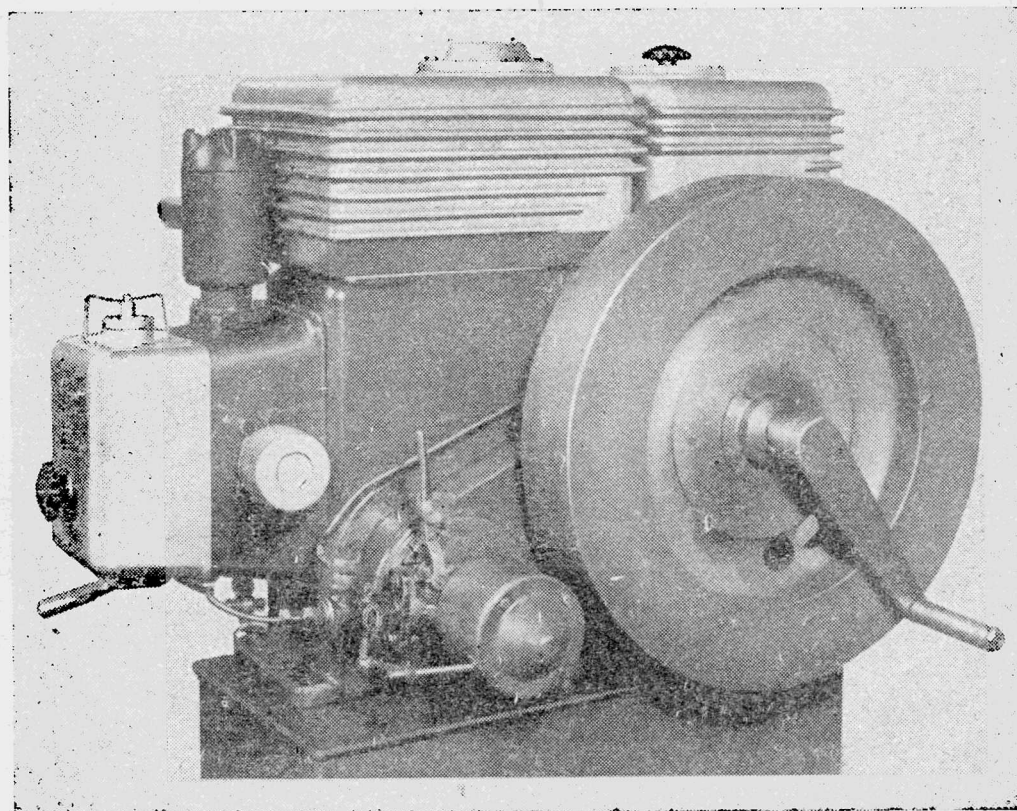


17 2655 II

technika

MOTORYZACYJNA



NR 9 (19)
1953 R



WRZESIEŃ

WYDAWNICTWO NACZELNEJ ORGANIZACJI TECHNICZNEJ

TREŚĆ ZESZYTU

- G. Chłamow, Z-ca Ministra Przemysłu Budowy Maszyn ZSRR — Doskonalic produkcję samochodów i ciągników
- Mgr inż. Fryderyk Blümke — Przepłukiwanie silników 2-suwowych gaźnikowych
- Inż.-mech. Jerzy Koronkiewicz — Porównawcze badania silnika wysokoprężnego FIAT 368 — Część I — Wyniki pomiarów i badań silnika FIAT 368
- Inż. A. B. — Racjonalizacja w obróbce kół zębatach w Zakładach im. Stalina w Moskwie
- Inż. Emil Raszek — Uniwersalne przyrządy zestawne
- E. R. — Próby termostatów
- Mgr inż. Maciej Bernhardt — Nowa koncepcja samochodu parowego
- J. K. — Próby rozruchu silnika wysokoprężnego w niskich temperaturach
- Z. L. — Popularny samochód Citroen 2 CV
- Z. L. — Nowy typ regulatora hydraulicznego dla silników wysokoprężnych
- Aluminiowane odbłyśniki i nowy element optyczny reflektorów samochodowych
- S. T. — Natryskiwanie lakieru przy pomocy pary
- Słownictwo samochodowe
- Przegląd Dokumentacyjny Motoryzacji

„Zamówienia i przedpłaty na prenumeratę czasopism technicznych NOT, poczynwszy od 1 maja 1953 r., przyjmowane będą w nowych terminach: od dnia 11 każdego miesiąca do dnia 10 następnego miesiąca — na najbliższy okres kalendarzowy. Na okresy miesięczne — co miesiąc. Na okresy kwartalne — odpowiednio od dnia 10 m-ca grudnia, marca, czerwca i września. Na okresy półroczne — do dnia 10 m-ca grudnia i czerwca. Na okres roczny — do dnia 10 m-ca grudnia. Analogiczne dotyczy przyjmowania prenumeraty przez urzędy pocztowe i listonoszy.“

Warunki prenumeraty rocznie zł 72.— półrocznie zł 36.— kwartalnie zł 18.—. Zamówienia i wpłaty na prenumeratę przyjmują wszystkie urzędy pocztowe oraz listonosze.

SKŁAD KOLEGIUM REDAKCYJNEGO

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

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

A 1653 u

TECHNIKA MOTORYZACYJNA

MIESIĘCZNIK

ROK III

WRZESIEŃ

ZESZYT 9

G. CHŁAMOW Z-ca Ministra
Przemysłu Budowy Maszyn ZSRR

DOSKONALIĆ PRODUKCJĘ SAMOCHODÓW I CIĄGNIKÓW

W dzienniku „Prawda” z dnia 30 czerwca br. został opublikowany artykuł Z-cy Ministra Przemysłu Budowy Maszyn ZSRR G. Chłamowa ilustrowany zarówno dotychczasowe osiągnięcia radzieckiego przemysłu samochodowego i ciągnikowego, jak i stojące przed nim podstawowe zadania w piątym planie pięcioletnim. Artykuł ten podajemy w obszernym streszczeniu (Red.)

Przemysł samochodowy i ciągnikowy — jedna z najważniejszych gałęzi radzieckiego przemysłu budowy maszyn — kroczy po drodze ciągłego wzrostu i doskonalenia produkcji, wprowadzając stale postęp techniczny tak w budowie samochodów jak i ciągników.

W latach powojennych na równi ze znacznym ilościowym wzrostem produkowanego sprzętu, zakłady rozpoczęły wykonawstwo szeregu nowych typów samochodów i ciągników. Zamiast samochodów o nośności 1,5 i 3 tony, schodzą obecnie z taśm montażowych samochody o nośności 2,5 i 4 tony. Uruchomione zostały nowe fabryki samochodów. Mińska Fabryka Samochodów produkuje samochody o nośności od 7 do 25 ton. Samochody osobowe „ZIM”, „Pobieda”, „Moskwicz”, są w porównaniu do samochodów produkowanych przed wojną, bardziej komfortowe, ekonomiczne oraz co ważniejsze, bardziej wytrzymałe.

Wielkie przemiany zaszły również w przemyśle ciągnikowym. Przeważająca ilość produkowanych ciągników, to ciągniki gąsienicowe. Są one wyposażone w silniki wysokoprężne o mocy 35-54 KM. Zmiana paliwa używanego przedtem na olej gazowy pozwoliła zmniejszyć zużycie paliwa o 30—40% na 1 KM/godz.

Komunistyczna Partia Związku Radzieckiego i Rząd postawiły przed pracownikami przemysłu samochodowego i ciągnikowego nowe wielkie zadania. Zgodnie z dyrektywami XIX Zjazdu Partii w sprawie piątego pięcioletniego planu, należy zapewnić dalszy wzrost produkcji samochodów i ciągników. Wymagany jest też znaczny rozwój produkcji samochodów o dużej nośności z silnikami wysokoprężnymi oraz z gazogeneratorami, jak również wzrost produkcji samochodów wywrotek.

W piątej pięcioletce postęp techniczny zarysowuje się przede wszystkim w dziedzinie dalszego doskonalenia konstrukcji samochodów i ciągników. Modernizuje się samochód ciężarowy typu ZIS-150, dla zwiększenia żywotności części i zespołów (tylny most, przednia oś, rama itp). Zwiększa się w tym samochodzie również moc silnika oraz nośność. Prowadzone są również prace zmierzające do podniesienia nośności samochodu ciężarowego „GAZ-51” do 3 ton, przy jednoczesnym zmniejszeniu jego ciężaru własnego. Gospodarka narodowa Z.S.R.R. wykazuje duże zapotrzebowanie na samochody ciężarowe małej nośności. Uwzględniając to, konstruktorzy rozpracowują obecnie nowy typ samochodu o nośności 1,5 tony.

Wielkie problemy są rozwiązywane obecnie w dziedzinie produkcji samochodów osobowych. Produkcja tych samochodów ma wzrosnąć o 49%. Rozszerzy się park samochodów osobowych sta-

nowiących osobistą własność pracujących. Radziecki przemysł samochodowy oczekują wielkie zadania w zakresie modernizacji budowy samochodów osobowych. Na najbliższe lata przewidziane jest zadanie udoskonalenia samochodu osobowego „Pobieda”. Planowana jest zmiana silnika na bardziej ekonomiczny o mocy 65—70 KM, zmiana nadwozia na nowocześniejsze, ładniejsze i bardziej dogodne. Przy tym ciężar własny samochodu zmniejszy się. Małolitrażowy samochód „Moskwicz” po modernizacji będzie posiadał przy zachowaniu obecnych zewnętrznych wymiarów gabarytowych, bardziej przestronne nadwozie o nowoczesnym ładnym kształcie. Dynamiczne właściwości samochodu poprawią się dzięki wmontowaniu bardziej ekonomicznego silnika o mocy 37 KM.

W uwzględnieniu ostatnich osiągnięć techniki budowy samochodów w kierunku poprawy stopnia opływowości i pojemności nadwozia, automatyzacji prowadzenia samochodu, będzie również modernizowany samochód osobowy ZIS-110. W bieżącym roku rozpocznie się dla potrzeb gospodarki narodowej, a w pierwszym rzędzie dla okręgów wiejskich, produkcja samochodów osobowych terenowych typu „GAZ-69”, charakteryzujących się większą ekonomicznością i pojemnością, od produkowanego dotychczas samochodu „GAZ-67”.

Niemniej odpowiedzialne zadania stoją przed pracownikami przemysłu ciągnikowego. Powinni oni uzupełnić obecny park ciągnikowy, przede wszystkim w ciągniki wysokosprawne i ekonomiczne. W piątej pięcioletce należy znacznie zwiększyć produkcję ciągników dla upraw okopowych i sadowo-ogrodniczych. Plan przewiduje również wzrost produkcji ciągników napędzanych gazem gazogeneratorowym przy użyciu paliw stałych oraz ciągników dla leśnictwa. Jest w opracowaniu nowy typ ciągnika dla pracy w okęgach błotnistych. Wszystkie ciągniki rolnicze będą posiadały silniki wysokoprężne.

Pierwszorzędną rolę w praktycznym rozwiązaniu zadań postępu technicznego mają do spełnienia konstruktorzy. W większości zakładów przemysłu samochodowego i ciągnikowego wychowano kadry doświadczonych zdolnych konstruktorów i stworzono silne biura konstrukcyjne. Jednak praca tych biur nie zawsze jeszcze odpowiada w pełni wzrastającym wymogom.

Obowiązkiem bowiem konstruktorów jest wykazanie twórczej inicjatywy w zagadnieniach nowej techniki, uporczywe i umiejętne rozwiązywanie problemów projektowania nowych i doskonalenia istniejących konstrukcji samochodów.

Nowoczesne samochody i ciągniki powinno się wykonywać w fabrykach przy pomocy najbardziej nowoczesnych, wysokowydaj-

nych metod. W ostatnim czasie uruchomiono w fabrykach samochodowych i ciągnikowych szereg linii automatycznych, wielką ilość automatycznych, półautomatycznych i agregatowych obrabiarek. Tysiące obrabiarek pracują szybkościowym skrawaniem. Zainstalowano na wydziałach produkcyjnych półautomaty do polewania, spawania, automatyczne przyrządy do regulacji temperatur przy nagrzewie części w piecach i inne nowe urządzenia, wykonane samodzielnie w większości wypadków przez zakłady samochodowe i traktorowe.

W piątej pięciolatce przewidziane są również dalsze prace nad doskonaleniem istniejących i wprowadzeniem nowych procesów technologicznych, automatyzacją produkcji i mechanizacją ciężkich i pracochłonnych robót. Szybkościowe skrawanie znajdzie szerokie zastosowanie w wydziałach mechanicznych. W szerokim zakresie stosowane będą elektroiskrowe metody obróbki.

Ilość linii automatycznych zwiększy się przy końcu obecnej pięciolatki blisko trzykrotnie. Pracownicy przemysłu samochodowego i ciągnikowego są powołani do rozwiązania zadania pełnej automatyzacji wykonania takich pracochłonnych wyrobów, jak chłodnice olejowe i wodne, skrzynie ładunkowe samochodów ciężarowych, filtry olejowe, resory itp.

* Jest zwiększana automatyczna produkcja tłoków samochodowych; tworzą się wydziały dla automatycznej produkcji pierścieni tłokowych i sworzni tłokowych. Należy zrealizować szereg ważnych zamierzeń z dziedziny oszczędności żelaza, stali i metali kolorowych.

Wydażność pracy powinna wzrosnąć w piątej pięciolatce w przemyśle samochodowym i ciągnikowym ZSRR o 50%, a koszt własny produkcji winien się zmniejszyć o 40%. Celem osiągnięcia takich wskaźników należy w pełni wykonać zaplanowane zamierzenia z dziedziny doskonalenia technologii, oszczędności materiałów, poprawy jakości produkcji. W zakładach istnieją jeszcze duże, nie wykorzystane rezerwy produkcyjne. Dotychczas nie nastąpił szeroki rozwój automatyzacji operacji kontrolnych. Dlatego pracownicy kontroli technicznej stanowią dziś 19% w stosunku do robotników produkcyjnych w przemyśle samochodowo-ciągnikowym. Duży jeszcze jest udział robót ręcznych w produkcji odlewni.

Należy energicznie zmniejszyć straty z powodu braków w produkcji. Nie we wszystkich przedsiębiorstwach prowadzona jest jeszcze energiczna walka o obniżenie kosztów produkcji.

Pracownicy przemysłu samochodowego i ciągnikowego zobowiązani są zmobilizować istniejące w przedsiębiorstwach rezerwy produkcyjne i na tej podstawie osiągnąć dalszy wzrost produkcji.

W dziedzinie pomyślnego wykonania państwowego planu dalszej poprawy wskaźników techniczno-ekonomicznych pracy poszczególnych przedsiębiorstw, poważną rolę odgrywa masowe współzawodnictwo socjalistyczne. Obecnie we współzawodnictwie o wykonanie i przekroczenie piątej pięciolatki uczestniczy przeszło 95% pracowników przemysłu samochodowego i ciągnikowego. Ponad 25 000 robotników, inżynierów i techników połączyło się we wspólnym wysiłku twórczym kompleksowych brygad inżynieryjno-robotniczych, które ujawniają nowe wewnętrzne rezerwy, pomagają administracji wydziałów i przedsiębiorstw zmniejszyć pracochłonność wyrobów i zaoszczędzić materiały. Zadanie kierowników przedsiębiorstw polega na uzbrojeniu szerokiego mas robotników w cenne doświadczenia przodowników i racjonalizatorów.

Rozwój produkcji samochodów i ciągników przewidziany w piątej pięciolatce jest w zasadzie bazowany na wykorzystaniu posiadanych rezerw, z tym, że w szeregu fabrykach przewidziane zostały budowy nowych wydziałów względnie rozbudowa i rekonstrukcja istniejących.

W bieżącej pięciolatce przewidziano również budowę kilku nowych wielkich fabryk produkujących części zamienne do samochodów i ciągników. Przemysł samochodowy i ciągnikowy jest ściśle powiązany z wieloma gałęziami przemysłu, które dostarczają potrzebne do produkcji surowce i gotowe części. Postępowi technicznemu w produkcji samochodów i ciągników musi więc równolegle towarzyszyć odpowiedni postęp produkcji przemysłów współpracujących i pomocniczych. Należy również zapewnić zaopatrzenie w nowoczesne urządzenia i środki wytwórcze niezbędne dla jego dalszego rozwoju.

Przemysł samochodowy i ciągnikowy posiada wszystkie możliwości dla pomyślnego wykonania i przekroczenia planu piątej pięciolatki, dla realizacji zadań postawionych przez Komunistyczną Partię i Rząd Radziecki. Przy szeroko rozwiniętym współzawodnictwie socjalistycznym załogi zakładów przemysłu samochodowego i ciągnikowego z honorem wywiążą się z postawionych zadań.

Opracował inż. D. J.

Mgr inż. FRYDERYK BLÜMKE

PRZEPLUKIWANIE SILNIKÓW 2-SUWOWYCH GAŹNIKOWYCH

Autor opisuje systemy przepłukiwania silników, które dzieli na dwa zasadnicze rodzaje: symetryczne i niesymetryczne. Opisy uzupełniają wykresy mocy i zużycia paliwa. W zakończeniu autor opisuje rolę tłumika i przestrzega przed nieprzemysłowymi dowolnymi zmianami w układzie wydechowym.

Wstęp

Moc użyteczna silnika spalinowego tłokowego teoretycznie powinna być dwukrotnie większa niż 4-suwu przy tej samej pojemności skokowej i obrotach. W rzeczywistości, wskutek niedokładnego napełnienia, względnie przepłukania cylindra, pojemnościowy wskaźnik mocy KM/litr, wyrażający stosunek mocy do pojemności skokowej, jest dla normalnego silnika 2-suwowego ze sprężaniem wstępnym w skrzyni korbowej tylko nieznacznie większy od silnika 4-suwowego. Mniejsza moc 2-suwu wynika z niższego średniego ciśnienia efektywnego, a dążeniem konstruktorów jest podnieść ją przez lepsze przepłukiwanie i napełnianie.

Chcąc konkurować z 4-suwem, 2-suw komplikuje niekiedy swą konstrukcję i traci największe zalety, jakim są — prostota budowy i obsługi, tania wykonania, lekkość, tania eksploatacja wskutek małej ilości zużywających się części. W obecnym stanie rozwoju dwusuw używa się przede wszystkim do silników o pojemności skokowej do 350 cm³ w jednym cylindrze, a więc — w silnikach 2-cylindrowych chłodzonych wodą do 700 cm³, a przy silnikach 3-cylindrowych do 900 cm³. Wyjątek stanowią 2-cyl.

silniki o pojemności 1100 cm³ używane do napędu motopomp. Postęp techniczny dąży do coraz większego rozszerzenia zakresu stosowania dwusuwu ze względu na jego zalety i taniocę przy jednoczesnym zwiększeniu jego ekonomiczności.

Silniki spalinowe, posiadają wspólny obieg pracy, na który składają się — ssanie, sprężanie, rozprężanie (praca) i wydech.

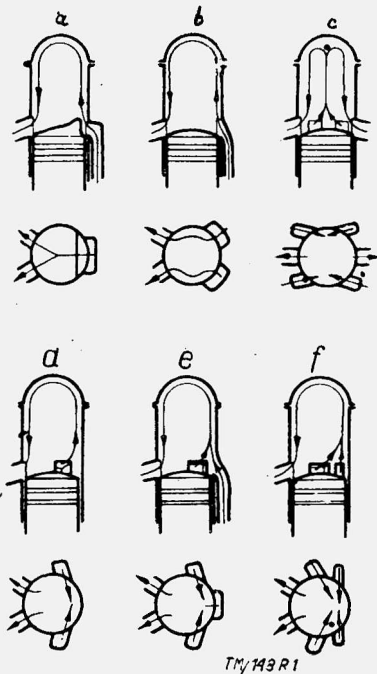
W dwusuwie musi nastąpić wstępne sprężanie i mieszanie ładunku powietrza i paliwa oraz wtłoczenie tego ładunku do cylindra roboczego, co wymaga osobnej sprężarki, pompy ładującej wzgl. odbywa się w skrzyni korbowej silnika. Silniki 2-suwowe z osobną pompą ładującą lub sprężarką posiadającą w cylindrze 2 szczeliny (kanały): przepłukującą (ładującą) i wydechową. Stąd pochodzi oznaczenie — rozrząd 2-szczelinowy. System ten jakkolwiek bardziej skomplikowany daje znacznie wyższą moc, lecz cechuje go duże zużycie jednostkowe paliwa i dlatego jest rzadziej stosowany w silnikach seryjnych. Silniki 2-suwowe najczęściej spotykane posiadają sprężanie wstępne w skrzyni korbowej, posiadają 3 szczeliny (kanały) w cylindrze: ssącą (wlotową od silnika do skrzyni korbowej), przepłukującą (przelotową ze skrzy-



ni korbowej do komory spalania) oraz wydechową (wylotową do tłumika). Układ ten nazwano rozrzędem 3-szczelinowym, który daje wprawdzie znacznie mniejszą moc, lecz jest bardziej ekonomiczny od poprzedniego.

Systemy przepłukiwania symetryczne

Sposób przepłukiwania komory spalania, a więc usuwanie spalin i napełnianie świeżą mieszanką są dla 2-suwu najbardziej charakterystycznymi cechami, od których zależą: pojemnościowy wskaźnik mocy i wielkość średniego ciśnienia efektywnego, wahającego się w granicach $3 \div 4,6 \text{ kg/cm}^2$. Najdawniejszy system przepłukiwania za pomocą skrzyni korbowej, nazywamy poprzecznym (rys. 1 a) charakteryzuje się tłokiem łopatkowym skierowującym strumień świeżego ładunku do góry. System ten obecnie spotyka się rzadko. Mimo łopatki na denku tłoka usunięcie spalin z cylindra jest niezupełne, a część mieszanki świeżej ulatuje ze spalinami.



Rys. 1. Systemy przepłukiwania ze sprężaniem skrzyni korbowej: a) poprzeczne, b) poprzeczne pionowe, c) krzyżowe, d) zwrotne 2-strumieniowe, e) 3-strumieniowe, f) 4-strumieniowe.

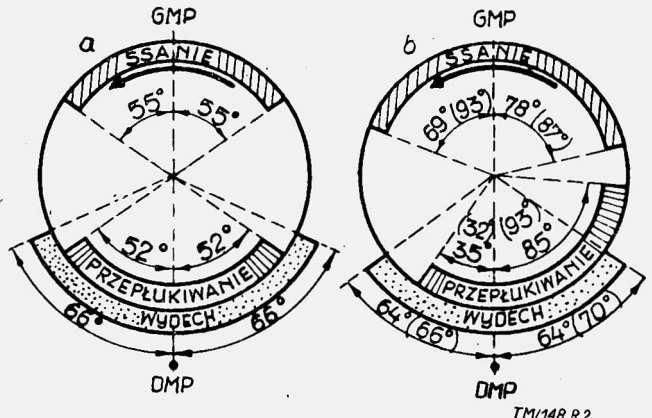
Dalszym udoskonaleniem przepłukiwania poprzecznego było pionowe skierowanie strumienia (rys. 1 b) przy pomocy 2 szczelin przepłukujących i przepłukiwanie krzyżowe za pomocą 4 strumieni (system Villiers i Ardie rys. 1 c). Oba te systemy posiadają tłok płasko-wypukły zamiast łopatkowego.

W 1933 roku opatentowane zostało przez A. Schnurle przepłukiwanie zwrotne 2-strumieniowe (rys. 1 d) stosowane od tego czasu przez DKW oraz od 1934 roku w naszych krajowych silnikach typu SS15, SS7, SS8, SS25 budowanych w Warszawie. Najnowsze obecne silniki krajowe S80, S82 i S10, jak również motocyklowe S01 i nowe typy stosują również przepłukiwanie zwrotne. Przy przepłukiwaniu tym 2 szczeliny przepłukujące obejmują z obu stron szczelinę wydechową i skierowują strumień świeżej mieszanki stycznie do cylindra do góry na przeciwną ścianę. Strumienie zderzają się, po czym odbijają się o głowicę półkulistą i zwracają w dół przepłukując dokładnie cylinder. Straty na skutek ulatywania mieszanki do tłumika są przy tym systemie znacznie mniejsze, a tym samym jednostkowe zużycie paliwa również obniża się. Pojemnościowy wskaźnik mocy jest większy, niż przy przepłukiwaniu poprzecznym. Poza tym stosuje się obecnie również przepłukiwanie 3-strumieniowe (Zündapp rys. 1e) lub 4-strumieniowe (rys. 1 f) niewiele różniące się od zwrotnego.

Przy wstępnym sprężaniu skrzyni korbowej stosuje się smarowanie silnika mieszankowe tzw. górne (1:20 do 1:25) — przy

wstępnym sprężaniu olej oddziela się w skrzyni korbowej i smaruje łożyska wału.

Wielkość następnego sprężania, zależna od przeciwiścienia układu wydechowego, waha się w różnych typach silników dwu-



Rys. 2. Rozrzęd silnika dwusuwowego: a) symetryczny 1-tłokowy (DKW NZ250), b) niesymetryczny 2-tłokowy U (Triumph BD 250W), kąty odnoszą się do sportowego DKW SS250.

suwowych od 0,3 do 0,8 atn. Przy rozrzędzie symetrycznym szczelina wylotowa otwiera się nieco wcześniej niż szczelina przepłukująca (rys. 2 a). Szczeliny wydechowe muszą być nieco wyższe, aby tłok przy ruchu ku dołowi najpierw je odstąpił i ciśnienie w cylindrze mogło gwałtownie obniżyć się umożliwiając napełnienie komory spalania świeżym ładunkiem. Gdy tłok posuwa się ku górze mamy szkodliwy objaw, że szczelina wydechowa zamyka się o tyle później, o ile wcześniej otwierała się przy ruchu ku dołowi. Przez to część ładunku zostaje stracona i cylinder nie daje się całkowicie napełnić. Podwyższenie kanału wydechowego polepsza wprawdzie wylot spalin, ale pogarsza również napełnianie.

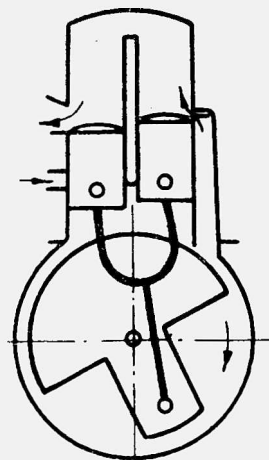
Ponieważ szczeliny zamykają się po DMP o taki sam kąt, jak otwierają się przed DMP rozrzęd ten nazwano symetrycznym.

Systemy przepłukiwania niesymetryczne

Pożądane byłoby, aby szczelina wydechowa otwierała się przed przepłukującą, lecz również zamykała się przed nią, co dawałoby rozrzęd niesymetryczny (rys. 2 b). W tym celu stosuje się urządzenia sterujące, dające osobno przepłukiwanie i osobno wydech. Przy tym układzie czas ssania i przepłukiwania jest różny od rozrzędu symetrycznego, a ponieważ czas wydechu jest prawie jednakowy w obu rozrzędach, umożliwia to doładowanie cylindra po zamknięciu szczeliny wydechowej w czasie ponad 20° obrotu wału korbowego. Ze względu na lepsze napełnianie średnie ciśnienie efektywne jest większe i zużycie paliwa mniejsze.

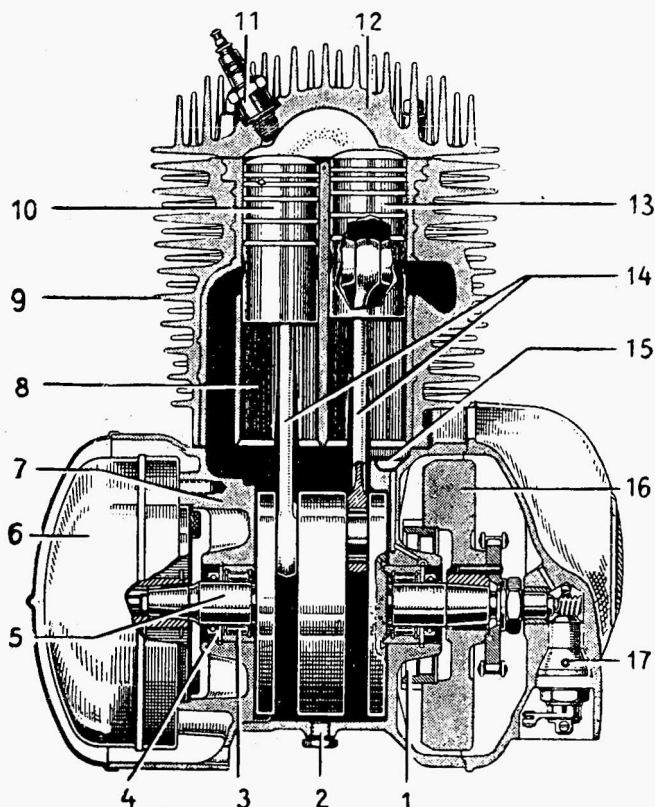
Najprostszym i najczęściej stosowanym rozrzędem niesymetrycznym jest układ 2-tłokowy z cylindrem U, wspólną głowicą, oraz jednym korbowodem widlastym lub korbowodem podwójnym (rys. 3). Dzięki temu tłok wydechowy (lewy) sterujący szczelinę wydechową wyprowadza tłok przepłukujący (prawy) sterujący szczelinę przepłukującą. System ten wprowadzony przez f-mę Puch zjednał sobie dalszych zwolenników. Silniki wyścigowe DKW pracują jako 2-tłokowe. W silnikach seryjnych osiąga się średnie ciśnienie efektywne $4,7 - 5,6 \text{ kg/cm}^2$.

Silnik 2-tłokowy Triumph BD 250W (rys. 4) poza układem cylindra U posiada ponadto przepustnicę obrotową dla sterowania dopływu mieszanki do skrzyni korbowej. Przepustnica jest napędzana kółkiem zębatym (I) osadzonym wewnątrz koła



Rys. 3. Schemat dwusuwowy 2-tłokowy (Puch).

zamachowego (16). Gaźnik jest umieszczony u wlotu przepustnicy przy skrzyni korbowej. Skrzynka korbową zamkniętą jest pokrywą (7) umożliwiającą wyjęcie wału korbowego. Cylinder posiada tuleję żeliwną (8) zalaną w aluminiowym płaszczu uźebrowanym (9).

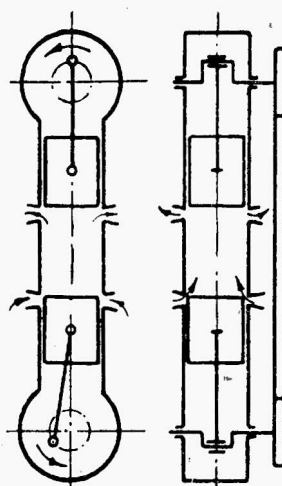


Rys. 4. Silnik dwutłokowy Triumph BD250W.

Oba korbowody (14) są przesunięte względem siebie o 180° i osadzone na łożyskach igłowych. Tłoki mają po 3 pierścienie tłokowe uszczelniające; dolny pierścień służy jednocześnie jako zgarniający, mimo, że skrzynia korbową jest bez oleju. Tłok lewy (10) steruje przepłukiwaniem a prawy (13) wydech. Układ smarowania świeżym olejem posiada tłokową pompę olejową (17) napędzaną kołami śrubowymi na końcu wału korbowego. Zbiornik oleju znajduje się pod siodełkiem motocykla. Olej dostaje się przewodem najpierw do tłoka wydechowego, spływa do miseczek olejowych (15) i dalej do łożysk głównych wału korbowego, nadmiar zaś oleju miesza się w skrzyni korbowej z paliwem i smaruje tłok przepłukujący oraz sworznie tłokowe. Dla skutecznego smarowania silnika przy wysokich obrotach rączka gazu połączona jest za pomocą linki z regulacją pompy olejowej umożliwiając dopływ zwiększonej ilości tłoczego oleju.

System 2-tłokowy umożliwia zastosowanie przepłukiwania wzdłużnego (1-kierunkowego).

Układ silnika z tłokami przeciwniebnymi (rys. 5) posiada 2 tłoki w długim cylindrze. Jeden tłok steruje przepłukiwaniem, drugi wydech. Przez przesunięcie wzajemne wałów korbowych uzyskuje się wyprzedzenie tłoka wydechowego. Doprowadzenie paliwa odbywa się zwykle za pomocą pompy ładującej lub sprężarki. Przepłukiwanie wzdłużne bez zmiany kierunku umożliwia układ szczelin na całym obwodzie cylindra i korzystny przepływ strumienia. System ten był stosowany w silnikach wysokosprężnych Junkersa. Jeśli sprężanie wstępne odbywa się za pomocą skrzyni korbowej, wówczas można użyć tylko jednej skrzyni położonej bliżej szczelin przepłukujących. Druga skrzynia korbową wymagałaby długich przewodów przepłukujących, co przy różnej długości przewodów dolnych i górnych utrudniałoby napełnianie świeżą mieszanką. Stosowanie jednej skrzyni korbowej zasysającej daje tylko połowę objętości i wymaga pompy ładującej oraz specjalnego smarowania za pomocą pompy olejowej. System ten dla

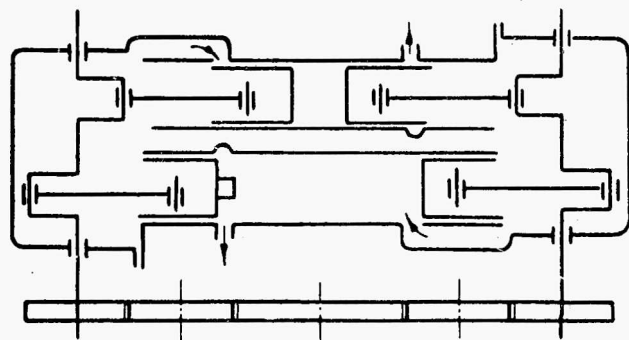


TM/148 R 5

Rys. 5. Schemat dwusuwu z tłokami przeciwniebnymi.

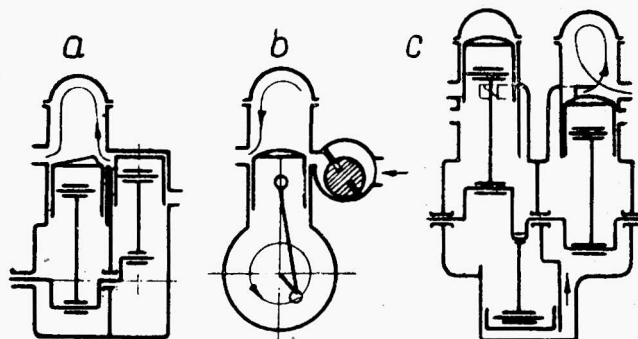
silników gaźnikowych nie przyjął się. Przykładem zastosowania przepłukiwania wzdłużnego jest silnik wyścigowy 2-cylindrowy (4-tłokowy), przeciwniebnny Kuhnke 250 cm³ (rys. 6), który ze sprężarką osiąga 40 KM przy 8000 obr./min. Sprężarka zasila 4 skrzynie korbowe, z których przyległe są ze sobą połączone. Każde 2 skrzynie zasila przez szczelinę przepłukującą 1 cylinder świeżą mieszanką. Smarowanie mieszankowe bardziej obfite jest jeszcze wystarczające. Z drugich stron cylindrów znajdują się szczeliny wydechowe na całym obwodzie, skąd odprowadzane są spaliny. Wały korbowe są sprzęgnięte kołami zębatymi czołowymi, które służą jednocześnie do napędu iskrownika i sprężarki. Silnik ten nie może pracować bez sprężarki.

Silniki dwusuwowe z pompą ładującą (rys. 7 a), ze sprężarką (rys. 7 b) i z tłokiem pomocniczym ssącym (rys. 7 c) dają lepsze napełnienie i wyższą moc. Dla napełnienia skrzyni korbowej stosuje się tłok przeciwniebnny pomocniczy, który działa obustronnie na dwa cylindry robocze. System ten był stosowany w dawnych silnikach wyścigowych DKW. Przepłukiwanie wzdłużne dwusuwu z zaworem wydechowym często stosowane w silnikach wysokosprężnych dwusuwowych nie przyjęło się w silnikach z zapłonem iskrowym. Zresztą najnowsze silniki wysokosprężne stosują również przepłukiwanie zwrotne (artykuł w „Technice Motoryzacyjnej” Nr 5(52)). Również nie przyjął się suwak obrotowy w gło-



TM/148 R 6

Rys. 6. Schemat silnika dwucylindrowego z tłokami przeciwniebnymi wyścigowego (Kuhnke) ze sprężarką.

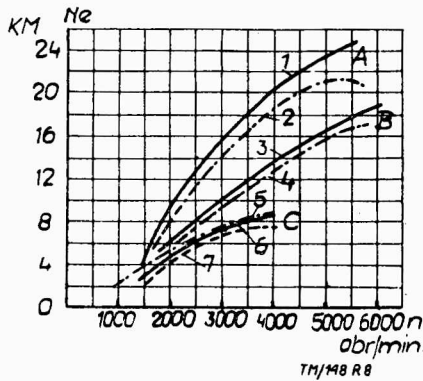


TM/148 R 7

Rys. 7. Schemat dwusuwu: a) z pompą ładującą, b) ze sprężarką, c) z tłokiem pomocniczym ssącym.

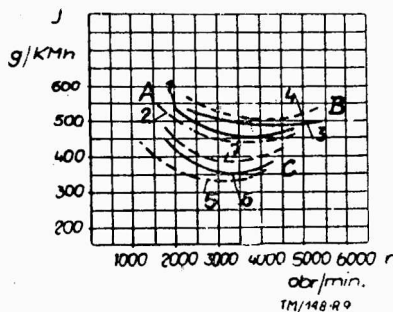
wicy dla sterowania wydechu. Dla wykazania wpływu budowy silnika dwusuwowego na jego moc przedstawiono na wykresie (rys. 8) charakterystykę zewnętrzną silnika motocyklowego dwusuw-

wowego 250 cm³ w różnych wykonaniach. Wykresy A odnoszą się do silników wyścigowych: 1) dwutłokowego ze sprężarką 2) dwutłokowego z pompą ładującą. Wykresy B odnoszą się do silników specjalnych: 3) z pompą ładującą i przepłukiwaniem zwrotnym, 4) z pompą ładującą i przepłukiwaniem poprzecznym. Wykresy C odnoszą się do silników seryjnych: 5) ze sprężaniem skrzyni korbowej — (silnik dwutłokowy), 6) ze sprężaniem skrzyni korbowej i przepłukiwaniem zwrotnym, 7) ze sprężaniem skrzyni korbowej i przepłukiwaniem poprzecznym. Najwyższą moc



Rys. 8. Moc silnika dwusuwowego 250 cm³: A — dwutłokowego, 1 — ze sprężarką, 2 — z pompą ładującą, B — z pompą ładującą, 3 — z przepłukiwaniem zwrotnym, 4 — z przepłukiwaniem poprzecznym, C — ze sprężaniem skrzyni korbowej, 5 — dwutłokowy, 6 — z przepłukiwaniem zwrotnym, 7 — z przepłukiwaniem poprzecznym.

osiągają silniki wyścigowe typu A, mniejszą moc silniki specjalne typu B, a najmniejszą silniki seryjne typu C. Największe jednostki zużycia paliwa (rys. 9) wykazują silniki specjalne B, nieco niższe wyścigowe A, a najniższe silniki seryjne C. Spośród silników seryjnych najmniejsze zużycie wykazuje dwusuw dwutłokowy (330 g/KMh), nieco większe zużycie dwusuw z przepłukiwaniem zwrotnym (350 g/KMh), a najwyższe z przepłukiwaniem poprzecznym (390 g/KMh).

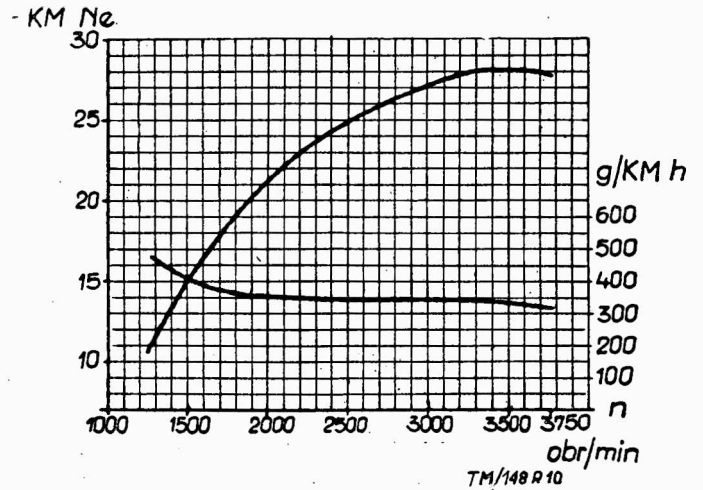


Rys. 9 Zużycie paliwa silnika dwusuwowego 250 cm³ (oznaczenia wg rys. 8).

winno odpowiadać 2/3 otwarcia maksymalnego. Krzywa mocy i zużycia paliwa najnowszego samochodu IFA-F9, wykazuje przy pojemności skokowej 900 cm³ niskie jednostkowe zużycie paliwa (350 g/KMh) w zakresie od 1800 do 3750 obr./min. (rys. 10).

Na tablicy 1 zestawione są dane charakterystyczne silników dwusuwowych chłodzonych wodą w niektórych małych samochodach z 1952 r. Jak wynika z tej tablicy pojemnościowy wskaźnik mocy przy 3500 do 4000 obr./min. osiąga wartość 29—37 KM/litr. Silniki motocyklowe posiadają jeszcze wyższy pojemnościowy wskaźnik 40—48 KM/litr. Na szczególną uwagę zasługuje motocykl Triumph BD 250 W, który osiąga 12 KM przy 3800 obr./min. przy Vs 248 cm³ i JFA BK350 o mocy 15 KM przy n=4500 obr./min. przy Vs 344 cm³. Silnik ten posiada 2 cylindry leżące ze wspólną komorą w skrzyni korbowej.

Rekord światowy szybkości (201 km/godz) posiada obecnie opilotowany motocykl „Lambretta“ zaopatrzony w dwusuwowy silnik gaźnikowy o mocy 18 KM przy 10.000 obr./min.



Rys. 10. Charakterystyka silnika IFA F9 3 cyl. 900 cm³.

TABLICA
SILNIKI DWUSUWOWE 1952 r. DO SAMOCHODÓW
POPULARNYCH

Marka	Typ	Ne KM	n obr./min	chłodz. wod. pow.	Ilość cyl.	d mm	s mm	Vs cm ³	KM/litr
DKW- IFA	F8	20	3500	w 5,9	2	76	76	688	29
DKW- IFA	F9	28	3600	w 6,25	3	70	78	900	31
DKW- A.V	F89P	23	4500	w 6,3	2	76	76	688	33
Goliath	GP700	25	4000	w 6,4	2	74	80	688	36
Gutbrod	Super	22	4000	w 6,0	2	71	75	593	37
Lloyd	LP300	10	4000	w 6,25	2	54	64	293	34
Wendax	750	25	3500	w 6,0	2	72	88	750	33
Aero	Minor	20	3500	w 6,2	2	70	80	615	32
Saab	92	25	3800	w 6,6	2	80	76	764	33
Encourt		31	3900	w 5,9	3	76	76	1034	30
Boitel	DKW	20	3500	w 5,9	2	76	76	688	29

Wpływ przeciwcisnienia układu wydechowego

Z chwilą otwarcia szczeliny wydechowej spaliny zostają wyrzucane do układu wydechowego; na skutek nagłego rozprężenia temperatura spalin spada, przez co unika się zapalenia świeżej mieszanki przy zetknięciu ze spalinami. Gdyby spaliny miały swobodne ujście na zewnątrz, bez przeciwcisnienia tłumika, następowaloby z jednej strony większe zużycie paliwa wskutek wypływu świeżej mieszanki ze spalinami, a z drugiej strony gorsze napełnienie cylindra zmniejszyloby moc silnika. Prędkość wylotu spalin powinna być doświadczalnie ustalana przez spowodowanie w układzie wydechowym właściwego przeciwcisnienia. Przeciwcisnienie to waha się w różnych silnikach w dużym zakresie od 200 do 1200 mm sł. w. Rozpiętość wskazuje na znaczne różnice w konstrukcji dwusuwu. Przeciwcisnienie wywołuje drgania strumienia spalin, które wyciąga spaliny z cylindra i wciąga na ich miejsce świeżą mieszankę. W razie zmiany przeciwcisnienia w układzie wydechowym, np. wskutek założenia innego tłumika, czy zdjęcia go, zanieczyszczenia układu wydechowego nagarem, spaliny nie mogą nadażyć lub uchodzą zbyt szybko, co wpływa na ulatywanie świeżej mieszanki za spalinami. Właściwe przeciwcisnienie układu wydechowego „dostrojone“ do ciśnienia sprężania wstępnego w skrzyni korbowej lub pompy ładującej nie tylko zależy od konstrukcji tłumika, ale również od długości rury wydechowej przed tłumikiem (ze względu na drgania strumienia spalin). Dowolne zmiany prowadzą z reguły do hałaśliwej pracy silnika, zmniejszenia jego mocy i zwiększenia zużycia paliwa, ponadto odbijają się ujemnie na rozruchu silnika, równomierności biegu jałowego i przyśpieszeniach pojazdu. Wnioski na podstawie osiągniętych wyników z silnikami 4-suwowymi, lub nawet dwusuwowymi wyczynowymi posiadającymi odmienne obroty, ciśnienie przepłukiwania i inne przekroje szczelin mogą być zupełnie błędne w odniesieniu do silników seryjnych. Nawet wyniki hamowania silnika z tym samym układem wydechowym mogą być odmienne na hamowni — i podczas prób drogowych, gdyż szybkość ruchu pojazdu ma duży wpływ na przepływ spalin w tłumiku, a tym samym na moc i zużycie paliwa.

Inż.-mech. JERZY KORONKIEWICZ
Dział Badań Silników B. K. P. Mot.

PORÓWNAWCZE BADANIA SILNIKA WYSOKOPRĘŻNEGO FIAT 368 CZĘŚĆ I – WYNIKI POMIARÓW I BADAŃ SILNIKA FIAT 368

Realizując hasła współpracy i wzajemnej wymiany informacji technicznych między placówkami naukowo-badawczymi oraz zakładami przemysłu motoryzacyjnego i użytkownikami taloru samochodowego, autor artykułu pragnie podzielić się uwagami i spostrzeżeniami z wyników przeprowadzonych przez niego, na terenie Działu Badawczego Biura Konstrukcyjnego Przemysłu Motoryzacyjnego, badań nad wysokoprężnymi silnikami firmy Fiat typ 368. W silnik ten zaopatrzona jest dość znaczna ilość kursujących u nas dużych samochodów ciężarowych i autobusów.

Tego rodzaju badania nad silnikami obcego pochodzenia dają cenny materiał informacyjny dla produkcji i prac naszego przemysłu motoryzacyjnego, jak również mogą być wykorzystane dla usprawnienia i eksploatacji, obsługi i napraw silników użytkowanych w transporcie.

Opis wielkości charakterystycznych silnika

Badaniom na hamowni podlegał silnik wysokoprężny firmy Fiat typu 368 produkcji seryjnej o wytrysku bezpośrednim z komorą spalania w tłoku. Wtryskiwacze czterootworkowe o kącie rozwarcia strugi wtrysku od osi pionowej wtryskiwacza $72^{\circ} 30'$, umieszczone centralnie w osi pionowej komory spalania. Charakterystycznym rozwiązaniem konstrukcyjnym jest zastosowanie wspólnego przewodu ssącego w głowicy i czterech zaworów na jeden cylinder: dwa ssące, przy czym jeden z nich jest z przesłonką i dwa wydechowe.

Pompa wtryskowa typu Boscha wyposażona w pompę paliwową zasilającą i w odśrodkowy regulator obrotów. Ponadto silnik zaopatrzone jest w stale działającą sprężarkę umieszczoną na wspólnym wałku z pompą wtryskową.

Liczba cylindrów	$i = 6$
Średnica tulci	$d = 122 \text{ mm}$
Skok tłoka	$S = 145 \text{ mm}$
Objętość skokowa silnika	$V_{ss} = 10170 \text{ cm}^3$
Stopień sprężenia	$E = 15$
Obroty maksymalne	$n_{max} = 1800 \text{ obr/min.}$
Moc maksymalna znamionowa	$N_e = 123 \text{ KM}$

Nastawy rozrzędu przy kontrolnych luzach zaworowych wynoszących 0,5 mm są następujące:

początek otwarcia zaworu ssącego 80° przed G.M.P.
początek zamknięcia zaworu ssącego 40° po D.M.P.
początek otwarcia zaworu wydechowego 60° przed D.M.P.
początek zamknięcia zaworu wydechowego 20° po G.M.P.
Luzy zaworowe robocze, regulowane na zimnym silniku wynoszą:
dla zaworów ssących 0,3 mm — wydechowych 0,4 mm

Wtryskiwacze typu DLL 145 S&M
Kolejność wtrysku 1—5—3—6—2—4.
Ciśnienie wtrysku $195 \div 205 \text{ Kg/cm}^2$.
Początek wtrysku 240° przed G.M.P.

Pompa wtryskowa typu PE 6 B80 D321 : L 4/7 wyposażona w uruchamiane ręcznie urządzenie umożliwiające przyspieszenie i opóźnienie chwili wtrysku.

Przesuw zębatego wtryskowej regulującej ilość podawanego paliwa (od wydatku zerowego do wydatku maksymalnego) wynosi 12 mm. Średnica i skok tłoczka pompy wtryskowej 8 mm \times 10 mm. Wydatek pompy wtryskowej przy położeniu 12 mm drążka regulującego ilość dopływającego paliwa, odniesiony na jeden skok tłoczka wynosi $88 \text{ mm}^3 \pm 5\%$ dla 900 obr/min. pompy. Smarowanie silnika pod ciśnieniem, za pomocą pompy olejowej składającej się z dwóch kółek zębatach. Napęd pompy olejowej za pośrednictwem koła zębatego umieszczonego z przodu silnika i na wale korbowym. W obieg smarowania włączone są dwa filtry olejowe, jeden główny szczelinowy, drugi bocznikowy. Zawór przelewowy umieszczony jest w filtrze olejowym głównym, dokąd jest również doprowadzony przewód manometru. Ponadto w obieg olejowy może być włączona chłodnica oleju,

przez odkręcenie zaworu przelotowego umieszczonego w odprawadzeniu kolektora głównego.

Chłodzenie wodne za pomocą pompy wodnej wirnikowej, przy czym w obiegu pomiędzy silnikiem, a chłodnicą jest wbudowany termostat.

Wyniki badań

Wszystkie pomiary odnoszące się do wielkości charakterystycznych silnika były zdejmowane po ustaleniu się równowagi cieplnej. Uzyskiwane wyniki były sprowadzone do warunków normalnych wg wzoru:

$$N_{red} = N_e \frac{760}{b} \sqrt{\frac{273 + t_p}{273 + 15}}$$

Ustalenie charakterystyki zewnętrznej silnika przy zachowaniu zalecanych nastaw fabrycznych

Wyniki tych badań zostały przedstawione w formie graficznej na wykresie Nr 1, który przedstawia zależności $N_r = f(n)$, $M_r = f(n)$, $G_t = f(n)$ i $g_r = f(n)$, przy czym lewa część wyżej wzmiankowanych krzywych zawarta w przedziale od 700 obr/min. do 1800 obr/min. odpowiada pracy silnika przy położeniu zębatego pompy wtryskowej, odpowiadającemu maksymalnemu dopuszczalnemu fabrycznie wtryskowi ograniczonemu śrubą zderzakową.

Prawa strona wykresu mocy, leżąca w przedziale 1800 obr/min do 1950 obr/min odnosi się do pracy silnika w zakresie działania regulatora.

Obliczony dla powyższych warunków stopień niejednostajności biegu zgodnie ze wzorem:

$$\delta_r = 2 \frac{n_{max} - n_{min}}{n_{max} + n_{min}} \times 100 = 8\% \text{ jest wartością dobrą,}$$

zawierającą się w granicach dopuszczalnych — 10%. Największa moc uzyskana podczas pracy silnika z odśrodkowym regulatorem wynosi 123,7 KM przy 1800 obr/min.

Jednostkowe zużycie paliwa przy pracy $N_r = 123,7 \text{ KM}$ i $n = 1800 \text{ obr/min}$ wynosi 198 gr/KMh, odpowiadająca temu wartość godzinowego zużycia paliwa wynosi 24,4 kg/h.

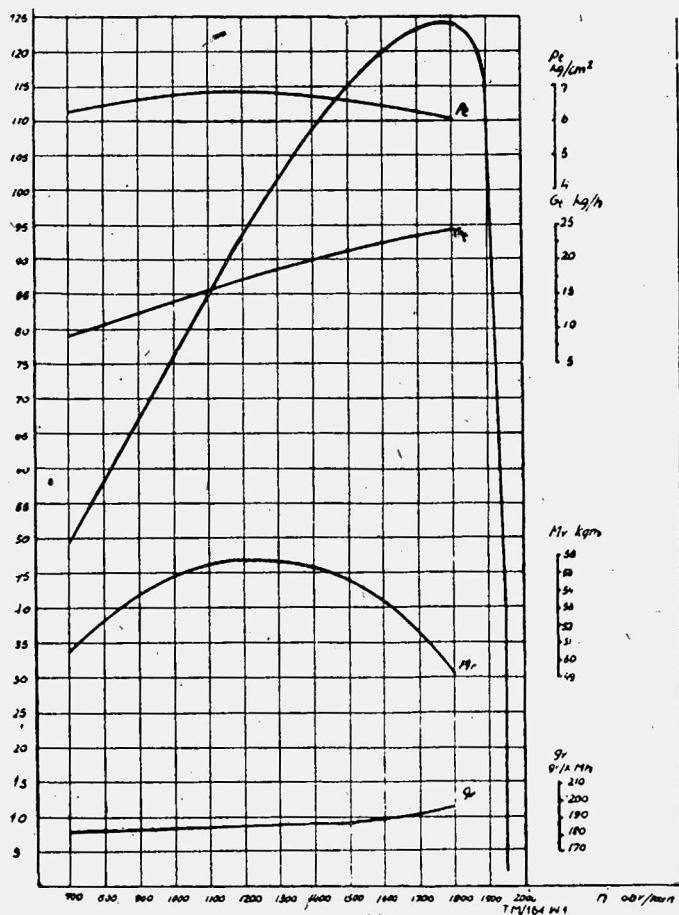
Minimalne jednostkowe zużycie paliwa wynosi 181 gr/KMh przy $N_r = 49,4$ i $n = 700 \text{ obr/min}$.

Maksymalny moment obrotowy silnika wynosi 55,8 Kgm w zakresie 1200 obr/min.

Maksymalna wartość średniego ciśnienia efektywnego wynosi 6,9 kg/cm².

Uwagi odnośnie nastaw fabrycznych rozrzędu, instalacji wtryskowej i wpływu ich na osiągi silnika

Wyniki przedstawione na wykresie Nr 1 zostały uzyskane na pracującym silniku po uprzednio dokonanych badaniach kontrolnych nastaw rozrzędu, luzów zaworowych, ciśnienia i kąta początku wtrysku, oraz wydatku poszczególnych elementów tłoczających pompy wtryskowej.



Wykres 1. Wykres wielkości charakterystycznych silnika wysokoprężnego Fiat typ 368 przy współpracy z odśrodkowym regulatorem obrotów.

Pomiary wyjściowe luzów zaworowych wykazały znaczny rozrzut ich wielkości. Wartości te wahały się w granicach od 0,3 mm do 0,45 mm dla zaworów ssących i od 0,5 mm do 0,75 mm dla zaworów wydechowych.

Przez skojarzenie znaków fabrycznych znajdujących się na obudowie pompki wtryskowej i sprzęgielku, kąt wtrysku wynosi 24° przed GMP, a więc zgodny jest z zaleceniami fabrycznymi.

Maksymalna regulacja możliwości przyspieszania i opóźniania początku wtrysku dla dwóch skrajnych położenia rączki mechanizmu przyspieszającego wynosi 15 — 16°. Rząd wielkości ciśnień wszystkich wtryskiwaczy przy powolnym ruchu ręcznej pompki tłoczącej paliwo, zawarty był w granicach 170 ÷ 180 kg/cm^2 . Przy szybkim ruchu drążka pompki ręcznej wartości te wzrastały do 200 ÷ 210 kg/cm^2 . Ponadto należy stwierdzić, iż przy powolnym ruchu drążka pompki tłoczącej paliwo, wtryskiwacze nie dawały poprawnego rozpylenia paliwa, które wyciekało w postaci jednej skondensowanej strugi z każdego otworka. Natomiast przy raptownym i szybkim tłoczeniu paliwa, zjawisko cieknięcia nie zachodziło, rozpylenie paliwa było poprawne.

Dla celów porównawczych poddano podobnym próbom oryginalny wtryskiwacz czterootworkowy wytwórni Leylanda, który przy najbardziej powolnym ruchu tłoczącym dawał b. dobre rozpylenie. Zjawiska przecieków nie zaobserwowano tu i ponadto w czasie pojedynczych prób wtrysków można było usłyszeć charakterystyczny dźwięczny ton, jaki wydaje dobra dysza wtryskiwacza.

Porównanie to potwierdza zatem fakt częściowej utraty szczelności części stożkowej iglicy wtryskiwacza, współpracującej z siedzeniem obudowy końcówki wtryskiwacza. Dodatkowo należy zaznaczyć, że oznaczenia wtryskiwaczy na obudowie różniły się od podanej nomenklatury katalogowej a mianowicie: wg katalogu DLL 145 S 6M wg znaków na obudowie KC 80 SD31 M, —

Badania kontrolne pompki wtryskowej wykazały, że średni wydatek dla położenia fabrycznego drążka regulującego dawkę paliwa 12 mm i obrotów $n = 900$ obr/min, odniesiony na jeden skok tłoczka wyniósł 89 mm^3 , a więc zawarty w granicach tolerancji fabrycznej, wg której średni wydatek odniesiony na 1 skok tłoczka wynosi 88 $\text{mm}^3 \pm 5\%$.

Procentowe odchyłki tłoczków Nr 1, 2, 4, 5 i 6 od średniego wydatku pompki były zawarte w granicach dopuszczalnych i wynosiły $\pm 2\%$.

Największą wartość procentowej odchyłki od wydatku średniego pompki odniesiony na 1 skok tłoczka posiadał tłoczek Nr 3, który podawał o 5% mniej paliwa.

Ogólnie można zatem powiedzieć, iż nastawy rzeczywiste zasadniczych wielkości mających wpływ na osiągi silnika były zgodne z zaleceniami fabrycznymi. Wszystkie bowiem wyszczególnione niedomagania, jak rozregulowanie się luzów zaworowych, nierównomierności podawania paliwa przez poszczególne elementy tłoczące — jak wykazały dalsze badania — mają bardzo minimalny wpływ na pracę silnika.

Po przeanalizowaniu uzyskanych wyników przed korektą i po korekcie luzów zaworów można było stwierdzić, iż regulacja luzów zaworów dała niewielkąwyżkę mocy w zakresie obrotów niższych od 700 do 1200 obr/min. Zmniejszenie odchyłki procentowej wydatku tłoczka pompki wtryskowej Nr 3 od wydatku średniego pompki odniesionego na jeden skok, również nie dało wyraźnych wyników polepszających. Godzinowe zużycie paliwa w obu wypadkach zostało takie same.

Co do zaobserwowanych niedomagań charakteru strugi rozpylonego paliwa należy wyjaśnić, iż na skutek braku fabrycznie nowych wtryskiwaczy nie można było przeprowadzić dodatkowych badań, które by pozwoliły na ostateczne stwierdzenie, czy zjawisko nieszczelności końcówek wtryskiwaczy przy powolnym ruchu tłoczącym nie wpływa ujemnie na pracę ekonomiczną i osiągi silnika.

Ustalenie stopnia dławienia silnika przez filtr powietrza

Badania wykazały, że do granicznej liczby obrotów silnika $n = 1200$ obr/min uzyskiwana moc przy pracy bez filtra jest nieco niższa, jak przy pracy z filtrem. Zjawisko to można wytłumaczyć tym, że w zakresie obrotów od 700 obr/min do 1100 obr/min, zasane powietrze ma nadawany prawidłowy kierunek i mogą powstawać już w samym kolektorze ssącym lekkie zawirowania. W zakresie obrotów od 1200 obr/min do 1800 obr/min przy pracy bez filtra powietrza zaznacza się nieznaczny wzrost mocy w porównaniu z krzywą mocy z filtrem. Jest to zatem obszar znikomego dławienia filtra.

W rachunku procentowym, przyjmując osiągi silnika przy jego pracy z filtrem powietrza za 100%, stopień dławienia przedstawia się następująco:

Lp.	D obr/min	z filtrem powietrza Nr KM	bez filtra powietrza Nr -KM	% wzrost lub spadek mocy
1	700	47,8	47,2	- 1,250 %
2	1000	74	73,2	- 1,08 %
3	1200	92	92	0,00 %
4	1500	114,5	115	+ 0,436 %
5	1700	121	121,9	+ 0,755 %
6	1800	124	125	+ 0,806 %

Widać więc, iż stopień dławienia jest niewielki i przy obrotach maksymalnych spadek mocy na skutek działania dławiącego filtra nie przekracza 1%, co należy uznać za wartość dobrą.

Ustalenie mocy pobieranej przez wentylator silnika Fiat typ 368

Charakterystyczne wielkości wentylatora

Liczba łopatek — 4

Średnica zewnętrzna — 590 mm

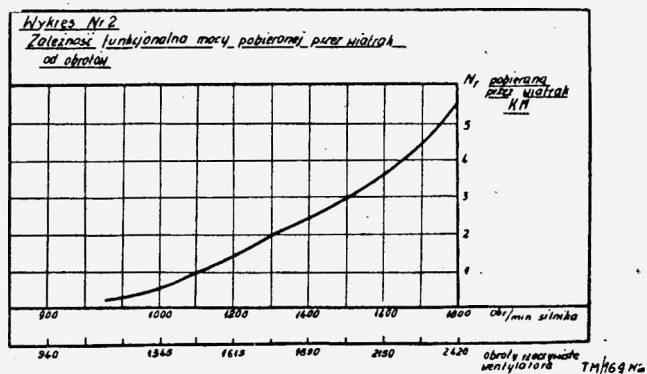
Rozstaw osi łopatek ca 60°

Szerokość łopatki mierzona po cięciwie 100 mm

Średnica wewnętrzna łopatek 218 mm
 Grubość blachy, z której wykonane są łopatki — 2 mm
 Przełożenie rzeczywiste

$$i = \frac{\text{obroty silnika}}{\text{obroty wentylatora}} = 0,745$$

Wyniki badań zostały przedstawione na wykresie Nr 2 ilustrującym zależność funkcjonalną mocy pobieranej przez wentylator od obrotów. W rachunku procentowym, przyjmując moc maksymalną znamionową za 100% otrzymamy, iż wentylator pochłania około 4,5% mocy znamionowej.



Wykres 2

Ustalenie mocy maksymalnej silnika przy nienaruszonych nastawach fabrycznych rozrządu, ciśnienia wtrysku i kąta wtrysku

W dalszej fazie badań zdjęto charakterystykę zewnętrzną silnika w zakresie obrotów od 1000 do 1800 obr/min przy zwiększonej ilości podawanego paliwa, przez wciśnięcie guzika, znajdującego się na obudowie pompy wtryskowej, umożliwiającego dodatkowy przesuw zębátky pompki wtryskowej w kierunku powiększenia dawki wtryskiwanego paliwa.

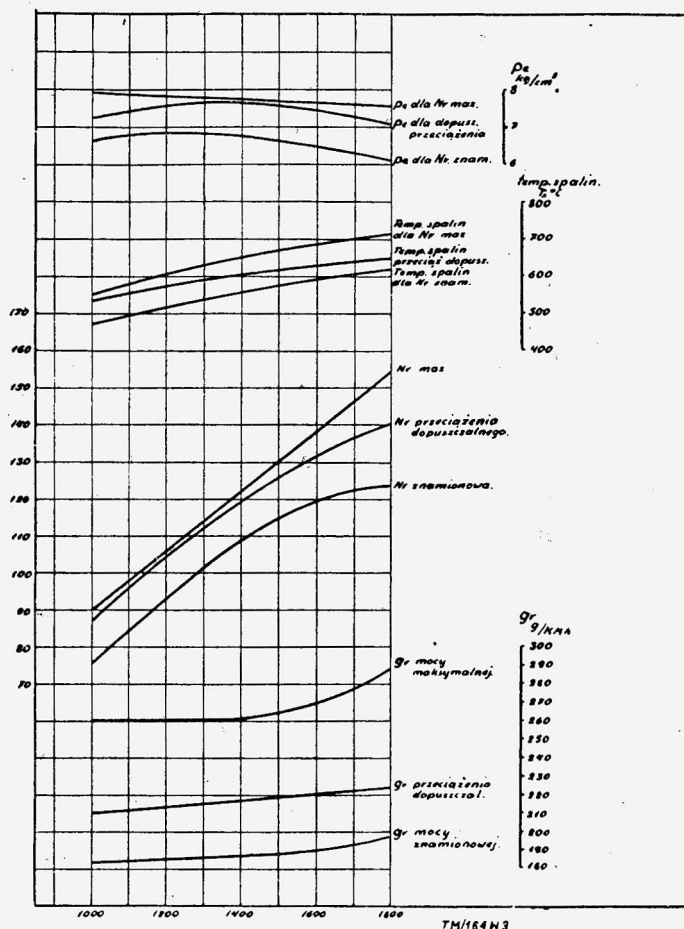
Według instrukcji — guzik ten służy tylko do ułatwienia rozruchu. Po udanym rozruchu przy przesunięciu zębátky pompki wtryskowej w kierunku zmniejszenia ilości wtryskiwanego paliwa, następuje samoczynne wyłączenie guzika. Dokonywane próby rozruchu wykazały, że przy zimnym silniku raczej konieczne jest ręczne wciśnięcie guzika, natomiast przy nagrzanym silniku czynność ta staje się zbędna.

Ze względu na fakt uzyskiwania zwiększonej mocy przy pracy silnika z włączonym guzikiem, otrzymana w wyniku badań, charakterystyka zewnętrzna została przyjęta jako dopuszczalne fabrycznie przeciążenie silnika. Długotrwała praca silnika przez włączenie tego urządzenia nie może być zalecana, ze względu na niekorzystny przebieg spalania, co objawia się gęstym, brązowym dymem, zawierającym duży procent niespalonych składników i trującego tlenku węgla. Ponadto przy odłącznym regulatorze obrotów oraz po usunięciu zderzaka oporowego, uniemożliwiającego przesuw zębátky pompki wtryskowej w kierunku zwiększenia dawki paliwa, dokonano ustalenia takiej optymalnej wartości ilości wtryskiwanego paliwa, przy której uzyskać można maksymalną moc silnika. Wyniki tych badań zostały przedstawione na wykresie Nr 3.

Wartość ta jest zatem w granicach najbardziej spotykanych dla kategorii silników wysokoprężnych, gdzie moc szczytowa mocy znamionowej stanowi od 0,75 do 0,8 Ne max.

Procentowy spadek wartości jednostkowego zużycia paliwa dla mocy szczytowej po charakterystyce mocy znamionowej wynosi ca 68%, w porównaniu z odpowiadającą wartością uzyskaną po charakterystyce mocy maksymalnej.

Na marginesie tego zagadnienia należy zaznaczyć, iż praca silnika po charakterystyce mocy maksymalnej jest niedopuszczalna ze względu na zbytne przeciążenie silnika i bardzo złe spalanie, co uwydatnia się gęstym, czarnym dymem wydobywającym się z rury wydechowej.



Wykres 3. Wykres przedstawiający zestawienie mocy maksymalnej, znamionowej, „dopuszczalnego przeciążenia” i odpowiadających im wartościom średniego ciśnienia efektywnego, jednostkowego zużycia paliwa i temperatur spalin w funkcji obrotów.

Dodatkowo pragnę również w niniejszym rozdziale sprostować niektóre fałszywe pojęcia, mocno zakorzenione wśród naszych kierowców, wg których, zwiększenie dawki paliwa przez całkowite przesuwanie drążka pompki wtryskowej w kierunku powiększenia ilości wtrysku do maksymalnie dopuszczalnego jego przesuwu (od 23 mm do 25 mm) jest równoznaczne z uzyskiwaniem większych mocy. Pojęcie to jest niesłuszne, ponieważ po przekroczeniu pewnej optymalnej wielkości ilości wtryskiwanego paliwa, następuje gwałtowny spadek mocy połączony z nadmiernym wzrostem jednostkowego zużycia paliwa, co wydatnie pogarsza sprawność silnika.

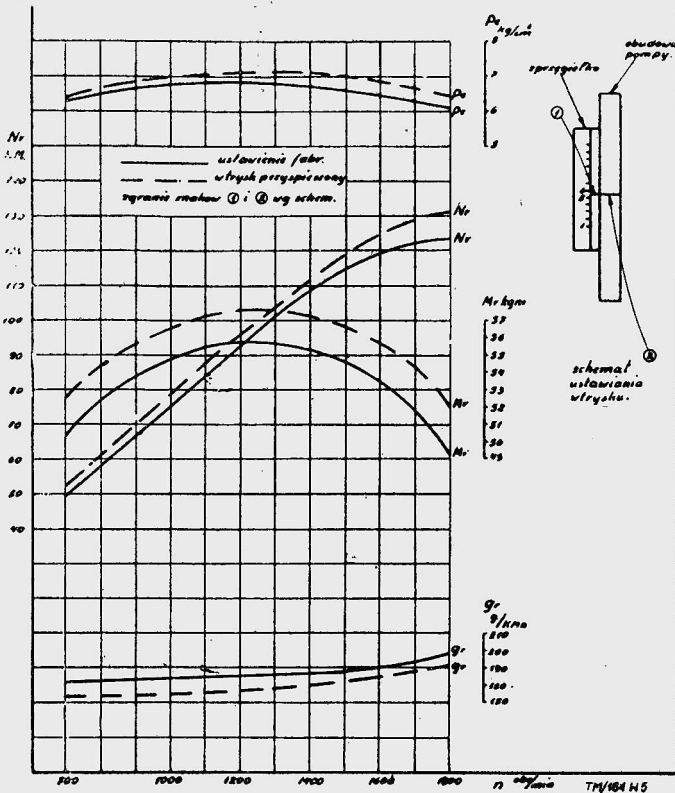
Dowodem powyższego zjawiska niech będzie poniższa tabelka:

TABELA ZESTAWIENIOWA, OBRAZUJĄCA OSIĄGNIĘTE WIELKOŚCI CHARAKTERYSTYCZNE SILNIKA PRZY OPTYMALNYM WTRYSKU ODPOWIADAJĄCEMU, MOCY MAKSYMALNEJ, USTAWIENIU WTRYSKU FABRYCZNYM I PRZY MAKSYMALNYM WTRYSKU

n Obr/min	Wtrysk przy maksymalnej mocy		Wtrysk ustawiony fabrycznie		Wtrysk maksymalny	
	Nr	ge	Nr	ge	Nr	ge
1000	90	249	75	184	75,6	514
1200	106	242	93,5	185	95,5	465
1500	130	261	115	186	120	485
1800	154	289	137	197	125	540

Ponadto należy także stwierdzić, że wartości temperatury gazów spalinowych osiągają swoje maksimum dla szczytowych mocy dla danego zakresu obrotów przy optymalnej ilości podawanego paliwa. W miarę przekroczenia tych granicznych ilości wtryskiwanego paliwa następuje z jednoczesnym spadkiem mocy spadek temperatury gazów spalinowych. Dopuszczalna temperatura gazów

nadmienić, iż w zakresie od 700 do 1000 obr/min rączka przyspieszacza musi być położona w skrajnym swym położeniu opóźniającym wtrysk. Natomiast w obszarze obrotów wyższych od 1100 do 1800 obr/min należy rączkę przyspieszacza umieścić w położeniu maksymalnego przyspieszenia wtrysku.



Wykres 5. Zestawieniowe charakterystyki zewnętrzne przy fabrycznym ustawieniu wtrysku i przy przyspieszonym przez zgranie znaku znajdującego się na obudowie pompki z położeniem pośrednim pomiędzy podziałką 5 - 6 sprężelka.

Wyżej podane ustawienie pompy wtryskowej gwarantuje najbardziej ekonomiczną pracę silnika.

Uzyskiwana moc szczytowa wynosi wtedy przy $n = 1800$ obr/min, 130 KM przy odpowiadającym jednostkowym zużyciu paliwa, $g_e = 190$ gr/KMh.

Maksymalny moment obrotowy wynosi 57,5 kgm w zakresie obrotów 1200 obr/min, odpowiadająca wartość średniego ciśnienia efektywnego wynosi 7,1 kg/cm².

Wykres Nr 5 przedstawia charakterystyki zewnętrzne porównawcze, uzyskane przy ustawieniu fabrycznym początku chwili wtrysku i przy przestawieniu wtrysku w przedziale podziałki 5 - 6 na sprężelku pompy wtryskowej.

Widzimy zatem, iż fabryka, ustawiając wtrysk nie wychodzi z założenia uzyskiwania mocy maksymalnej, a raczej kieruje się zasadą takiego ustawienia, które by dawało tylko moc znamionową przy dopuszczalnym ekonomicznym jednostkowym zużyciu paliwa, przy uzyskaniu jednocześnie jak najniższej wartości średniego ciśnienia efektywnego. Zasada ta wydaje się być słuszną, gdyż praca silnika przy niższym ciśnieniu efektywnym gwarantuje dłuższą żywotność silnika.

Ponadto należy zaznaczyć, że producent podając moc maksymalną 123 KM przy 1800 obr/min, zastrzega, iż jest to moc osiągnięta na stanowisku dynamometrycznym bez filtra powietrza i bez wentylatora. Jest to tym samym, jak wykazały badania moc około 5 - 6 % niższa od rzeczywiście osiągniętej.

Widzimy więc, że przez takie sformułowanie warunków odbioru technicznego, producent gwarantuje sobie znikomą ilość reklamacji na wielkość uzyskiwanej mocy.

Na tle przeprowadzonych badań należy zwrócić uwagę na stwierdzony w czasie prób wypadek ścięcia się klina na wałku pompy wtryskowej po stronie mechanizmu przyspieszającego. Analiza przyczyn uszkodzenia wskazuje na celowość zastosowania odpowiedniego zabezpieczenia pod nakrętką dociskową, której odkręcanie się w czasie pracy może być powodem uszkodzeń klina i unieruchomienia tym samym pompy wtryskowej.

Analiza uzyskanych wyników badań silnika Fiat 368 na tle porównania z danymi fabrycznymi charakterystyk silników tego typu innych wytwórni - będzie tematem II części artykułu.

RACJONALIZACJA W OBRÓBCE KÓŁ ZĘBATYCH W ZAKŁADACH IM. STALINA W MOSKWIE

Opracował inż. A. B. na podstawie artykułów zamieszczonych w Nr 3 i 4 czasopisma „Awtomobilnaja i Traktornaja Promyszlenost” z 1953 r.

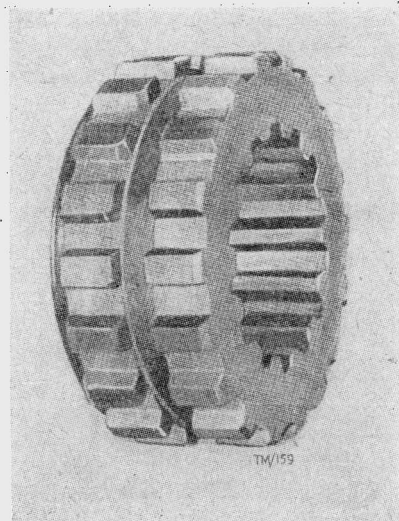
W produkujej fabryce samochodów im. Stalina w Moskwie zastosowano szereg pomysłów racjonalizatorskich w dziedzinie obróbki kół zębatych. Pomysły te mogą być również wykorzystane i w naszych fabrykach.

Jeden z pomysłów dotyczy nacinania zębów pierścieni przesuwanych do włączania 4 i 5 przekładni skrzyni biegów samochodu ZIS-150 (rys. 1).

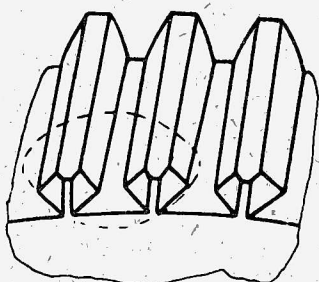
Zęby prawego wieńca są cieńsze o 0,15 - 0,25 mm od zębów wieńca lewego. Nacinanie uzębienia przeprowadzano dotychczas w dwóch operacjach. W pierwszej obrabiano oba wieńca na wymiar większego, na strugarce do kół zębatych „Komsomolec” mod. 514, a w operacji drugiej - jedną ze stron wieńca prawego na strugarce do kół zębatych „Komsomolec” mod. 512.

Po wprowadzeniu usprawnienia oba wieńca są nacinane na gotowo w jednej operacji na strugarce „Komsomolec” mod. 512 przy pomocy dwóch noży Fellowsa (rys. 2).

Noże mocuje się na wrzecionie obrabiarki w ten sposób, że jeden jest przesunięty względem drugiego o 0,15 - 0,25 mm (na średnicy podziałowej). Nóż dolny obrabia luki obu wieńców, górny zaś tylko jedną ze stron wieńca górnego.



Rys. 1. Pierścieni przesuwany do włączania 4 i 5 przekładni samochodu ZIS-150

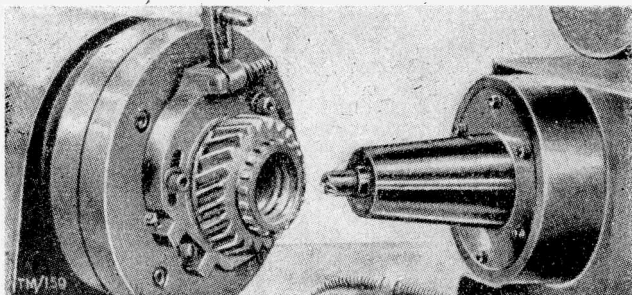


TM/159RB

Rys. 8. Ścięcie zębów otrzymywane przy użyciu freza trzpieniowego wg rys. 7.

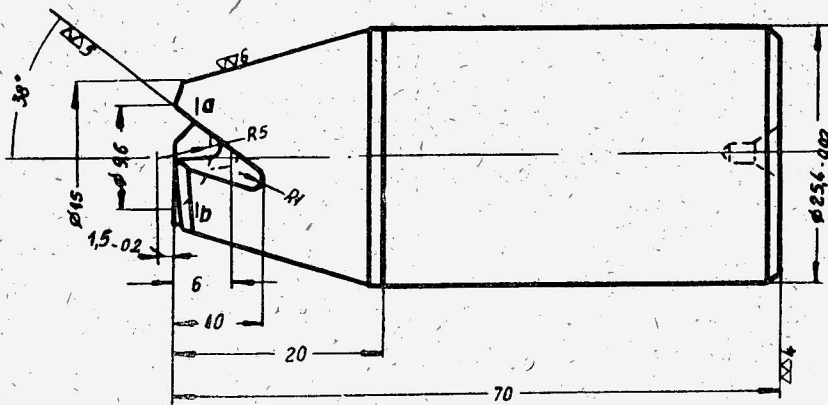
Zaokrąglanie zębów wg nowej metody daje powierzchnie kuliste czół, które charakteryzują się większą wytrzymałością na wykruszenie i tworzenie się rys przy uderzeniach. Operacje wykonuje się również na obrabiarce do zaokrąglania zębów (rys. 9) przy pomocy narzędzia przedstawionego na rys. 10.

Frez nowej konstrukcji odznacza się dużą wytrzymałością ostrzy na wykruszenie oraz odpornością na złamanie.



Rys. 9. Zaokrąglanie zębów sprzęgła kłowego przy użyciu freza nowej konstrukcji.

8



Rys. 10. Frez specjalny do zaokrąglania zębów sprzęgła kłowego wg rys. 9.

Frez jednozębny (rys. 11 a) dla wykonywania tej operacji na maszynach o ruchu ciągłym przedmiotu obrabianego został przekonstruowany wg rys. 11 b.

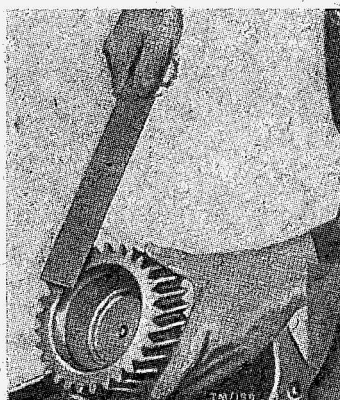
Nowy frez ma ostrze umieszczone bliżej osi narzędzia i krawędź tnącą krzywolinijną.

Fazki na czołach zębów kół walcowych o zębach śrubowych były początkowo wykonywane ręcznie przy pomocy pilnika (rys. 12), a następnie na strugarce do kół zębatych (rys. 13), przy czym nacinanie fazek odbywało się w dwóch zamocowaniach.

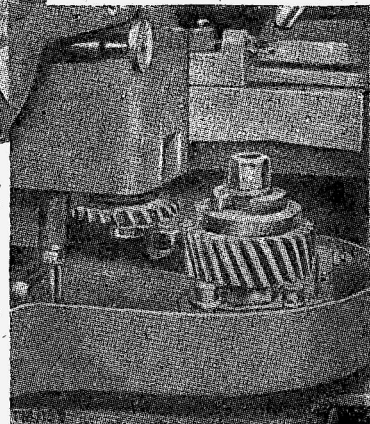
Po wprowadzeniu usprawnienia fazki na obu czołach wykonuje się przy jednym zamocowaniu przedmiotu, dzięki użyciu dwóch noży Fellowsa o zębach skośnych (rys. 14).

Jako narzędzie do wykonywania fazek stosuje się normalne noże Fellowsa o module i kącie pochylenia zębów takim samym jak i nacinanego koła. Konstrukcja tego noża podana jest na rys. 15.

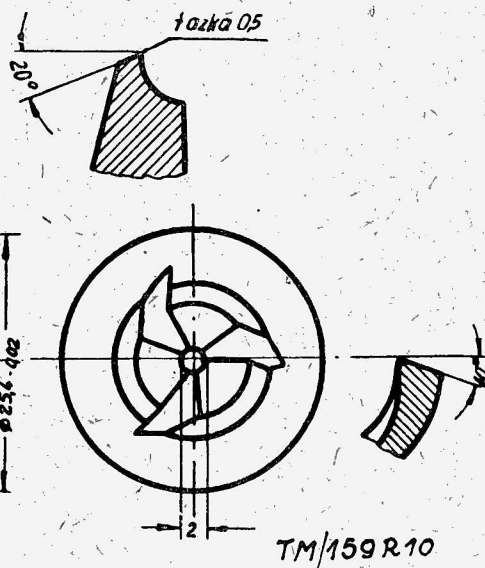
Przy nacinaniu fazek stosuje się krzywkę służącą również do strugania zębów. Narzędzie pracuje tylko jedną stroną (lewą)



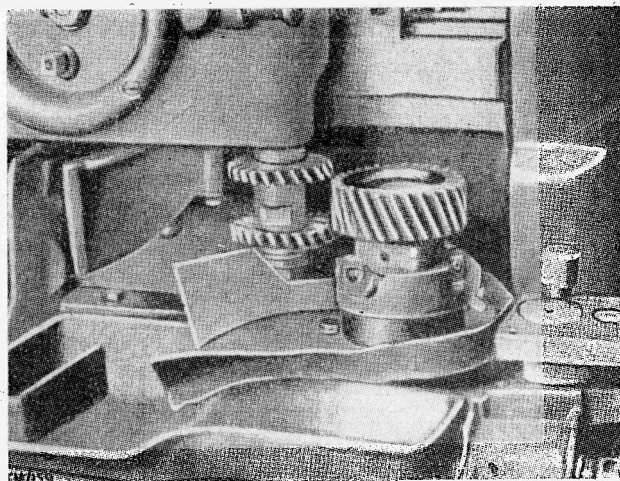
Rys. 12. Ręczne fazowanie czół zębów kół walcowych o zębach śrubowych.



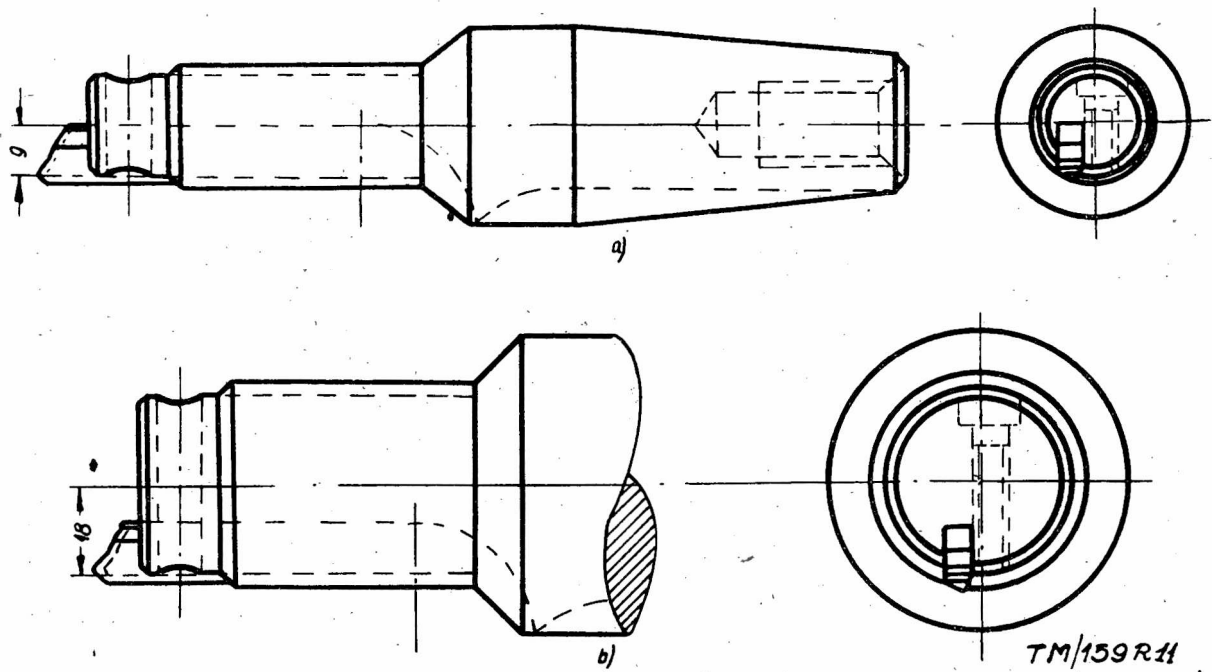
Rys. 13. Fazowanie czół zębów kół walcowych o zębach śrubowych na strugarce do kół zębatych.



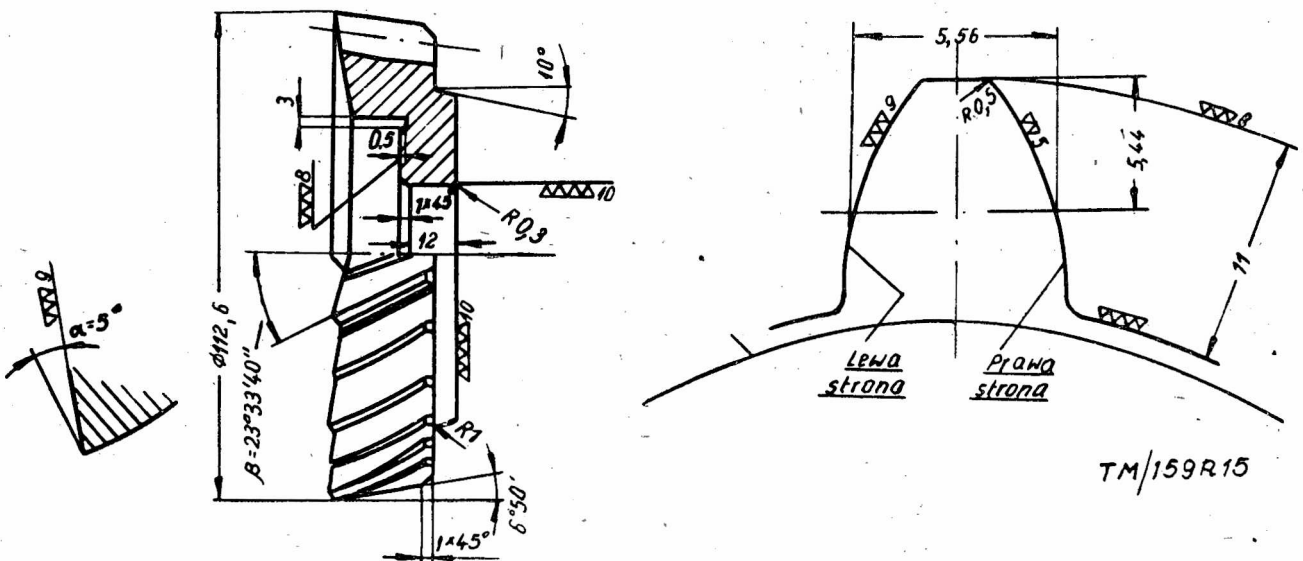
TM/159R.10



Rys. 14. Jednoczesne fazowanie obu czół zębów kół walcowych o zębach śrubowych na strugarce do kół zębatych przy użyciu dwóch noży Fellowsa.



Rys. 11. Frez jednozębny do zaokrąglania zębów sprzęgieł kłowych na obrabiarkach o ruchu ciągłym: a — konstrukcja stara, b — konstrukcja nowa.



Rys. 15. Nóż Fellowsa do fazowania czół zębów kół walcowych o zębach śrubowych wg rys. 14.

i dlatego prawe powierzchnie boczne zębów narzędzia pozostają nieszlifowane.

Dla prawidłowego ustalania położenia nacinanego koła na obrabiarce służy ustawiak odchylny widoczny na rys. 14.

Warunki skrawania i skok narzędzia 3 — 5 mm, ilość skoków na minutę — największa dopuszczalna dla danej obrabiarki.

Przekrój wióra, przypadający przy skrawaniu na jeden ząb narzędzia jest bardzo mały. Dzięki temu trwałość ostrza jest bardzo duża, pozwalająca na obróbkę około 3000 części. Przy zachowaniu podanych warunków skrawania w ciągu jednej zmiany (8 godz.) wykonuje się 320 kół. Czas założenia i zdjęcia przedmiotu obrabianego wynosi 0,25 min.

Przegląd Techniczny — organ główny Naczelnej Organizacji Technicznej — Nr 9/53 zawiera następujące artykuły:

- Inżynierowie i technicy — naprzód na pierwszą linię walki o wykonanie narodowego planu gospodarczego — inż. D. Gajewski.
- O lepszą gospodarkę materiałami w budownictwie — A. Trawiński.
- Przemysłowa technika i industrializacja i budownictwo polskim i jej najbliższe perspektywy rozwojowe — inż. M. Zajbert.
- Typizacja w projektowaniu budownictwa. — dr J. Goryński.
- Uciepłnienie — inż. M. Szopa.
- Tarcze czy taśmy — inż. K. Heller.
- Rewolucjonista nauki — Mikołaj Kopernik — inż. R. Sosiński.

Sprawy organizacyjne NOT i stowarzyszeń. Wśród książek i wydawnictw. Kronika. Biuletyn CNIDT. Przegląd Dokumentacyjny CNIDT. Biuletyn GUM.

Inż. EMIL RASZEK

UNIWERSALNE PRZYRZĄDY ZESTAWNE

Znajdujące coraz większe zastosowanie przyrządy i uchwyty zestawne odznaczają się wieloma zaletami. Przez odpowiedni dobór wymiennych członów stanowiących razem komplet, można łatwo i szybko zestawiać, zależnie od potrzeb warsztatowych, rozmaite przyrządy i uchwyty o bardzo dużej dokładności.

Zalety tego rodzaju uniwersalnych przyrządów zestawnych, w stosunku do normalnie używanych przyrządów stałych, przystosowanych wyłącznie do ściśle określonych operacji obróbkowych, są wielorakie.

Przyrządy i uchwyty zestawne dają się łatwo doregulowywać; ma to wielkie znaczenie ze względu na możliwość kompensacji zużycia matryc i szablonów, jak również ze względu na możliwość łatwego dostosowywania się do ewentualnych drobnych zmian konstrukcyjnych w wyrobach. Ponadto przyrządy i uchwyty zestawne mogą być przygotowywane tak, by nadawały się do nastawienia na każdej obrabiarce, stosownie do jej cech charakterystycznych. Używając tego rodzaju przyrządów, można w sposób ekonomiczny wykonywać produkcję ilościowo niewielką, taką dla której nie opłacałoby się wykonywać kosztownych normalnych przyrządów stałych.

Również dzięki tego typu przyrządom można w istniejących warunkach warsztatowych wykonywać prototypy, a przygotowane do tego celu przyrządy mogą być używane i później — w pewnych wypadkach nawet do bieżącej produkcji, aż do czasu, gdy zostaną wykonane stałe przyrządy.

Przy zachowaniu dużej dokładności wykonania przyrządów można zapewnić dostateczną dokładność wykonywanej w nich obróbki.

W przyrządach tego rodzaju dokładność nastawienia zapewniają jest przez zastosowanie wkładek i czopów ustawczych oraz rowków prowadzących. Sztywność i związanie całej konstrukcji jest uzyskiwana przez zastosowanie sworzni z łbami młoteczkowymi, przesuwalnych w rowkach teowych i przechodzących przez same człony. Sworznie z łbami młoteczkowymi, wkładki ustawcze i dociski wykonywane są ze stali chromoniklowej, a płyta podstawowa z żeliwa specjalnego, obrobiona z pełnego odlewu odpowiednio wysezonowanego dla uniknięcia późniejszych jego odkształceń. Wszystkie inne elementy są wykonywane ze stali wysokogatunkowej, przy czym części podlegające zużyciu są utwardzane powierzchniowo i szlifowane.

Współliniowość i sztywność połączenia dwu członów uzyskuje się przez wkładki ustawcze, przesunięte przez miejsce zetknięcia się obu rowków teowych łączonych ze sobą elementów. Wymiary zewnętrzne członów są tak uzgodnione z odstępami rowków prowadzących i teowych, że człony osadzone w przyległych rowkach stykają się ze sobą z wielką dokładnością. W płytach podstawowych rowki są rozstawione w kierunku podłużnym w równomiernych odstępach „a”, w kierunku poprzecznym zaś w odstępach będących pełną wielokrotnością odstępów „a”.

Każdy komplet składa się z szeregu członów i elementów, stanowiących jego wyposażenie zasadnicze. Podstawowymi członami, niezbędnymi do złożenia każdego zestawnego przyrządu czy uchwytu są człony wspornikowe. Przejmują one na siebie wszelkie naprężenia i naciski spowodowane obróbką. Gdy chodzi o zwiększenie sztywności konstrukcji przyrządu, użyć można dodatkowo członów oporowych (jednego lub więcej). Człon taki wspiera się o jedną ze ścianek człona wspornikowego, zwiększając przez to sztywność całego przyrządu. Człony oporowe umocowywane są albo w tym samym rowku teowym płyty podstawowej co człony wspornikowe, albo też w rowku przyległym. Sztywność w ten sposób złożonego przyrządu jest bardzo duża. Użycie jednego człona oporowego na każdy człon wspornikowy wystarcza, aby można było w przyrządzie czy uchwycie obrabiać stal o wysokiej wytrzymałości nożem z nakładką ze spieków, o ujemnym kącie natarcia.

Możliwość zmiany położenia członów na płycie podstawowej uzyskuje się w kierunku podłużnym przez przesuwanie ich wzdłuż rowków na płycie, a w kierunku poprzecznym przez przekładanie do rowków sąsiednich, lub przez użycie członów ramowych. Człony te posiadają na swej dolnej powierzchni występ ustawczy wchodzący do rowka płyty podstawowej, a na górnej powierzchni rowek teowy, prostopadły do występu ustawczego. Same człony wspornikowe mają poziome i pionowe rowki teowe.

Ustalenie przedmiotu obrabianego w kierunku pionowym uzyskuje się zgrubnie przez wysokość samych członów wspornikowych, albo też kolumn z nich zestawionych. W dokładniejszych zaś granicach przez użycie prostopadłościennych członów wysokościowych o wymiarach stopniowanych co 2,5 m/m, podkładek umożliwiających zwiększenie wysokości co 0,1 m/m, oraz walcowych członów wysokościowych, pozwalających na zmianę wymiaru wysokości co 0,025 m/m.

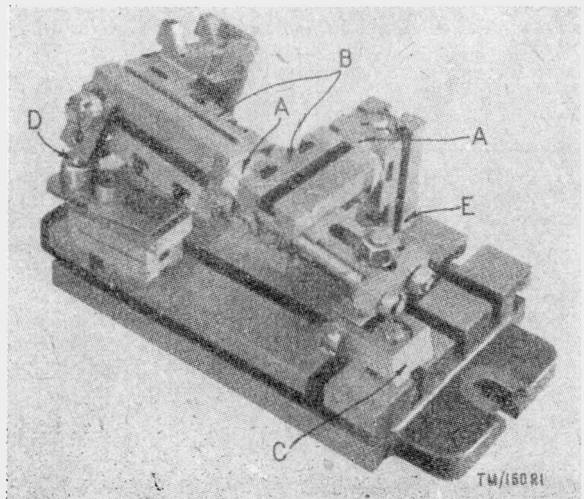
Poza wyżej wspomnianymi częściami składowymi, komplet zawiera również dalsze rodzaje członów. Do nich należą ramy dla powiększenia powierzchni roboczej płyty podstawowej oraz człony ramowe, które mogą być przymocowane sworzniami oraz ustalone w pionowych rowkach teowych członów wspornikowych. Ponieważ tego rodzaju człon ramowy sam posiada na swej górnej i dolnej powierzchni poziome rowki teowe, zwiększa to dodatkowo możliwości dla ustalania wymiarów w kierunku pionowym (wysokości).

Rama taka od spodu może być podparta członem wysokościowym.

Ustawianie kątów

Do normalnego wyposażenia zestawu należą również zespoły do ustawiania kątów. Posiadają one podstawy kołowe, z naciętą na obwodzie podziałką kątową. Ich powierzchnie dolne posiadają rowki dla osadzenia w nich wkładek ustawczych. Wkładki te wchodzi również do rowków prowadzących, znajdujących się w bocznych ścianach członów wspornikowych, względnie w płycie podstawowej. Górna część składowa zespołu do ustawiania kątów posiada rowek ustawczy, służący do mocowania przedmiotów. Obraca się on na czopie. Zespoły te mogą być pojedynczo lub parami; w tym ostatnim przypadku, łączy się je łącznikami kątowymi lub dociskami.

Rys. 1 przedstawia taki uchwyt kątowy. Zastosowano tu dwa opisane wyżej zespoły do ustawiania kątów (A). Nadają one

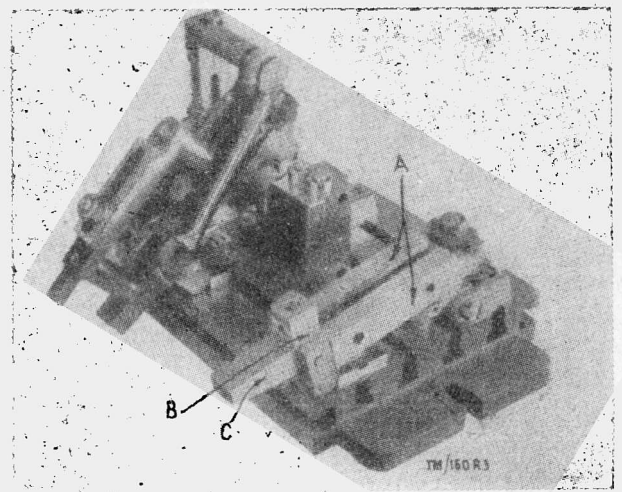


Rys. 1. Zestawny uchwyt dla kąta złożonego.

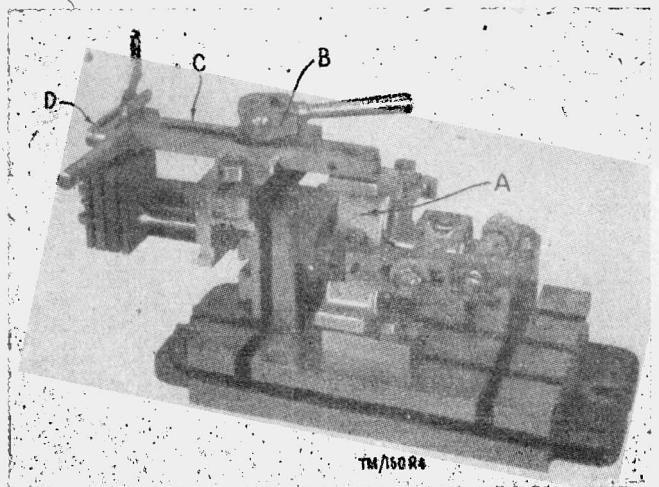
dwum członom wspornikowym (B) wymagane pochylenie kątowe. Wahliwy imak (C), przymocowany do płyty podstawowej, ma na sobie czop, który pod potrzebnym dla urządzenia kątem wchodzi do płyty dociskającej; płyta ta podiera człon wspornikowy (B) (na fotografii z prawej strony). Drugi człon wspornikowy (B) (z lewej strony), jest przymocowany do płyty podstawowej za pomocą docisku, łącznika (D), oraz pionowej prowadnicy przymowej. Regulację ustawienia uzyskuje się przy zastosowaniu zespołu (E).

Ustalanie przedmiotów walcowych według ich średnic zewnętrznych

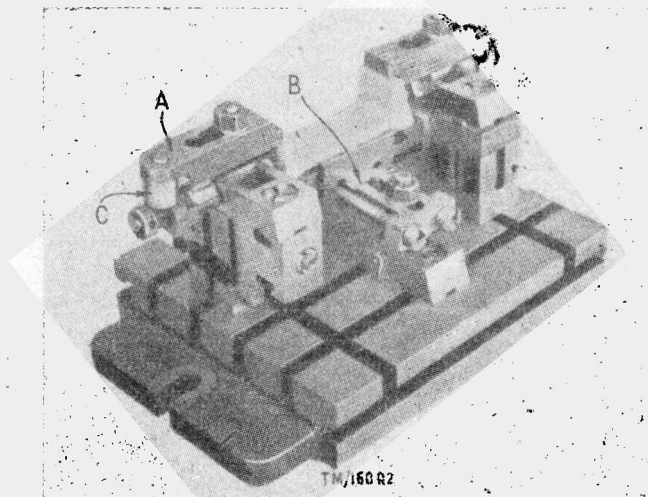
Ustalanie tego rodzaju przedmiotów w opisanym systemie uniwersalnych przyrządów zestawnych, oparto na zasadzie przymowej. Przewidziane do tego celu podstawki przymowe mogą być przesuwane w pionowych lub poziomych rowkach członów wspornikowych. Podstawki przymowe obejmują zakres średnic do 50 m/m. W skład kompletu mogą wchodzić również podstawki przymowe dla średnic większych (do 75 m/m), oraz podstawki przymowe rozsuwane, służące dla ustalania przedmiotów o dowolnie dużych średnicach.



Rys. 3. Zastosowanie zespołu sinusnicy w przyrządzie zestawnym.



Rys. 4. Zestawny uchwyt do wiercenia otworów o małej odległości osi.



Rys. 2. Zestawny uchwyt do frezowania pod kątem, podano sposoby mocowania.

Mocowanie przedmiotów obrabianych

Dla robót frezarskich są stosowane rozpórki śrubowe łącznie z odpowiednimi korpusami oraz dociski wszelkich typów (płytkowe, widlaste, odchylnie i inne). Na rys. 2 pokazano uchwyt do frezowania pod kątem, z widocznym dociskiem (A), płytą dociskową (B), oraz śrubą oporową (C). Śruby te wykonane są z mosiądzu lub stali i wkręcane są w otwór, znajdujący się na docisku.

Do mocowania przedmiotów na powierzchniach nachylonych pod kątem służą śruby oporowe z zakończeniem kulistym, osadzone w tulejach, wkręcanych na gwint do zwykłych płaskich docisków.

Wyposażenie dodatkowe

Oprócz normalnych części składowych dla tego typu przyrządów, są stosowane wyposażenia dodatkowe. Obejmują one zespół sinus-

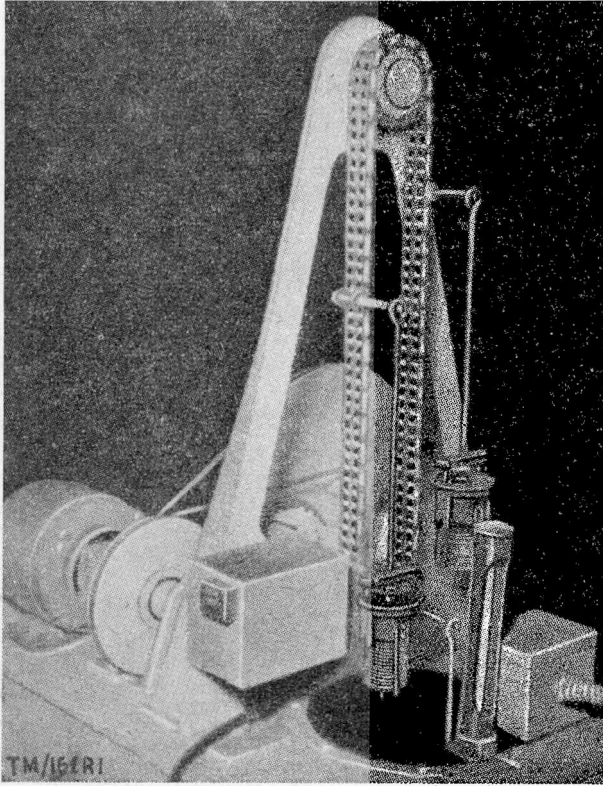
nicy (patrz rys. 3) dla precyzyjnego ustawiania przedmiotów pod kątem. Na rys. 3 pokazano sinusnicę zawiasową (A), jarzmo dociskowe (B) i opór (C). Poza tym wyposażenie dodatkowe może obejmować kliny ustawcze do ustalania płyt wiertarskich w kierunku wzdłużnym. Urządzenie to pokazane jest na rys. 4, który przedstawia zestawny uchwyt wiertarski. Literą (A) oznaczono tu przedmiot obrabiany, (B) docisk mimośrodowy, (C) płytę wiertarską, (D) klin ustawczy.

Przyrządy tego rodzaju są wykonywane przez wyspecjalizowane wytwórnie w różnych zestawach i wielkościach. Odpowiednie dobranie wymiarów składowych pozwala również na składanie części należących do różnych wielkości przyrządów. Właściwy dobór części składowych, wysoka precyzja wykonania, pozwalają na dość szerokie zastosowanie tego typu przyrządów — szczególnie dla obróbki prototypów oraz produkcji jednostkowej lub wykonywanej w małych seriach.

Pełne wykorzystanie maszyn,
urządzeń i narzędzi,
to wydajne zwiększenie produkcji!

PRÓBY TERMOSTATÓW

W zeszyte Nr 553 z maja 1953 r. czasopisma „Automobile Engineer” został podany opis urządzenia do badań termostatów, stosowanego przez jedną z angielskich wytwórni samochodów. Przyjęta metoda badań polega na poddawaniu wybranych



Rys. 1. Ogólny widok urządzenia do prób termostatów.

sztuk z dostarczonej serii termostatów wielokrotnym, nagłym zmianom temperatury, aż do ich zniszczenia.

Urządzenie do prób (rys. 1) posiada napęd od silnika elektrycznego mocy 0,25 KM przez przekładnię pasową. Przekładnia ta napędza wałek, na którym osadzone jest koło łańcuchowe, które z kolei napędza łańcuch spełniający niejako rolę transportera. Łańcuch ten na swym obwodzie posiada w równych odstępach 3 wystające szorstki, na których podwieszono są 3 zespoły termostatów przeznaczonych do prób.

Nieprzerwany ruch łańcucha powoduje kolejno całkowite zanurzenie się termostatów w zbiorniku z wodą o stałej temperaturze 90°C — następnie wyciągnięcie z wody oraz ponowne dalsze zanurzenia.

Ilość obrotów urządzenia jest tak uregulowana, aby każdy termostat był zanurzany w odstępie co 72 sekundy. Czas ten umożliwia wystarczające ostygnięcie termostatu przed następnym zanurzeniem, jak i zapewnia równocześnie pełne działanie znajdującego się w nim mechanizmu zaworowego.

Jest rzeczą trudną powiązać warunki prób z faktycznym przebiegiem norm w kilometrach. Na podstawie licznych doświadczeń wytwórnia przyjęła, że — jeśli chodzi o pracę termostatu — 20 lat ruchu wozu po szosach odpowiada przeciętnie 50 000 zanurzeń termostatu w warunkach podanej próby. Na ogół dobry termostat powinien wytrzymać pomyślnie ok. 1000 godz. próby (to jest 50000 zanurzeń) i nadal być zdolnym do użytku. Urządzenie do prób posiada licznik elektryczny do rejestrowania ilości zanurzeń oraz oddzielny miernik podający całkowity czas próby w godzinach.

Aby stworzyć szczególnie niekorzystne warunki próby sprawdzanego termostatu, w przewidywaniu jego ewentualnych ciężkich warunków pracy podczas ruchu samochodu, woda w zbiorniku zanieczyszczona jest drobnym piaskiem. Termostat wmontowany do wozu pracuje na ogół w znacznie lepszych warunkach i rzadko kiedy otwiera się całkowicie, gdyż zawór stara się utrzymać stałą temperaturę wody.

E. R.

Mgr inż. MACIEJ BERNHARDT

NOWA KONCEPCJA SAMOCHODU PAROWEGO

Opierając się na pracach Akademii im. Kalinina w Związku Radzieckim autor opisuje ciekawą nową koncepcję rozwiązania silnika parowego samochodowego o stałym napełnieniu bez stawideł nawrotnych. Silnik tego rodzaju ma lepsze własności ekonomiczne i ciężarowe; napęd pojazdu następuje przez sprzęgło i skrzynkę biegów.

Próby zastosowania silnika parowego do napędu pojazdów mechanicznych są niemal tak stare jak sam silnik parowy.

Fakt rozpowszechnienia się w dziedzinie transportu drogowego silnika o spalaniu wewnętrznym dowiódł nie tyle jego wyższości nad silnikiem parowym, lecz spowodowany został przede wszystkim trudnościami konstrukcyjnymi i eksploatacyjnymi „zła koniecznego” z nim związanego, jakim jest — kocioł parowy.

W związku z rozwojem konstrukcyjnym przewoźnych kotłów parowych, których wymiary, ciężar i bezwładność cieplna zostały ostatnio w znacznym stopniu zmniejszone, a obsługa ułatwiona — zagadnienie napędu parowego dla pojazdów mechanicznych bezszynowych stało się znów aktualne, tym bardziej że daje ono możliwość użytkowania paliw stałych, oraz płynnych niższej jakości, nie nadających się do napędu silników spalinowych.

Wobec olbrzymiego rozwoju transportu drogowego, problem oszczędności paliw płynnych stał się istotny nawet dla państw posiadających największe ich zasoby. Dlatego też w wielu kra-

jach, a przede wszystkim w Związku Radzieckim — kraju socjalistycznej gospodarki, prowadzone są liczne próby zastosowania silników parowych do transportu drogowego, przy użyciu jako paliwa odpadków drzewnych, torfu, mazutu i in.

Szczególnie celowe z punktu widzenia gospodarki planowej jest użytkowanie miejscowych zasobów taniego paliwa, zwłaszcza w rejonach bardziej odległych od źródeł paliw płynnych.

Typowym przykładem może tu być eksploatacja olbrzymich obszarów leśnych Syberii. Rząd ZSRR wydał polecenie planowego przestawienia środków transportowych używanych na tych obszarach na napęd paliwami miejscowymi, jak odpadki drzewne i torf. Na użytkowanie tych paliw pozwolą zarówno specjalnie budowane samochody i ciągniki na gaz ssany, jak i opracowywane konstrukcje pojazdów o napędzie parowym.

W Polsce wobec poważnego wytrzebienia lasów przez okupanta zagadnienie to jest mniej aktualne, choć niewątpliwie w przypadku udanego rozwiązania konstrukcyjnego samochodu, czy ciągnika parowego, znalazłoby ono szerokie zastosowanie

w całym szeregu gałęzi transportu, przynosząc znaczne oszczędności paliw płynnych.

Utarło się powszechnie mniemanie, że przy użyciu silnika parowego do napędu pojazdu mechanicznego, pojazd ten może nie posiadać sprzęgła i skrzynki biegów, gdyż silnik parowy pozwala na ruszenie z miejsca zarówno w przód jak i wstecz, a dzięki dużej elastyczności bez trudu dostosowuje się w szerokich granicach do warunków obciążenia zmiennego. Często również fakt ten podawano jako jedną z najważniejszych zalet napędu parowego.

Nie ulega wątpliwości, że zespół napędowy parowy (łącznie z kotłem) jest bardzo skomplikowany zarówno w konstrukcji jak i obsłudze oraz znacznie droższy od silnika spalinowego łącznie z zespołami napędu jakich wymaga, to jest sprzęgłem i skrzynką biegów. Celowość stosowania napędu parowego wynika więc przede wszystkim z przyczyn czysto ekonomicznych a nie dlatego tylko, że samo kierowanie pojazdem parowym może być łatwiejsze.

Konstruowane dotychczas samochody parowe posiadały silnik o zmiennym napełnieniu cylindrów, napędzający koła napędowe pojazdu przy pomocy przekładni o niezmiennym przełożeniu. Przy tego rodzaju rozwiązaniach wykorzystywano wielką elastyczność silnika parowego, którego maksymalny moment obrotowy wielokrotnie przewyższa moment obrotowy przy maksymalnej mocy, względnie maksymalnych obrotach — pozwalając dzięki temu na napędzanie pojazdu w najrozmaitszych warunkach drogowych.

Niewątpliwie poważny wpływ odgrywała tu konstrukcja parowozów, które mają jednak zupełnie inne warunki ruchu (bardziej równomierna szybkość, rzadsze przestoje, minimalne wzniesienia).

Rozpatrzmy obecnie jakie zalety i wady posiada jako silnik samochodowy, względnie ciągnikowy — „klasyczny” — jeśli wolno użyć tej nazwy wobec niewielkiej ilości istniejących konstrukcji — nawrotny silnik o zmiennym napełnieniu cylindrów. Do zalet jego możemy zaliczyć jedynie fakt, że nie wymaga on stosowania sprzęgła i skrzynki biegów i w związku z tym ułatwione jest prowadzenie pojazdu. Największą wadą natomiast takiego rozwiązania z punktu widzenia zarówno konstrukcyjnego, jak i ekonomicznego, jest bardzo duże zużycie pary przy dużych obciążeniach, połączone z równoczesnym obniżeniem sprawności silnika. Powoduje to zwiększenie zużycia paliwa i zmusza do konstrukcji kotła o znacznie większej wydajności, niż potrzebna jest ona przy jeździe w normalnych warunkach drogowych. Jasne jest, że sprawność kotła i tak niewielka dla kotłów tego typu, będzie obniżać się przy zmniejszonym poborze pary podczas przeciętnego obciążenia silnika.

Konieczność stosowania kotła o zwiększonej wydajności powoduje również zwiększenie ciężaru zespołu napędowego, zmniejszając tym samym ładowność pojazdu.

Skraplacz samochodu parowego odprowadza około trzykrotną ilość ciepła w porównaniu z chłodnicą silnika spalinowego o równej mocy. Celem zapewnienia więc odprowadzania tak znacznych ilości ciepła konieczne jest zastosowanie dmuchawy powietrznej. Dmuchawa ta przy „klasycznym” rozwiązaniu nie może być napędzana bezpośrednio od silnika samochodu, lecz wymaga oddzielnego silnika — turbiny, gdyż ilość pary do skraplania nie jest zależna jedynie od obrotów silnika tłokowego, ale również od stopnia napełnienia jego cylindrów. W praktyce okazało się ponadto, że znaczne wahania ciśnienia pary odlotowej z silnika uniemożliwiają jej wykorzystanie do wspomnianej turbiny, zmuszając do zasilania jej parą świeżą. Powoduje to dalsze obniżenie ogólnej sprawności całego zespołu napędowego.

Analogicznie można by rozważyć zagadnienie dmuchawy kotła i pompy zasilającej kocioł wodą. Zarówno ilość powietrza przedmuchiwanej przez palenisko kotła, jak i ilość wody potrzebnej do jego zasilania, nie są zależne, jedynie od

ilości obrotów silnika, lecz również i od stopnia napełnienia cylindrów. Skutkiem tego dmuchawa kotła oraz pompa wodna wymagają własnego, niezależnego napędu, przy czym stosowanie wspólnej turbiny do napędu obu dmuchaw i pompy nie daje w praktyce dobrych rezultatów.

Ilość wody jaką pompa musi podać do kotła oraz wydatek dmuchawy kotła są proporcjonalne (ten ostatni w przybliżeniu) do wydatku pary, natomiast wydatek dmuchawy skraplacza zależy nie tylko od ilości pary jaka ma ulec skraplaniu, ale również od stopnia jej rozprężenia w cylindrach silnika, co znowu jest związane z wielkością napełnienia.

Stosowanie w konsekwencji dwu pomocniczych turbin małej mocy, a więc o niewielkiej sprawności, powoduje dalsze obniżenie ogólnej sprawności zespołu napędowego. Ponadto turbiny tego typu rozwijają duże ilości obrotów, powodując tym dodatkowe trudności konstrukcyjne (wyważanie wirnika, smarowanie łożysk, przekładnie zębate o dużym przełożeniu i dużej szybkości obwodowej kół zębatych itd.).

Drugą niemniej poważną wadą silnika o zmiennym napełnieniu mającą zasadniczy wpływ na szybkość samochodu, a więc na jego właściwości eksploatacyjne jest fakt, że silnik taki w miarę wzrostu obciążenia zmniejsza swą moc, a więc obniża szybkość w stosunku do szybkości wynikającej z jego mocy maksymalnej i wielkości obciążenia, a możliwej do osiągnięcia przez zastosowanie innego przełożenia między silnikiem a kołami.

Jak wykazały próby przeprowadzone w ZSRR z silnikami parowymi przeznaczonymi do napędu samochodów, zwiększenie momentu obrotowego pięciokrotnie w stosunku do momentu przy mocy maksymalnej (co mniej więcej odpowiada zwiększeniu momentu obrotowego na drugim biegu w samochodzie ciężarowym dużej nośności) powoduje 6-, 7-krotne zmniejszenie obrotów silnika, czyli zmniejszenie jego mocy o około 35%. Przy dziesięciokrotnym wzroście momentu obrotowego moc spada o ok. 70%.

A więc w przypadku „klasycznego” rozwiązania, gdy samochód napotyka na zwiększone opory jazdy, moc silnika maleje. Jest on wprawdzie w stanie pokonać te zwiększone opory kosztem jednak ogromnego zmniejszenia szybkości jazdy. Wada ta w połączeniu z minimalną sprawnością silnika pracującego ze zmiennym w dużych granicach napełnieniem, dyskwalifikuje go w zasadzie z punktu widzenia ekonomicznego. Ponadto silnik taki wymagający wyposażenia w skomplikowane stawidło dla zmiany kierunku obrotów i wielkości napełnienia, nie może być zbudowany jako silnik szybkoobrotowy. Tym samym jego ciężar jednostkowy (ciężar przypadający na 1 KM mocy) jest stosunkowo duży, co zwiększa poważnie ciężar własny pojazdu.

Wspomniane wyżej silniki posiadają na ogół obroty poniżej 1000 na minutę, a ich moc jednostkowa mieści się w granicach 5 do 8 KM/litr pojemności skokowej. Jasne jest, że silnik taki musi odznaczać się stosunkowo dużym ciężarem wynoszącym około 10 kG/KM, co w konsekwencji obniża ładowność pojazdu.

Duży ciężar tłumaczy się ponadto tym, że przy zmianie napełnienia występujące znaczne wahania średniego ciśnienia indykowanego, zmuszają do rozbudowy wymiarowej mechanizmu korbowego i kadłuba silnika.

Analiza wspomnianych wad „klasycznego” rozwiązania, skłoniła konstruktorów do szukania nowych dróg, które pozwoliłyby na łatwiejszą, a zarazem bardziej racjonalną konstrukcję napędu parowego pojazdów bezszynowych.

Taką konstrukcją, która jest obecnie coraz częściej stosowana, jest połączenie szybkoobrotowego nienawrotnego silnika parowego o stałym napełnieniu (ewentualnie zmiennym w niewielkich granicach) ze skrzynką biegów typu samochodowego. Sil-

nik taki wymiarami swymi i ciężarem odpowiada średnioobrotowemu silnikowi wtryskowemu o równej mu mocy. Korzyści takiego rozwiązania można ująć w następujących punktach:

1. Dzięki zastosowaniu skrzynki przekładniowej silnik może pracować w każdych warunkach drogowych na obrotach zbliżonych do obrotów odpowiadających jego mocy maksymalnej. Żądaną siłę pociągową na kołach można uzyskać drogą włączenia odpowiedniej przekładni w skrzynce biegów. Uzyskuje się przez to zwiększenie średniej szybkości jazdy zwłaszcza w tych warunkach drogowych, gdzie występują znaczne opory. Równocześnie jednostkowe zużycie pary, a więc i paliwa, pozostaje niemal niezależne od warunków obciążenia i bez trudności daje się utrzymać na poziomie nieznacznie odbiegającym od swego minimum.

2. Możliwość utrzymania obrotów silnika w dość wąskich granicach odpowiadających maksimum mocy i maksimum momentu obrotowego niezależnie od oporów jazdy, pozwala na napędzanie bezpośrednio od silnika tłokowego wszystkich urządzeń dodatkowych, jak: dmuchawy kotła, skraplacza i pompy wodnej.

Uproszczenie to jest niemożliwe w tym przypadku ponieważ wydatek pary jest jedynie funkcją obrotów silnika. Usunięcie pomocniczych silników przyczynia się niewątpliwie do podniesienia ogólnej sprawności zespołu napędowego.

3. W związku ze znacznym zmniejszeniem zużycia pary przy dużych obciążeniach silnika, wymiary i ciężar kotła, jak rów-

nież i zapas paliwa, niezbędny dla zapewnienia odpowiedniego zasięgu pojazdu, mogą być zmniejszone, zwiększając w tym samym stosunku jego ładowność.

Należy tu dodać, że ciężar skrzynki biegów i sprzęgła w porównaniu z uzyskaną oszczędnością ciężaru kotła, silnika i napędu urządzeń dodatkowych jest nieznaczny. Pamiętać należy również, że i koszt ich będzie znacznie mniejszy niż koszt dwu turbin do napędu urządzeń pomocniczych, łącznie z mechanizmami samoczynnie je sterującymi oraz skomplikowanym stawidłem silnika o zmiennym napełnieniu.

Reasumując powyższe rozważania można stwierdzić, że samochód względnie ciągnik z napędem parowym, posiadający silnik tłokowy o stałym napełnieniu i skrzynkę przekładniową, będzie odznaczał się następującymi zaletami w stosunku do dotychczasowych rozwiązań konstrukcyjnych:

1. zmniejszenie ciężaru zespołu napędowego
2. znaczne uproszczenie konstrukcji
3. zwiększenie średniej szybkości użytkowej, zwłaszcza w ciężkim terenie
4. zmniejszenie zużycia paliwa
5. zwiększenie ładowności pojazdu
6. ułatwienie realizacji i zmniejszenie kosztów produkcji.

LITERATURA

1. „Trudy Akademii im. Kalinina. Sbornik 19”.
2. B. Stefanowski — „Termodynamika techniczna”.

PRÓBY ROZRUCHU SILNIKA WYSOKOPRĘŻNEGO W NISKICH TEMPERATURACH

Autor omawia przebieg prób oraz możliwości zastosowania rozruszników elektrycznych małej mocy, w miejscach normalnie używanego jednego rozrusznika większej mocy dla rozmaitych warunków klimatycznych.

W okresie drugiego kwartału 1952 r. Dział Badań Silników Biura Konstrukcyjnego Przemysłu Motoryzacyjnego przeprowadził próby rozruchu elektrycznego przemysłowego silnika wysokoprężnego typu S64 — czterocylindrowego o pojemności skokowej 6,08 l i mocy znamionowej 56 KM przy 1500 obr/min.

Celem tych badań było sprawdzenie możliwości zastąpienia dotychczas stosowanego jednego rozrusznika typu Bosch PBD6/24ARS102 o mocy 6 KM i napięciu 24 Volt, dwoma rozrusznikami o mocy trwałej 1,8 KM i napięciu 12 V.

Ponadto w ramach prób sprawdzono również możliwości rozruchu silnika S64, przy zastosowaniu tylko jednego takiego rozrusznika, używanego normalnie w samochodzie Star 20.

Wyniki badań miały z jednej strony przyczynić się do uzyskania oszczędności związanych z unifikacją wyposażenia sprzętu motoryzacyjnego, z drugiej zaś strony miały na celu zebrać dane doświadczalne o warunkach rozruchu silników wysokoprężnych.

Dla uzyskania pełnych i wyczerpujących wyników prób, badania objęły analizy rozruchu zarówno w warunkach letnich, jak również w warunkach zbliżonych do zimowych.

Badania w warunkach letnich zostały przeprowadzone na hamowni Działu Badań Silników. Temperatura oleju mierzona w misce olejowej wahała się w granicach od +14°C do +16°C. Do badań użyto oleju letniego znakowanego, jako „Lux 10”. Próby rozruchu elektrycznego przeprowadzone były zarówno z jednym jak i z dwoma rozrusznikami.

Celem natomiast uzyskania warunków rozruchu zbliżonych do zimowych, silnik wraz z rozrusznikiem zamrożony był do temperatury około -15°C do -12°C w jednej z komór chłodniczych Chłodni Warszawskiej.

Właściwie natomiast próby dokonywane były na zewnątrz w warunkach temperatury otoczenia od +17°C do +25°C. Badania zatem odbywały się w warunkach nieco korzystniejszych, niż w rzeczywistości przy rozruchu w zimie.

Próby przeprowadzone dla dwóch gatunków oleju: „Lux 10”, jako oleju letniego i „SZ6”, jako oleju zimowego.

Ponadto w ramach badań starano się ustalić wpływ temperatury elektrolitu i stopnia naładowania akumulatora na łatwość rozruchu silnika. W tym celu użyto 3 akumulatorów z których jeden był naładowany tylko w 50%, drugi naładowany w 100% i zamrażany razem z silnikiem w komorze chłodniczej, trzeci natomiast naładowany w 100% o temp. elektrolitu równej temp. otoczenia w momencie dokonywania prób. W czasie obu faz badań, notowano następujące parametry: temp. oleju w misce olejowej w okolicy wlewu, temperatury elektrolitu, oraz pobór prądu i napięcia podczas rozruchu na zaciskach rozruszników. Tablice 1, 2, i 3 podają przeciętne wartości uzyskanych wyników.

W ramach badań w warunkach letnich dokonano również prób uruchomienia silnika zarówno przy pomocy dwóch, jak i jednego rozrusznika przez kolejne włączanie odprężników. Próby te nie wykazały żadnych uchwytanych różnic czasu i obrotów rozruchu przy kolejnym, czy też stałym wyłączeniu odprężników.

Poszczególne próby w warunkach zbliżonych do zimowych następowały w odstępach piętnastominutowych.

Jak widać z tablicy 3, najniższą temperaturą oleju, przy której następuje rozruch silnika, jest temperatura -5°C. Pierwszy rozruch następuje wtedy w czasie 2,5” przy $n_{min} = 100$ obr/min przy średnim poborze prądu około 350 Amp. i średnim napięciu na zaciskach rozrusznika 10,5 Volt. Moc pobierana przez roz-

ruszniki w danym wypadku wynosi około 5 KM. Łączny czas pokręcania wału korbowego do pierwszego skutecznego rozruchu wyniósł 50". Drugi skuteczny rozruch był już łatwiejszy i czas rozruchu wyniósł tylko 1,8" przy tej samej pobieranej mocy przez rozruszniki. Ponadto w ramach tych prób po wykonaniu dwóch skutecznych rozruchów, dokonano badań z akumulatorem w 50% naładowanym o temperaturze elektrolitu +16°C. W tych warunkach silnik również zapalił, jednak w dłuższym czasie rozruchu o 0,3" od poprzedniego drugiego rozruchu przy podwyższeniu się temperatury oleju o 1°C. Moc pobierana przez rozruszniki dla danego wypadku wyniosła 5,75 KM.

TABLICA 1

SREDNIE WYNIKI Z BADAŃ OTRZYMANE PRZY ROZRUCHU PODCZAS 30 WŁĄCZEŃ ZA POMOCĄ DWÓCH ROZRUSZNIKÓW 1,8 KM PRZY WYŁĄCZONYCH ODPRĘŻNIKACH (warunki letnie)

Temperatura otoczenia °C	+ 19 °C
Temperatura oleju „Lux 10 ⁴ ” w °C	+ 14 °C
Obroty rozruchu n obr/min	127
Czas rozruchu sek.	0,8" – 1"
Ilość nacisków rozrusznika włącznika	1
Pobór prądu dla biegu ustalonego silnika przy zamkniętym dopływie paliwa A	310
Napięcie na zaciskach rozruszników dla biegu ustalonego V	9,2
Moc pobierania KM	3,88
Moc oddawana przy przyjętej sprawności μ_v N = 0,6 KM.	2,33

TABLICA 2

SREDNIE WYNIKI Z BADAŃ OTRZYMANE PRZY ROZRUCHU PODCZAS 30 WŁĄCZEŃ ZA POMOCĄ TYLKO JEDNEGO ROZRUSZNIKA 1,8 KM (warunki letnie)

Temperatura otoczenia °C	+ 22 °C
Temperatura oleju „Lux 10 ⁴ ” °C	+ 16 °C
Obroty rozruchu n obr/min	105
Czas rozruchu obr/min	1
Czas rozruchu sek.	1" – 1,2"
Pobór prądu dla biegu ustalonego bez dopływu paliwa A	220
Napięcie na zaciskach rozrusznika podczas biegu ustalonego	9,8 V
Moc pobierana KM	2,93
Moc oddawana przy przyjętej sprawności μ_v N = 0,6 KM	1,76

żliwe na skutek bardzo dużych oporów. Badania powyższe wykazały, że po dokonaniu wstępnych zabiegów ułatwiających rozruch silnik zapalił przy temperaturze oleju -10°C i 100 obr/min w czasie 5 sek, przy akumulatorze niezamrożonym o temperaturze elektrolitu +19°C. Moc pobierana przez rozruszniki przy włączonych odprężnikach wahała się w granicach 5,3 ÷ 6,2 KM, natomiast przy wyłączonych odprężnikach 5,37 ÷ 8,4 KM. Ponadto zostało stwierdzone, że akumulator w 50% naładowany i zamrożony o temperaturze elektrolitu -3°C, nawet po jednorazowym zaskoczeniu silnika nie jest zdolny dać granicznej minimalnej liczby obrotów, przy której uruchomienie silnika jest możliwe. Dopiero po kilku uprzednio udanych rozruchach silnik może być uruchomiony.

Pomiary również wykazały, że akumulator w 95% naładowany i zamrożony o temperaturze elektrolitu -5°C może dać rozruch silnika, ale w czasie dłuższym o 2 sekundy, niż akumu-

TABLICA 3

ROZRUCH W WARUNKACH ZBLIŻONYCH DO ZIMOWYCH; WPŁYW TEMPERATURY OLEJU „LUX 10⁴” NA WARUNKI ROZRUCHU PRZY UŻYCIU DWÓCH ROZRUSZNIKÓW 1,8 KM

Numer porządkowy pomiaru	Temperatura otoczenia °C	Temperatura oleju °C	Stan naładowania akumulatora przed próbą %	Temperatura elektrolitu °C	Napięcie bez obciążenia V	Napięcie przy obciążeniu V	Pobór prądu A.	Obroty silnika obr/min	Czas działania rozrusznika sek.	U w a g i
1	+ 16°	- 14°	100	- 11	12,4	7,6 ÷ 8,4	420 > 600	60	10"	Silnik nie zapalił, odprężniki wyłączone
3	+ 16°	- 12,5°	100	- 7,5	12,3	7,4 ÷ 9	400 > 600	70	20"	Silnik nie zapalił, odprężniki kolejno wyłączone.
5	+ 14°	- 5°	100	- 4,5	12,5	9 ÷ 12	200 ÷ 500	100	2,5"	Silnik zapalił, odprężniki wyłączone
7	+ 14°	- 4,5°	100	- 4,5	12,5	9 ÷ 12	200 ÷ 500	100	1,8"	Silnik zapalił odprężniki wyłączone
8	+ 14°	- 4°	50	+ 16	12,4	10 – 12	270 ÷ 500	100	2,1"	Silnik zapalił odprężniki wyłączone.

Ponadto w ramach niniejszych badań ustalono również najniższą temperaturę oleju „Lux 10⁴”, przy której następuje rozruch silnika po uprzednim dokonaniu czynności ułatwiających rozruch. W tym celu silnik został zamrożony w chłodni do temperatury -12°C, po czym był stopniowo przepłukany i napełniony gorącą wodą o temperaturze +65°C. Następnie pokręcono silnik przez 20 sekund za pomocą rozruszników przy wyłączonych odprężnikach. Pokręcanie wałem korbowym ręcznie nie było mo-

żliwe na skutek bardzo dużych oporów. W ramach tej fazy badań dokonano również prób rozruchu silnika pracującego w oleju SZ6, po dokonaniu uprzednich czynności ułatwiających rozruch. Na podstawie pomiarów ustalono, że najniższą temperaturą oleju podobnie, jak w wypadku oleju Lux 10, jest temperatura -10°C. Czas rozruchu wyniósł około 6" przy 100 obr/min, przy akumulatorze naładowanym w 98% i o temperaturze elektrolitu -7°C. Moc pobrana przez rozruszniki wyniosła około

5,26 KM. Próby rozruchu za pomocą tylko jednego rozrusznika, zarówno przy wyłączanych kolejno jak i włączonych odprężniakach nie dały pożądaných wyników i silnik nie mógł być uruchomiony pomimo to, że temperatura oleju była wyższa o 2°C od temperatury przy której silnik był uruchomiony przy użyciu dwóch rozruszników.

Opierając się zatem na uzyskanych wynikach stwierdzono, że dla warunków letnich rozruch badanego silnika przy użyciu rozrusznika o mocy 1,8 KM jest bardzo łatwy i następuje przy pierwszym naciśnięciu przycisku rozrusznika, ale w warunkach zimowych niezbędny jest rozrusznik o mocy znamionowej przynajmniej w granicach od 3,6 ÷ 4 KM, przy czym konieczne jest zastosowanie czynności przygotowawczych ułatwiających rozruch, jak kolejne wyłączanie odprężników, napełnianie silnika gorącą wodą oraz parokrotne przekręcanie wału korbowego.

Ponadto porównując czasy pierwszych udanych rozruchów po zamrożeniu silnika z akumulatorem o temperaturze elektrolitu +19°C i -5°C, stwierdzono znacznie łatwiejszy rozruch przy aku-

mulatorze ogrzanym. Na łatwość rozruchu w dosyć dużej mierze wpływa również stopień rozładowania akumulatora.

Jako ogólne spostrzeżenie przeprowadzonych badań stwierdzić należy, że stosowane ogólnie przy wysokoprężnych silnikach rozruszniki dużej mocy, wymagające przy tym instalacji o napięciu 24 V, są obliczone na najtrudniejsze warunki rozruchu w porze zimowej. Dla wysokoprężnych silników przemysłowych umieszczonych na stałe w ogrzewanych pomieszczeniach rozruszniki takie są niepotrzebnie zbyt duże i mogą być z powodzeniem zastąpione mniejszymi rozrusznikami, stosowanymi do benzynowych silników samochodowych.

Jeżeli konstrukcja silnika wysokoprężnego, lub napędzanego przez niego agregatu, pozwala na równoległe umieszczenie dwóch rozruszników małej mocy, a silnik taki będzie znajdował się w zimie w nieogrzewanych pomieszczeniach lub pracował na dworze, to stosowanie dwóch takich rozruszników uważać należy za celowe. Dwa rozruszniki małej mocy zapewniają w odpowiednich warunkach rozruch zimowy, a w lecie jeden z tych rozruszników można by zdejmować.

Inż. J. K.

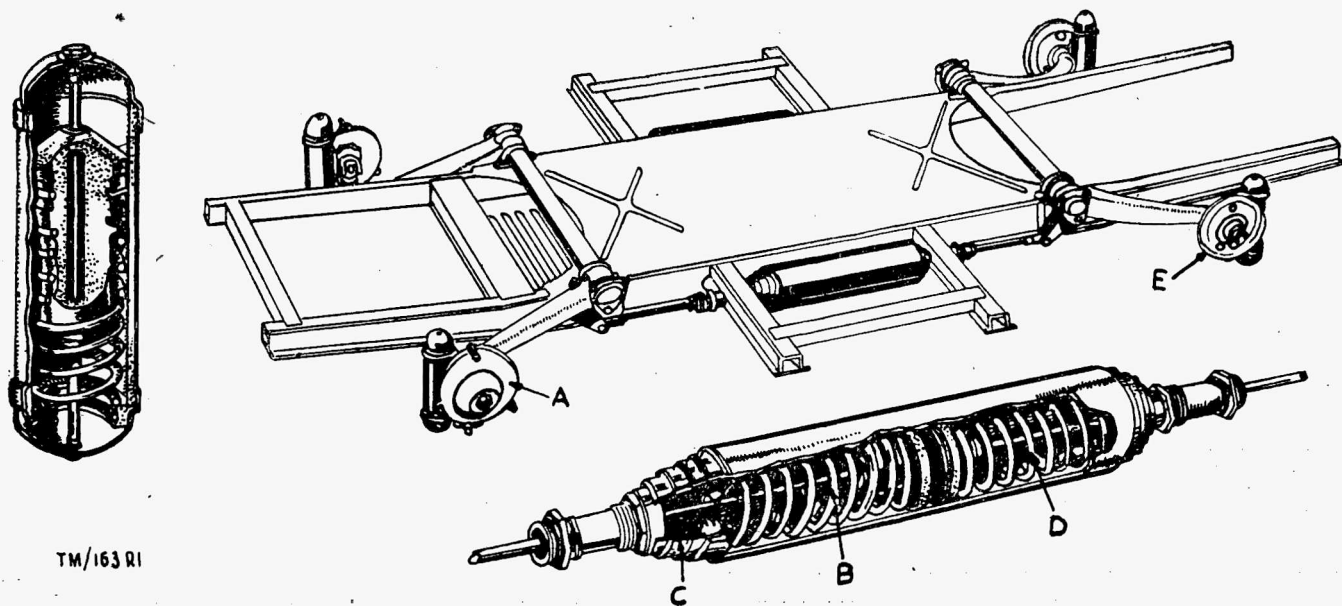
POPULARNY SAMOCHÓD CITROEN 2 CV

Na Salonie Paryskim w 1949 roku ukazał się nowy model małego samochodu — Citroen 2 CV. Od tego czasu upłynęły 4 lata, a wóz ten nie przestaje być sensacją w świecie samochodowym. Korzystając z publikacji ogłoszonych w pismach „The Autocar” z dnia 27.2.53 i „La Vie Automobile” z marca i maja br., podajemy szereg szczegółów technicznych dotyczących konstrukcji i wyników eksploatacji omawianego samochodu.

Koncepcja rozwiązania konstrukcyjnego samochodu Citroen 2 CV powstała w ostatnich latach minionej wojny. Konstruktor przewidując możliwość zniszczeń wojennych i późniejszy brak odpowiednich środków wytwórczych, a szczególności wielkich pras do głębokiego tłoczenia blach — dążył do możliwych uproszczeń konstrukcji. W myśl tego założenia powstała bardzo prosta rama, ukształtowana głównie przez gięcie blachy stalowej. Do niej przypawane jest punktowo nadwozie, stanowiące w zasadzie najprymitywniejsze zabezpieczenie pasażerów i ich bagażu od wpływów atmosferycznych. Siedzenia są bardzo wygodne, ale składają się tylko z lekkich poduszek gumowych, napiętych na ramie z rur stalowych. Mają one ponadto tę zaletę, że zajmują bardzo mało miejsca. Wóz ma zwijany dach i ogrzewanie powietrzem, owiewającym cylindry. Dostęp do mechanizmów napędowych jest

bardzo wygodny. Podniesienie maski odsłania filtr oliwny, wymiar do sprawdzania stanu oleju, cewkę, gaźnik, sygnał, rozrusznik i akumulator. Po zluźnieniu 2 śrub motylkowych i odkręceniu 4 nakrętek korbą od kół, można w ciągu jednej minuty odjąć nie tylko maskę, ale i przednie błotniki i uzyskać wolny dostęp do silnika, mechanizmów kierowniczych i przedniego napędu.

Według założenia producenta samochód ten miał odpowiadać przede wszystkim potrzebom rolników, dla których normalny wóz był za kosztowny. Miał on być tani w cenie kupna, oszczędny w eksploatacji i zdolny do pracy w ciągu bardzo długiego okresu czasu. Poza tym miał być możliwie niewrażliwy na niedbałość i niefachową obsługę, jakiej można się spodziewać ze strony ludzi, którzy nigdy z samochodem nie mieli nic do czynienia. Zadania te zostały tak dobrze spełnione, że dzisiaj wóz ten stał



TM/163 RI

Rys. 1. System zawieszania wozu Citroen 2 CV. Ramiona kół przednich i tylnych połączone z zespołami sprężynowymi. Z chwilą, kiedy koło przednie „A” zostaje uniesione na wyboju, łącznik ściska sprężynę „B”, która pocląga za sobą ku przodowi oprawę cylindryczną, ściskając sprężynę zderzakową „C” oraz sprężynę „D” przez co opór tylnego koła „E” przy pokonywaniu tego samego wyboju zostaje zwiększony. Osobno pokazana jest obudowa amortyzatora bezwładnościowego, w którym żeliwny ciężarek, oparty na spiralnej sprężynie, ma za zadanie tłumienie „tupania” koła.

się najbardziej poszukiwanym obiektem na rynku, poszukiwanym nawet przez wybrednych klientów, pomimo mało estetycznego wyglądu zewnętrznego.

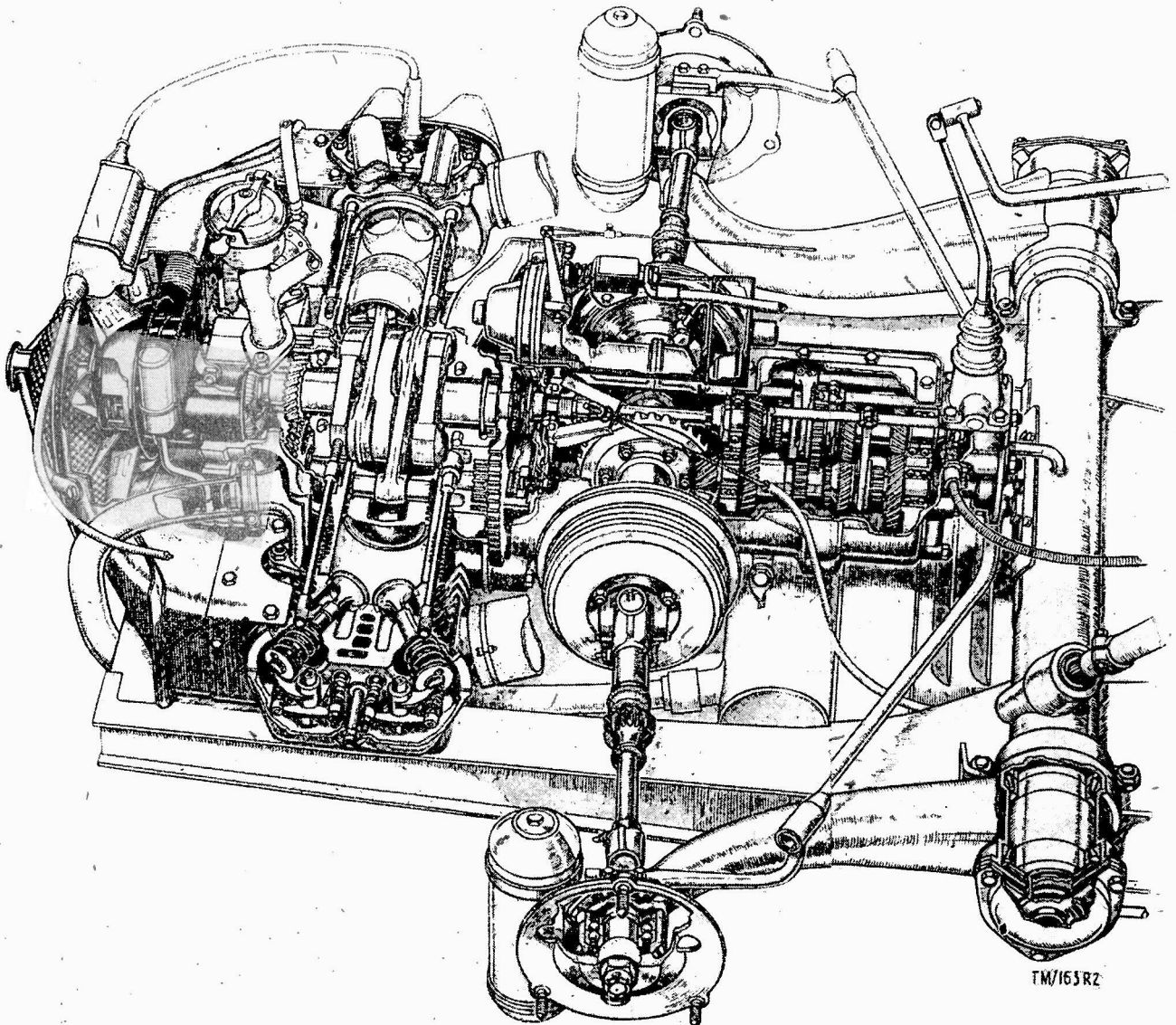
Konstrukcja Citroen 2 CV oparta została na założeniu, że ma to być mały wóz, mieszczący wygodnie 4 osoby i 50 kg bagażu i nadający się nawet na najgorsze drogi bite i gruntowe. Wymagania w zakresie rozwijanej szybkości maksymalnej i zdolności pokonywania wzniesień postawiono na dalszym planie, natomiast ustalono dopuszczalne zużycie paliwa w granicach nie przekraczających 5 litrów na 100 km. I rzeczywiście wóz ten nie zużywa więcej paliwa niż przewidywano. Maksymalna jego szybkość, wynosząca ok. 70 km/g, może być utrzymywana przez czas nieograniczony. Wóz wspina się na najwyższe przełęcze w Alpach, wprawdzie przeważnie na 1 biegu z szybkością około 17 km/g., ale stratę przy jeździe w górę nadrobić można przy zjazdach, a to ze względu na dużą zdolność hamowania. Hamulce są hydrauliczne, powierzchnie cierne wynoszą ca 400 cm².

Citroen 2 CV przypomina inne modele wozów Citroen tylko pod jednym względem — że ma napęd na przednie koła. Sil-

nik jest czterosuwowy, 2-cylindrowy poziomy, typu tzw. „bokserski”, chłodzony powietrzem i umieszczony przed przednimi kołami. Może się wydawać, że silnik ten jest typu motocyklowego, ale podobieństwo to jest tylko zewnętrzne. Zbudowany on jest ze znaczną rezerwą mocy jaką spotyka się tylko przy silnikach dużych samochodów ciężarowych. Moc silnika przy litrażu 375 cm³ wynosi bowiem tylko 9 KM, co stanowi 24 KM na jeden litr pojemności skokowej. Silnik więc nie jest przeciążony i dlatego może pracować przy pełnym obciążeniu w ciągu długiego okresu czasu.

Wóz Citroen 2 CV może służyć jako przykład rozsądnych uproszczeń, są w nim jednak również rozwiązania specjalne, nie spotykane nawet w kosztownych wozach.

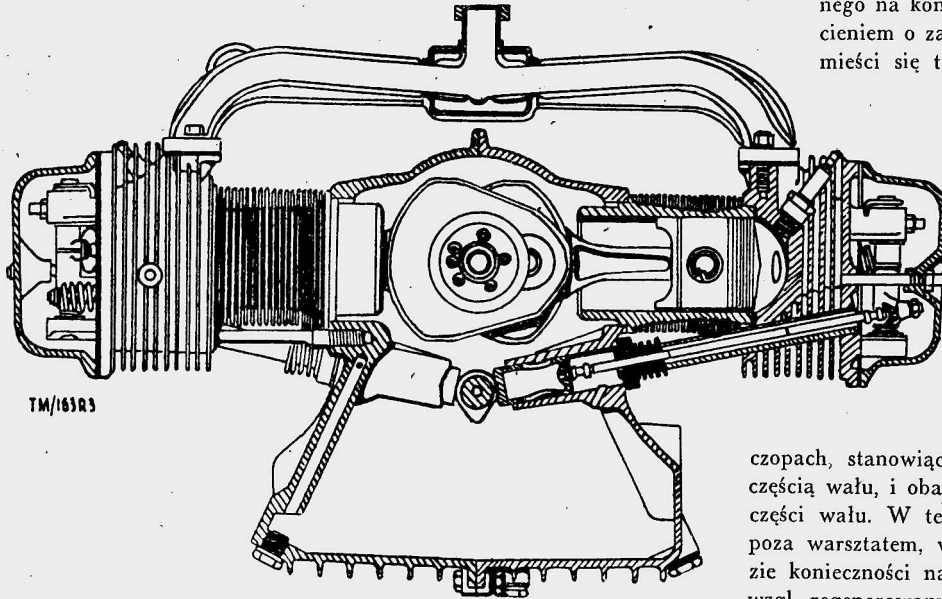
Wentylator, wciągający przewodami rurowymi powietrze do chłodzenia silnika, jest dużej wydajności. Olej chłodzony jest w specjalnej chłodnicy. Skrzynia biegów ma wszystkie 4 biegi synchronizowane, co bardzo ułatwia prowadzenie wozu; konstruktorzy zaznaczają, że nie uważają tego za zbytek, ale przeciwnie, za warunek konieczny dla samochodu, który ma być zdolny do



Rys. 2. Silnik, skrzynia biegów i napęd przedni. Widać dwa cylindry przesunięte jeden w stosunku do drugiego i dwukolany wał korbowy. Na przodzie widać prądnicę z zamocowanym przed nią wentylatorem. Nad tym umieszczona jest chłodnica oleju. Przewody powietrzne prowadzą do cylindrów i głowic. Po drugiej stronie przewód powietrza do ogrzewania wozu. Wał napędzający idzie od jednocarzewowego sprzęgła ponad mechanizmem różnicowym do 4-biegowej, całkowicie synchronizowanej skrzyni biegów. Nad wałem napędzającym znajduje się rozrusznik, a po obu bokach bębny hamulcowe przednie. Tylnie zawieszenie silnika stanowi czop z płytką, umocowaną w gnieździe w tyle skrzynki biegów, wyłożonym gumą. Widać również poprzeczkę ramy, w której znajduje się mechanizm kierowniczy, składający się z koła zębatego i zębatego. Ramiona kół osadzone są obrotowo na łożyskach stożkowo-rolkowych i mają wbudowane amortyzatory tarciowe. Piasty kół osadzone są na dwurzędowych łożyskach kulkowych.

wytrzymywania brutalnego obchodzenia się z nim niefachowych użytkowników.

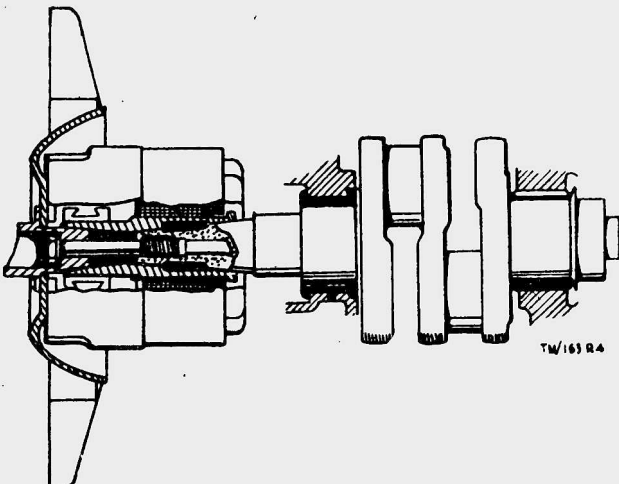
Silnik może pracować na najgorszej benzynie, jest to nawet pożądane, gdyż im mniejsza będzie zawartość w benzynie środków przeciwdetonacyjnych, jak np. związków ołowiu, tym większa będzie trwałość zaworów. Kadłub silnika jest z lekkiego stopu, dzielony. Wał korbowy wyważony, łożyskowany jest w 2 łożys-



Rys. 3. Przekrój silnika pokazujący kadłub, z 2 połówek oraz cylindry osadzone w kadłubie i zamocowane długimi śrubami, przechodzącymi przez głowicę. Widać umiejscowienie nagrzewania przewodu ssącego.

kach. Głowice są z lekkiego stopu. Oryginalnym szczegółem jest brak rozdzielacza. Zastępuje go zwykły przerywacz prądu, wbudowany w przednią część silnika i napędzany bezpośrednio przez wał rozrządu, oraz cewka indukcyjna, zamocowana na poręczce, niosącej lampy przednie.

Drugim godnym uwagi uproszczeniem jest konstrukcja prądnicy, która nie jest elementem oddzielnym. Obudowa prądnicy z elektromagnesami jest zamocowana w kadłubie silnika, twornik zaś osadzony jest na stożkowym zakończeniu wału korbowego. Oś twornika posiada na drugim końcu osadę dla piasty wentylatora. Całość — twornik i wentylator, zamocowana jest na końcu wału. Gniazdo dla korby rozruchowej stanowi część piasty wentylatora.



Rys. 4. Prądnica nie posiada łożysk. Twornik połączony jest ze stożkowym zakończeniem wału korbowego, a piasta wentylatora wpasowana jest w wałek twornika. Całość jest skrócona jedną śrubą i pracuje bez zarzutu przy obrotach przekraczających 5000 na minutę. Na rysunku widać duże wymiary panewek głównych wału korbowego.

Do odpowietrzenia przestrzeni korbowej służy przewód, prowadzący do filtra powietrznego gaźnika. Gaźnik jest typu Solex 22 ZAC, dolnossący. Rura ssąca jest spawana z blachy stalowej. Mieszanka jest ogrzewana ciepłem rury wydechowej.

Układ dźwigniowy zaworów znajduje się w szczelnej aluminiowej pokrywie, oddzielonej uszczelką z gumy syntetycznej od aluminiowej głowicy.

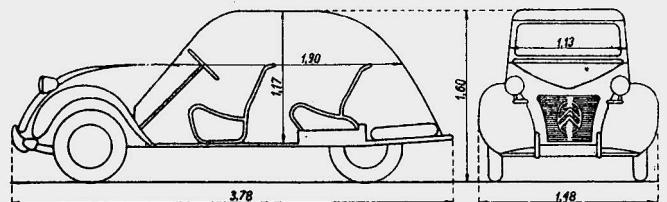
Pompka olejowa składa się z koła zębatego, osadzonego na końcu wału rozrządu, współpracującego z pierścieniem o ząbieniu wewnętrznym. W obudowie pompki mieści się tylne łożysko wału rozrządu. Do chłodzenia służy wspomniana uprzednio chłodnica, poza tym uźebrowanie dolnej ścianki kadłuba. Zawartość oliwy w kadłubie wynosi dwa litry.

Wymiary panewek wału korbowego świadczą o dążeniu konstruktora do zapewnienia długiego okresu czasu pracy bez naprawy. Panewki główne są z brązu, wylane stopem łożyskowym, panewki zaś korbowodowe — stopem ołowiu i miedzi.

Wał korbowy składa się z trzech części. Korbowody zamontowane są na czopach, stanowiących całość z przednią — względnie tylną częścią wału, i oba czopy są zaprasowane w otwory środkowej części wału. W ten sposób zespół ten nie daje się rozebrać poza warsztatem, wyposażonym w prasę hydrauliczną. W razie konieczności naprawy wymienia się cały zespół na nowy, wzgl. regenerowany.

Sprzęgło jest jednotarczowe suche. Skrzynka biegów jest czterobiegowa, przy czym czwarty bieg nie jest bezpośredni. Przełożenie tylnego mostu wynosi 0,258. Przełożenie całkowite dla poszczególnych biegów wynosi

dla biegu tylnego	0,035	dla biegu 3	0,133
dla biegu 1	0,038	dla biegu 4	0,175
dla biegu 2	0,079		



Rys. 5. Główne wymiary samochodu Citroen 2 CV.

Wálki napędzające koła przednie mają normalne przeguby z łożyskami igłowymi. Wobec małej przenoszonej siły i niewielkich obrotów odstąpiono od stosowania przegubów o niezmiennych prędkości kątowej.

System zawieszania jest zupełnie oryginalny. Citroen 2 CV wyjątkowo dobrze trzyma się drogi, a jednocześnie zapewnia pasażerom jazdę wygodną bez wstrząsów, nawet na najgorszej nawierzchni tak, że przewyższa on pod tym względem każdy inny mały samochód. Spotyka się nawet zdania, że zawieszenie jest zbyt „miękkie“, co zresztą nie może stanowić wady, wobec dobrego trzymania się drogi. Te zalety zawieszania zawdzięcza wóz w znacznym stopniu amortyzatorom bezwładnościowym, zamocowanych do każdego koła. Amortyzator ten składa się ze stalowego cylindra i ciężarka żeliwnego, ważącego ok. 3,4 kG, osadzonego na śrubowej sprężynie. Przy raptownym ruchu koła ku górze ciężarek siłą bezwładności, wywierając za pośrednictwem sprężyny nacisk na denko cylindra i w ten sposób hamuje ruch koła. Amortyzator ten przeciwdziała zjawisku tzw. „tupaniu“ kół które łatwo może powstać przy tak lekkich masach. Dla większych

odchylen przewidziane są ponadto amortyzatory tarciove, wbudowane w zamocowanie ramienia koła na poprzeczce ramy. Ramiona kół trzymane są we właściwej pozycji przez sprężyny śrubowe, umieszczone po dwie — jedna dla przedniego i jedna dla tylnego koła — w stalowych cylindrach zamocowanych poziomo między poprzeczkami po obu stronach ramy. Na obu końcach cylindrów znajdują się ponadto sprężyny zderzakowe. Ramię koła połączone jest ze sprężyną śrubową przy pomocy łącznika.

Przy napotkaniu przeszkody koło przednie i jego ramię zostaje podrzucone do góry, sprężyna śrubowa zostaje wówczas wciśnięta i naciskając na denko cylindra, przesuwając cylinder ku przodowi, ściskając sprężynę zderzakową. Denko na drugim końcu cylindra, przesuując się ku przodowi, ściska sprężynę śrubową koła tylnego. W ten sposób ruch przedniego koła ku górze napotyka na opór wzrastający w miarę podnoszenia się koła, a jednocześnie zwiększony zostaje opór, z jakim tylne koło zareaguje na przeszkodę, którą za chwilę napotka.

Sworznie zwrotnic kół zamocowane są do ramion poniżej piasty koła. Kąt nachylenia sworzni zmienia się w zależności od obciążenia wozu. Bez obciążenia kąt ten wynosi ok. 14°, przy obciążeniu 2 osobami wzrasta do ok. 22°. Rozstaw osi również zależy od obciążenia; nieobciążony wóz ma rozstaw 2,37 m, obciążony 2,42 m.

Wóz Citroen 2 CV wymaga minimalnej obsługi. Periodyczny przegląd silnika, połączony z usunięciem nagaru, przewiduje się co 20 tysięcy kilometrów, a zmianę tłoków i szlifowanie cylindrów po 60 tysiącach.

Próby wozu Citroen 2 CV, przeprowadzone na torze, dały następujące wyniki:

czas potrzebny na osiągnięcie szybkości (przy właściwym stosowaniu biegu)

20 km/g w ciągu	4 sek.
40 km/g w ciągu	13 sek.
50 km/g w ciągu	22 sek.
60 km/g w ciągu	37 sek.

czas potrzebny na przejechanie od momentu startu

100 m — 13 sek.	400 m — 35 sek.
200 m — 22 sek.	500 m — 41 sek.
300 m — 28 sek.	600 m — 47 sek.

700 m — 54 sek.
800 m — 58 sek.

900 m — 70 sek.
1000 m — 82 sek.

przyśpieszenie na 3 biegu od szybkości wyjściowej 30 km/g.

przy 30 km/g — 0,55 m/sk²

40 km/g — 0,44 „

50 km/g — 0,31 „

60 km/g — 0,20 „

Maksymalna szybkość, mierzona na jednym okrążeniu toru o obwodzie 2.542 m wyniosła 68,56 km/g.

Przy próbie hamowania wóz jadący z szybkością 60 km/g. został zatrzymany na drodze 17 m w czasie 2,4 sek. co odpowiada opóźnieniu hamowania 6,94 m/sk².

Podczas próby drogowej, wykonanej na dłuższym odcinku szosy, za dnia, przy pełnym ruchu na szosie, osiągnięto przeciętną szybkość 60 km/g. — co jest znacznym osiągnięciem dla samochodu rozwijającego maksymalną szybkość ok. 70 km/g.

Charakterystyka wozu Citroen 2 CV

Silnik 4-suwowy, 2-cylindrowy 62 × 62 mm, poj. 375 cm³ cylindry poziome przeciwnieległe. Zawory górne w półkulistej głowicy aluminiowej. Stopień sprężenia: 6.2. Moc: 9 KM przy 3600 o/m. Max. moment obr. 2,2 mkG.

Przekładnia. Sprzęgło jednotarczowe suche. Skrzynka biegów 4-biegowa synchronizowana. Dźwignia zmiany biegów na desce rozd. Napęd na koła przednie.

Zawieszenie niezależne na przodzie i na tyle. Ramiona nośne kół przednich zwrócone na przód, kół tylnych — w tył, resorowane sprężynami śrubowymi, pracującymi na ścisk umieszczonymi po 2 w jednym cylindrze po każdej stronie wozu. Amortyzatory bezwładnościowe i tarciove.

Koła i ogumienie — Koła stalowe tarczowe zamocowane 3 śrubami. Ogumienie 125 × 400. Hamulce hydrauliczne na 4 koła. Bębny hamulcowe o średnicy 198 mm na przodzie i 192 mm na tyle.

Wymiary — Rozstaw osi bez obciążenia 2,37 m; rozstaw kół 1,26 m; całkowita długość 3,78 m; szerokość 1,48 m; wysokość 1,60 m. Ciężar własny z kołem zapasowym, narzędziami i 5 l benzyny 494 kG. Z. L.

NOWY TYP REGULATORA HYDRAULICZNEGO DLA SILNIKÓW WYSOKOPRĘŻNYCH

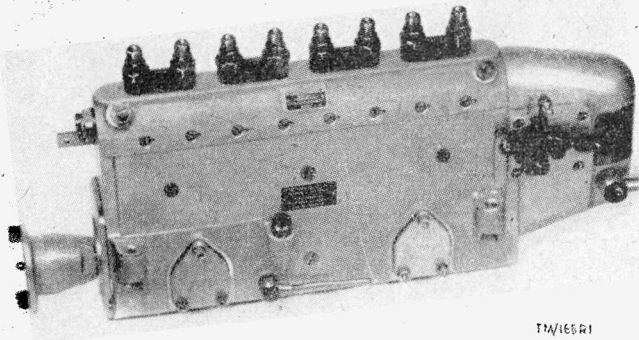
W Nr 283-IU-1953 czasopisma „Autocar“, podany jest opis nowego typu regulatora hydraulicznego dla silników wysokoprężnych, pomysłu inż. M. Tuschera. Ponieważ problem regulatorów jest w ogóle zawily i jak dotąd istniejące regulatory nie spełniają w sposób zadowalający swojego zadania, podane rozwiązanie konstrukcyjne i wyniki otrzymane w pracy wydają się wskazywać na to, że zagadnienie to zostało obecnie rozwiązane pomyślnie.

Zadania regulatora wysokoprężnego

Regulatory silników wysokoprężnych mają do spełnienia kilka zadań. Muszą one ograniczać maksymalną ilość obrotów silnika, celem niedopuszczenia do zgubnych skutków nadmiernego wzrostu sił odśrodkowych, następnie muszą one utrzymywać ilość obrotów na takim poziomie, aby wtrysk odbywał się przy dostatecznym rozpyleniu paliwa. Stopień rozpylenia paliwa zależy m. innymi od szybkości wtrysku. Poniżej pewnej określonej ilości obrotów silnika, spalanie przestaje być zupełne, co się objawia dymieniem, powstawaniem osadu na tłokach itp. szkodliwymi zjawiskami ze względu na moc silnika i jego trwałość. Zadaniem regulatora jest utrzymanie ilości obrotów silnika we właściwych granicach. Drugim bardzo ważnym zadaniem regulatora jest dostosowanie wydajności pompki wtryskowej do wielkości obciążenia silnika przy każdej pozycji akceleratora. Regulator winien tak działać, aby

paliwo było wydzielane w ilości stałej proporcji do ilości powietrza, w zależności od obciążenia. Działanie regulatora musi być niezawodne i nie powinien on wymagać ustawienia wcześniej aniżeli po kilkudziesięciu tysiącach kilometrów. Z tego wynika, że konstrukcja regulatora powinna być prosta, skomplikowane bowiem mechanizmy zbyt szybko rozregulowują się i ulegają przedwczesnemu zużyciu. Regulator musi działać całkowicie automatycznie, dokładnie i możliwie szybko wpływać na dawkowanie paliwa w zależności od obciążenia (jak o tym była mowa) i od pozycji akceleratora. Rola akceleratora ogranicza się jedynie do ustalenia zakresu obrotów silnika.

Prawidłowość pracy regulatora nie może być zależna od wpływu okoliczności zewnętrznych (wstrząsy, temperatura itp). Regulator musi działać jednakowo dokładnie, aby nie było oscylacji wskutek zmieniających się obciążeń silnika. Ustawienie wreszcie



Rys. 1 — Regulator hydrauliczny „SEBEM” zamontowany na pompie wtryskowej 8 cyl. „Lavalette-Bosch.”

regulatora musi być łatwe, nie wymagające interwencji specjalisty.

Jak z tego wynika zadania dla konstruktora są trudne i zbudowanie urządzenia spełniającego podane warunki, wymaga dużego wkładu pracy i wielkiej ilości prób.

Regulator „SEBEM” jest regulatorem typu hydraulicznego, daje się zastosować do każdego silnika wysokoprężnego o dowolnych obrotach i dowolnym momencie bezwładności mas ruchomych.

Dla każdej pozycji akceleratora regulacja obejmuje zakres od maksimum do minimum dawki paliwa i rozwiązuje przy pomocy prostego mechanizmu dwa problemy: ilości obrotów silnika i stopnia niejednostajności, odpowiadającego poszczególnym położeniom akceleratora. Stopień niejednostajności określa się różnicą ilości obrotów pomiędzy krańcowymi położeniami regulatora w stosunku do przeciętnej ilości obrotów odpowiadającej danej pozycji akceleratora. Dalsze wyjaśnienia znajdują się na końcu niniejszej notatki.

Urządzenie przedstawione na rys. 2, posiada w swoim kadłubie pompkę zębatą (1), napędzaną przez wałek pompki wtryskowej. Pompka ta pracuje w obwodzie zamkniętym, a wywołane przez nią ciśnienie działa na tłok regulacyjny (2), który jest odciągany sprężyną (3). Denko tłoka (2) posiada otwór umieszczony mimośrodkowo, współpracujący z otworem takiej samej średnicy w płytce regulacyjnej przepływu (9), która jest zamocowana obrotowo na denku tłoka. Te dwa otwory stanowią przelot (S) w zamkniętym obwodzie pompki (1). Sworzień przesuwny tłoka (4), ustala pozycję zębatego pompy (8) za pośrednictwem łącznika (5), dźwigienki (6) i łącznika regulacyjnego (7). Wielkość przelotu (S) zależna od położenia płytki (9), regulowana jest za pośrednictwem ramienia akceleratora (10). Ramię to za pośrednictwem piasty (11), ustala jednocześnie:

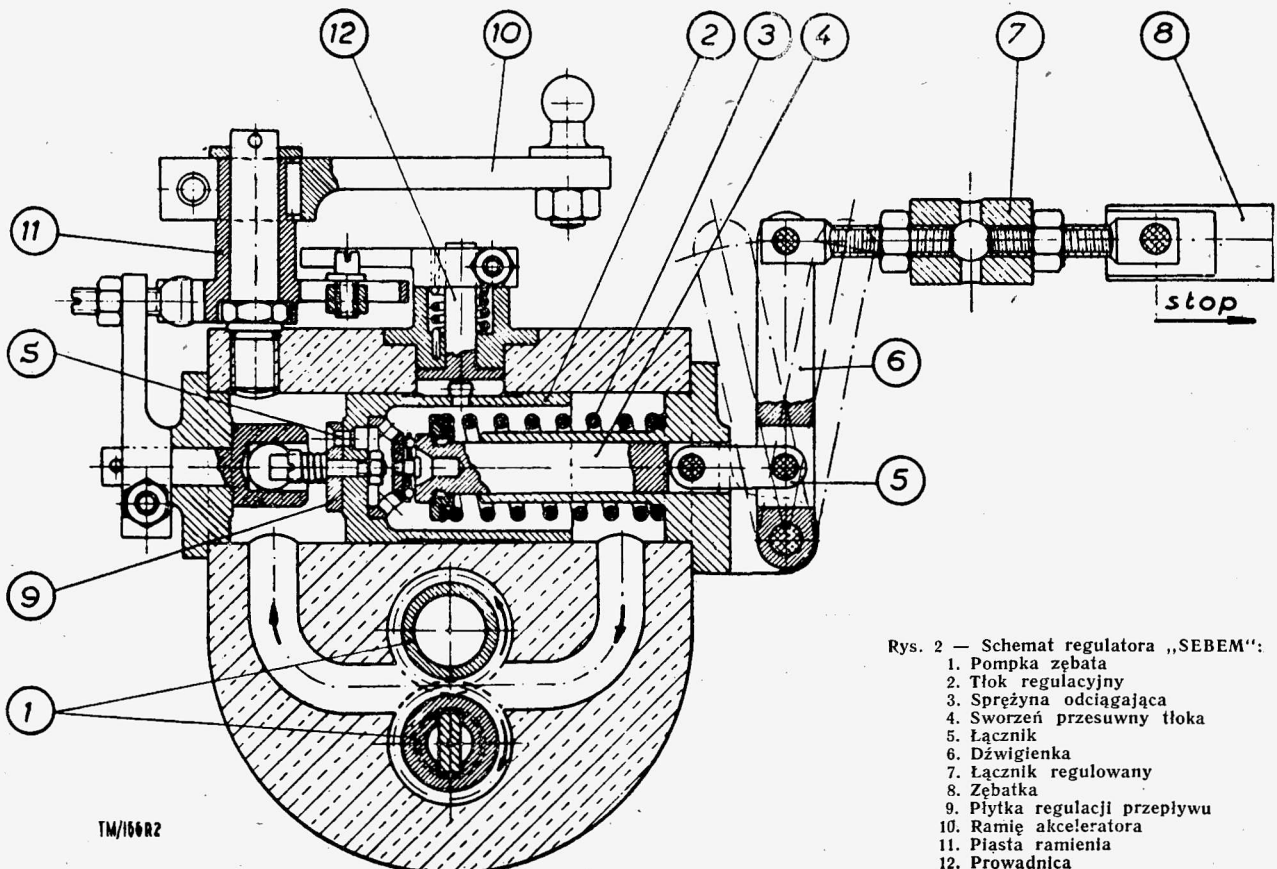
- przekrój otworu (S), który decyduje o ilości obrotów silnika przez odpowiednie ustawienie płytki (9) w stosunku do tłoka (2);
- obrót tłoka (9), przez odpowiednie ustawienie kątowny prowadnicy (12) w czasie jego ruchu poosiowego. Ruch obrotowy tłoka jest zatem ruchem „odwodzenia” regulatora powodującym zwiększenie przelotu (S).

W ten sposób pozycję kątowny płytki (9) i tłoka (2) są ustalone jedynie przez pozycję akceleratora, niezależnie od obciążenia silnika.

Działanie

Przekrój otworu (S) ustala wielkość nacisku na denko tłoka i co za tym idzie, położenie równowagi tłoka w kierunku poosiowym.

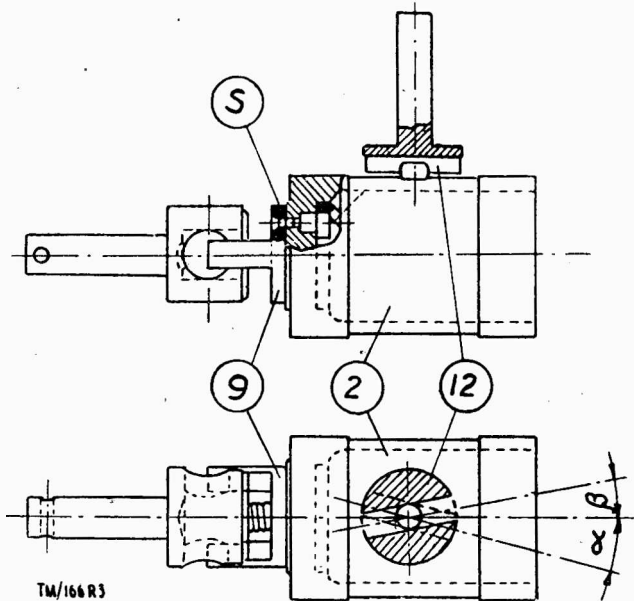
Jeżeli nastąpi zmniejszenie obciążenia silnika, to ilość obrotów zwiększy się. Zwiększy się w związku z tym wydajność pompki (1) i nacisk na tłok (2). Skutkiem tego tłok przesunie się w prawo przesuując zębatkę pompki wtryskowej w kierunku położenia



Rys. 2 — Schemat regulatora „SEBEM”:

- Pompka zębata
- Tłok regulacyjny
- Sprężyna odciągająca
- Sworzień przesuwny tłoka
- Łącznik
- Dźwigienka
- Łącznik regulowany
- Zębatka
- Płytkę regulacji przepływu
- Ramię akceleratora
- Piasta ramienia
- Prowadnica

„stop“, dopóki nie nastąpi nowy stan równowagi tłoka (2), odpowiadający nowemu obciążeniu przy danym położeniu akceleratora. Odwrotnie, jeśli obciążenie silnika wzrośnie, ilość obrotów i ciśnienie spadną, zębatka pompki wtryskowej zostanie odciągnięta przez sprężynę (3) na pozycję większej wydajności odpowiadającej zwiększonemu obciążeniu. Zmiana stopnia niejednostajności regulatora „SEBEM“ dokonuje się w zależności od ilości obrotów silnika, bez jakiegokolwiek mechanizmu pomocniczego. Wobec tego że ilość obrotów ustalona jest przez położenie kątowne płytki (9), która reguluje wielkość przekroju otworu (S), stopień niejed-



Rys. 3 — Przekrój otworu (S) reguluje jednocześnie ilość obrotów w zależności od wielkości obciążenia i wpływa na stopień niejednostajności regulatora przy danej ilości obrotów.

nostajności odpowiadający danej ilości obrotów, jest ustalony przez położenie kątowne prowadnicy (12). Przy ruchu tłoka posiowym, tłok przekręca się w stosunku do nakładki (9), w jednym względnie drugim kierunku. Zmienia się wskutek tego wielkość przekroju otworu (S), odpowiednio do stopnia niejednostajności wymaganego dla danego silnika przy danym położeniu akceleratora (10). Dla umożliwienia zmiany, ramię piasty (11), które decyduje o położeniu prowadnicy (12) jest nastawialne. Dokładność regulacji praktycznie osiągniętej przy zastosowaniu regulatora typu „SEBEM“, jak również jego uniwersalność są wynikiem:

- a) stałości regulacji, uzyskanej przez to, że przy każdej ilości obrotów silnika — od najmniejszych do największych —

tłok (2), zawsze pracuje w granicach ciśnień równoważonych siłą sprężyny (3);

- b) prostoty mechanizmu, który jedynie przez zmianę przekroju otworu (S) pozwala na regulację ilości obrotów w zależności od obciążenia;
- c) stałości funkcjonowania pompki zębatej (1), której wydajność volumetryczna (96%), nie zmienia się w granicach stosowanych ciśnień i ilości obrotów;
- d) urządzeń dodatkowych, jak: zderzaka przy dźwigni akceleratora dla regulacji maksymalnych obrotów silnika;
- e) nastawianego zderzaka dla małych obrotów, zderzaka dla położenia „stop“, połączonego z ramiączkiem, które automatycznie ustawia zębatkę pompki wtryskowej w pozycji właściwej dla ponownego rozruchu i eliminuje nadmierną podaż paliwa, szkodliwą dla pracy silnika. Normalnie stosowany zderzak przeciążenia na zębatce pompki został zlikwidowany.

Przeprowadzone praktyczne próby drogowe z regulatorem „SEBEM“ potwierdziły przewidywania konstruktora i pozwoliły stwierdzić, że silnik pracuje elastycznie i ma dobrą akcelerację. W porównaniu z regulatorem dotychczas stosowanym w silnikach zmiany biegów są rzadsze i łatwiejsze; silnik pracuje bardziej równomiernie i rozruch jest łatwiejszy. Nie występuje również dymienie. Stwierdzono poza tym oszczędność w zużyciu paliwa dochodzącą do 20% i zwiększenie szybkości pojazdu, nawet przy zwiększonym obciążeniu.

Stopień niejednostajności określa się dla każdej ilości obrotów silnika, odpowiadającej danej pozycji akceleratora, następującym wzorem

$$\text{stopień niejednostajności} = \frac{2(n_0 - n)}{n_0 + n}$$

Oznaczenia: n — ilość obrotów silnika obciążonego (dla danego położenia akceleratora), przy zębatce ustawionej na maksimum

n_0 — ilość obrotów silnika nieobciążonego dla tego samego położenia akceleratora, przy zębatce ustawionej na obroty dla biegu jałowego.

Stopień niejednostajności zatem, zawarty jest w granicach ilości obrotów, które silnik rozwija przy krańcowych położeniach zębatki pompki wtryskowej przy pełnym obciążeniu i ilości obrotów silnika na biegu jałowym. Dla silników trakcyjnych stopień niejednostajności przyjmuje się w granicach 3,5 ÷ 4 % dla maksymalnych obrotów i 60 ÷ 80 % dla niskich obrotów. Charakter zmiany dla całego zakresu obrotów, może być dostosowany przez konstruktora w zależności od żądanych warunków pracy silnika.

Z. L.

Nie ma takiej maszyny, urządzenia lub narzędzia

których nie można by udoskonalić

Nie ma również takiej pracy i działalności,

których nie można by usprawnić.

Bierzcie czynny udział w ruchu racjonalizatorskim!

ALUMINIOWANE ODBŁYŚNIKI I NOWY ELEMENT OPTYCZNY REFLEKTORÓW SAMOCHODOWYCH

W piątym numerze bieżącego roku radzieckiego czasopisma „Awtomobilnaja i traktornaja promyszlnost” G. K. Susłow i I. A. Czerejski podają opis nowego sposobu wykonywania reflektorów samochodowych w Związku Radzieckim.

Dotychczasowe sposoby otrzymywania lustrzanej powierzchni odbłyśników samochodowych i traktorowych reflektorów drogą galwanizacji powierzchni odblyskowych chromem lub srebrem posiadają szereg ujemnych stron. Chromowane powierzchnie posiadają niski współczynnik odbicia lustrzanego (60 — 65%). Powierzchnie pokryte srebrem mimo, że posiadają wysoki współczynnik odbicia (90 — 92%), w procesie eksploatacji zbyt prędko matowieją.

Galwaniczne chromowanie lub srebrzenie odblyskowych powierzchni jest czynnością pracochłonna, jednocześnie w wysokim stopniu szkodliwą dla zdrowia na skutek zastosowania takich materiałów, jak tlenek chromu, tekstylia do polerowania, chemikalia do wanian nikiel, srebro. Ponadto dla wykonania półfabrykatów odbłyśników o srebrzonej powierzchni konieczne jest stosowanie blachy mosiężnej.

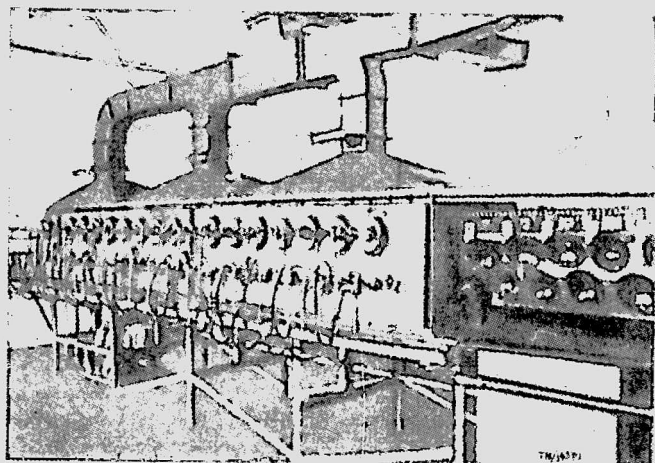
W Naukowo-Badawczym Instytucie Przyrządów Samochodowych w Związku Radzieckim dokonano badań nad nową tech-

nej. Po założeniu kółpaka powietrze zostaje wypompowane do odpowiedniej wartości podciśnienia — po czym dokonuje się aluminowania.

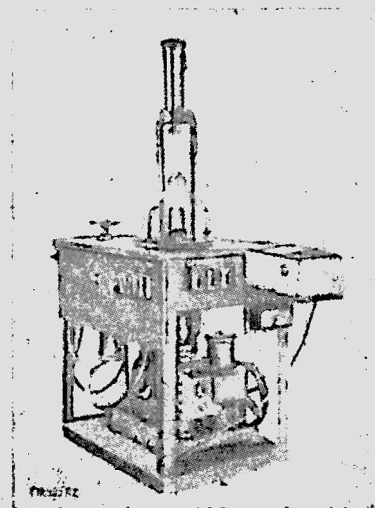
W procesie rozpylania para aluminium kondensuje się na polyskującej lakierowanej powierzchni odbłyśników, tworząc na niej lustrzaną warstwę. Po zakończeniu rozpylania pompy wyłączą się, przez odpowiednie przestawienie zaworów i pod kółpak dostaje się powietrze. Następnie aluminowane odbłyśniki idą do utrwalenia.

W urządzeniu powleka się warstwą aluminium przy jednym cyklu 5 odbłyśników. Jedna pracownica obsługuje równocześnie kilka stanowisk. Ogólny widok warsztatu, w którym prowadzi się aluminowanie podany jest na rys. 3.

Jednocześnie ze zmianą technologii pokrycia powierzchni odbłyśników został skonstruowany nowy optyczny element do reflektorów samochodowych i traktorowych.



Rys. 1



Rys. 2.

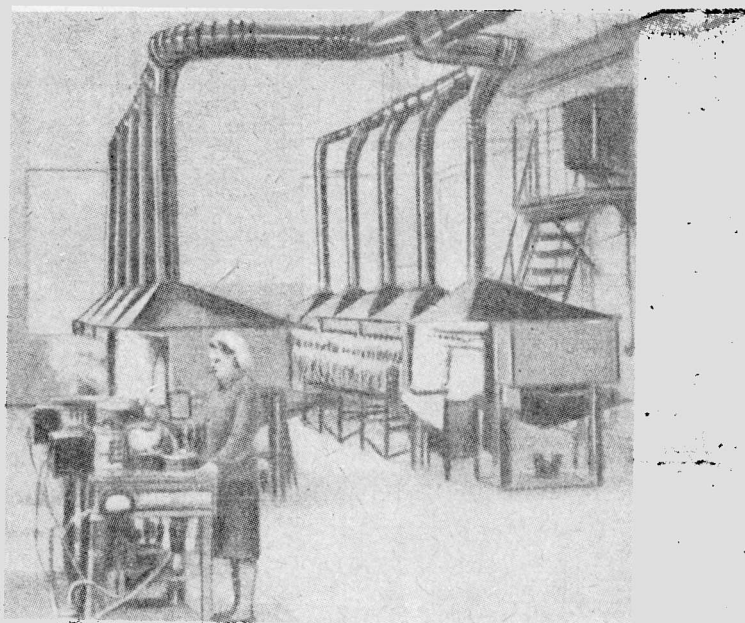
nologią pokrycia powierzchni odblyskowych reflektorów warstwą aluminium. Współczynnik odbicia lustrzanego powłoki aluminowej zbliżony jest do odbicia warstwy srebra naniesionego galwanicznie.

Półfabrykaty odbłyśników po wytłoczeniu są odtłuszczone i lakierowane, po czym powierzchnia odblyskowa zostaje pokryta powłoką aluminową i odpowiednio utrwalona.

Rys. 1 przedstawia urządzenie do lakierowania i suszenia odbłyśników. Odtłuszczone półfabrykaty odbłyśników zanurzone są do lakiery, po czym zawieszane na haczykach przenośnika — suszone są promieniami podczerwonymi. Wyszchnięte odbłyśniki wracają do robotnika, który zdejmuje je z przenośnika.

Powłokę aluminową wykonuje się na stanowisku (rys. 2) składającym się z komory, 2 pomp — próżniowej i dyfuzyjnej, próżniomierza, przyrządów do ustawiania odbłyśników i podnoszenia kółpaka komory.

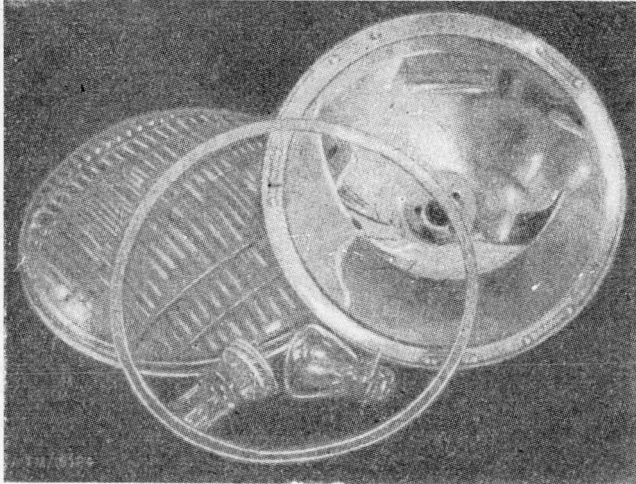
Odbłyśniki ustawia się w przyrząd przy wyłączonych pompach próżniowej i dyfuzyj-



Rys. 3.

Na rys. 4 przedstawiono starą rozbierną konstrukcję optycznego elementu, która jest niedostatecznie wytrzymała (zwłaszcza na traktorach) i źle zabezpiecza odbłyśniki od wilgoci i kurzu.

W nowej konstrukcji elementu optycznego (rys. 5) szybka jest połączona z odbłyśnikiem przez zwalcowanie zębatej krawędzi

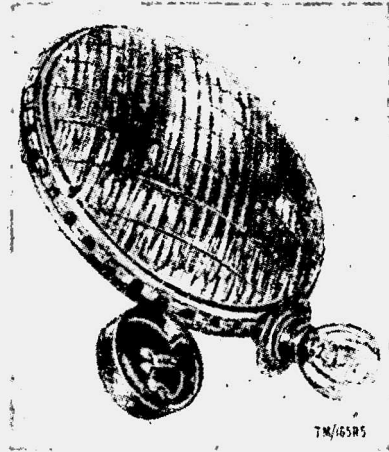


Rys. 4.

odbłyśnika. Między szybą i odbłyśnikiem znajduje się uszczelka gumowa. Żarówkę ustawia się od tylnej strony przy pomocy oprawki wykonanej z masy plastycznej.

Jak wykazały badania eksploatacyjne, nowy optyczny element reflektorów posiada dobrą wytrzymałość mechaniczną.

Jeżeli zachodzi konieczność wymiany szyby należy odgiąć ząbki, a następnie je zwalcować. Wymiany szyby dokonuje się za pomocą prostego przyrządu.



Rys. 5

Na skutek zmniejszenia pracochłonności pokrycia i oszczędności materiałów przy wykonaniu odbłyśników, znacznie obniżają się koszty wykonania reflektorów przy równoczesnym zwiększeniu ich wytrzymałości i czasu pracy w trudnych nieraz warunkach eksploatacyjnych.

NATRYSKIWANIE LAKIERU PRZY POMOCY PARY

Ostatnio przeprowadzone zostały próby zastosowania pary przegrzanej zamiast sprężonego powietrza przy natryskiwaniu lakieru. Oto zalety nowej metody:

— Przy natryskiwaniu przy pomocy sprężonego powietrza o ciśnieniu 3,5 — 5,5 atm, wykorzystanie lakieru nie przekracza 65 — 70%. Źródłem strat jest niedocieranie wszystkich cząsteczek lakieru do powierzchni nim pokrywanej. Ponieważ para rozpręga się bezpośrednio przy ujęciu z pistoletu — umożliwia to dotarcie do powierzchni lakierowanej znacznie większej liczbie cząsteczek.

Oszczędność lakieru przy zastowaniu pary sięga 10 — 20%.

— Można uzyskać znaczne skrócenie procesu natryskiwania ponieważ niemożliwe jest nakładanie warstw dwukrotnie grubszych. Dzięki bowiem lepszemu rozpyleniu, cząsteczki lakieru pozornie zmniejszają swą lepkość, co pozwala na stosowanie lakieru o większej lepkości i nakładanie grubszych warstw bez obawy powstania zacieków. Możliwość powstania zacieków jest również znacznie zmniejszona, dzięki temu, że dokładniej rozpylony lakier bardzo szybko ochładza się do temperatury otoczenia.

— Używanie lakierów o większej lepkości, zmniejsza ilość i koszt środków rozcieńczających.

Wytwarzanie pary przegrzanej jest, w większości wypadków, tańsze od sprężonego powietrza.

— Mniejsze ilości rozproszonego w powietrzu lakieru polepszają warunki pracy.

— Otrzymana przy stosowaniu powierzchnia nie wykazuje obecności drobnych pęcherzyków uwiecznionego powietrza.

— Natryskiwanie nową metodą można stosować wszędzie tam, gdzie istnieje źródło pary przegrzanej o ciśnieniu $\approx 8,8$ atm.

Należy również wymienić i pewne niedogodności tej metody:

— Aby uniknąć stosowania długich przewodów i co za tym idzie, ochłodzenia nawet skraplania się pary, konieczne jest umieszczenie źródła pary w pobliżu stanowisk lakierniczych.

— Konieczność specjalnej instalacji do wytwarzania pary przegrzanej.

Zasługuje na podkreślenie, że pistolety do natryskiwania parą, mają tę samą wadę co i pistolety powietrzne. Dzięki dobrej izolacji cieplnej i specjalnej ochronie rękocyści — rękocyści ta oraz język spustowy mają niską temperaturę.

Pistolet jest dobrze wyważony przez odpowiednie umieszczenie podtrzymywacza przewodu parowego. Ponieważ w czasie działania para wypływa w sposób ciągły, nie zachodzi obawa kondensacji. Przewody parowe wykonane są ze specjalnej gumy wytrzymałej temperaturę do 220°C.

Między wylotem przegrzewacza a przewodem, doprowadzającym parę do pistoletu, umieszczony jest manometr i termometr. Podgrzewacz elektryczny ma za zadanie pozabawienie pary cząsteczek wody, które mogłyby powodować uszkodzenie powierzchni.

Membranowy regulator ciśnienia umieszczony przy wlotowej stronie przegrzewacza pozwala otrzymywać dokładne odczyty ciśnienia na manometrze.

Do usuwania cząsteczek wody, które mogłyby jeszcze zawierać para wychodząca z przegrzewacza, służy specjalny separator.

Możliwość poparzenia przy stosowaniu nowej metody jest bardzo mała, jednak ze względów bezpieczeństwa zalecane jest używanie przez pracowników specjalnych rękawic ochronnych. Strumień pary ochładza się tak szybko, że można śmiało umieścić gołą rękę w odległości 30 — 40 cm od wylotu pistoletu.

Na podstawie artykułu w „Automobile Engineer” opracował S. T.

SŁOWNICTWO SAMOCHODOWE

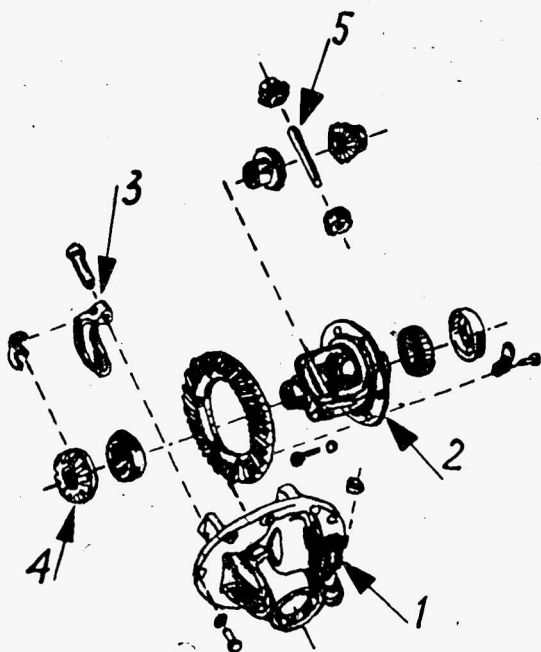
(ciąg dalszy)

Objaśnienia znaków podano w zeszycie 1/51

Tyłny most (ciąg dalszy)

1. przekładnia (sf) główna dwustopniowa
редуктор (sm) заднего моста

double reduction final drive s
réducteur (sm) de pont arrière
doppelt untersetzter Achsantrieb sm



Rys. 1

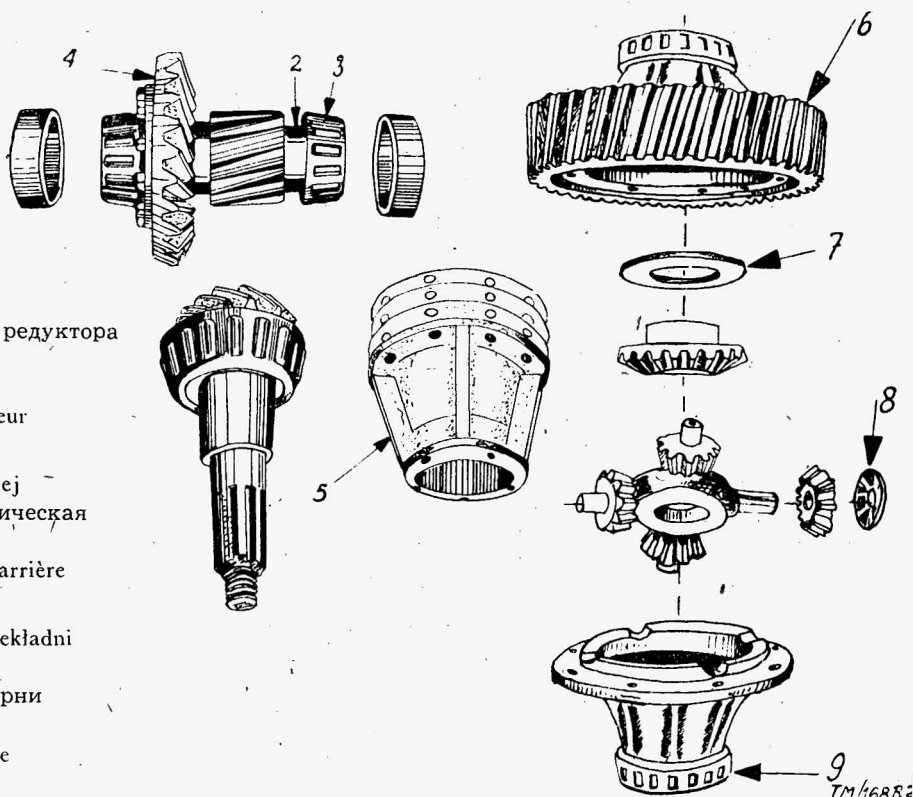
2. wałek (sm) pośredni przekładni głównej
koło (sn) zębate walcowe pośrednie
промежуточный вал (sm) редуктора
заднего моста
final drive reduction pinion shaft s
l'arbre (sm) intermédiaire du réducteur
Untersetzungsgebielwelle sf
3. łożysko (sn) wałka pośredniego przekładni
głównej
подшипник (sm) промежуточного вала редуктора
заднего моста
rear axle reduction pinion shaft bearing s
roulement (sm) d'arbre intermédiaire du réducteur
Lager (sn) zum Untersetzungsgebielwelle
4. koło (sn) stożkowe pośrednie przekładni głównej
шестерня (sf) ведомая заднего моста коническая
rear axle reduction gear wheel s
roue (sm) intermédiaire du réducteur de pont arrière
Untersetzungsgebielrad sn
5. obudowa (sf) łożysk wałka napędzającego przekładni
głównej
стакан (sm) подшипников ведущей шестерни
pinion shaft bearing cage s
boitier (sm) des roulements de pignon d'attaque
Lagergehäuse (sn) zum Antriebskegelrad
6. koło (sn) zębate przekładni głównej napędzane
шестерня (sf) ведомая цилиндрическая редуктора за-
дного моста
final drive reduction gear s
couronne (sf) droite du différentiel
Ausgleichgehäusestirnrad sn
7. podkładka (sf) oporowa koronki mechanizmu różnicowego
прокладка (sf) шестерни полуоси
differential side gear thrust washer s
rondelle (sf) pour pignon d'arbre de commande de roue arrière
Unterlagscheibe (sf) zum Hinterachswellenrad
8. podkładka (sf) oporowa satelita mechanizmu różnicowego
прокладка (sf) сателлита дифференциала

differential pinion thrust washer s
rondelle (sf) pour pignon satellite du différentiel
Unterlagscheibe (sf) zum Ausgleichkegelrad

9. łożysko (sn) obudowy mechanizmu różnicowego
подшипник (sm) дифференциала
differential side bearing s
roulement (sm) du boitier du différentiel
Lager (sn) zum Ausgleichgehäuse

Rys. 2

1. obudowa (sf) przekładni głównej
картер (sm) главной передачи
differential housing s
carter (sm) de pont arrière
Hinterachsgehäuse sn
2. kosz (sm) mechanizmu różnicowego
коробка (sf) сателлитов дифференциала
differential gear case s
boitier de différentiel
Ausgleichgehäuse sn
3. pokrywa (sf) łożyska kosza mechanizmu różnicowego
крышка (sf) подшипника дифференциала
differential carrier cap s



Rys. 2

chapeau (sm) de palier du boitier
Lagerdeckel (sm) zum Hinterachsgehäuse

4. pierścien (sm) regulacyjny łożyska kosza mech. różnicowego
гайка (sf) регулировачная подшипника дифференциала
differential bearing adjusting nut s
Gewinding (sm) zum Ausgleichgehäuselager
5. sworzeń (sm) satelitów mechanizmu różnicowego
палец (sm) сателлитов дифференциала
differential planetary pinion spindle s
axe (sm) de satellites de différentiel
Ausgleichradasche sf

PRZEGLĄD DOKUMENTACYJNY MOTORYZACJI

OPRACOWANY PRZEZ BIURO KONSTRUKCYJNE PRZEMYSŁU MOTORYZACYJNEGO
DODATEK DO MIESIĘCZNIKA „TECHNIKA MOTORYZACYJNA”

Rocznik III

Warszawa — wrzesień

Nr 8

Gwiazdkami obok porządkowych liczb artykułów oznaczone są publikacje znajdujące się w Bibliotece Biura Konstrukcyjnego Przemysłu Motoryzacyjnego.

J. TEORIA POJAZDÓW MECHANICZNYCH ZASADY OBLICZEŃ I KONSTRUKCJI

443* 629.113.071 J 20

Kontrola ciężarów. Kilka rozważań nad konstrukcją lżejszych pojazdów. „Weight control. Some considerations on the desing of fighter cars“. Auto Engr., London, mies., t. 41, Nr 545, paźdz. 51, s. 370; 29 × 21 cm., 3 str., 2 wykr.

Rozważania na temat możliwości zmniejszenia ciężaru pojazdu. Stosowanie w tym celu metali lekkich oraz dodatkowych operacji na obrabiarkach może wpływać nawet na zwiększenie ceny pojazdu. Konieczne okazuje się wprowadzenie oszczędności na materiale drogą właściwej konstrukcji i baczne zwracanie uwagi na czynnik ciężaru. Czuwanie nad tym zagadnieniem należy powierzać specjalnemu pracownikowi, gdyż konstruktor zajęty jest innymi poważniejszymi problemami. Podane wykresy zależności ciężarów właściwych i cen zasadniczych od rozstawu osi kół pojazdu. Wskazania odnośnie sposobów zmniejszania ciężaru oraz kalkulacja kosztów utrzymania specjalnego pracownika kontrolera w porównaniu z oszczędnością na ciężarze. Wytyczne przeprowadzania analizy zmniejszenia ciężaru i wzór odpowiedniego rejestru.

444* 629.113.012.57:629.114.2 J:M 20

TRIEPIENIENKOW J. J.: Gąsienica z wymiennymi stalowymi, hartowanymi tulejkami, do ciągnika DT-54. „Gusienica so smiennymi stalnymi zakalonnymi wtlukami k traktoru DT-54“. Awtom. i Trakt. Promysl., Moskwa, mies., Nr 11 list. 52, s. 13; 29 × 22 cm., 4 str., 7 rys., 6 wykr., 2 tabl.

Nowe rozwiązania konstrukcyjne i zmiany wprowadzone do gąsienic ciągników DT-54 i C80. Długotrwałość pracy gąsienic pracujących na różnych gruntach. Zużycie sworzni. Tulejowanie ogniw. Wydłużenie gąsienic. Dane porównawcze wydłużenia gąsienicy oraz zużycia ogniw tulejowanych i bez tulejek. Charakterystyka techniczna nowej gąsienicy ciągnika DT-54.

445* 629.113.073:629.113.012.81:629.113.012.553 J 20

SZCZETINA W. A.: Badanie i wpływ nierówności w kształcie progów na przesunięcia mas resorowanych. „K woprosu issledowanija porogowoj nierownosti i jejo wlijanja na pieriemieszczenie podriessoriennych mass“. Awtom. i Trakt. Promysl., Moskwa, mies., Nr 1, stycz. 53, s. 11; 29 × 22 cm., 6,5 str., 1 wykr., 1 fot.

Zagadnienia teoretyczne, rozważania i wzory dotyczące sił działających na koła, ogumienie i dalsze części samochodu przy pokonywaniu nierówności w kształcie (progów). Obliczenie wielkości ugięcia resorów i ogumienia w różnych fazach przekraczania progów. Sposoby zmniejszenia wielkości uderzeń koła o próg, udzielających się dalszym częścią samochodów i przyczep.

446* 629.113.01:621.793:621.375 J:T 20

KADANIER Ł. J., CARICHIN D. A.: Czynniki wpływające na oszczędność metali kolorowych i energii elektrycznej w działach galwanizacji. „Niekotoryje faktory ekonomii cwiennych mietalłow i elektroenergiji w galwaniczeskich cechach“. Awtom. i Trakt. Promysl., Moskwa, mies., Nr 1, stycz. 53, s. 22

29 × 22 cm., 1,5 str., 1 rys., 1 schem. Jednostajna grubość warstwy powłoki galwanicznej jako podstawowy czynnik oszczędności w procesie galwanizacji. Sposób obliczenia grubości warstwy powłoki galwanicznej dla poszczególnych części samochodów i rowerów. Zasady i przebieg galwanizacji. Dobór prądu w zależności od rodzaju i wielkości powierzchni galwanizowanej. Schemat instalacji.

447* 629.113.073:621—541.001.5—629.114.3 J 20

BUCHARIN N. A.: Określenie długości drogi hamowania samochodu i pociągu drogowego. „Opriedielenje dliny tormoznowo puti awtomobila i awtopojezda“. Awtom. i Trakt. Promysl., Moskwa, mies., Nr 1, stycz. 53, s. 6; 29 × 22 cm., 4,5 str., 4 wykr., 3 schem., 1 rys.

Opis metody i urządzeń do określenia długości drogi hamowania. Wykresy przebiegu procesu hamowania. Porównanie wyników osiągniętych sposobem obliczeń analitycznych i drogą pomiaru przy próbach drogowych. Opis i działanie urządzenia do oznaczenia na jezdni początku hamowania samochodu i pociągu drogowego. Graficzny sposób określenia drogi hamowania. Rozważania teoretyczne i wzory do obliczeń.

448* 629.113.621—592.529 J:L 20

Hamulce wydechowe. Przegląd zastosowania do pojazdów wysokoprężnych. „Exhaust brakes. A review of application for Diesel engined vehicles“. Auto Engr., London, mies., t. 43, Nr 566, maj 53, s. 218; 29 × 21 cm., 3 str., 1 rys., 6 wykr.

Wskazanie na ważność problemu hamowania ciężkich samochodów ciężarowych na długich spadkach i wynikającą stąd konieczność zastosowania dodatkowego hamulca dla uzyskania możliwości użycia normalnych hamulców w nagłych wypadkach i dla zaoszczędzenia sił kierowcy. Zasada działania hamulca wydechowego. Głównym elementem hamulca jest zawór umieszczony jak najbliższe przewodów wydechowych. Krótki opis zaworów hamulcowych. Przedstawione wyniki prób z pojazdem 20-tonowym z podaniem cyfrowych wielkości dla osiągniętych korzyści.

K. POJAZDY MECHANICZNE

449* 629.113.011.5(061.4) K 20

Wystawa w Earls Court. Krytyczny przegląd bieżących konstrukcji. Nadwozia. Kilka wybitnych nowych konstrukcji brytyjskich producentów. „Earls Court exhibition. A critical review of current design. Bodywork. Some outstanding new designs by British manufacturers“. Auto Engr., London, mies., t. 41, Nr 547, list., 51, s. 473; 29 × 21 cm., 6 str., 14 fot.

Wystawa wskazuje na zlewanie się stylów nadwozi amerykańskich i brytyjskich w typ kompromisowy. Na przodzie nadwozia przeważają kraty poziome chłodnicy. W droższych wozach kraty pionowe. Kształty opływowe przerywane umiejętnie listwami dekoracyjnymi. Opis ogólny rozmieszczenia lamp tylnych, tylnego zderzaka, koła zapasowego, bagażnika z odpowiednimi zmianami w rozmieszczeniu wnętrza, zbiornika paliwa, wskaźników, siedzeń oraz innych elementów. Obszerny opis nadwozi wystawionych samochodów osobowych z podaniem charakterystycznych szczegółów, jak szyby, siedzenia, (drzwi, zamki, okna i t. p.

450* 629.114.4:621.436 K:L 20

N. N. Samochód ciężarowy z silnikiem wysokoprężnym o średniej nośności. „Diesel truck for the medium — weight field“. Diesel Pwr., New York, mies., t. 30, Nr 2, luty 52, s. 52; 29 × 21 cm., 2 str., 34 fot., 1 wykr., 1 tabl.

Opis samochodu GMC typu D 450—37 oraz jego zastosowania. Ogólna charakterystyka silnika i niektórych ważniejszych mechanizmów podwozia.

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

451* 621.431.73:621.436.12 L:W 20

KOULEYLAN L.: Szybkobieżne czterosurowe silniki wysokoprężne firmy Cummins. „Schnellaufende Viertakt Cummins. — Dieselmotoren“. A.T.Z., Stuttgart., mies., t. 54, Nr 4, kw. 52, s. 87; 30 × 21 cm., 1,5 str., 2 fot., 1 rys., 1 tabl.

Dane techniczne nowych modeli silników Cumminsa z 1949—1952 r. Stosowanie komory (zasobnika) powietrza w tłoku, tłoków o powierzchni ząbkowanej dla polepszenia smarowania, pomp wtryskowych dwutarczowych oraz podwójnego wtrysku w silniku wyścigowym. Przez stosowanie bloku cylindrów, głowicy i wielu części ze stopów lekkich osiągnięto wagę 1,12 kg/KM w silniku wyścigowym. Dla silnika do średnich samochodów ciężarowych osiągnięto wagę 4,7 kg/KM. Schemat obiegu nowej pompy wtryskowej.

- 452* 621.431.73:621.432 L 20
MACKERLE J.: Nowoczesne kierunki w budowie silników. „Moderni smery ve stavbe motoru“. Svet Mot. Praha, dwutyg., Nr 103, maj 51, s. 1034; 29 × 21 cm., 3,25 str., 2 fot., 2 rys., 2 wykr., 1 tabl.
 Rozwój silników tłokowych z kompresorami, opis i porównanie silników V Chrysler i Cadillac. Wzory przeliczeniowe mocy silnika, straty ciepłe w silnikach. Porównanie silników o różnych stosunkach skoku tłoka do średnicy tłoka. Problem zwiększenia mocy różnych silników.
- 453* 621.431.73:621.436 L:W 20
SMITH D. H.: Niemieckie silniki wysokoprężne. „German Diesels“. Bus — Coach, London, mies., t. 24, Nr 281, kw. 52, s. 127; 30 × 21 cm., 5 str., 10 fot., 2 rys.
 Rozwój historyczny silników firmy M.A.N. i opisy silników wysokoprężnych obecnej doby. Przewaga silników z komorą powietrzną jako mniej czułych na jakość paliwa. Stosowanie przez firmę Deutz chłodzenia powietrzem silnika dwusuwowego. Silnik wysokoprężny firmy Súdwerke wyposażony w dmuchawkę Rootsa. Silniki 6—8-cylindrowe budowane z agregatów 2 i 3-cylindrowych.
- 454* 621.431.73(061.4) L:X 20
Wystawa w Earls Court. Krytyczny przegląd bieżących konstrukcji. Silniki. Modyfikacje i udoskonalenia dla poprawienia sprawności i zapewnienia długowieczności. „Earls Court exhibition. A critical review of current design. Modification and refinement aimed to improve performance and ensure longevity“. Auto Engr., London, mies., t. 41, Nr 547, list. 51, s. 434; 29 × 21 cm., 10 str., 17 fot.
 Na wystawie w Earls Court nie było wprawdzie nowych typów silników, jednak wystawione konstrukcje wskazywały na pewne kierunki rozwojowe. Produkuje się jeszcze nadal silniki boczno-zaworowe. Anglia produkuje silniki pionowe umieszczone na froncie nadwozia. Ameryka stosuje układ widlasty V dla silników cięższych. Pożądana byłaby konstrukcja silnika poziomego umieszczonego na froncie nadwozia dla uzyskania niewiele miejsca dla pasażerów i bagażu. Chłodzenie wodne nie do uniknięcia, były jednak wystawione typy chłodzone powietrzem. Wały nalał kute: wały lane u Forda. U Singera „1500“ wały „mechanitowe“, odlewy te mają własności dorównujące wałom kutym. Dążność do zmniejszenia hałaśliwości silnika, usunięcia hałasu popychaczy. Szereg charakterystycznych danych konstrukcyjnych i materiałowych dla typów silników pokazanych na wystawie.
- 455* 621.436.001.2:629.114.2:621—634.2 L:N:F 20
SEIFERT A.: Badania rozmaitych silników wysokoprężnych do ciągników przy użyciu olejów normalnych i H.D. oraz paliw ciężkich o różnej zawartości siarki. „Untersuchungen verschiedener Dieselmotoren für Ackerschlepper mit Normal und H.D.-Ölen und Dieselkraftstoffen verschiedenen Schwefelgehalts.“ A. T. Z. Stuttgart, mies., t. 54, Nr 3, marz. 52, s. 51; 30 × 21 cm., Nr 4, kw. 52, s. 77; 11 str., 5 fot., 9 wykr., 13 tabl., 10 poz. bibl.
 Opis badań zużycia tłoków, cylindrów i pierścieni tłokowych w silnikach wysokoprężnych przy użyciu olejów normalnych i specjalnych zwanych Heavy Duty z dodatkami soli metalo-organicznych. Badania porównawcze silników jednocylindrowych chłodzonych wodą i powietrzem oraz czterocylindrowego. Wyniki ilustrowane wykresami zużycia tabelami i fotografiami. Próby przy użyciu paliwa o dużej zawartości siarki. Zmniejszenie zużycia części silnika nie daje oszczędności z powodu wyższych kosztów olejów H. D.
- 456* 621.436:631.372:629.114.2 L 20
Silnik wysokoprężny Fergusona. Nowy silnik do ciągnika TE-F. „The Ferguson diesel engine. A new power unit for the TE-F. tractor“. Auto Engr., London, mies., t. 41, Nr 546, list. 51, s. 413; 29 × 21 cm., 5,5 str., 1 rys., 1 wykr., 4 fot.
 Ogólna charakterystyka i zalety nowego silnika do ciągnika rolniczego Ferguson. Rozważania teoretyczne nad zaletami komory spalania typu Fowler Sanders, na którym oparto budowę komory spalania silnika Fergusona. Zasadnicze wymiary i ogólny układ silnika wysokoprężnego o mocy 25 KM na kole pasowym wału przekątnikowego przy 2000 obr/min. Opis poszczególnych części i zespołów z podaniem ich rozmieszczenia oraz materiałów użytych do ich produkcji: kadłub cylindra, skrzynia korbowa, tuleje cylindrowe, układ korbowy, rozrząd, system smarowania, wtrysk paliwa i rozruch.
- 457* 629.114.6:621.436 L:K 20
Pojazd dawno oczekiwany: Fiat „1400 Diesel“. „Una attesa vetura: La Fiat „1400 Diesel“. Auto ital., Milano, t. 34, Nr 14, kw. 53, s. 57; 29 × 22 cm., 1 str., 3 fot.
- Pierwsze zastosowanie we Włoszech lekkiego, szybkoobrotowego silnika Diesla do samochodu osobowego. Silnik ten konstrukcji i produkcji Fiata o pojemności cylindrów 1900 cm³ był uprzednio wypróbowany na lekkiej 1,5 ton, ciężarówce Fiat 615-N. Krótki opis pozwala na zapoznanie się z ogólną charakterystyką tego silnika który będzie montowany na modelu „1400“ równoległe z silnikiem benzynowym.
- 458* 621.431.73:621.43.018.001.24:629.1.073 J:L 20
KULIKOW N. K.: Określenie przyspieszenia silnika samochodowego. „Ocenka prijomnosti awtomobilnowo dwigatiela“. Awtom i Trakt. Promysl., Moskwa, mies., Nr 10, paźdz. 52, s. 14; 29 × 22 cm., 1,4 str., 1 wykr.
 Określenie wielkości przyspieszenia to jest zdolności zwiększania obrotów wału głównego silnika w różnych warunkach pracy samochodu. Wzory podstawowe, wykresy i obliczenia przyspieszeń przy uwzględnieniu jakości paliwa, podgrzewania mieszanki, konstrukcji przepustnicy gaźnika itp. Wpływ przyspieszenia silnika na dynamiczne i oszczędnościowe własności samochodu. Dane porównawcze przyspieszeń poszczególnych silników samochodów radzieckich.
- 459* 621.431.73:621.436:621.43.031.3:621.43.052 L 20
N. N. Sprężarka dla doładowywania silników samochodowych. „Turbochargers for automotive engines“. Diesel Pwr., New York, mies., t. 30, Nr 8, sierp. 52, s. 42; 29 × 21 cm., 2,5 str., 3 fot., 2 wykr.
 Rozważania na temat znaczenia i zastosowania sprężarek w celu zwiększenia mocy silników samochodowych. Opis doświadczeń zdobytych w dziedzinie małych sprężarek przez firmę Elliot. Krótka charakterystyka i opis badań sprężarek stosowanych do silników wysokoprężnych Cummins.
- 460* 621.431.73—442.1:621.43.018.7 L 20
MADARO G.: Dynamiczne zasilanie powietrzem silników samochodów „La presa d'aria dinamica per gli autoveicoli“. Auto ital., Milano, tyg., t. 34, Nr 13, kw. 53, s. 24; 29 × 22 cm., 1,5 str., 1 wykr., 2 rys.
 Opierając się na wzorze wyprowadzonym z twierdzenia Bernoulliego, podano w wykresie procentowy wzrost mocy silnika, w zależności od szybkości i ciśnienia dynamicznego na powierzchnię czołową pojazdu mechanicznego, przy szybkościach od 0 do 200 km/godz. Dynamiczne zasilanie, wzorowane na konstrukcjach samolotowych stosowane początkowo do samochodów wyścigowych, wprowadzono ostatnio do samochodów sportowych (Fiat 8 V — Mercedes 300 SL).
- 461* 621.431.73:621.43.033/055(061.4) L 20
Wystawa w Earls Court. Krytyczny przegląd bieżących konstrukcji. Karburacja i układy ssące. Zwracanie większej uwagi na rozruch zimnego silnika i filtrowanie paliwa. „Earls Court exhibition. A critical review of current design. Carburation and induction. More attention to cold starting and fuel filtration“. Auto Engr., London, mies., t. 41, Nr 547, list. 51, s. 444; 29 × 21 cm. 8 str., 16 fot.
 Pomimo przewidywanych tendencji do wprowadzenia wtryskiwaczy lekkiego paliwa, gaźniki są stosowane nadal. Przeważają gaźniki dolnossące. Gaźniki poziome mało stosowane. Popularne są gaźniki podwójne. Wszystkie nowoczesne gaźniki dostosowane do rozruchu zimnego silnika. Urządzenia te uruchamiane ręcznie lub automatycznie. Stosowane podgrzewanie wodne kadłuba przepustnicy. Dopyływ paliwa ze zbiornika nadal za pomocą pompy. Zwrócono większą uwagę na filtrowanie paliwa. Opisy układów ssących zastosowanych w różnych typach wystawianych pojazdów jak: Austin „Seven“ „Fregate“ Renault, Citroen, Simca 9, Salmson, „Wyvern“ Vauxhall, Hilman Minx, Jaguar XK 120c itd.
- 462* 621.431.73:621.43.038.8:621—225:620.191.001.42 L:F 20
MANSFIEED W. P.: Dysze wtryskowe paliwa. Badanie przyczyn korozji. „Fuel injection nozzles. An investigation into causes of corrosion“. Auto Engr., London, mies., t. 43, Nr 566, maj 53, s. 215; 29 × 21 cm., 3 str., 4 fot.
 Badania przeprowadzone przez Brytyjskie Stowarzyszenie Badań Silników Spalinowych dla wyjaśnienia powodów korozji ścian dysz wtryskowych paliwa w pewnym typie silników eksportowych wykazały, że powodem jest zbyt silne chłodzenie obsady wtryskiwacza w głowicy cylindra. Zjawisko korozji nie występuje na końcu dyszy narażonej bezpośrednio na najwyższe temperatury, lecz na powierzchniach styku dysz z kadłubem wtryskiwacza. Opis przeprowadzonych badań i dociekań oraz zastosowanych urządzeń wraz z podaniem reakcji chemicznych zachodzących przy ochłodzeniu się gazów spalinowych przedostających się między ściany dyszy i kadłub wtryskiwacza.

463* 629.113:621.313.1—8:621.316.722 L:F 20

GIE B. K.: Stałość pracy wibracyjnych regulatorów napięcia typu samochodowego i ciągnikowego. „Postojanstwo raboty wibracyjnych regulatorow napriazhenija awtomobilnowo i traktornowo tipa“. Awtom i Trakt. Promysl., Moskwa, mies., Nr 2, luty 52, s. 12; 29 × 22 cm., 4,5 str., 2 fot., 5 rys., 4 wykr.

Czynniki powodujące niestalość pracy regulatorów wibracyjnych. Analiza zespołu: regulator RR-12 i prądnica G-21. Uzasadnienie teoretyczne zastosowania dodatkowego oporu w uzwojeniu wzbudzenia prądnicy. Badania układu drgającego regulatorów (układ skomponowany i nieskomponowany). Zmiany w regulatorach RR-12, wprowadzone na podstawie podanych badań.

464* 629.114.2:621.431.73—44:621.43.018.7:621—51 L 20

WOLKOW W. G.: Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku i regulacji aparatury paliwowej podczas użytkowania na moc i ekonomie ciągników. „Wlijanie ugla opierienija wpryska i niekotorych eksploatacyjnych regulirowok topliwnoj apparatury na moszcznost i ekonomicznost' traktorow“. Awtom. i Trakt. Promysl., Moskwa, mies., Nr 7, lip. 52, s. 18; 29 × 22 cm., 4,5 str., 13 wykr., 2 tabl.

Wpływ właściwej regulacji aparatury paliwowej szybkoobrotowych silników wysokoprężnych na zużycie paliwa, długotrwałość pracy i wydajność aparatów. Przyczyny usterek aparatów paliwowych. Wykresy porównawcze charakterystyk silnika ilustrujące wpływ kąta wyprzedzenia i innych zależności przy różnej regulacji aparatów na zużycie paliwa i moc silników.

M. MECHANIZMY PODWOZIA POJAZDÓW MECHANICZNYCH.

465* 629.113:621—585(061.4) M:X 20

Wystawa w Earls Court. Krytyczny przegląd bieżących konstrukcji. Skrzynie przekładniowe. Małe zmiany. Nie ma nowych przykładów przekładni automatycznych. „Earls Court exhibition. A critical review of current design. Gear boxes. Little change. No new examples of automatic transmissions“. Auto Engr., London, mies., t.41, Nr 547, list. 51, s. 453; 29 × 21 cm., 2 str., 4 fot.

Przekładnie samoczynne z zamiennikami momentu obrotowego spotykane w samochodach amerykańskich i francuskich, rzadko bardzo natomiast w samochodach angielskich. Pomimo wielu zalet tych przekładni są one mniej wydajne i dają większe zużycie paliwa, wymagają stosunkowo częstej zmiany bardzo drogiego płynu czynnego a z reguły nie dają tych osiągnięć jakie wprawny kierowca uzyskuje przy skrzyni przekładniowej czterobiegowej. W konstrukcji skrzyń przekładniowych normalnych nie ma godnych do zanotowania zmian. Standartową na kontynencie europejskim i w Anglii jest praktycznie skrzynia czterobiegowa. Spotyka się skrzynie trzybiegowe oraz w samochodach typu sportowego pięciobiegowe. Opis szczegółów konstrukcyjnych niektórych przekładni w pojazdach pokazanych na wystawie.

466* 629.113:621—585:658.561 M:T 20

Wyrób skrzyni biegów. Rozwój produkcji w zakładach Vauxhall Motors Ltd. „Gear box manufacture. Production developments at the works of Vauxhall Motors Ltd.“. Auto Engr., London, mies., t. 41, Nr 548, grud. 51, s. 493; 29 × 21 cm., 9 str., 20 fot. W ramach ogólnej reorganizacji zakładów Vauxhall Motors Ltd obróbka skrzyni przekładniowych została przeniesiona do nowych hal produkcyjnych zaopatrzonych w nowe maszyny i nowe urządzenia, zapewniające dokładność wykonania tak pod względem wymiarowym jak i wykończenia powierzchni. Urządzenia redukują do minimum konieczność manipulacji przy obróbce części a poza tym zmniejszają transport ręczny przy przesuwaniu części między stanowiskami oraz pozwalają na maksymalne wykorzystanie powierzchni hal maszynowych. Obszerny opis produkcji obudowy skrzynki biegów z wyszczególnieniem obrabiarek i kolejnych operacji. Przebieg obróbki cieplnej przy zastosowaniu nagrzewania indukcyjnego prądem wysokiej częstotliwości.

467* 629.113—585.22:629.1.056:36.004.18 M 20

CZERIEDNICZENKO Ju. J.: Obliczenie oszczędności paliwa samochodu z hydro-dynamiczną przekładnią w ustalonych warunkach pracy. „Rasczot topliwnoj ekonomicznosti awtomobila s gidrodinamiczeskoj pieriedaczej na ustanowiwiszchsia riezimach dwizenja“. Awtom. i Trakt., Promysl., Moskwa, mies., Nr 12, grud. 52, s. 9; 29 × 22 cm., 4 str., 5 wykr., 2 tabl. Sposób przeprowadzenia obliczeń przekładni hydrodynamicznej metodą analityczną przy uwzględnieniu własności trakcyjnych samochodu, oraz momentu obrotowego silnika. Charakterystyka przekładni przy różnych obrotach silnika i szybkościach samo-

chodu. Graficzny sposób obliczenia przekładni i porównanie z wynikami otrzymanymi drogą obliczeń analitycznych.

468* 629.113—585.83 M 20

DIWAKOW J. W.: Diferencjały samochodów. „Diffierienjaly awtomobilej“. Awtom. i Trakt. Promysl., Moskwa, mies., Nr 12, grud. 52, s. 21; 29 × 22 cm., 7 str., 17 rys., 6 fot. Zasady pracy dyferencjałów o różnych rozwiązaniach konstrukcyjnych w zależności od przeznaczenia i charakteru pojazdu mechanicznego. Sposób doboru właściwego dyferencjału. Opisy i rysunki dyferencjałów o małym i zwiększonym tarciu wewnętrznym, oraz dyferencjałów samoblokujących (ślizgowych i przy zastosowaniu kół zębatach).

469* 629.113.012.857(061.4) M 20

Wystawa w Earls Court. Krytyczny przegląd bieżących konstrukcji. Tylne zawieszenie. Przetawione półosie i szersze resory przy mniejszej ilości piór. „Earls Court exhibition. A critical review of current design. Rear suspension. Offset axles and wider springs of fever leaves“. Auto Engr., London, mies., t. 41, Nr 547, list. 51, s. 461; 29 × 21 cm., 2 str., 5 fot.

Zastosowanie niezależnego tylnego zawieszenia w samochodach wzrasta bardzo powoli. Przytoczone rozwiązania konstrukcyjne w kilku wystawionych pojazdach. Większość pojazdów posiada tylne zawieszenie o dotychczasowej konstrukcji — jednak z pewnymi dającymi się zauważyć zmianami. Zaczyna się stosować mniejszą ilość piór w resorach przy zwiększeniu szerokości, podkładki gumowe na końcach piór, osłony resorów z mas plastycznych itd. Zasada działania i przykłady przedstawionych osi w stosunku do praktykowanego dotychczas położenia. Zastosowanie bezpośrednie działających amortyzatorów na przodzie i tyle samochodu. Charakterystyka stosowanych amortyzatorów.

470* 629.113.012.817:629.114—442 M:J 20

SAMKO A. S.: Przyczyny łamania resorów samochodów samowyladowawczych. „O priczinach połomok riesor samoswałow“. Awtom. i Trakt. Promysl., Moskwa, mies., Nr 1, styc. 53, s. 20; 29 × 22 cm., 2 str., 2 rys.

Dodatkowe naprężenia występujące w resorach samochodów samowyladowawczych, w porównaniu z resortami stosowanymi w samochodach ciężarowych. Zagadnienie skręcania i wybaczenia resorów. Rozważania teoretyczne i sposób obliczenia resorów. Celowość stosowania „silentbłoków“ i opierania końców resorów na poduszkach gumowych.

471* 629.113.014 5:629.113.012.857(061.4) M 20

Wystawa w Earls Court. Krytyczny przegląd bieżących konstrukcji. Przednie zawieszenie i mechanizm kierowniczy. Zwiększenie zastosowania tulei gumowych do sworzni zawieszenia. „Earls Court exhibition. A critical review of current design. Front suspension and steering. Increased use of rubber bushes for suspension pivots“. Auto Engr., London, mies., t. 41, Nr 547, list. 51, s. 457; 29 × 21 cm., 4 str., 11 fot. — Opisy wielu rozwiązań konstrukcyjnych przedniego zawieszenia i jego części ze szczególnym uwzględnieniem różnych typów tulei gumowych do połączeń przegubowych w pojazdach pokazanych na wystawie. Opisy mechanizmów kierowniczych stosowanych w pojazdach angielskich i amerykańskich.

472* 629.113.012.112:621—585.12(061.4) M 20

Wystawa w Earls Court. Krytyczny przegląd bieżących konstrukcji. Tylne osie. Koła zębata. Przeważają koła zębata hipoidalne i półoski półodciążone. „Earls Court exhibition. A critical review of current design. Rear axles. Hypoid-bevels and semifloating axles predominates“. Auto Engr., London, mies., t. 41, Nr 547, list. 51, s. 455; 29 × 21 cm., 1,5 str., 2 fot. —

W mechanizmach przekładniowych tylnego mostu stosuje się nadal koła zębata hipoidalne. Wymiary kół talerzowych ulegają znacznemu zmniejszeniu. Bardzo wysunięte do przodu zamocowanie silników zmniejsza znacznie obciążenie tylnych kół mechanizmu przekładniowego i różnicowego. Opis szczegółów konstrukcyjnych mechanizmów przekładniowego i różnicowego. Opis szczegółów konstrukcyjnych mechanizmów przekładni tylnego mostu półosi i zamocowania kół w kilku typach wystawianych pojazdów.

473* 629.113.012.553:620.192.3:534:321.9 M:F 20

P. Hatfield, M. Sx., A. Inst. P. Badanie opon. Urządzenie ultradźwiękowe do wykrywania wad w postaci jam. „Tyre examination. Ultrasonic equipment for the detection of cavity faults“. Auto Engr., London, mies., t. 41, Nr 545, paźdz. 51, s. 585; 29 × 21 cm., 3,5 str., 2 rys., 3 fot. — Zasada wykrywania jam powietrznych w oponach za pomocą fal ultradźwiękowych. Właściwością fal ultradźwiękowych jest stu-

procentowe odbicie przy natrafieniu na ośrodek powietrzny czy to w metalu czy gumie. Poza różnymi możliwymi metodami najwięcej odpowiednią okazała się metoda wykrywania przy użyciu kryształów kwarcu. Sposoby i aparatura do wykrywania wad w materiale. Technika przeprowadzania badań.

N. MATERIAŁY EKSPLOATACYJNE.

474* 629.113.056.36:621.43.019.86 N 20

CZUDAKOW Je, A., ARONOW D. M.: **Wymagania dotyczące własności detonacyjnych benzyny samochodowej, w zależności od cech konstrukcyjnych i charakteru pracy silnika.** „Triebowanja priedjawlajemyje k dietonacjonnoj stojkosti awtomobilno wo bienzina w zawisimosti ot konstruktiwnych osobennostiej i charaktera raboty dwigatiela“. Awtom i Trakt., Promysl., Moskwa, mies., Nr 12, grud., 52, s. 3; 29 × 22 cm., 3 str., 5 wykr. Zależność liczby oktanowej benzyny od stosunku sprężania i średnicy cylindrów silnika. Sposoby określenia własności przeciwstukowych benzyny i uwzględnienie ich przy projektowaniu silnika. Wpływ kształtu komory sprężania, kolektora wydechowego i urządzeń zapłonowych na własności przeciwstukowe benzyny. Wykresy porównawcze kąta wyprzedzenia zapłonu zależnie od liczby oktanowej. Określenie najkorzystniejszego punktu zapłonu.

475* 629.113:629.1.056.36.004.14 N 20

D. H. S.: **Zmniejszenie zużycia paliwa.** „Income per gallon per mile“. Bus — Coach, London, mies., t. 24, Nr 283, czerw. 52, s. 193; 30 × 21 cm., 3 str. — Reportaż z zebrania Sekcji Samochodowej Stowarzyszenia Inżynierów Mechaników w Leyland. Zużycie paliwa w warunkach miejskich wzrasta wskutek częstych przystanków i wymaga doboru innych przełożeń w skrzynce biegów i w tylnym moście. Dyskusja nad wynikami wzrostu kosztów eksploatacji. Propozycje zmiany baterii 24V na 12V, zmniejszenia zbiornika paliwa, zredukowania ilości pierścieni tłokowych do dwu, chromowania ich, oraz używania rzadkiego oleju.

476* 629.113.056.36.004.6 N:F 20

BARNARD L. W., CLAXTON G.: **Zużycie paliwa. Badania sprawności benzolu.** „Fuel consumption. An investigation into the effect of benzol“. Auto Engr., London, mies., t. 43, Nr 566, maj 53, s. 190; 29 × 21 cm., 2,5 str., 5 wykr. — Zależność objętościowego zużycia paliwa wysokooktanowych od ich wartości kalorycznej i ciepła utajonego przy wyregulowaniu jakości mieszanki i zapłonu na największą moc. Mieszanka benzolowa daje około 9% oszczędności w stosunku do benzynowej. Opis przeprowadzonych badań i wynikające z nich wnioski. Badania przeprowadzone na stanowiskach doświadczalnych, gdyż z badań dokonywanych w czasie jazdy niemożliwe jest prowadzenie właściwych wniosków.

S. SUROWCE I MATERIAŁY

477* 629.113.002.3 S:K 20

GURSKI J.: **Nowe materiały: wynalazki zrodzone z potrzeby.** „New materials: inventions born of necessity“. SAE J., New York, mies., t. 60, Nr 10, paźdz. 52, s. 43; 30 × 21 cm., 3 str. — W wyniku polityki wojennej zarządzeń i wzrostu cen na pewne surowce zastosowano materiały zastępcze w budowie samochodów, które zdobyły sobie prawo obywatelstwa na stałe. Opisane właściwości materiałów — porównano z właściwościami

materiałów zastąpionych; uzasadniono zastosowanie. Omówiono stale borowe, żeliwo sferoidalne, włókna i gumy syntetyczne, powłoki ochronne i ozdobne.

478* 629.113.01:666.3037.5 S:T 20

SAKLINSKI W. W.: **Przykłady zastosowania metalowoceramicznych części samochodowych i ciągnikowych.** „Primieri primienienija metalloceramiczeskich awtotraktornych dietalej“. Awtom i Trakt. Promysl., Moskwa, mies., Nr 11, list. 52, s. 29; 29 × 22 cm., 2 str., 10 fot., 1 wykr., tabl. — Zasada wykonania trących się części samochodowych metodą spiekania sproszkowanych metali, ściśniętych w specjalnych formach i nasyconych smarem grafitowym. Skład chemiczny poszczególnych części (tulejki, panewki, podkładki). Dane porównawcze zużycia z materiału jednolitego. Wykorzystanie odpadków: trocin po szlifowaniu i wiórów

T. TECHNOLOGIA I PRODUKCJA.

479* 629.113:658.281:658.561 T 20

Kontrola szybkości. Uwagi o zastosowaniu sprzęgła Heenan Dynamic. „Speed control Notes on Heenan — Dynamic coupling applications“. Auto Engr., London, mies., t. 41, Nr 546, list. 51, s. 405; 29 × 21 cm., 6,5 str., 1 rys., 1 wykr., 10 fot. — Opis konstrukcji sprzęgła elektromagnetycznego Heenan-Dynamic składającego się z dwóch elementów oddzielonych od siebie wąską przestrzenią powietrzną. Przy powstaniu pola magnetycznego element napędzający przenosi moment obrotowy na części pędzone poprzez dzielącą je przestrzeń powietrzną. Zasada działania sprzęgła polega na wykorzystaniu prądów wirowych powstających przy względnym ruchu obu elementów po zasileniu cewek sprzęgła prądem stałym. Sprzęgło służy do wyrównywania i utrzymania stałej szybkości przenośników napędzanych jednym względnie kilkoma silnikami, do synchronizowania działania przenośników pionowych z przenośnikami montażowymi z dokładnością do jednej sekundy oraz do wielu innych celów jak na przykład do utrzymywania stałej szybkości podczas operacji odlewania odśrodkowego tulei cylindrowych itd.

W. MASZYNOZNAWSTWO I KONSTRUKCJA.

480* 621.431.73:621.436:621—232.2 W 20

SCHAGER R. J.: **By jak najwięcej otrzymać łożysk.** „Getting the most from your bearings“. Diesel Pwr., New York, mies., t. 30, Nr 10, paźdz. 52, s. 58; 29 × 21 cm., 4 str., 1 fot., 3 rys., 4 tabl. —

Rozważania na temat wzrostu wymagań odnośnie jakości łożysk ślizgowych w silnikach wysokoprężnych. Warunki smarowania, wykonania oraz montażu łożysk. Analiza pasowań.

481* 629.113.012.3:629.114.2:669.721:620.17 W:M:F 20

POLZIN M. H.: **Notatnik badacza o ciągnikowych kołach magnetycznych.** „A researcher's casebook on magnesium truck wheels“. SAE J., New York, mies., t. 60, Nr 8, sierp. 52, s. 61; 30 × 21 cm., 6 str., 4 fot., 3 rys., 3 wykr. —

Porównanie wytrzymałości magnezu i stali przy uwzględnieniu ciężaru próbki. Sformułowanie założeń konstrukcyjnych przy zastosowaniu magnezu do konstrukcji kół samochodowych. Opis badań odkształceń obręczy koła przy pomocy łatwo łamliwego lakieru i analiza wyników zilustrowana wykresami i rysunkami naprężeń w obręczy. Praktyczne wnioski z badań wykorzystane w polepszeniu konstrukcji.

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 przy pomocy prenumeraty 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.



KSIĄŻKI NADEŚLANE

Mgr inż. Tadeusz Mazanek „OBSŁUGA PIECA MARTE-
NOWSKIEGO”. Format A5, stron 103, rysunków 50, tablic 7.
PWT, Stalinogród, 1953. Cena zł 6,70.

Książka zawiera przystępny opis budowy nowoczesnego pieca
martenowskiego, proces wytapienia w nim stali od załadunku
wsadu aż do spustu, przyrządy do automatycznego regulowania
biegu pieca oraz jego naprawy na zimno i na gorąco.

Ponadto opisano w niej zasady organizacji pracy, instrukcje
technologiczne i czynnościowe, najczęściej powstające zaburze-
nia i sposoby ich usuwania; zamieszczono wskazówki dotyczą-
ce bezpieczeństwa pracy oraz opisy metod szybkościowych wyt-
apienia stali.

Książka przeznaczona jest dla wytapiaczy, mistrzów i tech-
ników stalowników oraz może służyć pomocą w średnich szkołach
technicznych.

Inż. Tadeusz Dobrzański „RYSUNEK TECHNICZNY”. For-
mat A5, stron 167, rysunków 231, tablic 13. PWT, Warszawa,
1953. Cena zł 9.

Książka zawiera przykłady zasadniczych konstrukcji geome-
trycznych oraz podstawowe wiadomości o rysunku technicznym
w perspektywie równoległej i w rzutach prostokątnych w opar-
ciu o Polskie Normy Rysunku Technicznego Maszynowego.

Praca przeznaczona jest dla robotników i rzemieślników prze-
mysłu metalowego oraz dla kreślarzy-mechaników.

Mgr inż. H. Borman, mgr inż. N. Majchert-Planeta i inż.
M. Perec „POKRYCIA GALWANICZNE”. Format A5, stron 169,
rysunków 18, tablic 27. PWT, Warszawa, 1953. Cena zł 11,70.

W książce omówiono metody niklowania, chromowania, kad-
mowania, miedziowania, mosiądzowania i ołowianowania, podano
opis czynności przygotowawczych, dane dotyczące składu i ana-
lizy stosowanych kąpielii oraz własności i sposoby badania otrzy-
manych powłok.

Książka przeznaczona jest do użytku wykwalifikowanych ro-
botników, mistrzów i techników.

Mgr inż. Stanisław Kowalczyk „TOLERANCJE I PASOWA-
NIA W BUDOWIE MASZYN WEDŁUG UKŁADU MIĘDZYNA-
RODOWEGO ISA ORAZ RADZIECKICH OCT”. Format A5,
stron 126, rysunków 30, tablic 47. PWT, Warszawa, 1953. Ce-
na zł 12,50.

W książce tej omówiono w przystępny sposób podstawowe
wiadomości o pasowaniach, podano zasadę budowy układu pa-
sowań międzynarodowego ISA i radzieckiego OCT, porównano
te układy oraz przytoczono przykłady zastosowania poszczegól-
nych pasowań.

Książka przeznaczona jest dla konstruktorów i technologów
budowy maszyn.

Mgr inż. Tadeusz Sawicki „ORGANIZACJA KONTROLI
TECHNICZNEJ W ZAKŁADACH PRZEMYSŁU METALOWE-
GO”. Format B5, stron 202, rysunków 8, tablic 52. PWT, War-
szawa, 1953. Cena zł 17,20.

W książce omówiono ogólne podstawy organizacji, zakres kom-
petencji i prace Działu Kontroli Technicznej (DKT) w przedsię-
biorstwach przemysłu metalowego, wzorowane na literaturze ra-
dzieckiej.

Książka zapoznaje czytelnika z metodą prac i organizacją
poszczególnych komórek organizacyjnych wchodzących w skład
tego działu, z klasyfikacją i dokumentacją braków oraz zagad-
nieniami kontroli produkcji, poczynając od kontroli dostaw po-
przez kontrolę w czasie samej produkcji w różnych działach
przedsiębiorstwa, a kończąc na kontroli gotowego produktu, jak
również ze współpracą DKT z innymi działami przedsiębiorstwa.

Książka przeznaczona jest dla pracowników przemysłu metalo-
wego, a w szczególności dla pracowników zatrudnionych w dzia-
le kontroli technicznej.

Inż. Władysław Klimczyk „ODLEWANIE WLEWKÓW STA-
LOWYCH”. Format B5, stron 213, rysunków 154, tablic 27.
PWT, Stalinogród, 1953, Cena zł 22,50.

W książce podano ogólne zasady wytapienia stali, opisy zja-
wisk fizyko-chemicznych przy powstawaniu czy usuwaniu wtrą-
ceń niemetalicznych w płynnej stali, wpływ stopnia uspokojenia
stali oraz kształtu wlewka na jego strukturę i wygląd oraz różne
sposoby odlewania wlewków i ich wady. Ponadto zawiera ona
opis kontroli temperatury i szybkości odlewania stali oraz liczne
opisy wyników badań metalurgicznych.

Książka przeznaczona jest dla techników i inżynierów sta-
lowników lub pracowników kontroli technicznej i może być po-
mocna w średnich i wyższych szkołach technicznych.

Mgr inż. Stanisław Prowas „POMIAR TEMPERATUR”. For-
mat B5, stron 211, rysunków 154, tablic 52. PWT, Stalinogród,
1953. Cena zł 22,20.

Książka zawiera podstawy teoretyczne termometrii oraz teo-
rię i opisy konstrukcji termometrów stosowanych w labora-
toriach, przemyśle i innych dziedzinach. Poza tym omówione
są sposoby wzorcowania termometrów oraz urządzenia pomocni-
cze stosowane przy pomiarach temperatury lub w połączeniu
z termometrami.

Książka przeznaczona jest dla techników i inżynierów pra-
cujących w dziedzinie pomiarów cieplnych lub w przemyśle pro-
dukującym urządzenia do termometrii, zarówno do pogłębienia
wiadomości jak i do pomocy przy wykonywaniu pomiarów i wzor-
cowaniu przyrządów.

CZASOPISMA NADEŚLANE

„WIADOMOŚCI PKN” zeszyt 4/53: inż. J. Wodzicki „Norma-
lizacja polska na nowych torach” (2), mgr J. Szomański „De-
kret z dnia 4 marca 1953 r. w oświetleniu prawnym” (6), B. Mro-
zowski „Organizacja i zakres działalności komórek normalizacji
resortowej” (7), „Rola normalizacji w gospodarce konserwa-
cyjno-remontowej” (1), inż. S. Okoński „O właściwą organizację
działalności normalizacyjnej w resortach” (2,5), „Normalizacja
resortowa w przemyśle budowy maszyn” (1,5). Poza tym ogło-
szono projekt normy „Oznaczenia najważniejszych wielkości we
wzorach fizycznych i technicznych „Mechanika”.

„OCHRONA PRACY” zeszyt 6/53: inż. Zbigniew Piotrowski
„Badania nad okularami ochronnymi typu otwartego” (4,5) mgr
Andrzej Brückman „Kontrola warunków bezpieczeństwa pracy
przy promieniach X za pomocą kieszonkowych komór joniza-
cyjnych” (2), inż. Zygmunt Puławski „Przyłbica przy spawaniu
łukowym miedzi” (1).

„PRZEGLĄD ODLEWNICTWA” zeszyt 6/53: inż. Jerzy Pia-
skowski i inż. Jan Rączka „Produkcja czarnego żeliwa ciągli-
wego z żeliwiaka” (7,5), inż. Tadeusz Caliński „Odlwane nar-
zędzia-tnące metodą wytapianych modeli” (4), inż. Bohdan Iwa-
syk „Nadlewy ciśnieniowe przy odlewaniu brązów” (5), Józef
Mieszczak „Odlwanie cylindrów z żeliwa zbrojonego oraz części
cylindrycznych z zalanyimi rurami” (2).

„PRZEGLĄD MECHANICZNY” zeszyt 6/53: inż. Jerzy Mie-
rzejewski „Wpływ tarcia na formowanie się wióra przy skrawa-

niu metali” (7), prof. inż. Aleksy Piątkiewicz „Wyznaczenie wy-
maganego współczynnika udźwigu w układach wyciągów ciera-
nych” (3), inż. Jerzy Jasnorzewski „Najnowsze osiągnięcia
w dziedzinie interferencyjnych pomiarów długości (2,5), inż. Alek-
sander Rummel „Kierunki rozwojowe spalinowych silników mor-
skich” (5,5), dr inż. J. Obalski, prof. dr J. Roliński, prof. dr St.
Ziemia „Sesja naukowa poświęcona elektrycznym metodom po-
miarowym w produkcji, laboratorium i dydaktyce” (3,5).

„PRZEGLĄD TECHNICZNY” zeszyt 6/53: „Zapewnienie go-
spodarce narodowej dostatecznej ilości metali” (1), inż. Helio-
dor Chmielewski „O polskie słownictwo techniczne” (2), inż.
Wiktor Pietrzyk „Spalanie olejów ciężkich w okrętowych silni-
kach wysokoprężnych” (5), mgr Stefan Sękowski i inż. Rajmund
Ustynowicz „Nowe zagadnienia suszenia promieniowego” (3,5).

„TECHNIKA MOTORYZACYJNA” zeszyt 6/53: inż. Tadeusz
Szuski „Rozwój socjalistycznego przemysłu motoryzacyjnego
w Węgierskiej Republice Ludowej” (6), prof. Adam Minchajmer
„Ogólne zasady przeprowadzania badań drogowych” (4,5), inż.
Wiesław Grabowski „Dogłądanie i jego zastosowanie w prze-
myśle samochodowym” (5,5), inż. Marian Kraiński „O niektó-
rych zasadniczych warunkach utrzymania rytmiczności produ-
kcji” (3), inż. Ryszard Cylc „Podwyższenie zmęczeniowej wy-
trzymałości części stalowych samochodu przy pomocy kulkowa-
nia” (4), Antoni Orłowski „Ważniejsze projekty racjonalizator-
skie wprowadzone ostatnio w przemyśle motoryzacyjnym” (1).

PAŃSTWOWE WYDAWNICTWA TECHNICZNE

Nowości wydawnicze

- Bleszyński T.: **Spawanie szyn termitem.** 1953, s. 44, zł 3.—
 Chomiakow Wz G., Maszowiec W. P., Kuźmin Ł. Ł. **Technologia przemysłu elektrochemicznego.** Tłum. z ros. J. Wojtowicz. 1953, s. 580, zł 54.— (w oprawie)
 Chudych M.: **Remont części krosien.** Tłum. z ros. O. Norewicz. 1953, s. 188, zł 11.60
 Diejew W. M.: **Moje doświadczenia przy wykonywaniu robót ciesielskich.** Tłum. z ros. A. Zboiński. 1953, s. 34, zł 2.—
 Dobrowolski A.: **Chemia i technologia laków i pigmentów.** 1953, s. 328, zł 31.—
 Dobrowolski Z.: **Spawalnictwo.** Wyd. 2. 1953, s. 404, zł 22.— (w oprawie)
 Drinberg A. J.: **Technologia substancji błonotwórczych. Żyvice naturalne i syntetyczne. Pokosty, lakiery i farby.** Tłum. z ros. W. Gajewski i E. Górecki. 1953, s. 604, zł 64.20 (w oprawie)
 Drozd W., Gąsior W.: **Fosforowanie ochronne.** 1953, s. 36, zł 2.50
 Durrer R.: **Przeróbka hutnicza rud żelaza oprócz przeróbki w wielkim piecu na koksie.** 1953, s. 148, zł 10.50
 Górka H.: **Pluczka wiertnicza.** 1953, s. 44, zł 3.—
 Holtorp J.: **Bezpieczeństwo pracy zalewaczy i wybijaczy w odlewniach żeliwa.** 1953, s. 40, zł 2.50
 Jastrzębski R.: **Przesiewanie węgla i przesiewiacze.** 1953, s. 79, zł 5.—
 Kępa J., Leśkiewicz W.: **Urządzenie i obsługa walcowni-zgniatacza.** 1953, s. 159, zł 9.50
 Klonowski Z., Knopf M.: **Malowanie rdzochronne.** 1953, s. 96, zł 6.20
 Korecki Z., Nieć W., Regulski W.: **Kombajny węglowe typu Donbass.** 1953, s. 120, zł 8.40
 Kozaczenko W. S., Szapiro I. S.: **Wykonywanie robót murowych sposobem I. S. Kowalowa.** Tłum. z ros. A. Zboiński. 1953, s. 44, zł 2.50
 Łukaszek J.: **Poradnik tokarza-metalowca.** 1953, s. 316, zł 25.20 (w oprawie)
 Sawicki T.: **Organizacja kontroli technicznej w zakładach przemysłu metalowego.** 1953, s. 204, zł 17.20
 Skonieczny M.: **Elektryczne przyrządy pomiarowe.** Wskazówki właściwego użytkowania. 1953, s. 100, zł 5.50
 Skowron L.: **Przenośniki zgrzeblowe.** 1953, s. 76, zł 4.50
 Stankiewicz M., Chromik J.: **Wytapianie stali w piecach marténowskich.** 1953, s. 196, zł 12.—
 Technika nagrywania i odtwarzania dźwięków. Praca zbiorowa pod red. I. Maleckiego. 1953, s. 427, zł 38.50 (w oprawie)
 Witkowski J.: **Szkicowanie techniczne.** 1953, s. 67, zł 3.50
 Wolk R.: **Planowanie zużycia narzędzi.** 1953, s. 200, zł 21.30 (w oprawie)
 Zasada M.: **Bardo nicielnice.** 1953, s. 35, zł 2.50
 Zasada M.: **Dwuskokowe maszyny nicielnice.** 1953, s. 72, zł 4.50

Książki wydane poprzednio

- Bielow M. W., Kartaszew I. P.: **Mechanizacja pracochłonnych operacji.** Tłum. z ros. W. Natanson. 1953, s. 32, zł 1.50
 Bogdanow S. G.: **Metaloznawstwo i obróbka cieplna stali.** Tłum. z ros. W. Chitruk. 1953, s. 260, zł 20.— (w oprawie)
 Bruins D. H.: **Obrabiarki do metali.** Tłum. z niem. T. Pietrzkiwicz. 1953, s. 305, zł 19.— (w oprawie) Zatwierdzono do użytku szkolnego przez CUSZ.
 Dobrowolski J.: **Polerowanie elektrolityczne.** 1953, s. 96, zł 11.—
 Dobrzański T.: **Rysunek techniczny.** Wydanie 4 uzupełnione. 1953, s. 168, zł 9.—
 Gospodarka remontowa. Sprawozdanie z przebiegu obrad I Krajowej Narady Remontowej. Warszawa 28—29 listopad 1952 r. Naczelna Organizacja Techniczna. 1953, s. 304, zł 8.—
 Hoare W. E.: **Blacha biała. Produkcja i zastosowanie.** Tłum. z ang. K. Tarnowski. 1953, s. 40, zł 2.80
 Ignatow I. I.: **Młoty matrycowe.** Tłum. z ros. K. Bosiacki. 1953, s. 367, zł 38.30 (w oprawie)
 Klimienko K. I.: **Sposoby podniesienia wydajności pracy w przemyśle maszynowym ZSRR.** Tłum. z ros. E. Koch. 1953, s. 172, zł 10.90
 Kosmaczew I. G., Lebiediew N. A.: **Ostrzarka anodowo-mechaniczna konstrukcji N. A. Liebidiewa.** Tłum. z ros. Z. Kościółek. 1953, s. 44, zł 2.30
 Mackiewicz S.: **Narzynki. Konstrukcja.** 1953, s. 68, zł 5.—
 Moszyński W.: **Wytrzymałość zmęczeniowa części maszynowych.** 1953, s. 279, zł 24.60 (w oprawie)
 Pietrzkiwicz T.: **Pomiar mocy silników spalinowych.** 1953, s. 120, zł 8.50
 Szcukariew B. A.: **Metody potokowe w produkcji wielkoseryjnej.** Tłum. z ros. W. Kamiński. 1953, s. 151, zł 14.10
 Szupp B.: **Kurs spawania acetylenowego (w pytaniach i odpowiedziach).** Wydanie 5 niezmienione. 1953, s. 108, zł 4.—
 Tomaszewski A.: **Zarys metrologii warsztatowej.** Podstawy teoretyczne i środki miernicze do pomiarów długości i kątów. 1953, s. 431, zł 58.50 (w oprawie)
 Tuszyński J.: **Szlifowanie bezkłowe.** 1953, s. 110, zł 5.60
 Zochowski M. K.: **Pomiary ciśnienia.** Tłum. z ros. T. Białas i W. Pietraszkiewicz. 1953, s. 220, zł 13.80

Do nabycia w księgarniach technicznych Domu Książki

