman-250, BMW-R 51/3, Horex-500. Materiał zawiera poza tym podstawowe wiadomości z budowy motocykli ujęte w wykresy, przykłady obliczeniowe, fotografie, rysunki. Do nowości zaliczyć należy rozwiązanie zmiany biegów w ręczce kierownicy. Książka przeznaczona dla sportowców i amatorów motocykli.

L. SILNIKI POJAZDÓW MECHANICZNYCH, POKREWNE ICH MECHANIZMY I ELEMENTY SKŁADOWE

221* 621.431.73.001.6 L BKPMot
Chanin N. S.: Rozwój budowy samochodów. „Razwitie konstrukcji awtomobiliej”. Wyd. 8, Moskwa 1952, G. N. techn. Izd. Maszstr. Lit. D, A5, 129 str., 47 rys., 6 tabl. Analiza rozwoju konstrukcji silników samochodowych z samozapłonem w zestawieniu z innymi typami silników samochodowych. Rozpatrzone perspektywy produkcji, paliwa dla obu typów silników. Uwypuklone cechy charakterystyczne konstrukcji nowszych silników i nakreślone drogi dalszych zmian w konstrukcji różnych części. Na podłożu przeprowadzonego doświadczenia wyjaśnione możliwości ulepszenia wskaźników silników z samozapłonem i zaznaczone kierunki dalszego rozwoju budowy. Książka dla inżynierów technicznych pracowników przemysłu motoryzacyjnego.

M. MECHANIZMY PODWOZIA POJAZDÓW MECHANICZNYCH

222* 629.113—592 M BKPMot
Mailander R.: Hamulce — zawsze jeszcze aktualny problem. „Die Bremse — noch immer ein Problem”. Auto Rev., Bern, tyg., nr 27, czerw. 55, s. 17; 48×32 cm, 0,5 str., 9 fot. Szereg zdjęć nowoczesnych rozwiązań urządzeń hamulcowych

przeważnie samochodów sportowych. Zdjęcia zaopatrzone są krótkimi opisami sposobów działania przedstawionych urządzeń hamulcowych.

P. EKSPLOATACJA I GOSPODARKA TECHNICZNA

223* 629.114.4—23 P BKPMot
Nallinger F.: Rozważania porównawcze na temat źródeł napędu ciężkich samochodów ciężarowych. „Vergleichende Betrachtungen über Antriebsquellen für Schwerlastwagen”. ATZ, Stuttgart, mies., nr 5, maj 55, s. 183; 29×21 cm, 2,5 str., 5 wyk., 1 tabl., 1 poz. bibl. Porównanie przydatności i opłacalności stosowania w warunkach Niem. Rep. Feder. do napędu 16-tonowego samochodu silnika: benzynowego, wysokoprężnego i turbiny gazowej. Wartości trakcyjne i zużycie paliwa. Stosunki wagowe i zapotrzebowanie przestrzeni do zabudowy silnika. Koszty użytkowania. Widoki rozwojowe pod kątem zastosowania turbiny gazowej do napędu pojazdów.

S. SUROWCE I MATERIAŁY

224* 621.822.722.002.3:679.5 S BKPMot
Gremer H.: Koszyczki z tworzyw sztucznych w zastosowaniu do łożysk tocznych. — Własności robocze tworzyw sztucznych w trudnych warunkach pracy. „Kunststoff-Walzlagerhafige — Notlaufeigenschaften von Kunststoffen”. VDI, Düsseldorf, tyg., t. 97, nr 17, czerw. 55, s. 509; 29×21 cm, 7 str., 3 fot., 8 rys., 8 wyk., 3 tabl., 22 poz. bibl.

Interesujące omówienie zagadnienia stosowania koszyczków łożysk tocznych z tworzyw sztucznych w miejsce dotychczasowych brązowych lub stalowych. Wymagania stawiane koszyczkom łożyskowym. Omówienie przebiegu i wyniki prób. Zachowanie się tworzyw sztucznych w zakresie tarcia suchego i półpłynnego.

225* 621—585:621—515:621—233.2.002.3:679.5 S BKPMot
Łożyska samosmarujące ze sztucznych tworzyw. „Ollose Lager aus Kunststoff”. Auto. Rev., Bern, tyg., nr 1, styc. 55, s. 14; 48×32 cm, 0,5 str.

Dla łożyskowania trudnodostępnych miejsc w skrzyni biegów i mechanizmie kierowniczym użyte zostało sztuczne tworzywo pod nazwą „Teflon”. Współczynnik tarcia między stalą, a „Teflonem” wynosi 0,05. Materiał ten nadaje się również do brzo na łożyska samochodowych pompek wodnych.

T. TECHNOLOGIA I PRODUKCJA

226* 629.113.011.6:621.757(088.8) T BKPMot
Biejące patenty. Montaż głównych części poszycia. „Current patents. Mounting head linings”. Auto. Engr., London, mies., t. 45, nr 3, marz. 55, s. 131; 29×21 cm, 0,5 str., 1 rys. Opis ze szkicem konstrukcji zamocowania płatów poszycia nadwozia na szkielet. Płyty poszycia utrzymywane są sprężyste w rowku na obwodzie szkieletu nadwozia bez jakiegokolwiek dodatkowego zamocowania. Patent Nr 710131, Austin Motor Co. Ltd.

227* 629.114.2:658.561. T BKPMot
Panczurin W. J.: Należy przyspieszyć tempo automatyzacji produkcji. „Nieobchodimo uskorit' tempy awtomatizacii”. Wiestn. Maszin., Moskwa, mies., nr 1, styc. 55, s. 52, 29×22 cm, 1 str.

Program szerszego wprowadzenia linii automatycznych do fabryk ciągników (dotychczas istnieją tylko linie automatyczne dla obróbki głowic silników). Autor wypowiada się za wszczęciem wydawania czasopisma na temat automatyzacji i mechanizacji procesów technologicznych.

228* 669.268 088.8 T BKPMot
Biejące patenty. Twarde chromowanie. „Current patents. Hard-chrome plating”. Auto. Engr., London, mies., t. 45, nr 3, marz. 55, s. 132; 29×21 cm, 0,5 str.

Dla zabezpieczenia przed chromowaniem pewnych powierzchni podczas chromowania przedmiotu stosuje się powłoki lakierowe. Metoda ta nie jest zupełnie pewna. Wynalazek dotyczy zabezpieczenia tych odcinków przez owinięcie folią aluminiową zamiast powłoki lakierowej. Patent Nr 710548. Gebr Schock Hartchrom G. m. b. H. (Niemcy).

Niniejszy Przegląd Dokumentacyjny 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 prenumeratę kart dokumentacyjnych, która może obejmować zarówno dokumentację naukowo-techniczną, jak i oddzielne jej działy lub poszczególne zagadnienia i te fotokopie i mikrofilmy publikacji objętych zarówno Przeglądem Dokumentacyjnym, jak i kartami dokumentacyjnymi.

Gwiazdkami, obok porządkowych liczb artykułów, oznaczone są publikacje znajdujące się w bibliotece Instytutu Transportu Samochodowego.

BADANIA NAUKOWO-TECHNICZNE

43* 621.436.038.51.001.5 ITS
Nowoczesny przyrząd ze stroboskopem błyskowym przeznaczony do badania pomp wtryskowych. „Ein moderner Einspritzpumpenprüfstand mit Lichtblitzstroboskop“. Auto-Markt, t. 45, nr 16, kw. 55, s. 436; A4, 2 str., 2 fot.
Właściwe wyregulowanie pompy wtryskowej jako warunek prawidłowej pracy silnika wysokoprężnego. Charakterystyka budowy i działania przyrządu do badania pomp wtryskowych silników wysokoprężnych wyprodukowanego przez znaną wytwórnę austriacką Friedmann Maier. Informacje o posługiwaniu się przyrządem, który odznacza się bardzo szerokim zakresem zastosowania. Wykorzystanie stroboskopu do ustalania początku wtrysku paliwa.

44* 621.438:629.114.6 ITS
Samochód Austin z turbiną gazową. „The Austin gas-turbine car.“ Engineering, t. 180, nr 4669, lip. 55, s. 98; A4, 0,5 str.
Samochód kursował od roku po drogach jako próbny. Nieznaczne różnice wyglądu zewnętrznego w porównaniu z samochodem model Sheerline osobowym tej samej marki Austin. Moc turbiny 125 KM. Układ sprężarek i ich napędu. Dwa pedały: hamulcowy i przyspieszenia. Urządzenie do biegu jałowego. Licznik obrotów i termometry. Chłodnica olejowa. Badania i konstrukcja były prowadzone przez wydzielony zespół pracowników. Nie jest zdecydowane budowanie dalszych egzemplarzy tego wozu.

45* 679.5:061.4(42) ITS
Plastyki na widowni. „Plastics on view“. Engineering, t. 179, nr 4564, czerw. 55, s. 754; B4, 0,5 str.
Trzecia brytyjska wystawa plastyków. Przygotowania do następnej wystawy w r. 1957, jako międzynarodowej. Posiedzenia naukowe i zamierzona publikacja. Plastyki wzmocnione włóknem szklanym, w zastosowaniu do nadwozi małych samochodów i kadłubów łodzi. Zastosowania do przemysłu chemicznego i in. Proces formowania z zastosowaniem podciśnienia i podgrzewania promieniami infra-czerwonymi. Uwagi o równocześnie otwartej wystawie plastyków produkcji czechosłowackiej w Pradze Czeskiej.

46* 629.114—611.004.62:620.16 ITS
Ławruchin G., Worobjow G.: Przyrząd do pomiaru zużycia paliwa przez samochody. „Pribor dla zamiera raschoda bienzina na awtomobilach“. Awtomobilnyj Transport, t. 33, nr 5, maj 55, s. 23; A4, 2 str.
Szczegółowy opis konstrukcji i działania przyrządów do pomiaru zużycia paliwa przez samochody. Przyrządy oznaczone R-5 i R-6, skonstruowane przez instytut naukowo-badawczy NAMI, są prostej konstrukcji i posiadają szereg zalet. Zastosowanie ich pozwala na obserwację zużycia paliwa podczas ruchu samochodów. Mogą być wykonane we własnym zakresie.

TECHNIKA EKSPLOATACJI

47* 621.43:621.891 ITS
Zasławskij Ju. S., Puczkow N. G.: Przewaga optymalnych warunków docierania silników. „O priemuszczestwach optimalnych usłowij obkatki dwigatielej“. Wiestnik Maszynostrojenia, t. 35, nr 5, maj 55, s. 28, 2,5 str., 1 wykr., 3 tabl.
Artykuł dyskusyjny, dotyczący zagadnienia wyboru optymalnych warunków docierania silników (patrz artykuły Woynowa N. P. i Kugieła R. W., podane w czasop. „Wiestnik Maszynostrojenia“, Nr 2 1955 r.). Na podstawie wyników poprzednio przeprowadzonych badań przez instytut WNIINIEFT, jak również w fabryce samochodów w Gorki oraz innych instytucjach, autorzy artykułu są zdania, że prawidłowy wybór optymalnych warunków docierania zwiększa długotrwłość silnika i zmniejsza zużycie oleju w eksploatacji.

48* 621.43:621.891 ITS
Gurwicz J. B., Czernomaszenczew A. I.: Wpływ warunków docierania na długotrwłość silników samochodowych. „O wlijanij usłowij obkatki na posledujuszczuju dołgowiecznost' awtomobilnych dwigatielej“. Wiestnik Maszynostrojenia t. 35, nr 5, maj 55, s. 31; A4, 3 str., 2 wykr., 1 tabl.
Artykuł dyskusyjny, dotyczący zagadnienia wykazu optymalnych warunków docierania silników (patrz artykuły Woynowa N. P. i Kugieła R. W., podane w czasop. „Wiestnik Maszynostrojenia“, Nr 2, 1955 r.). Podstawowe wady prac badawczych wykonanych przez Woynowa N. P. i innych badaczy. Analiza krytyki, dokonanej przez Kugieła R. W. w odniesieniu do prac Woynowa N. P. i in., oraz niektóre jej wady. Omówienie wyników badań, ustalających wpływ warunków docierania na jakość docierania silników.

49* 621.43:621.891 ITS
Diemjanow Ł. A.: Docieranie cylindrów silników ZIS-120 i Gaz-51 po naprawie głównej. „O prirobotkie cilindrow kapitalno-otriemontirowannyh dwigatielej ZIS-120 i GAZ-51“. Wiestnik Maszynostrojenia, t. 35, nr 5, maj 55, s. 24; A4, 4 str., 1 rys., 6 wykr., 2 tabl.
Przegląd stosowanych dotychczas metod docierania i sposobów pomiaru zużycia cylindrów. Metoda i wyniki badań docierania cylindrów silników ZIS-120 i GAZ-51 po naprawie głównej, dające pogląd na sposób docierania cylindrów i silnika jako całości. Dane porównawcze docierania silników metodą przyspieszoną i wg warunków technicznych fabrycznych. Przyczyny szybkiego zużywania się cylindrów po naprawie głównej.

50* 629.114.6.002.612 ITS
Gaspariano G.: Samochody osobowe czechosłowackie. „Legkowieje awtomobili czechosłowakii“. Awtomobilnyj Transport, t. 33, nr 6, czerw. 55, s. 38; A4, 2,5 str., 2 fot., 3 rys.
Krótki opis konstrukcji czeskich samochodów osobowych, a w szczególności ich ogólnego rozwiązania konstrukcyjnego, konstrukcji nadwozi, silników i ich układów chłodzenia i smarowania, skrzynek biegów, układów kierowniczych, centralnego smarowania podwozia itp. Podstawowe wymiary samochodów: „Skoda 1200“ i „Tatraplan“, oraz wnętrza ich nadwozi. Opis tych samochodów został dokonany z punktu widzenia ciekawszych ich rozwiązań konstrukcyjnych.

51* 629.114:621.43.004.67 ITS
Brilling N.: Bliższe perspektywy rozwoju silników samochodowych. „Bliższije pierspektiwy razwitja awtomobilnych dwigatielej“. Awtomobilnyj Transport, t. 33, nr 6, czerw. 55, s. 27; A4, 5 str., 3 rys., 4 wykr.
Analiza możliwości ulepszenia silników samochodowych. Teoretyczne uzasadnienie celowości zastosowania silników gaźnikowych o krótkim skoku tłoka oraz przykłady rozwiązań konstrukcyjnych silników tego typu. Wady i zalety silników z doładowaniem oraz wymagania stawiane konstrukcji sprężarek powietrza. Wiadomości o rozwoju silników gazoturbinowych.

52* 629.114.5:656.052.475 ITS
Czechosłowacki, górski autobus „Karosa HB“. „Ceskoslovenský horský autobus „Karosa HB“. Svet Motoru, t. 9, nr 200(12), czerw. 55, s. 368; A4, 2 str., 6 fot.
Przeznaczenie autobusu — obsługa linii w terenach górskich o wąskich drogach z dużymi wzniesieniami. Silnik wysokoprężny — Tatra 500 — 8-mio cyl., moc $N_{max} = 125$ KM przy obrotach $n = 1900$ obr./min. Sprzęgło mechaniczne, jednotarczowe, skrzynka biegów 5-przekładniowa. Hamulce powierzone. Nadwozie całkowicie metalowe, samonośne. Wyposażenie autobusu. Charakterystyka techniczna.

53* 629.114.2/.6.002.613 ITS
Amfibie i mastodonty. „Amphibien und Mastodonten“. Motor im Bild, t. 9, maj 55, s. 52; A4, 1,5 str., 5 fot.
Krótkie charakterystyki niezwykłych, jak na warunki europejskie pojazdów, produkowanych w Stanach Zjednoczonych. Przyszłościowy samochód uniwersalny „L'Universelle“ wytwarzany przez General Motors i wyposażony w ośmiocylind-

drowy silnik widlasty o mocy 183 KM. Dwunastomiejscowy autobus Chevrolet przeznaczony głównie do obsługi hoteli, lotnisk i dla celów wycieczkowych. Ciągnik siodłowy Dart z naczą, o ładowności 39 t, przystosowany do transportu węgla. Informacje o pojeździe terenowym „Rhino”, poruszającym się po każdej nawierzchni. Interesujące rozwiązanie ciągnika GM-Euclid TC 12, zbudowanego z dwu symetrycznych połówek.

NAPRAWY, OBSŁUGA I REGENERACJA

54* 629.119.5 ITS

Gorbaczow A., Stiepanow B.: **Przyrząd do tankowania paliwem samochodów, ciągników i kombajnów**. „Pribor dla zaprawki топливом автомобилей, тракторов и комбайнов”. Аwtomobilnyj Transport, t. 33, nr 6, czerw. 55, s. 20; A4, 1,5 str., 3 rys. Opis konstrukcji i pracy przyrządu do napełniania zbiorników paliwa w samochodach, ciągnikach i kombajnach przy pobieraniu paliwa z beczek. Zasada działania tego przyrządu jest oparta na wykorzystaniu podciśnienia, wytwarzającego się w rurze ssącej silnika podczas jego pracy. Przyrząd może znaleźć szerokie zastosowanie do napełniania zbiorników paliwa samochodów, pracujących w oderwaniu od gospodarstw samochodowych względnie w gospodarstwach nie posiadających możliwości korzystania ze stacji benzynowych.

55* 658.583:621.43:621.883.5 ITS

Karmazin A. I.: **Klucz nasadowy ze stałym momentem obrotowym**. „Torcevoj klucz na zadannyj krutiaszczij moment”. Wiestnik Maszynostrojenia, t. 35, nr 5, maj 55, s. 38; A4, 1,5 str., 1 fot., 3 rys.

Konstrukcja i sposób obliczania dynamometrycznego klucza nasadowego ze stałym momentem obrotowym do dociągania śrub i nakrętek w różnego rodzaju maszynach, w szczególności w silnikach spalinowych. Wg analogicznej zasady można wykonać klucz nasadowy ze zmiennym momentem obrotowym.

56* 658.583:621.43—242 ITS

Trunk R.: **Przyczyny uszkodzeń tłoków**. „Die Ursachen von Kolbenschäden”. Das Fahrzeug, t. 8, nr 7, lip. 55, s. 6; A4, 1,5 str., 2 fot., 2 rys.

Rozwój produkcji tłoków. Przyczyny przedwczesnego zużycia się tłoków: zmiany konstrukcyjne tłoka, przegrzewanie się spowodowane unieruchomieniem pierścieni w rowkach przez nagar, lub za wczesnym wtryskiem paliwa. Uszkodzenie tłoków spowodowane częściami obcymi dostającymi się do cylindra przy przegrzaniu silnika. Jakość naprawy i sposób dotarcia silnika jako czynniki w dużym stopniu wpływające na trwałość tłoków. Zmniejszenie zużycia tłoków przez odpowiednie częste zmiany oleju silnikowego.

57* 658.583:629.114.5 ITS

Aleksiejew N.: **Organizacja naprawy autobusów metodą wymiany zespołów**. „Organizacija riemonta awtobusow agriegatnym mietodom”. Аwtomobilnyj Transport, t. 33, nr 6, czerw. 55, s. 17; A4, 1,5 str., 3 fot., 3 tabl.

Naprawa autobusów metodą wymiany zespołów przez park autobusowy nr 2 w Leningradzie. Przebieg procesu naprawy i podstawowe urządzenia produkcyjne. Porównawcze wskaźniki otrzymane przy zastosowaniu naprawy autobusów metodą wymiany zespołów i za pomocą starej metody. Korzyści techniczno-ekonomiczne z zastosowania tej metody przy naprawie.

PALIWA I SMARY

58* 665.5.094.57 ITS

Zakład odsiarczania wodorem w rafinerii Stanlow. „Hydrodesulphurisation plant at Stanlow refinery”. The Engineer, t. 199, nr 5186, czerw. 55, s. 843; A4, 0,5 str., 1 schem.

Wstępne badania nad doбором katalizatorów do odsiarczania. Proces tworzenia siarkowodoru, pozwalający usuwać 90% siar-

ki z oleju. Regeneracja wodoru przez wydzielanie czystej siarki. Opis aparatury i przepływu przez nią oleju. Regulacja temperatury oleju. Wysokość całkowitej produkcji i jej podział na trzy frakcje.

59* 665.521.23:621.43.019.8 ITS

Liczby oktanowe i stopień sprężania są coraz wyższe. „Octanes and compression ratios still up”. Petroleum Processing, t. 10, nr 3, marz. 55, s. 346; A4, 1,5 str., 1 wyk.

Perspektywy wzrostu stopnia sprężania w silnikach samochodowych w latach 1955—1965 i związane z tym wymagania odnośnie wzrostu liczby oktanowej benzyny. Konieczność zredukowania ilości osadów, osadzających się w komorze spalania. Możliwości produkcji w zakresie zabezpieczenia odpowiednich olejów i paliw dla silników samochodowych o stopniu sprężania 9,5 : 1 i 10 : 1.

60* 621.43.019.8:665.521.23 ITS

Czego należy oczekiwać w dziedzinie paliw samochodowych?

„What next in motor fuels?”. Petroleum Processing, t. 10, nr 3, marz. 55, s. 343; A4, 4 str., 1 rys., 1 wyk., 2 tabl., 6 poz. bibl. Analiza dwóch zagadnień: 1) jak zabezpieczyć więcej rodzajów paliw dla silników odrzutowych i z turbinami gazowymi, 2) jak zaspokoić stale wzrastające wymagania odnośnie coraz wyższej liczby oktanowej dla paliw do silników tłokowych. Wymagania użytkowników odnośnie paliw do silników odrzutowych i z turbinami gazowymi i możliwości zaspokojenia ich przez producentów. Dwa rodzaje benzyny specjalnej o wysokiej liczbie oktanowej — przewidywana produkcja benzyny o większej lotności.

61* 621.43.019.8.001.5 ITS

Badanie reakcji stukania stwarza nowe podstawy do podniesienia jakości paliw. „Knock reaction studies give new clues to motor fuel quality”. Petroleum Processing, t. 10, nr 1, stycz. 55, s. 11; A4, 0,5 str., 1 poz. bibl.

Badanie chemicznych reakcji, wywołujących stukanie silnika. Wyjaśnienie zjawisk, zachodzących w mieszanke paliwa z powietrzem przed spalaniem, oraz wpływu tych zjawisk na stukanie silnika. Praktyczne wykorzystanie badań nad reakcjami, wywołującymi stukanie: zwiększenie wymagań w stosunku do paliwa, oraz zebranie założeń do nowych rozwiązań konstrukcyjnych silnika.

62* 621.43:665.51.001.5 ITS

Luther H., Bergmann B.: **Badanie zachowania się olejów mineralnych w czasie pracy przy pomocy metod spektrochemicznych**. „Spektrochemische Untersuchung des Betriebsverhaltens von Mineralölen”. Erdöl u. Kohle, t. 8, nr 5, maj 55, s. 298; A4, 6,5 str., 6 rys. i wyk., 5 tabl., 30 poz. bibl.

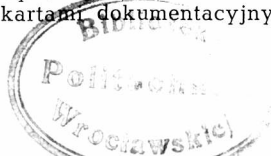
Udowodnienie korzyści ze stosowania metod spektrochemicznych do badania olejów silnikowych świeżych i zużytych. Zasady analizy spektralnej — przegląd literatury. Sposób prowadzenia badań i zestawienie uzyskanych wyników. Opis stosowanej aparatury i metod posługiwania się nią. Wykrywanie szkodliwych zanieczyszczeń w olejach zużytych, zilustrowane przykładami.

63* 661.8...65:679.5 ITS

Smith L.: **Krzemiany jako tworzywa techniczne**. „Silicones as engineering materials”. Engineering, t. 179, nr 4665, czerw. 55, s. 789; B4, 3,5 str., 2 fot., 1 wyk., 3 tabl.

Ogólne określenie krzemianów. Pierwsze badania. Budowa chemiczna. Korzystny wskaźnik lepkościowy olejów krzemianowych w porównaniu z powszechnie stosowanymi — na przykładzie oleju SAE 30. Stosowność w szerokim zakresie temperatur. Budowa żywic krzemianowych. Napełniacze do gumy krzemianowej. Typowy skład i własności. Zastosowanie do izolacji odpornej na wysokie temperatury w silnikach elektrycznych i aparaturze. Klasyfikacja olejów i smarów powstałych krzemianowych. Zastosowania chemiczne. Powłoki ochronne wodno-szczelne.

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



ANORMALNE PASOWANIA PRZY WYKONYWANIU SILNIKA SPALINOWEGO S80

W budowie maszyn powszechnie stosowany jest znormalizowany układ pasowań. W praktyce okazuje się jednak, że niekiedy celowe jest zastosowanie anormalnego pasowania.

W zeszycie 8/55 czasopisma „Przegląd Mechaniczny” mgr inż. Roman Błocki w artykule pt. „Anormalne pasowania” omawia przykłady zastosowania pasowań anormalnych przy konstrukcji silnika spalinowego S80.

Na wstępie Autor analizuje przypadki, w których czop okrągły bez klina wtłoczony do otworu musi przenieść dość znaczny moment obrotowy za pomocą siły tarcia wywołanej wciskiem. Praktyka wykazuje dość często, że stosowanie znormalizowanych pasowań wtłaczanych jest niewystarczające dla przeniesienia potrzebnego momentu obrotowego.

Ze wzoru na obliczenie największego momentu obrotowego wynika, że przy stałym współczynniku tarcia i narzuconych względami konstrukcyjnymi wymiarach czopa i otworu — wielkość momentu będzie zależna od nacisku jednostkowego. Nacisk jednostkowy zależy od wielkości wcisku, od sprężystości materiału oraz od wymiarów, kształtu i grubości ścian czopa i otworu. Większy nacisk jednostkowy uzyskamy, gdy czop jest pełny i gdy jest on wtłoczony do otworu wykonanego w masywnej płycie, a nie w cienkościennej rurze.

Powiększanie wielkości wcisku przy materiałach ciągliwych prowadzi do odkształceń trwałych, a przy materiałach kruchych (np. przy żeliwie) może spowodować pęknięcia. Otwory i czopy odkształcone plastycznie umożliwiają uzyskanie większych nacisków jednostkowych, ponieważ przez zgniot następuje wzrost wytrzymałości oraz wytwarza się bardziej równomierny stan naprężeń.

W praktyce stosuje się wstępne przekalibrowanie otworu na większą średnicę za pomocą specjalnie do tego celu wykonanego trzpienia (hartowanego) lub kilku trzpień o stopniowo zwiększającej się średnicy kalibrującej. Po przetłoczeniu otworu należy do niego wcisnąć czop, stosując odpowiednio zwiększony nacisk. Operację przetłaczania otworu można również wykonać bezpośrednio za pomocą czopa, co wymaga jednak znacznie większej siły przy wtłaczaniu, a ponadto czop może mieć zakończenie stożkowe tylko o małej zbieżności, co zmniejsza użyteczną długość czopa.

Stosowanie anormalnych pasowań daje m. in. następujące korzyści:

- zwiększa maksymalny moment obrotowy przenoszony przez pasowanie,
- pozwala na stosowanie szerszych tolerancji wykonania otworu i czopa,
- umożliwia stosowanie mniej gładkich powierzchni otworu i czopa (przy kalibrowaniu następuje dodatkowe wygładzenie powierzchni),
- w szerszym stopniu zachowuje zasadę wymienności części.

Jako wady stosowania anormalnych pasowań można wymienić:

- niemożność stosowania anormalnych pasowań w odniesieniu do materiałów kruchych (np. żeliwo),
- konieczność użycia większej siły przy wtłaczaniu,
- odkształcanie części wtłaczanych pod wpływem dużego wcisku.

Obróbkę płaszczyzn względnie otworów znajdujących się w pobliżu mocno wtłaczanego czopa należy przeprowadzić dopiero po wtłoczeniu czopa.

Autor cytowanego artykułu zastosował dwukrotnie metodę anormalnych pasowań przy produkcji dwucylindrowego, dwusuwowego silnika S80 o mocy 28 KM i 3000 obr/min.

Silnik ten ma wał korbowy składany z elementów łączonych ze sobą na wcisk. Czopy korbowe, cementowane i hartowane, są wtłaczane do przeciwcieżarów ze stali 0055KT90. Czopy główne również wtłaczane do przeciwcieżarów są zabezpieczone wpustami. Stosowane początkowo jednakowe pasowanie dla wszystkich czopów okazało się za słabe do przeniesienia potrzebnego momentu obrotowego, gdyż wał ulegał skręceniu podczas prób silnika za pomocą hamulca wodnego. Skręcenie następowało w miejscu zaciśnięcia czopa korbowego w przeciwcieżarze.

W wyniku zbadania odkształceń trwałych czopa i otworu, wielkości sił potrzebnych do zaprasowania i wyprasowania czopa z otworu oraz statycznego momentu obrotowego potrzebnego do przekręcania czopa zaprasowanego w otworze — stwierdzono, że największy przenoszony moment był zależny od wcisku rzeczywistego i wytrzymałości materiału, nie było odkształceń trwałych, a powierzchnia otworu była bardzo słabo wygładzona. Przy pasowaniu anormalnym uzyskano 3,5 raza większy wcisk rzeczywisty, prawie 7-krotnie większą siłę końcową wtłaczania oraz trwałe odkształcenie i lustrzane wygładzenie poprzednio toczzonego otworu. Poza otrzymaniem odpowiednio mocnego wału, uzyskano również zmniejszenie kosztów wytwarzania przez zmniejszenie wymaganej dokładności obróbki (usunięto operację szlifowania otworu). W celu zapobieżenia odkształcaniu się drugiego otworu w przeciwcieżarze po wprasowaniu czopa korbowego, wtłaczano na czop główny na czas obróbki otworu krótkie trzpienie o średnicy równej średnicy czopa korbowego.

Inny rodzaj anormalnego pasowania zastosował inż. Błocki przy łożyskowaniu korbowodu omawianego silnika na czopie korbowym w łożysku igiełkowym. W tym przypadku okazało się, że chociaż wielkość pożądanego luzu średnicowego (powinien być równy najmniejszemu luzowi w pasowaniu obrotowym zwykłym) da się ująć pasowaniem znormalizowanym, to jednak osiągnięcie wymaganej małej tolerancji luzu jest bardzo kosztowne (zapewnia wprawdzie wymiennność części), natomiast znacznie tańszy jest dobór czopa i korbowodu drogą wyboru z dużej liczby grup (tym bardziej, że sprawa wymienności indywidualnej korbowodów lub czopów korbowych nie ma przy remontach w ogóle znaczenia).

Opierając się na założeniu, że korbowód i czop korbowy i igiełki stanowią zespół wymienny, stworzona została metoda doboru tych trzech elementów. Korbowód wykonuje się w siódmej klasie dokładności, czop w szóstej, igiełki selekcjonowane są z dokładnością co 1 μ . Dobór tych elementów odbywa się wg odpowiedniej tablicy, która podaje wielkość średnicy czopa w μ w zależności od średnicy otworu w korbowodzie również w μ (konieczny jest dokładny pomiar średnicy czopa i otworu oraz utworzenie odpowiedniej liczby grup czopów i korbowodów).

Ten rodzaj pasowania jest w zasadzie indywidualny, ponieważ elementy współpracujące nie są zmienne, mimo że są one wykonane wg znormalizowanego układu pasowań.

Możność uzyskania wąskiej tolerancji luzu przy stosunkowo luźnej tolerancji elementów współpracujących przemawia za stosowaniem tego rodzaju pasowań wszędzie tam, gdzie możemy skojarzyć trzy elementy, których wymiary wpływają na wielkość luzu, oraz tam, gdzie zużycie powoduje wymianę zespołu, a nie oddzielnych elementów.

Uwaga Prenumeratorów Czasopism Technicznych NOT

Od dnia 11 listopada br. likwiduje się przyjmowanie prenumeraty przez listonoszy miejskich. Poczawszy od tego terminu zamówienia na prenumeratę normalną na rok 56 przyjmować będą w miastach wyłącznie placówki pocztowe, a na wsi placówki pocztowe i listonosze.

Cena zł 6.—

INŻYNIEROWIE, TECHNICY, ZAOPATRZENIOWCY

realizujcie zdobycze postępu technicznego

Storujcie

„DENSO”

niezawodne w użyciu taśmy plastyczne
wodo i gazoszczelne, jako zabezpieczają-
ce przed korozją.

„DENSO”

Produkcja: Warszawskie Zakłady Przemysłu Chemicznego
PRZEDSIĘBIORSTWO PAŃSTWOWE

WARSZAWA, UL. GRODZIŃSKA 21/29 tel. 902-51.52

Dystrybutor: Ministerstwo Przemysłu Materiałów Budowlanych
BIURO SUROWCÓW MINERALNYCH

WARSZAWA, AL. NIEPODLEGŁOŚCI 188-b dokąd należy wysłać zamówienia

Na żądanie wysyłamy pełną dokumentację techniczną.