

WZK 5311  
DMP  
MOTORYZACYJNA

*technika*

**MOTORYZACYJNA**



NR 12 (22)  
1953 R

Biblioteka  
Politechniki  
Wrocławskiej

**GRUDZIEŃ**

WYDAWNICTWO NACZELNEJ ORGANIZACJI TECHNICZNEJ

## TREŚĆ ZESZYTU

*Prof. mgr inż. T. Kosiewicz* — Powstanie Wydziału Samochodów i Ciągników na Politechnice Warszawskiej

Służba BHP w Zakładach motoryzacyjnych w świetle Uchwały Prezydium Rządu

*Prof. Adam Minchejmer* — Charakterystyki silników samochodowych i ciągnikowych

*Mgr inż. Witold Kończykowski* — Zagadnienie naprężeń wstępnych w resorach piórowych

*Mgr inż. Fryderyk Blümke* — Naprawa silników dwusuwowych

L. Z. — Mały samochód „Champion 400“

Głosy Czytelników — *Inż. Jan Kunstetter* — W sprawie nazw charakterystyk silników

Z. L. — Wpływ niszczącego działania trójtlenku siarki w warunkach nadmiernego chłodzenia silników wysokoprężnych

T. S. — Ulepszenie silników typu Lanz-Buldog z żarową głowicą

Z. L. — Samochodowe hamulce tarczowe

Roczny spis treści

„Zamówienia i przedpłaty na prenumeratę czasopism technicznych, NOT, poczynając od 1 maja 1953 r., przyjmowane są 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. Analogicznie 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. 9<sup>30</sup> do 16<sup>30</sup> oraz dodatkowo w każdy piątek od godz. 17 do 18. Warszawa, ul. Czackiego 3/5, tel. 6.74.61 wew. 35.

# TECHNIKA

# MOTORYZACYJNA

## MIESIĘCZNIK



ROK III

GRUDZIEŃ

ZESZYT 12

Prof. mgr inż. T. KOSIEWICZ  
DZIEKAN WYDZIAŁU SAMOCHODÓW  
I CIĄGNIKÓW  
POLITECHNIKI WARSZAWSKIEJ

## POWSTANIE WYDZIAŁU SAMOCHODÓW I CIĄGNIKÓW NA POLITECHNICE WARSZAWSKIEJ

*Ogólna analiza potrzeb i warunków rozwoju szkolnictwa wyższego na odcinku zapewnienia własnego dopływu odpowiednich kadr fachowych dla przemysłu motoryzacyjnego, eksploatacji i transportu. Powołanie na Politechnice Warszawskiej Wydziału Samochodów i Ciągników, jego planowy rozwój. Doświadczenia radzieckie i ich wykorzystanie przy organizacji i planowaniu studiów na Wydziale. Podstawowe specjalności, ich zakresy i przystosowanie do określonych zadań w przemyśle i eksploatacji. Analiza nauczania i studiów w ramach poszczególnych specjalności. Katedry Wydziału i związane Zakłady Naukowo-Badawcze, ich zakresy nauczania oraz podstawowe prace. Realizowana przez Wydział współpraca ludzi nauki z przemysłem w zakresie wykonania zadań planowego rozwoju gospodarczo-przemysłowego i postępu technicznego na odcinku motoryzacji kraju.*

Wyższe szkolnictwo w Polsce przedwzrostowej nie miało i nie mogło mieć perspektyw rozwoju. Trzy uczelnie typu akademickiego i dwie typu zawodowego pokrywały z nadmiarem zapotrzebowanie naszego uboższego i zacofanego technicznie przemysłu.

Zupełnie nierozwinięte niektóre gałęzie przemysłu, kierowanie trudniejszymi procesami technologicznymi przez obcych specjalistów, praca na obcej dokumentacji technicznej — powodowały brak większego zapotrzebowania na wysokowzrostowanych specjalistów.

Kryzysy i brak planowości w gospodarce nie pozwalały dostatecznie sprężyć sylwetek specjalizacyjnych inżynierów i mechaników, a tym bardziej ustalić liczby potrzebnych absolwentów dla określonych specjalności. W takiej sytuacji politechniki nasze kształciły inżynierów typu uniwersalnego. W programach nauczania dominowały przedmioty konstrukcyjno-opisowe. Młody inżynier po długich studiach, bo trwających średnio 6 lat, potrzebował szeregu dalszych lat praktyki technicznej, aby móc użytecznie włączyć się do produkcji.

W warunkach naszego budownictwa socjalistycznego sytuacja w wyższym szkolnictwie technicznym uległa radykalnej zmianie. Zaraz po wyzwoleniu Państwo Ludowe przeznaczyło olbrzymie sumy na inwestycje i rozwój wyższego szkolnictwa technicznego. Po wznowieniu działalności przez Politechnikę Warszawską i Akademię Górniczą w Krakowie, powstały Politechniki w Gdańsku i Wrocławiu, w Gliwicach i Łodzi. Podjęły pracę szkoły inżynierskie w Warszawie i Poznaniu, uruchomiono nowe szkoły inżynierskie w Szczecinie i Częstochowie. Równolegle rozwinęła się z inicjatywy Naczelnej Organizacji Technicznej sieć Wieczorowych Szkół Inżynierskich, które podnoszą kwalifikacje zawodowe aktywistów naszego życia gospodarczego bez odrywania ich od pracy produkcyjnej.

Olbrzymie zapotrzebowanie kraju na siły techniczne spowodowało przyjęcie dwustopniowego nauczania, przy którym średnio 4/5 ilości absolwentów już po trzech i pół latach opuszczało mury uczelni, aby włączyć się do produkcji. Pozostała ilość przeznaczona do pracy naukowo-badawczej kierowana była natomiast

na drugi stopień nauczania tzw. stopień magisterski. W miarę uzupełniania najpilniejszych potrzeb naszej gospodarki w zakresie kadr inżynierskich dla szeregu kierunków okres kształcenia na stopniu inżynierskim został przedłużony do lat czterech, względnie do lat pięciu, przy jednoczesnym w tym ostatnim wypadku wyeliminowaniu konieczności drugiego stopnia nauczania.

Kształcenie inżynierów mechaników już od bieżącego roku akademickiego oparte jest dla stopnia inżynierskiego na bazie czteroletniej siatki godzin. Planowa rozbudowa naszego przemysłu pozwoliła określić dokładnie nomenklaturę kierunków i specjalności uczelni wyższych, obowiązujących przy opracowywaniu naszych planów gospodarczych. Równoległe z rozwojem bazy materialnej naszego wyższego szkolnictwa technicznego rozpoczęły się i w dalszym ciągu następują głębokie przemiany ideologiczne na terenie wyższych uczelni.

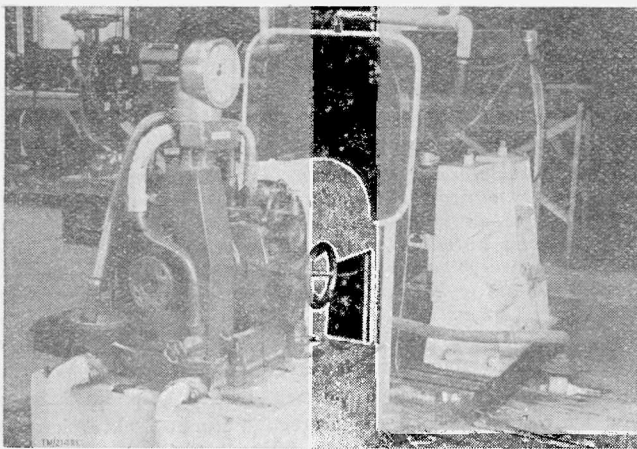
Po zlikwidowaniu wąskiej, klasowo elitarniej bazy rekrutacyjnej następuje corocznie stopniowa zmiana składu klasowego studiującej młodzieży akademickiej, zabezpieczająca coraz większy udział w studiach młodzieży robotniczej i chłopskiej. Pod wpływem rewolucyjnych przeobrażeń, zachodzących w naszym kraju, pod wpływem twórczego rozmachu mas ludowych, odbudowujących ojczyznę na nowych zasadach, w ciągu ostatnich lat sytuacja na froncie nauki zmieniła się bardzo. Pracownicy nauki podjęli twórczy wysiłek dostosowania nauki do potrzeb naszej gospodarki narodowej. Dowodem tego są coroczne nagrody państwowe za wybitne osiągnięcia, mające poważne znaczenie dla budownictwa państwowego. Coraz częściej jesteśmy świadkami zacieśniania naszych stosunków naukowo-technicznych ze Związkiem Radzieckim. Uczni radzieccy przyjeżdżają do nas, dzielić się z nami swoimi doświadczeniami na polu badań naukowych, organizacji nauki i szkolnictwa. Tworzenie na uczelniach silnego trzonu młodej postępowej kadry naukowej przyspiesza zwrot ideologiczny w postawie niektórych pracowników, którzy zaczynają rozumieć, że pracy naukowej nie można ograniczyć do rozważań w odizolowanej od życia katedrze, a trzeba ją powiązać z praktyką produkcyjną, z twórczą inicjatywą ludzi pracy.

Te przemiany ideologiczne wiążą się ściśle z rozwojem i roz-

budową naszych uczelni, z powstawaniem nowych wydziałów i organizowaniem nowych kierunków studiów, odpowiadających specjalności branżowej naszego przemysłu.

W niniejszym artykule chciałbym pokrótce scharakteryzować założenia organizacyjne i zadania, stojące przed jednym z nowopowstałych wydziałów Politechniki Warszawskiej, — Wydziałem Samochodów i Ciągników, powołanym do życia Zarządzeniem Ministra Szkolnictwa Wyższego z dniem 1.IX.1953 r. (Monitor Polski Nr A-72 z dnia 6. VIII. br).

Rozwój drogowego transportu samochodowego, mechanizacja uprawy roli i gospodarki leśnej, usprawnienie transportu przy robotach ziemnych i budowlanych oraz dalsze zastosowania transportowych i roboczych pojazdów mechanicznych są podstawowymi czynnikami postępu technicznego w socjalistycznej gospodarce. Motoryzacja kraju, mająca również wielkie znaczenie dla obronności kraju, jest znów uwarunkowana rozwojem przemysłu motoryzacyjnego oraz rodzajem i wielkością jego produkcji.



Rys. 1. Hamulec hydrauliczny zakładu silników samochodowych i ciągnikowych

Przemysł samochodowo-ciągnikowy, jak i przemysł wytwarzający pojazdy specjalne, a następnie wszystkie resorty użytkujące pojazdy mechaniczne — potrzebują i będą potrzebować w coraz większej liczbie należycie przygotowanych fachowych kadr inżynierskich. Wyszkolenie tych kadr powinno być oparte na gruntownej i wszechstronnej znajomości budowy i działania samochodów i ciągników oraz pojazdów specjalnych, jak i znajomości metod i środków ich wytwarzania oraz na znajomości wymagań i zasad ich użytkowania. Szeroki zakres związków z tym zagadnień konstrukcyjnych, produkcyjnych i eksploatacyjnych wymaga oparcia szkolenia na odrębnych kierunkowych i specjalizacyjnych programach.

Konieczność odrębnego szkolenia inżynierów mechaników samochodowych dla przemysłu motoryzacyjnego i transportu drogowego powstaje na bazie silnie rozwijającego się przemysłu samochodowego i ciągnikowego oraz wzrastającym udziale taboru samochodowego w usługach transportowych w kraju.

W warunkach przedwojennych ta dziedzina wytwórczości była u nas zupełnie zaniedbana. Państwo sanacyjne, powiązane z kapitałem międzynarodowym, nie stworzyło w tym zakresie żadnego dorobku. Wrzesień 1939 roku przerwał działalność koncernów zagranicznych, a mianowicie: F-my General Motor Corporation, w montowni samochodów Lilpopa w Warszawie i w nowobudowanej fabryce silników samochodowych w Lublinie, francuskiej wytwórni samochodów Renault w Fabryce Lokomotyw w Chrzanowie i niemieckiego Auto-Union, podejmującego organizację montowni samochodów DKW we Wspólnocie Interesów na Śląsku. Jedyna wytwórnia samochodów osobowych i półciężarowych Państwowych Zakładów Inżynierii na Pradze uległa całkowitemu zniszczeniu. Wytwórnia ta projektowana w zasadzie na produkcję roczną 1500 wozów na jedną zmianę nie stwarzała dostatecznych

możliwości zorganizowania opłacalnej produkcji samochodów na bazie nowoczesnej technologii.

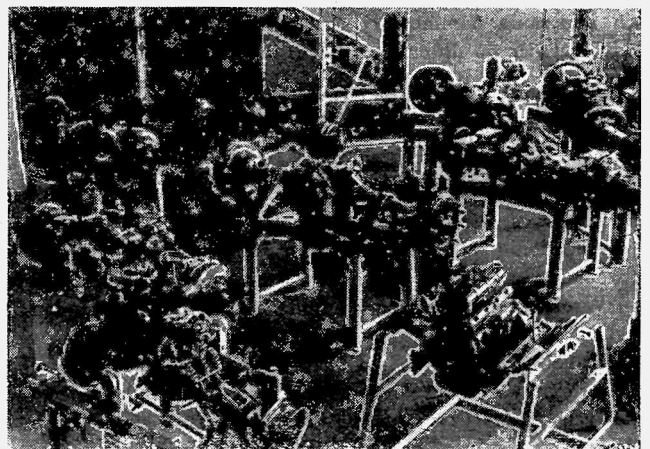
Przed naszym Państwem Ludowym stało więc zadanie zorganizowania od podstaw produkcji pojazdów mechanicznych jak i zakładów naprawczych i stacji obsługi do eksploatacji szybko narastającego taboru, a przede wszystkim zorganizowania szkolenia odpowiednich kadr specjalistów w tym zakresie.

Przykład i pomoc Związku Radzieckiego pozwoliły nam stworzyć dynamiczny i realny plan rozwoju tej gałęzi przemysłu, ujęty znanymi nam dobrze liczbami rocznej produkcji naszych głównych zakładów wytwórczych w Ursusie, Starachowicach, Żeraniu, Lublinie i WFM w Warszawie i innych.

Nowopowstały Wydział Samochodów i Ciągników utworzony został w wyniku wyodrębnienia i usamodzielnienia Oddziału Samochodowego Wydziału Mechanicznego Technologiczno-Konstrukcyjnego naszej Politechniki.

Przejął on bazę materialną Oddziału ze Szkoły Inżynierskiej im. Wawelberga i Rotwanda, scalonej z początkiem roku akademickiego 1951/52 z Politechniką. Powolnie wydziału poprzedziła dostatecznie długa praca przygotowawczo-organizacyjna, która pozwoliła opracować zarówno długofalowy plan jego rozwoju, jak również sprecyzować sylwetki specjalizacyjne absolwentów, plany studiów i szczegółowe programy nauczania.

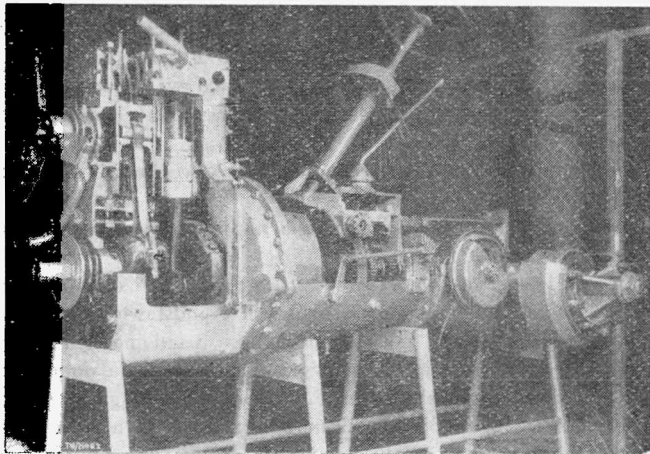
W okresie tym Wydział korzystał z konsultacji z uczonymi radzieckimi, którzy przebywali w tym czasie w Polsce, rozpracowując szereg zagadnień w bezpośrednich rozmowach z wybitnym uczonym w zakresie budowy pojazdów mechanicznych akademikem Czudakowem i profesorem Mininem, dziekanem jednego z fakultetów Instytutu Samochodowego w Moskwie. Akademik Czudakow utwierdził w nas przekonanie, że szkolenie inżynierów samochodowych należy już w naszym etapie rozwoju naukowo-przemysłowego realizować na odrębnych wydziałach, wydziałowych z wydziałów mechanicznych dotychczasowego typu. Wydziały te powinny ustalić w ten sposób kierunki specjalizacyjne, aby mogły one wyodrębnić się w dalszej perspektywie rozwoju w samodzielne wydziały w ramach specjalnego Instytutu. Na specjalnym wykładzie w dniu 3.XI.51 r. akademik Czudakow przedstawił nam warunki i przebieg rozwoju przemysłu samochodowo-ciągnikowego w Związku Radzieckim oraz scharakteryzował perspektywiczny plan rozwoju motoryzacji wytyczony w r. 1929 przez Tow. Stalina. Realizacja tego planu wysunęła Kraj Rad pod względem produkcji ciągników na pierwsze miejsce na świecie, a pod względem samochodów na drugie.



Rys. 2. Wzorcownia zespołów samochodowych

Należy podkreślić, że szkolenie inżynierów mechaników samochodowych podjęte zostało z dostatecznym wyprzedzeniem w stosunku do potrzeb gospodarczych. W roku 1920 powstała pierwsza Katedra Budowy Samochodów na Politechnice w Moskwie, a w roku 1923 utworzona została w Moskwie pierwsza

specjalna wyższa uczelnia techniczna dla szkolenia kadr dla przemysłu samochodowo-ciągnikowego pod nazwą „Awtotraktornyj Institut im. Łomonosowa“, przekształcona następnie w tak zwany Moskowskij Awtomiechaniczeskij Institut“. Uczelnia ta stała się głównym ośrodkiem kształtującym kierunki i metodykę nauczania kadr inżynierskich dla potrzeb przemysłu samochodowego i ciągnikowego. W oparciu o te wytyczne, stworzone były dalsze wyższe uczelnie — tak zwane „Awtomiechaniczeskije Wtuzy“ lub też samochodowe wydziały na politechnikach. — Uczelnie te szkoliły w zakresie konstrukcji i wytwórczości sprzętu motoryzacyjnego. Dla szkolenia inżynierów eksploatatorów taboru samochodowego powstawały specjalne „Awtodoroznyje Wtuzy“, posiadające oddzielnie profilowane sylwetki specjalizacyjne i programy. Należy podkreślić tutaj znaczącą uwagę akademika Czudakowa, opartą na doświadczeniach radzieckich, która wskazuje, że nie należy opóźniać się z przygotowaniem kadr specjalistów do pracy w resorcie eksploatacji; powiedział on: „obecna wasza uwaga zwrócona jest na budowę fabryk samochodowych — lecz należy pamiętać, że w przyszłości koszty związane z użytkowaniem taboru samochodowego będą znacznie większe niż koszty produkcji. Należy zawczasu myśleć o potrzebnych inżynierach samochodowych do pracy w eksploatacji tych samochodów“. Na przykładzie liczbowym akademik Czudakow wykazał, że 10% oszczędności na kosztach eksploatacji samochodów w ZSRR w stosunku rocznym przedstawia sumy pozwalające zbudować kilka nowych fabryk samochodów.



Rys. 3. Model silnika mechanizmów napędowych ciągnika kołowego

W części naukowej swoich wykładów i konsultacji na specjalnej radzie naszego wydziału, akademik Czudakow zapoznał nas z metodyką badań, stosowaną w ZSRR przez naukowców naszej specjalności, podając konkretne przykłady obalenia przez młodą postępową naukę o samochodach — starych poglądów i fałszywych twierdzeń, zawartych do dziś w literaturze technicznej krajów kapitalistycznych. Bardzo mocno akcentował akademik Czudakow konieczność krytycznego stosunku do znanych nam stwierdzeń i konieczności wychowywania młodzieży w duchu krytycznego ustosunkowania się do posiadanych wiadomości, które już w toku studiów, w związku z szybkim rozwojem nauki, powinny być rewidowane.

Należy również podkreślić, poważne korzyści, jakie osiągnął nasz Wydział w wyniku szeregu narad roboczych, przeprowadzonych w prof. Mininem w ubiegłym roku akademickim. Omówione zostały i poddane krytycznej ocenie nasze programy nauczania i założenia do opanowania nowych planów studiów na bazie 4 i 5-letniego okresu nauczania.

W trosce o jakość nauczania naszych absolwentów, profesor Minin wypowiedział się za przyspieszeniem przejścia na 5-letnie nauczanie. Absolwenci powinni być specjalizowani na bazie dobrego przygotowania z zakresu przedmiotów matematyczno-fizycznych i podstawowych przedmiotów technicznych. Odnośnie syl-

wetek specjalizacyjnych potwierdził słuszność przyjętych założeń dla szkolenia na przyszłym Wydziale, że każdy przyszły inżynier powinien otrzymać na uczelni również podstawowe wiadomości z zakresu nauk technologicznych i organizacyjno-ekonomicznych, potrzebne do realizacji procesów wytwórczych w przemyśle, niezależnie od ewentualnej dalszej jego specjalizacji w zakresie konstrukcyjnym.

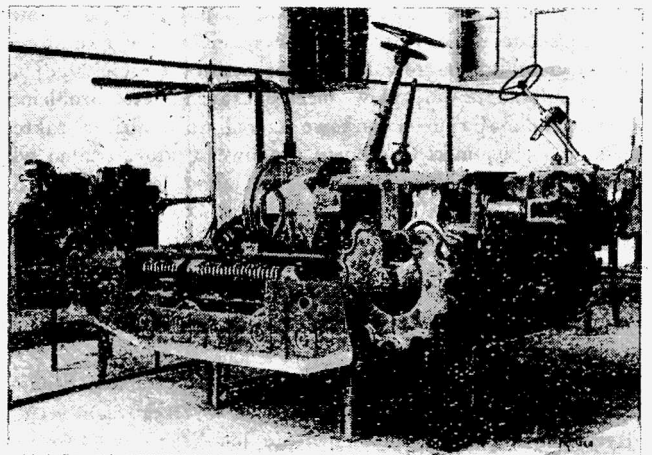
Prof. Minin przypomniał na naradzie pracowników nauki i pracowników przemysłu motoryzacyjnego, odbytej w Ursusie w dniu 28 maja br., wypowiedź Tow. Stalina: „każdy konstruktor — technologiem“, — podkreślając, że zwykle niewykonanie planów produkcyjnych przez załogi fabryk jest wynikiem braku przygotowania pracowników z zakresu technologii, ekonomiki i organizacji procesów wytwórczych. Przygotowanie ogólnoinżynierskie i technologiczne w okresie studiów powinno objąć wszystkich absolwentów danego kierunku, niezależnie od ich specjalizacji na ostatnim roku studiów w zakresie konstrukcji i badań, technologii wytwarzania, bądź napraw i obsługi technicznej.

Inżynier mechanik technolog, specjalizujący się w zakresie projektowania procesów wytwórczych w zakładach przemysłu branżowego powinien poza pracami technologicznymi wykonać w okresie studiów również projekt konstrukcyjny maszyny, którą będzie wytwarzał, ażeby dobrze poznać wymagania konstrukcyjne i warunki techniczne, obowiązujące technologa.

Te podstawowe założenia, realizowane już częściowo w procesie szkolenia dla kierunku samochodowego, zostały przyjęte całkowicie za podstawę przy opracowywaniu siatek godzin i programów dla nowopowstałego Wydziału Samochodów i Ciągników.

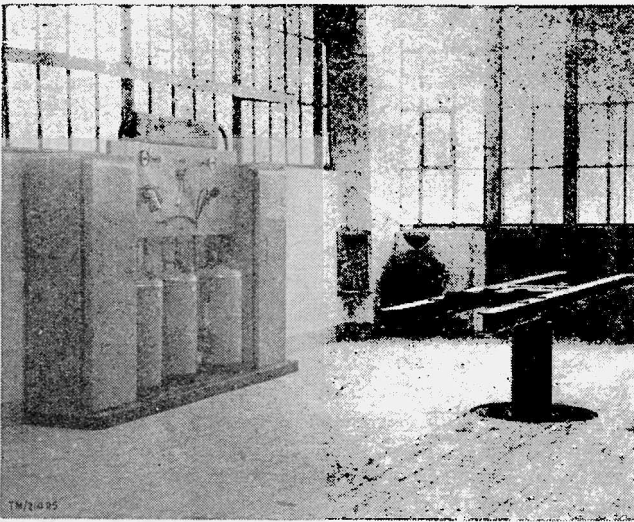
W świetle tych założeń dotychczasowy podział istniejący na Politechnice Warszawskiej wydziałów mechanicznych — na: konstrukcyjny, technologiczno-konstrukcyjny i technologiczny, — został poddany krytycznej ocenie i rewizji. Po przewidywanej w bieżącym roku akademickim reorganizacji naszej uczelni i wydzieleniu samodzielnej Wyższej Szkoły Głównej, szkolącej kadry w zakresie budowy maszyn, — będzie przyjęty podział wg przedmiotów produkcji i gałęzi przemysłu maszynowego, — przykładowo: Wydział Samochodów i Ciągników, Wydział Obrabiarek i Narzędzi, Wydział Maszyn Odlewniczych i Odlewnictwa, Wydział Lotniczy itd. Przy takim ujęciu i zaprojektowaniu planów studiów zgodnie z wymaganiami naszego życia gospodarczego, absolwent otrzymujący stopień inżyniera mechanika w zakresie budowy samochodów, czy obrabiarek, nie będzie odpowiednikiem sylwetki tzw. inżyniera mechanika konstruktora w dotychczasowym ujęciu. Będzie on inżynierem dostosowanym do potrzeb przemysłu, mogącym być wykorzystanym na zakładzie wytwórczym w pionie Głównego Inżyniera zarówno w działach przygotowujących i obsługujących produkcję, jak i w wydziałach bezpośredniego wytwarzania.

Wśród profesorów kierunku samochodowego w naszej uczelni już od dawna istniał słuszny, naszym zdaniem pogląd, że próby



Rys. 4. Wzorcownia ciągników rolniczych

całkowitego rozgraniczenia problemów, związanych z budową maszyn na: konstrukcyjne, technologiczne i eksploatacyjne i organizowanie kilkuletniego szkolenia w wąskim zakresie jednego z tych kierunków nie są słuszne. Pierwszy Kongres Nauki Polskiej upewnił nas, że takie rozumowanie jest prawidłowe. W wyniku obrad Sekcji Budowy Maszyn i Technologii Mechanicznej ustalono, że wprawdzie nauki technologiczne związane z budową maszyn reprezentują kierunki konstrukcyjne, technologiczne i eksploatacyjne, to jednak każda z nich zawiera w sobie wszystkie trzy cechy. Innymi słowy, niesłusznym byłoby rozwijać naukę konstrukcji pojazdów mechanicznych i szkolić w tym zakresie w oderwaniu od grupy nauk, których przedmiotem jest technologia, oraz obsługa i naprawa pojazdów, względnie odwrotnie próbować rozwijać młodą naukę technologii budowy maszyn (samochodów czy ciągników) bez gruntownej znajomości przedmiotu produkcji. Dlatego na obecnym Wydziale Samochodów i Ciągników, absolwenci tego kierunku studiów, niezależnie od ich specjalizacji na ostatnim roku studiów, będą szkoleni na tej samej siatce przedmiotów kierunkowych, obejmującej przedmioty obok konstrukcyjnych — również technologiczne i eksploatacyjne (obsługa techniczna i naprawy). W ten sposób będzie można wyszkolić kandydata na konstruktora, który po przejściu praktyki będzie zdolny projektować konstrukcje „technologiczne”, to znaczy takie, które będzie można wytwarzać i naprawiać w sposób ekonomiczny na bazie nowoczesnej technologii. Pozwoli to również wyszkolić technologa, który potrafi projektować nowe procesy technologiczne dla znanego mu dobrze przedmiotu produkcji, tj. samochodu czy ciągnika.

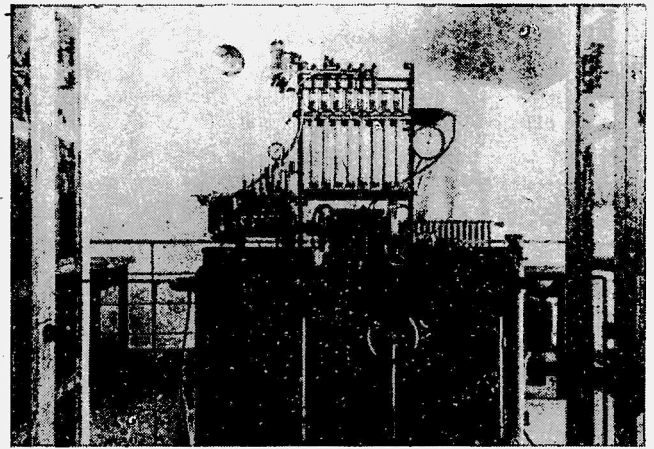


Rys. 5. Kabina obsługi technicznej

Poruszając problem dialektycznej łączności między kierunkami konstrukcyjnym, technologicznym i eksploatacyjnym, należy zwrócić uwagę na zagadnienie eksploatacji pojazdów mechanicznych. Eksploatacja maszyn napędowych i roboczych obejmuje normalnie swym zakresem również sprawę napraw i racjonalnej obsługi. Eksploatacja pojazdów mechanicznych jest problemem szerszym, obejmującym dodatkowo szereg zagadnień z zakresu organizacji i ekonomiki transportu drogowego, które trudno włączyć w ramy wydziału budowy maszyn, jakim jest Wydział Samochodów i Ciągników. Szkolenie inżyniera ekonomisty, specjalizującego się w zakresie ekonomiki i organizacji transportu drogowego, powinno mieć miejsce na specjalnych wydziałach techniczno-ekonomicznych lub nawet wydzielonych uczelniach, pokrywających stale wzrastające zapotrzebowanie resortu transportu drogowego.

Planowana w najbliższym czasie przez Departament Studiów Technicznych Ministerstwa Szkolnictwa Wyższego konferencja międzyresortowa w sprawie omówienia lokalizacji w skali krajowej ośrodków szkolenia w zakresie budowy samochodów i ciągników,

rozważy zapewne również problem szkolenia inżynierów transportu drogowego na potrzeby Ministerstwa Transportu Drogowego i Lotniczego. Należy nadmienić, że poza Politechniką Warszawską szkolenie w kierunku samochodowym w ramach wydziałów mechanicznych dotychczasowego typu wprowadzone jest w Politechnice Gdańskiej, Łódzkiej i Wrocławskiej, na wydziałach politechnicznych Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie i w Szkole Inżynierskiej w Poznaniu.



Rys. 6. Stanowisko do badania i obsługi układu zasilania silników wysokopiętnych

Na wydziale Samochodów i Ciągników Politechniki Warszawskiej przewidziane zostały następujące trzy sylwetki specjalizacyjne dla kierunku — „budowa samochodów i ciągników”<sup>\*)</sup>:

- 1) Specjalność T-0735 badania i konstrukcja samochodów i ciągników
- 2) Specjalność T-0736 — technologia wytwarzania samochodów i ciągników
- 3) Specjalność T-0737 — technologia napraw i obsługi technicznej samochodów i ciągników.

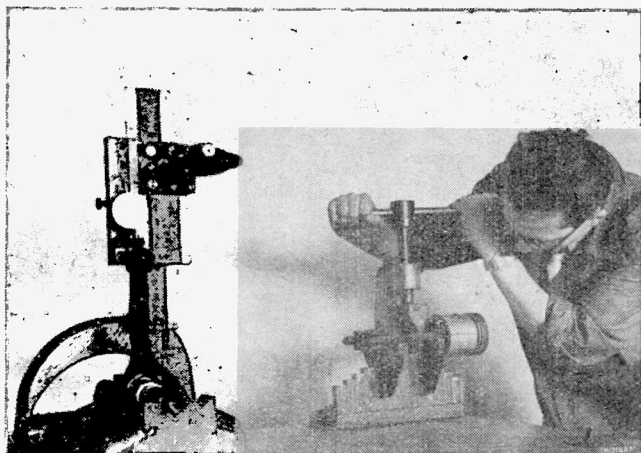
Inżynier mechanik w zakresie specjalności T-0735 posiada na podbudowie ogólnych i podstawowych przedmiotów technicznych z zakresu mechaniki, wiadomości i umiejętności do samodzielnego opracowywania i ulepszania dotychczasowych rozwiązań konstrukcyjnych samochodów, ciągników, motocykli, lekkich spalinowych silników przemysłowych oraz przeprowadzania badań nad silnikami i pojazdami mechanicznymi. Na wiadomości te składają się: znajomość teorii ruchu pojazdów mechanicznych, zasad działania, obliczania i konstruowania pojazdów mechanicznych i ich zespołów i mechanizmów, znajomość zasad użytkowania i utrzymywania pojazdów mechanicznych, znajomość zasad i technologicznych metod wytwarzania, jak również umiejętność przeprowadzania podstawowych prób i badań tych pojazdów. Znajomość metod użytkowania i gospodarki technicznej pojazdami mechanicznymi jest mu potrzebna dla właściwej oceny przeznaczenia konstruowanego przez niego sprzętu i dla zapewnienia łatwości obsługi i naprawy, a znajomość zasad wytwarzania potrzebna jest do zapewnienia właściwej technologiczności opracowywanej przez niego konstrukcji.

*Główne dziedziny zatrudnienia:* Instytuty badawcze, centralne i fabryczne biura konstrukcyjne, oddziały doświadczalne fabryk, stacje prób silników, oddziały prób i odbioru pojazdów.

Inżynier mechanik specjalności T-0736 — posiada na podbudowie ogólnych i podstawowych przedmiotów technologicznych w zakresie mechaniki, wiadomości i umiejętności potrzebne do samodzielnego projektowania procesów technologicznych w zakładach przemysłu motoryzacyjnego, do konstruowania potrzebnych dla tych procesów przyrządów, narzędzi sprawdzianów i urządzeń oraz do kierowania tymi procesami.

<sup>\*)</sup> oznaczenia według nomenklatury kierunków i specjalizacji na rok 1954.

Celem spełnienia tych zadań, obok dobrej znajomości zasad działania i budowy produkowanego sprzętu, posiada także dostatecznie głęboką syntetyczną znajomość technologii i organizacji masowej produkcji tego sprzętu, aby w oparciu o współdziałanie ze specjalistami od poszczególnych dziedzin technologii, jak: obróbka skrawaniem, obróbka plastyczna, tłocznicтво, odlewnictwo, spawalnictwo, obróbka cieplna — umiał zaprojektować, wyposażyć i poprowadzić ekonomiczny proces produkcyjny w sposób zapewniający uzyskanie należytej jakości sprzętu. Dodatkowa znajomość zasad użytkowania sprzętu i jego utrzymania potrzebna mu jest dla właściwej oceny jakościowych wymagań stawianych sprzętowi, dla prawidłowej analizy usterek reklamowanych do wytwórni przez użytkowników oraz dla należytego rozumienia zagadnień produkcji części zamiennych.



Rys. 7. Stanowisko pracowni technologii napraw

*Główne dziedziny zatrudnienia:* biura technologiczne i konstrukcyjne działu Głównego Technologa, kierownictwo i służby oddziałów obróbki i montażu silnika, podwozia i nadwozia, kontrola techniczna jakości produkcji, inne działy w pionie Głównego Inżyniera.

Inżynier mechnik w zakresie specjalizacji T-0737 — posiada na podbudowie ogólnych i podstawowych przedmiotów technicznych z zakresu mechaniki, wiadomości i umiejętności potrzebne do samodzielnego projektowania procesów obsługi technicznej i napraw samochodów, do konstruowania odpowiednich przyrządów i urządzeń oraz do kierowania i przeprowadzania tych procesów, mających na celu utrzymanie sprawności technicznej sprzętu.

Nia wiadomości te z jednej strony składają się znajomość zasad działania i budowy drogowych pojazdów mechanicznych i ich zespołów, teorii ruchu, zasad i technologicznych metod ich wykonania oraz umiejętności przeprowadzania podstawowych prób i badań. Z drugiej zaś strony dostateczna znajomość sposobu i warunków użytkowania drogowych pojazdów mechanicznych oraz metod, środków i organizacji obsługi technicznej i napraw. Znajomość działania i budowy pojazdów oraz sposobów i warunków użytkowania potrzebna jest dla właściwej oceny zadań i wymagań obsługi technicznej, znajomość zaś metod i technologii wytwarzania — dla umiejętności zastosowania właściwych metod i środków naprawy.

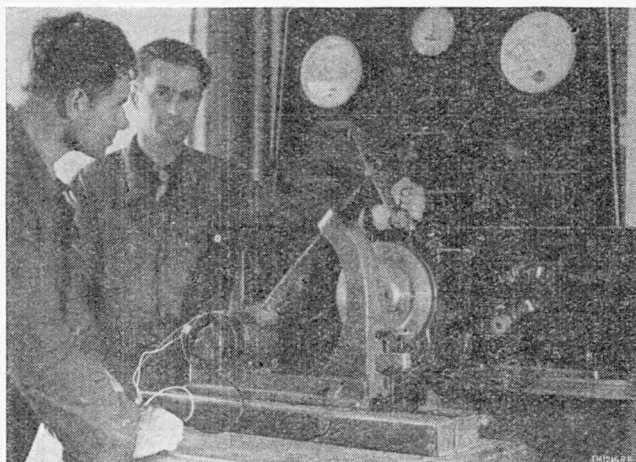
*Główne dziedziny zatrudnienia:* zakłady napraw samochodów, zakłady Technicznej Obsługi Samochodów, dział technologiczny Centralnego Biura Studiów i Projektów Min. T.D. i L., pion techniczny przedsiębiorstw transportowych w zakresie organizowania i prowadzenia napraw i obsługi technicznej. Inżynierowie ci będą mogli być zatrudnieni również w P.O.M. przy obsłudze technicznej i naprawie sprzętu motorowego.

Ilości absolwentów dla poszczególnych specjalności będą regulowane zapotrzebowaniem resortów gospodarczych i podawane przez Departament Planowania Ministerstwa Szkół Wyższych

w formie zadań planowych dla Wydziału. Z wypowiedzi przedstawicieli przemysłu pokrywających się z opinią prof. Minina, ilość technologów samochodowych jest pięć do sześciu razy większa od ilości szkolonych specjalistów w zakresie badań i konstrukcji pojazdów mechanicznych.

Dla realizacji w/w specjalności został opracowany przez Wydział i zatwierdzony przez M.S.W., plan studiów 4-letnich, obowiązujących od początku bieżącego roku akademickiego i przygotowany materiał do przejścia na 5-letni okres nauczania. Omówienie analityczne siatek godzin w poszczególnych semestrach z rozbiciem na wykłady, ćwiczenia audytoryjne, ćwiczenia kreślarskie i pracownie (laboratoria) dla poszczególnych specjalności, w ramach niniejszego artykułu nie jest możliwe i wydaje się słusznym poświęcenie oddzielnych opracowań dla każdej specjalizacji. Ogólnie charakteryzując plan studiów należy podkreślić, że łączna ilość godzin wykładów i ćwiczenia realizowana w ciągu 8 semestrów nauczania waha się w granicach od 4803 godz. do 4818 godzin, zależnie od specjalizacji przy obciążeniu studenta 38 do 39 godzin tygodniowo. Przedmioty objęte planem studiów można podzielić na następujące grupy przedmiotowe:

- Grupa A — obejmuje ogólne przedmioty społeczno-ekonomiczne, a mianowicie: podstawy marksizmu-leninizmu, ekonomia polityczna, ekonomia przemysłu budowy maszyn, organizacja i planowanie, bezpieczeństwo i higiena pracy, język rosyjski.
- Grupa B — Obejmuje podstawowe przedmioty matematyczno-fizyczne, a mianowicie — matematyka, geometria wykreślna, fizyka z laboratorium, chemia, mechanika, mechanika płynów.
- Grupa C<sub>1</sub> — obejmuje podstawowe przedmioty techniczne — teoretyczne i konstrukcyjne, a mianowicie: wytrzymałość materiałów, rysunek techniczny, teoria mechanizmów, części maszyn, projektowanie części maszyn, teoria maszyn cieplnych, elektrotechnika ogólna.



Rys. 8. Stanowisko kontrolne pracowni elektrotechniki samochodowej

- Grupa C<sub>2</sub> — obejmuje podstawowe przedmioty techniczne-technologiczne a mianowicie: technologia metali, metaloznawstwo z laboratorium, skrawanie metali, obrabiarki do metali (uniwersalne), pomiary warsztatowe z laboratorium, normowanie techniczne, zajęcia praktyczne warsztatowe (warsztaty własne), technologia budowy maszyn.
- Grupa K<sub>1</sub> — obejmuje kierunkowe przedmioty teoretyczne, konstrukcyjne i eksploatacyjne a mianowicie: teoria silników pojazdów mechanicznych, silniki samochodów i ciągników, teoria ruchu samochodów, budowa ciągników, budowa nadwozi, pracownia silnikowa, zasady obsługi technicznej.

- Grupa K<sub>2</sub> — obejmuje kierunkowe przedmioty technologiczne a mianowicie: technologia budowy samochodów i ciągników, przyrządy i uchwyty.
- Grupa S<sub>1</sub> — obejmuje przedmioty uzupełniające dla specjalizacji 0735, a mianowicie: teoria zawieszania, elektrotechnika samochodowa, technologia obsługi i napraw, pracownia samochodowa, pracownia elektrotechniki samochodowej, pracownia obsługi technicznej.
- Grupa S<sub>2</sub> — obejmuje przedmioty uzupełniające dla specjalizacji 0736, a mianowicie: odlewnictwo, technologia przeróbki plastycznej, technologia spawania, obróbka cieplna i powlekanie powierzchniowe, obrabiarki specjalne i zespołowe, narzędzia skrawające, pracownia elektrotechniki ogólnej, projektowanie wytwórni samochodów i ciągników.
- Grupa S<sub>3</sub> — obejmuje przedmioty uzupełniające dla specjalizacji 0737 a mianowicie: technologia obsługi i napraw, organizacja i ekonomika transportu, projektowanie stacji obsługi zakładów naprawczych, elektrotechnika samochodowa, pracownia samochodowa, pracownia elektrotechniki samochodowej, pracownia obsługi technicznej, pracownia technologii napraw.
- Grupa P — obejmuje projekty przejściowe i projekt dyplomowy, prace kierunkowe i specjalizacyjne.
- Grupa W — obejmuje przedmioty wykszolenia wojskowego i wychowania fizycznego.

Każdego absolwenta Wydziału Samochodów i Ciągników obowiązują wszystkie przedmioty grupy A<sub>2</sub>, B<sub>1</sub>, C<sub>1</sub>, K<sub>1</sub>, K<sub>2</sub>, P i W, za wyjątkiem grupy S, która związana jest ze specjalizacją. Przedmioty podstawowe skupione są przeważnie na pierwszym i drugim roku studiów tworząc siatkę zunifikowaną dla wszystkich wydziałów budowy maszyn. Przedmioty kierunkowe występują głównie na III roku, zaś specjalizacyjne wraz z końcową pracą dyplomową — na ostatnim czwartym roku.

Zestawienie liczby godzin zajęć w/g planów studiów 4-letnich dla poszczególnych specjalizacji przedstawia się następująco:

Znak kat. przedm. \ Znak specjalności	0735	0736	0737
A	537	537	537
B	868	868	868
C <sub>1</sub>	870	870	870
C <sub>2</sub>	500	500	500
K <sub>1</sub>	434	434	434
K <sub>2</sub>	305	305	305
S <sub>1</sub>	179	—	—
S <sub>2</sub>	—	252	—
S <sub>3</sub>	—	—	254
P	490	430	430
W	620	620	620
Razem godzin	4803	4816	4818

Projektowane przejście w następnym etapie na 5-letnią siatkę obejmującą 5774 godz. pozwoli na lepsze skonstruowanie podziału, wyrażające się:

- 1) — podwyższeniem godzin niektórych przedmiotów we wszystkich grupach, głównie w grupach S i P, przy niezmiennych ilościach w grupie C<sub>1</sub> i C<sub>2</sub>
- 2) — wprowadzeniem dodatkowych przedmiotów, których nie udało się wyodrębnić w samodzielne przedmioty w siatce

czteroletniej a mianowicie — analiza tolerancyjna i wymiarowa, materiały konstrukcyjne oraz zasady kontroli technicznej.

Przedmioty grup A, B i C obsługiwane są przez katedry zespołowe międzywydziałowe, przedmioty kierunkowe (K), specjalizacyjne (S) i projekty (P) są prowadzone przez katedry Wydziału Samochodów i Ciągników. Zarządzeniem Ministra Szkolnictwa Wyższego z dnia 27.VII.1953 r. w sprawie zmian organizacyjnych na Politechnice Warszawskiej, ogłoszonym w Monitorze Polskim Nr A-72 z dnia 6.VIII. br. poz. 873 zostały powołane następujące katedry:

- 1 — Samochodów z dwoma zakładami:
  - a) konstrukcji samochodów
  - b) badania samochodów
- 2 — Technologii budowy pojazdów mechanicznych z dwoma zakładami:
  - a) technologii budowy samochodów i ciągników
  - b) technologii budowy pojazdów specjalnych
- 3 — Technologii napraw i obsługi technicznej pojazdów mechanicznych z zakładem o tej samej nazwie.
- 4 — Silników pojazdów mechanicznych z dwoma zakładami:
  - a) silników samochodów i ciągników
  - b) silników pojazdów specjalnych
- 5 — Ciągników i pojazdów specjalnych z dwoma zakładami:
  - a) ciągników rolniczych
  - b) pojazdów specjalnych

Krótką charakterystyką struktury i zakresu pracy poszczególnych katedr przedstawia się następująco:

**Katedra Samochodów** — obejmuje swą pracą dydaktyczną i naukową całokształt zagadnień związanych z teoretycznymi podstawami ruchu, działania i budowy szybkieźnych drogowych pojazdów transportowych oraz z ogólnymi zasadami obliczania i konstruowania tych pojazdów i ich mechanizmów. Katedra prowadzi wykłady i ćwiczenia z zakresu teorii ruchu i budowy samochodów i nadwozi, projekty i pracownie. Praca naukowo-badawcza Katedry obejmuje następującą problematykę:

- a — prace konstrukcyjno-poszukiwawcze z dziedziny małych popularnych samochodów osobowych oraz samochodów specjalnego przeznaczenia,
- b — prace konstrukcyjne z zakresu przekładni hydrokinetycznych,
- c — badania oporów ruchu i przyczepności kół,
- d — prace teoretyczne i badania z zakresu kinematyki i dynamiki oraz podstaw wytrzymałościowego obliczania mechanizmów samochodu.
- e — budowę aparatury do badania samochodów.

Prace te prowadzone będą przy współpracy z Biurem Konstrukcyjnym Przemysłu Motoryzacyjnego, z Instytutem Transportu Samochodowego, z Instytutem Techniki Budowlanej (dział budowy dróg) oraz Katedry Budowy Dróg P. W. Plan rozwoju zakładów tej Katedry i rozbudowy istniejącej bazy materialnej obejmuje wyposażenie pięciu pracowni:

- a — pracowni badań trakcyjnych — posiadającej samochody doświadczalne oraz potrzebną do tych badań aparaturę,
- b — pracowni badań stacyjnych samochodów — mającej hamownię podwoziową oraz aparaturę do pomiarów ciężarów, nacisków na osie, momentów bezwładności całego samochodu itp.
- c — pracowni badań zespołów
- d — pracowni badań motocykli
- e — pracowni badań gumy i ogumienia.

**Katedra Technologii Budowy Pojazdów Mechanicznych** — powstała po raz pierwszy w kraju na Politechnice Warszawskiej w roku 1951, obejmuje swym zakresem młodą dyscyplinę o projektowaniu procesów technologicznych w wytwórniach przemysłu motoryzacyjnego. Ta nowa gałąź wiedzy technologicznej rozwija się równolegle z rozwojem naszego przemysłu i jak najściślej po-



wiązana z tym przemysłem, ma za zadanie służyć temu przemysłowi, przeprowadzać badania i uogólnienia naukowe prowadzące do powstawania nowych metod przerobu technologicznego, do doskonalenia metod produkcji przepływowej.

Nauka ta powstała i została sprecyzowana w latach 1934/36 w Związku Radzieckim początkowo jako technologia budowy maszyn (technologie maszynostrojenia), a potem jako technologia określonych przedmiotów produkcji, jak np.: technologia budowy obrabiarek, przyrządów, samochodów i traktorów czy silników lotniczych. Nauka ta ma już poza sobą okres zbierania i systematyzowania bogatego doświadczenia fabryk radzieckich, okres opracowania racjonalnych typowych procesów technologicznych dla poszczególnych gałęzi przemysłu i obecnie przeżywa okres precyzowania właściwych podstaw naukowych.

Przedmioty prowadzone przez Katedrę obejmują: skrawanie metali, narzędzia skrawające, przyrządy i uchwyty obrabiarki specjalne, technologie budowy maszyn, technologie budowy pojazdów mechanicznych, projektowanie wytwórni przemysłu motoryzacyjnego. Poza tym Katedra zainteresowana jest w odpowiednim ustawieniu i kierowaniu wykładami zleconymi ściśle związanymi z projektowaniem procesów wytwórczych, jak: normowanie techniczne czasów roboczych, transport wewnętrzny, organizacja i planowanie w zakładach przemysłu motoryzacyjnego.

Problematyka prac naukowo badawczych obejmuje: typizację procesów technologicznych obróbki skrawaniem, typizację procesów technologicznych samochodowych zespołów z blachy cienkiej i rur, projektowanie i badanie nowych typów oprzyrządowania obrabiarek i przyrządów montażowych, badanie dokładności obróbki i gładkości powierzchni, projektowanie i badania nowych rodzajów narzędzi, badanie dokładności materiałów stosowanych w przemyśle motoryzacyjnym, założenia technologiczne dla doboru obrabiarek specjalnych i zespołowych, analiza technologiczności konstrukcji części samochodowych i analiza wskaźników do projektowania wytwórni samochodów i ciągników.

Dla umożliwienia wykonania zadań stojących przed Katedrą plan rozwoju zakładów tej Katedry przewiduje utworzenie: specjalnej pracowni badań technologicznych, warsztatu mechanicznego wyposażonego w nowoczesne obrabiarki i gabinetu technologicznego o charakterze pokazowym.

Właściwe linie podziału prac badawczych między katedrą a przemysłem, warunkuje celowość nakładów inwestycyjnych na kosztowne urządzenia i aparaturę badawczą. Pomoc przemysłu przy rozbudowie laboratoriów tego typu byłaby bardzo cenna i wskazana.

Katedra prowadzi bieżąco prace zlecone z zakresu projektowania oprzyrządowania na zlecenie przemysłu w wypadku zaistnienia wąskich gardeł przy terminowym uruchamianiu pewnych produkcji.

**Katedra Technologii Napraw i Obsługi Technicznej Pojazdów Mechanicznych** — obejmuje swą pracą dydaktyczną i naukową kompleks zagadnień związanych z utrzymywaniem pojazdów mechanicznych w stanie pełnej sprawności technicznej.

Cel istnienia tej dyscypliny wynika z dialektycznej współzależności pomiędzy zagadnieniami: konstruowania, wytwarzania i użytkowania samochodów. Znajomość zagadnień technicznych stawianych przez użytkownika konieczna jest zarówno konstruktorom jak i inżynierom samochodowym zatrudnionym w produkcji. Inżynierów mechaników samochodowych przeznaczonych do pracy w ośrodkach użytkujących pojazdy mechaniczne dyscyplina ta zaznajamia z warunkami i metodami pracy transportowej sprzętu. Stąd wynikają wymagania w odniesieniu do organizacji i przebiegu obsługi technicznej i napraw, metod kontroli stanu technicznego użytkowanych pojazdów, techniką przeprowadzania czynności obsługowych i naprawczych z budową i zasadami użytkowania potrzebnych do tego urządzeń, przyrządów i narzędzi, jak również zasadami projektowania stacji obsługi technicznej

i zakładów naprawczych. W ramach pracy dydaktycznej Katedra prowadzi wykłady i pracownie z następujących przedmiotów:

Zasady obsługi technicznej i napraw (dla wszystkich specjalizacji) technologia obsługi technicznej i napraw (dla specjalizacji 0735 i 0737), projektowanie stacji obsługi technicznej i zakładów napraw głównych (0737), zasady organizacji transportu (0737). Poza tym katedra organizuje i przeprowadza praktyczną naukę jazdy dla wszystkich studentów Wydziału.

Ramowy plan pracy naukowo-badawczej Katedry obejmuje następującą problematykę:

- 1 — Przeciwdziałanie zuzywaniu się elementów samochodu dla uzyskania długotrwałości ich pracy.
- 2 — Ulepszenie i usprawnienie metod napraw części samochodowych
- 3 — Metodyka i środki kontroli technicznego stanu samochodu w eksploatacji
- 4 — Projektowanie i organizacja przebiegu procesów technologicznych napraw i obsługi samochodów. —

Prace te będą prowadzone przy współpracy z Instytutem Transportu Samochodowego i Biurem Konstrukcyjnym Przemysłu Motoryzacyjnego.

Dla realizacji zadań dydaktycznych i naukowych Katedra posiada Zakład o tej samej nazwie, który w swoim rozwoju obejmuje następujące pracownie:

- 1 — Obsługi technicznej z sekcjami: obsługi układu zasilania silników, diagnostyki przyrządowej, obsługi technicznej samochodów i ciągników i nauki jazdy.
- 2 — Badań zużywania się części samochodowych.
- 3 — Technologii napraw z sekcjami — metod regeneracji części; technologii napraw silników, technologii napraw zespołów podwoziowych i technologii napraw ogumienia.
- 4 — Elektrotechniki samochodowej z sekcjami — diagnostyki przyrządowej instalacji elektrycznej oraz pomiarów i obsługi technicznej instalacji elektrycznej.

**Katedra Silników Pojazdów Mechanicznych** — obejmuje swą dydaktyczną i naukową pracą całość zagadnień związanych z teoretycznymi podstawami działania i budowy szybkoobrotowych silników spalinowych, stosowanych w pojazdach mechanicznych oraz z ogólnymi zasadami obliczania i konstruowania tych silników. Silniki stanowią integralną część każdego pojazdu mechanicznego i w wykładach z budowy samochodów i budowy ciągników omawiane są z punktu widzenia roli, jaką odgrywają w budowie i działaniu poszczególnych typów pojazdów, z punktu widzenia przystosowania do zadań im stawianych oraz z punktu widzenia współdziałania z mechanizmami przeniesienia napędu pojazdu. Jednak teoria działania silnika i jego podstawowych mechanizmów składowych, specyficzności i odrębności zagadnień konstrukcyjnych, materiałowych i technologicznych oraz wspólność silnika jako głównego mechanizmu dla wszystkich rodzajów pojazdów — stanowią podstawę i uzasadnienie odrębności dyscypliny reprezentowanej przez Katedrę. Z drugiej strony teoretyczna, a przede wszystkim konstrukcyjna problematyka szybkoobrotowych i lekkich gaźnikowych lub wysokoprężnych silników samochodowych, motocyklowych i ciągnikowych na tyle różni się od problematyki wolnoobrotowych, ciężkich stałych silników spalinowych bardzo dużej mocy, że wymaga wyodrębnienia na Wydziale Samochodowym specjalnej Katedry, współdziałającej w zakresie zagadnień podstawowych z ogólną Katedrą silników spalinowych oraz Katedrą Teorii Maszyn Ciepłych.

Katedra prowadzi wykłady z teorii silników mechanicznych i z konstrukcji silników samochodowych i ciągnikowych jak również pracownią silnikową.

Plan pracy naukowo-badawczej obejmuje następujące problemy:

- 1 — Ekonomia zużycia paliwa wraz z zagadnieniem paliw zastępczych.

- 2 — Ekonomia metali w budowie silników
- 3 — Podwyższenie jednostkowej mocy z litra pojemności skokowej przez zastosowanie dwusuwu lekkiego paliwa.

W pracach tych Katedra będzie współdziałała z Biurem Konstrucyjnym Przemysłu Motoryzacyjnego, z Instytutem Transportu Samochodowego i z odpowiednimi wytwórniami.

Zakład silników, samochodowych i ciągnikowych ulegnie dalszej rozbudowie i obejmie następujące pracownie:

- 1 — Hamownię silników
- 2 — Pracownię badań układu zasilania silników gaźnikowych.
- 3 — Pracownię badań układu zasilania silników wysokoprężnych
- 4 — Pracownię badań elementów i zespołów silnika
- 5 — Pracownię badań paliwa i smarów.

**Katedra Ciągników i Pojazdów Specjalnych** — obejmuje swą pracą dydaktyczną i naukową całokształt zagadnień związanych z teoretycznymi podstawami ruchu, działania i budowy roboczych i specjalnych pojazdów mechanicznych oraz z ogólnymi zasadami obliczania i konstruowania tych pojazdów i ich mechanizmów. Problematyka teoretyczna i konstrukcyjna związana z rozwojem technicznym ciągników rolniczych, ciężkich samochodów używanych przy robotach ziemnych i pojazdów specjalnych obejmuje przede wszystkim: zagadnienia ruchu po miękkim podłożu w terenie, zagadnienia wielkości i rozkładu jednostkowych nacisków mechanizmów jezdnych i wytrzymałości gruntu przy przenoszeniu siły napędowej, zagadnienie działania gaśienicy oraz skrętu pojazdów gaśienicowych, zagadnienie mocy krążącej w napędach o obwodzie zamkniętym i tym pokrewne. Mechanizacja rolnictwa i szybki rozwój naszego przemysłu ciągnikowego, stwarza dla Katedry poważne możliwości powiązania swych prac z potrzebami naszej gospodarki narodowej.

Przedmiot budowa ciągników jest przedmiotem kierunkowym obowiązującym dla wszystkich studentów Wydziału, przewidziana jest praca dyplomowa z zakresu konstrukcji ciągników przy czym dla specjalizacji 0735 — badania i konstrukcja samochodów i ciągników. Główne kierunki planowanych prac naukowo-badawczych Katedry obejmują następujące zagadnienia: :

1. Opracowanie podstawowych zagadnień z zakresu teorii ruchu ciągników i pojazdów specjalnych
2. Opracowywanie naukowych koncepcji konstrukcyjnych ciągników i pojazdów specjalnych oraz ich głównych mechanizmów.
3. Opracowywanie projektów urządzeń badawczych.

W pracach tych Katedra będzie współdziałała z Instytutem Mechanizacji i Elektryfikacji Rolnictwa, z Biurem Konstrucyjnym Przemysłu Motoryzacyjnego oraz z Z.M. Ursusa.

W najbliższych latach Zakład Budowy Ciągników przewiduje realizację nowych inwestycji, obejmujących:

1. Pracownię trakcyjnych badań ciągników
2. Pracownię badań mechanizmów napędowych
3. Pracownię badań układu jezdnego.

Katedra Ciągników wykonała w bieżącym roku projekt cią-

nika rolniczego z napędem na cztery koła. Powyższa praca została wykonana na zlecenie Instytutu Mechanizacji i Elektryfikacji Rolnictwa na podstawie akceptacji Komisji Oceny Maszyn Rolniczych przy Prezydium Rządu. W projekcie tym zostało przewidziane zastosowanie radzieckich silników wysokoprężnych K.D.-35.

Opracowane rozwiązanie konstrukcyjne ma na celu uzyskanie kołowego ciągnika, który w warunkach pracy na naszych piaszczystych glebach będzie posiadał właściwości ciągnika gaśienicowego. Obliczenia wstępne wykazują możliwość uzyskania większej sprawności uciążu (do około 30%) i oszczędności stali (około 40% w odniesieniu do wykonywanej pracy), w stosunku do ciągników kołowych obecnie u nas stosowanych. W celu praktycznego sprawdzenia założeń, wykonywane są obecnie dwa prototypy przez Instytut Mechanizacji i Elektryfikacji Rolnictwa, które zostaną ukończone w roku 1954.

Ramy niniejszego artykułu nie pozwoliły na dokładniejsze omówienie szczegółowych tematów prac katedr Wydziału Samochodów i Ciągników P.W. ani omówienie prowadzonej współpracy z resortem przemysłu i transportu. Należy jednak podkreślić, że wyraźnie jest postawione na Wydziale zagadnienie współpracy kadry naukowej z życiem gospodarczym, jako podstawowy warunek prawidłowości i możliwości rozwoju zakładów naukowych. Nasi asystenci i profesorowie biorą czynny udział przy budowie Żerania i Ursusa, w pracach działu badań w Biurze Konstrucyjnym Przemysłu Motoryzacyjnego, w pracach Centralnego Biura Studiów i Projektów Ministerstwa T.D. i L., Rady Naukowej Instytutu Transportu Samochodowego. Utrzymujemy kontakty z Klubem Techniki i Racjonalizacji Wytwórni Przemysłu Motoryzacyjnego, służąc zawsze chętnie radą i pomocą. Niewątpliwie będziemy się starali nawiązać ściślejszą niż dotychczas współpracę z redakcjami samochodowych czasopism technicznych.

Powołanie pierwszego w kraju Wydziału Samochodów i Ciągników na Politechnice Warszawskiej zmobilizuje jeszcze bardziej cały nasz kolektyw pracowników naukowych, asystentów i profesorów, pracowników technicznych i administracyjnych do wykonania stojących przed nami zadań.

Nasi profesorowie dobrze pamiętają trudności nie do pokonania, które piętrzyły się w okresie ich studiów akademickich przed zwolennikami wydzielenia odrębnych studiów w zakresie samochodowym. Dawna przedwojenna kapitalistyczna teza, że nie ma podstaw w naszym kraju do rozbudowy na szerszą skalę przemysłu motoryzacyjnego, likwidowała każdą postępową inicjatywę tak na odcinku szkolenia kadr, jak i krytyki ówczesnych władz w zakresie polityki motoryzacyjnej.

Dzisiaj rozumiemy, że bez zmian ustrojowych rozwój motoryzacji w naszym kraju nie byłby możliwy, że tylko wywalczony przez klasę robotniczą ustrój socjalistyczny mógł zapewnić nauce naszej pełne możliwości rozwojowe, uwalniając ją od ograniczonej klasy i związać ją z materialnymi i ideologicznymi potrzebami całego Narodu.

## SŁUŻBA BHP W ZAKŁADACH MOTORYZACYJNYCH W ŚWIETLE UCHWAŁY PREZYDIUM RZĄDU W SPRAWIE ZAPEWNIENIA POSTĘPU W DZIEDZINIE BEZPIECZEŃSTWA I HIGIENY PRACY

W trosce o podnoszenie na coraz wyższy poziom warunków bezpieczeństwa i higieny pracy w zakładach produkcyjnych, podjęta została Uchwała Rządu zmierzająca do wprowadzenia usprawnień organizacyjnych w działalności służby BHP, szkolenia nowych kadr inżyniersko-technicznych, w zakresie ochrony pracy, zapewnienie wymagań bezpieczeństwa i higieny pracy w projektowanych obiektach przemysłowych oraz zapewnienia środków finansowych i materiałowych w dziedzinie bezpieczeństwa pracy.

Przyczyni się to w naszym przemyśle motoryzacyjnym do zapewnienia załogom zakładów właściwych warunków pracy i dalszego usprawnienia i podniesienia produkcji.

Przemysł motoryzacyjny rozwijający się w Polsce Ludowej na przestrzeni 9 lat ma sporo osiągnięć w dziedzinie bezpieczeństwa i higieny pracy, lecz jest jeszcze sporo niedomagań, które należy usunąć.

Niedomaganie te występują przeważnie w zakładach poz-

stałych w spuściznie po gospodarce kapitalistycznej, która nie dbała i nie troszczyła się o zdrowie i życie robotnika.

W większości zakładów brak było najprymitywniejszych urządzeń gwarantujących bezpieczeństwo i higienę pracy, gdyż jedynym celem kapitalistów było osiąganie jak największych zysków kosztem zdrowia i życia robotników.

Obecnie w tych zakładach robotnik jest współgospodarzem, dba i docenia zagadnienia warunków pracy.

Niezależnie od zainstalowania szeregu urządzeń zabezpieczających i gwarantujących bezpieczeństwo pracy powołane zostały odpowiednie czynniki, które czuwają nad wprowadzeniem i przestrzeganiem specjalnych przepisów opracowanych i wydanych przez Państwo Ludowe.

Nowe zakłady budowane obecnie w naszym ustroju socjalistycznym są wyposażone w najnowsze zdobycze techniki, zmierzające do wzrostu wydajności pracy, zmniejszenia wysiłku fizycznego, poprawy warunków bezpieczeństwa i higieny pracy.

Szczególnie w przemyśle motoryzacyjnym, gdzie występuje różnorodność pracy, postęp techniczny wysuwa się szybkimi krokami. Mówiąc o postępie technicznym trzeba podkreślić ścisły związek jego z ochroną pracy. Postęp techniczny daje możliwość udoskonalenia procesów technologicznych, budowy udoskonalonych i bezpiecznych maszyn i urządzeń zautomatyzowanych, eliminujących dotychczasowy wysiłek fizyczny. Postęp techniczny zapewnia poprawę warunków pracy przez likwidację prac ciężkich fizycznie, polepsza warunki sanitarno-higieniczne w zakładach pracy, zapewnia pracownikom bezpieczeństwo i ochronę zdrowia w przebiegu procesów technologicznych.

Obecnie przy budowie nowych zakładów takich jak Fabryka Samochodów Osobowych na Żeraniu i Fabryka Samochodów Ciężarowych w Lublinie zastosowano szereg urządzeń, których rozwiązanie było tak pomyślane, aby zapewnić robotnikowi jak najlepsze warunki pracy. Dłabość o bezpieczeństwo pracowników

nie może jednak ograniczyć się tylko do wprowadzania nowoczesnych maszyn i urządzeń. Musi być równocześnie zwrócona uwaga na przestrzeganie przepisów bezpieczeństwa pracy, szkolenia załogi i zaznajomienia jej z metodami bezpieczeństwa pracy.

Wielką w tym rolę przypada komórkom BHP w zakładach pracy. Należy stwierdzić, że obecnie komórki BHP nie we wszystkich zakładach przemysłu motoryzacyjnego stoją na wysokości zadania. Powodem tego jest niedostateczne jeszcze obsadzenie tych komórek pod względem ilościowym i fachowym.

Poza tym w niedostatecznej mierze doceniane jest znaczenie bezpieczeństwa i higieny pracy przez kierownictwo zakładów. Utrudnia to pracę komórki BHP i stwarza niesprzyjające warunki dla właściwej ich działalności.

Nakłady przewidziane na higienę i bezpieczeństwo pracy nie są niejednokrotnie wykorzystane, ponieważ wykonawstwo w warunkach na potrzeby BHP często posiada daleką kolejność w planie. Pomimo jednak występujących niedociągnięć i braków podobnej natury, wskaźnik wypadkowości w zakładach przemysłu motoryzacyjnego stale się obniża.

Uchwała Prezydium Rządu z dnia 1 sierpnia podjęta w trosce o człowieka pracy daje podstawę do działania na wszystkich szczeblach przemysłu.

Począwszy od ministerstwa, a skończywszy na zakładzie pracy, tworzy się jednolitą pod względem struktury organizacyjnej służbę BHP. Przewiduje się uzupełnienie programów nauczania w szkołach technicznych zagadnieniami bezpieczeństwa pracy.

Nakłada się na służbę bezpieczeństwa w zakładach prawa i obowiązki oraz ustala odpowiedzialność poszczególnych osób służby BHP jak również i kierowników zakładu za działalność BHP.

Pełna realizacja Uchwały Prezydium Rządu przyczyni się do stworzenia coraz to lepszych warunków pracy załogom robotniczym, likwidacji chorób zawodowych i wypadkowości.

Prof. ADAM MINCHEJMER

## CHARAKTERYSTYKI SILNIKÓW SAMOCHODOWYCH I CIĄGNIKOWYCH

*W literaturze technicznej i w czasopiśmie jak również w praktyce przemysłowej istnieje rozbieżność pojęć i określeń z zakresu badania silników i sposobu przedstawiania ich właściwości. Artykuł niniejszy omawiający specyficzne właściwości, wytyczne sporządzania i sposób interpretacji typowych charakterystycznych silników ma na celu próbę uporządkowania i wyjaśnienia podstawowych zagadnień z tej dziedziny.*

Charakterystyką silnika, w najszerszym znaczeniu tego słowa, nazywany jest zespół liczbowych i opisowych danych określających konstrukcyjne cechy, sposób działania, podstawowe osiągi i wskaźniki charakteryzujące właściwości robocze silnika oraz zespół wykresów, przedstawiających zależności między poszczególnymi parametrami, charakteryzującymi działanie silnika.

W węższym znaczeniu mianem „charakterystyka silnika” określamy poszczególne wykresy przedstawiające zależności między rozwijaną mocą, momentem obrotowym, średnim ciśnieniem efektywnym godzinowym i jednostkowym zużyciem paliwa, obrotami wału korbowego itp. Natomiast pozostałe liczbowe i opisowe dane określone są mianem „opis techniczny silnika”.

Opisem technicznym silnika i charakterystykami (wykresami) posługujemy się dla oceny jego właściwości i jakości, dla porównywania między sobą różnych silników, a przede wszystkim oceny użyteczności i przydatności danego silnika do określonego zastosowania.

Silniki samochodów i ciągników użytkowane są w bardzo różnorodnych warunkach i pracują przy obciążeniu i obrotach, zmieniających się w bardzo szerokim zakresie. Wynika stąd wymaganie, że charakterystyki tych silników powinny w sposób możliwie wyczerpujący i przejrzysty przedstawić sposób działania

i zachowania się silnika w całym zakresie jego możliwych obciążeń i warunków pracy.

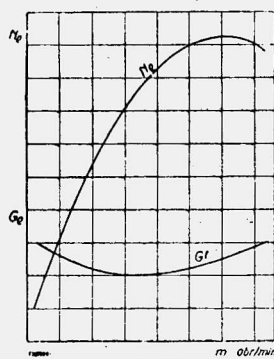
Zadaniem niniejszego artykułu jest analiza typowych charakterystyk silników samochodowych i ciągnikowych; wyjaśnienie specyficznych właściwości i zadań tych charakterystyk, podanie wytycznych ich sporządzania w oparciu o wyniki badań silników na hamowni oraz wskazanie, w jaki sposób należy je „czytać” i interpretować\*).

### Charakterystyki pełnej mocy i charakterystyki regulatorowe

Najczęściej stosowana i najpowszechniej znana jest „charakterystyka pełnej mocy”, nazywana niekiedy „charakterystyką ze-

\*) Zagadnienia metod badania silników, sporządzania charakterystyk oraz sposobu oznaczania występujących tu wielkości są przedmiotem szeregu norm państwowych i są już podjęte kroki normalizacji tych zagadnień w skali międzynarodowej (Komitet ISO/TC22). W Polsce również rozpoczęto już opracowywanie analogicznych norm z zakresu silników samochodowych i lotniczych, a artykuł niniejszy ma charakter materiału dyskusyjnego. Zaznaczyć należy, że rozbieżności oznaczeń stosowanych w naszej technicznej i naukowej literaturze jest bardzo duża, zastosowane zaś w tym artykule oznaczenia oparte są przede wszystkim na normie GOST-491/41 „Silniki samochodowe i ciągnikowe. Metody typowych badań” oraz normie PN/S-0216 „Charakterystyka samochodu. Moce i sprawności”.

wnętrzną" silnika. Zawiera ona zazwyczaj krzywą największej użytecznej (efektywnej) mocy  $N_e$  jaką silnik przy poszczególnych liczbach obrotów wału korbowego rozwija przy ustalonym przez wytwórcę całkowitym otwarciu urządzeń zasilających, oraz krzywą jednostkowego zużycia paliwa  $g_e$  G/kMh przy danej mocy i danych obrotach. W przypadku silnika gaźnikowego są to krzywe mocy i jednostkowego zużycia paliwa w funkcji liczby obrotów przy całkowitym otwarciu przepustnicy. W przypadku zaś silnika wysokoprężnego — przy nastawieniu pompy wtryskowej na największy wydatek ustalony przez wytwórnice (przesunięcie zębátky sterującej do ogranicznika).



Rys. 1. Częściowa charakterystyka pełnej mocy

Charakterystyka tego typu przedstawiona na rys. 1, nie może być uważana za kompletną. Jeżeli mamy posłużyć się charakterystyką pełnej mocy dla oceny przydatności danego silnika do napędu samochodu i przeprowadzenia obliczeń trakcyjnych potrzebna jest dodatkowo krzywa przedstawiająca zmienność momentu obrotowego silnika  $M_e$  w kGm w zależności od obrotów. Dla porównawczej oceny różnych silników potrzebna jest krzywa przebiegu średniego ciśnienia efektywnego  $p_e$  w kG/cm<sup>2</sup>. Jeżeli omawiana charakterystyka jest dokumentem stwierdzającym wyniki badania danego silnika na hamowni, powinna ona poza tym zawierać krzywą przebiegu godzinowego zużycia paliwa  $G_T$  w kG/h.

Między momentem obrotowym silnika a średnim ciśnieniem efektywnym istnieją następujące zależności:

$$M_e = \frac{V_{ss} \cdot p_e}{1,257} \quad \text{— dla silników czterosuwowych}$$

$$M_e = \frac{V_{ss} \cdot p_e}{0,628} \quad \text{— dla silników dwusuwowych}$$

gdzie:

moment obrotowy  $M_e$  wyrażony jest w kGm  
 średnie ciśnienie efektywne  $p_e$  — w kG/cm<sup>2</sup>  
 objętość skokowa silnika  $V_{ss}$  — w litrach (dm<sup>3</sup>).

Z powyższego względu nie jest celowe umieszczać na charakterystyce dwóch oddzielnych podobnych krzywych  $M_e$  i  $p_e$  i wystarczy umieścić tylko jedną krzywą, oznaczając jedynie dwie różne podziałki  $M_e$  i  $p_e$  na osi rzędnych.

Przy badaniu silnika na hamowni bezpośrednio mierzone są następujące wielkości:

- sila przyłożona do końca ramienia hamulca, będąca miarą momentu obrotowego  $M_e$ , rozwijanego przez silnik,
- liczba obrotów wału korbowego silnika,
- godzinowe zużycie paliwa  $G_T$  wykazane bezpośrednio przez flowmetr lub obliczone na podstawie czasu zużycia przez silnik określonej pomiarowej ilości paliwa.

Z tego też względu na charakterystyce silnika, przedstawiającej wyniki badania na hamowni, powinny być naniesione punkty, odpowiadające wynikiem poszczególnych pomiarów  $M_e$  i  $G_T$ . Krzywe zmienności  $M_e$  i  $G_T$  trzeba poprowadzić jako linie interpolacyjne uzyskanych punktów pomiarowych, a dopiero następnie na podstawie przebiegu krzywych zmienności momentu obrotowego oraz godzinowego zużycia paliwa, można wyznaczyć przebieg krzywych mocy  $N_e$  i jednostkowego zużycia paliwa  $g_e$  posługując się znanymi wzorami:

$$N_e = \frac{M_e \cdot n}{716,2}$$

$$g_e = \frac{G_T \cdot 1000}{N_e}$$

we wzorach tych:

$N_e$  — moc użyteczna w KM

$n$  — liczba obrotów na minutę.

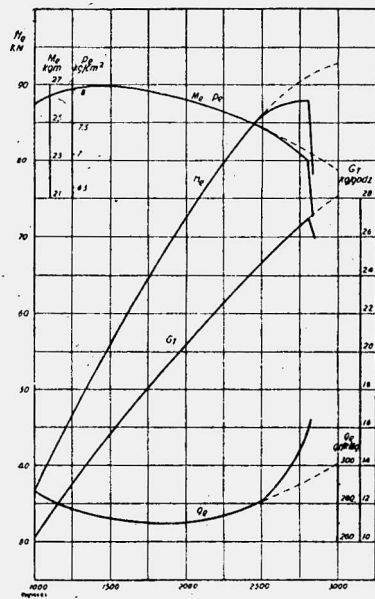
Wymaganie to wynika z zasad rachunku błędów, które stwierdzają, że interpolacja wyników bezpośrednich pomiarów daje większą dokładność, niż interpolacja wyników pomiarów pośrednich, jakimi w tym przypadku są wielkości mocy i jednostkowego zużycia paliwa.

Długość ramienia hamulca dobierana jest zawsze w ten sposób, że moc rozwijaną przez silnik można od razu obliczyć na podstawie wskazania dynamometru hamulca  $P$  według prostego wzoru:

$$N_e = \frac{P \cdot n}{K}$$

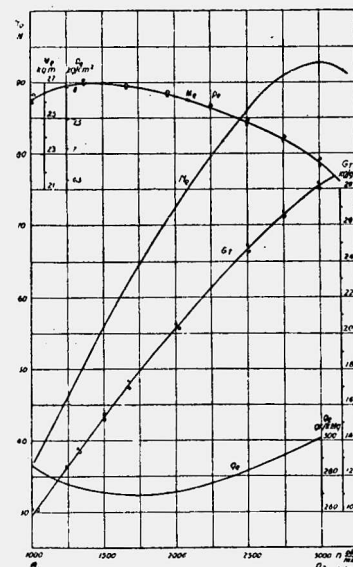
gdzie  $K$  jest to liczba stała — przeważnie 1000 lub 2000. Łatwość tego obliczenia nie zmienia jednak faktu, że tak wyznaczony pomiar mocy jest pomiarem pośrednim\*\*).

Technika „zdejmovania“ charakterystyk pełnej mocy jest prosta: Silnik stale pracuje przy całkowitym otwarciu przepustnicy (względnie przy wydatku pompy wtryskowej), a zmianę liczby obrotów uzyskuje się przez zmianę obciążenia hamulca. Poszczególne pomiary przeprowadza się po uzyskaniu przez silnik równowagi cieplnej i dostosowaniu się do danego obciążenia. Dla uzyskania dostatecznej dokładności przeprowadza się przynajmniej dwie serie pomiarów przy wzrastającym, a następnie malejącym obciążeniu hamulcem.



Rys. 2. Kompletna charakterystyka pełnej mocy

Rys. 2 przedstawia przykład kompletnej charakterystyki pełnej mocy gaźnikowego silnika samochodowego. Poszczególne krzywe wykreślone są w zakresie obrotów od  $n_1$  — odpowiadających najmniejszemu obrotom, przy których silnik może jeszcze statecznie pracować przy całkowitym otwarciu przepustnicy — do  $n_2$  — odpowiadających największemu obrotom dopuszczalnym przez wytwórnice ze względu na trwałość i wytrzymałość. Ze względu na przejrzystość i zwartość wykresu oś rzędnych — liczba obrotów  $n$ / na minutę — nie rozpoczyna się od 0, a podziałki na osi rzędnych oznaczone są tylko w obszarze odpowiednich krzywych.



Rys. 3. Charakterystyka pełnej mocy silnika gaźnikowego zaopatrzonego

Rys. 3 przedstawia przykład charakterystyki pełnej mocy gaźnikowego silnika sa-

\*\*) Pomiar pośredni jest to pomiar, którego wynik jest funkcją kilku pomiarów bezpośrednich.

mochodowego zaopatrzonego w regulator ograniczający liczbę obrotów  $n$ . Pełnymi liniami przedstawiony jest przebieg zmienności charakterystycznych parametrów przy pracy silnika z działającym regulatorem, a liniami przerywanymi — przy pracy z wyłączonym regulatorem. Charakterystyka taka pozwala ocenić w jakiej mierze zastosowany regulator zmniejsza zakres wykorzystania silnika. Analogicznie, charakterystyki sporządzone są również i dla wysokoprężnych silników samochodowych zaopatrzonych w regulator. Często jednak nie nanosi się na nich linii, charakteryzujących działanie regulatora, a wszystkie krzywe doprowadza się tylko do punktu, odpowiadającego liczbie obrotów, przy której regulator zaczyna ograniczać wielkość wydatku pompy wtryskowej.

Inne jest podejście przy sporządzaniu charakterystyk silników ciągnikowych, które mają pracować na „stałych” obrotach, utrzymywanych przez regulator. Przy zmianie obciążenia silnika regulator zmienia wydatek pompy wtryskowej, lub przemyka przepustnicę, utrzymując obroty silnika w określonych granicach. Przykład charakterystyki takiego silnika przedstawiony jest na rys. 4. Na osi odciętych odłożono jest moc użyteczna silnika  $N_e$ , a krzywe przedstawiające zmienność liczby obrotów  $n$ , momentu  $M_e$  oraz godzinowego i jednostkowego zużycia paliwa  $G_T$  i  $g_e$ . Linie te przeprowadzone są na całym obszarze działania regulatora oraz na krótkim odcinku zakresu pracy przy pełnym otwarciu urządzeń zasilających.

Charakterystyka taka pozwala lepiej ocenić pracę silnika przy działaniu regulatora niż przedstawiona na rys. 3, ale nie jest już charakterystyką pełnej mocy, choć można by ją nazwać „charakterystyką zewnętrzną”, rozumiejąc pod tą nazwą charakterystykę,

która pokazuje jaką największą moc rozwija silnik przy poszczególnych wielkościach obrotu wału korbowego. Prawidłową nazwą takiej charakterystyki jest nazwa „charakterystyka regulatorowa”, ponieważ obrazuje ona dokładnie wpływ regulatora na pracę silnika.

Zwrócić należy uwagę na kilka zagadnień związanych z charakterystykami pełnej mocy i charakterystykami regulatorowymi, w stosunku do których istnieją różnice poglądów.

Moc każdego silnika spalinowego oraz jednostkowe zużycie paliwa, zmieniają się w zależności od: warunków atmosferycznych, ciśnienia barometrycznego oraz temperatury i wilgotności powietrza. Szczególnie wyraźnie występuje to w przypadku silników lotniczych lub silników samochodowych przy jeździe w terenie górskim.

Ogólnie przyjętą zasadą jest przeliczanie wyników pomiarów na hamowni i sprowadzanie ich do warunków „normalnej atmosfery” oraz nanoszenie omawianych charakterystyk krzywych „zredukowanej mocy użytecznej” i „zredukowanego momentu obrotowego”. Jednakże wzory przeliczeniowe, podawane przez poszczególne normy, różnią się między sobą. Niektóre normy wymagają przeliczania wyników pomiarów mocy i godzinowego zużycia paliwa, a inne tylko wyników pomiarowych mocy. Poza tym np. radziecka norma GOST 491-41 ustala, że wyniki pomiarów silników wysokoprężnych nie wymagają przeliczania i sprowadzania do warunków normalnych. Zagadnienie wzorów przeliczeniowych i ich stosowania jest bardzo obszerne i poświęcony mu będzie oddzielny artykuł.

Dalsze zagadnienie polega na tym, że np. normy amerykańskie wprowadzają pojęcie „mocy netto” i „mocy brutto”, a wspomniana

norma radziecka wprowadza analogiczne pojęcia „mocy eksploatacyjnej” i „mocy normalnej”. W pierwszym wypadku chodzi o użyteczną moc silnika, rozwijaną przy pracy wszystkich jego pomocniczych urządzeń i zespołów jak: wentylator, pompa wodna, prądnicą, filtr powietrzny, ewentualnie sprężarka itp., w drugim zaś wypadku — o użyteczną moc silnika rozwijaną na stanowisku pomiarowym przy odłączonych urządzeniach i zespołach pomocniczych. Poza tym norma GOST 451-41 wprowadza pojęcie „mocy maksymalnej” silnika, możliwej do uzyskania przez specjalną regulację i nastawianie urządzeń zasilających (gaźnika, pompy wtryskowej), które jednak nie są stosowane w normalnych warunkach eksploatacji silnika ze względu na nadmierne jednostkowe zużycie paliwa lub też dymienie.

Rozbieżność podejścia istnieje jeszcze i pod tym względem, że niektóre normy wymagają, żeby przy poszczególnych pomiarach dla zdjęcia charakterystyki silnika kąć wyprzedzenia zapłonu lub początku wtrysku był ustawiony przez prowadzącego pomiary na optymalną wartość, inne zaś — by zapłon lub wtrysk były samoczynnie sterowane przez odpowiednie regulatory, w które silnik jest normalnie wyposażony.

Wszystkie wymienione ostatnio sposoby i warunki przeprowadzania pomiarów mają swoje istotne znaczenie i wartość przy wszechstronnych badaniach silnika, jakimi są np. badania kwalifikacyjne. Trzeba sobie jednak postawić pytanie: jakimi powinny być oficjalne charakterystyki silnika publikowane w katalogach, opisach technicznych, prasie i literaturze technicznej lub będące podstawą dla odbioru, warunków technicznych i orzeczeń? Moim zdaniem trzeba stanąć na stanowisku użytkownika, którego interesuje to, co będzie on mógł uzyskać z dostarczonego mu silnika przy napędzie samochodu, ciągnika, łodzi motorowej itp.

Charakterystyki pełnej mocy lub charakterystyki regulatorowe powinny więc odpowiadać warunkom pracy silnika przy mocy eksploatacyjnej (charakterystyki netto) i przy samoczynnym sterowaniu zapłonu lub wtrysku.

#### Badanie pracy silnika przy częściowym obciążeniu

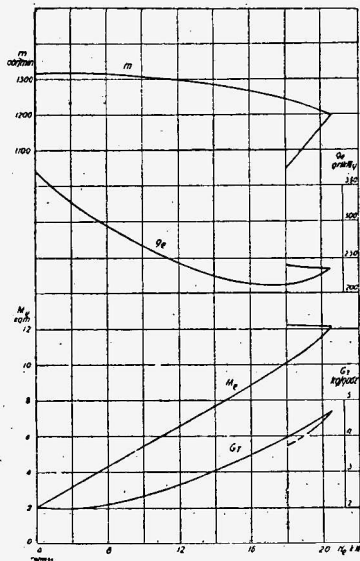
Charakterystyki pełnej mocy i charakterystyki regulatorowe pozwalają ustalić najbardziej istotne cechy i właściwości robocze silników, zastanówmy się jednak, czy zawarte na nich dane są dostatecznie wyczerpujące?

W stosunku do silników zaopatrzonych w regulator i przeznaczonych do pracy przy „stałych” obrotach, jak np. silniki ciągnikowe, małe przemysłowe lub do kombajnów, stwierdzić można, że charakterystyka regulatorowa dostatecznie pełnie przedstawia ich właściwości robocze. Cały użyteczny i praktycznie wykorzystany zakres pracy takich silników przedstawiony jest linią  $n = f(N_e)$  charakterystyki regulatorowej, a linia  $g_e = f(N_e)$  daje przejrzysty obraz, w jaki sposób wzrasta jednostkowe zużycie paliwa w miarę spadku stopnia obciążenia silnika. Można sformułować określenie, że omawiane silniki mają liniowe charakterystyki.

Inaczej przedstawia się sprawa z silnikami samochodowymi, które pracują przy zmiennych obrotach i przy zmiennym stopniu obciążenia. Charakterystyka takiego silnika powinna więc być przedstawiona zbiorem punktów na płaszczyźnie w układzie  $(n, N_e)$ ,  $(n, M_e)$  lub  $(n, p_e)$ . Linie  $N_e$ ,  $M_e$  lub  $p_e$  na charakterystyce pełnej mocy są tylko granicznymi liniami figury takiej ogólnej charakterystyki, a pole zawarte między tymi liniami i osią odciętych jest jakby „białą plamą” na mapie przedstawiającej właściwości danego silnika.

Jakie istnieją więc sposoby na przedstawienie właściwości roboczych silnika przy pracy z częściowym obciążeniem?

Jednym z nich są tak zwane „charakterystyki mocy dławionych” zawierające zazwyczaj krzywe  $N_e = f(n)$  i  $g_e = f(n)$  lub również krzywe  $M_e = f(n)$ , zdjęte przy różnych stopniach przykmitnięcia przepustnicy lub przy różnych nastawach zmniejszonego wydatku pompy wtryskowej. Wykresy takie sporządzane są od-



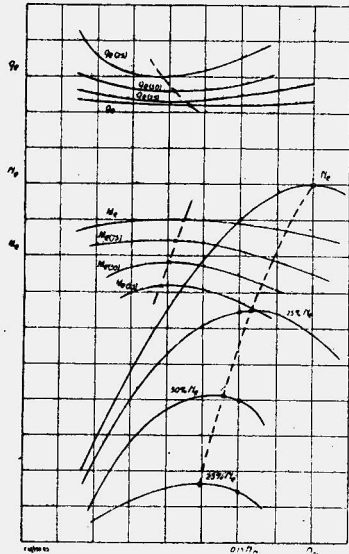
Rys. 4. Charakterystyka regulatorowa silnika ciągnikowego

dzielnie dla każdego ustawienia przepustnicy lub pompy wtryskowej, lub też jako wykres zbiorczy, jak to dla przykładu przedstawione jest na rys. 5.

Technika pomiarów przy zdejmowaniu charakterystyk mocy dławionych jest analogiczna jak dla zdejmowania charakterystyk pełnej mocy z tym, że przy poszczególnych seriach pomiarów przepustnica (pompa wtryskowa) pozostaje w stałym przymkniętym położeniu.

Zbiorcza charakterystyka mocy dławionych daje dość dobry pogląd na zachowanie się silnika przy częściowym obciążeniu. Widać na niej wyraźnie w jaki sposób przesuwają się punkty największej mocy lub największego momentu obrotowego przy poszczególnych ustawieniach przepustnicy (pompy wtryskowej). Wzajemne zaś położenie krzywych  $g_e$  daje pogląd w jaki sposób spadek obciążenia silnika wpływa na zmianę jednostkowego zużycia silnika. Układ krzywych  $g_e$  jest zazwyczaj jednak mało przejrzysty i zupełnie nieprzydatny dla opracowania charakterystyk zużycia paliwa przez samochód.

Niedogodnością charakterystyk mocy dławionych jest jeszcze brak jednolitego ustalenia, jak należy interpretować wielkość częściowego obciążenia silnika oznaczonego zazwyczaj w procentach (patrz rys. 5). W niektórych przypadkach stopień obciążenia wyrażany jest procentowym stosunkiem wielkości swobodnego przekroju przelotowego w komorze mieszankowej gaźnika przy danym położeniu przepustnicy, do wielkości swobodnego przekroju przy całkowitym otwarciu przepustnicy. W innych przypadkach miarą obciążenia jest nie swobodny przekrój przelotowy, ale kąt po-



Rys. 5. Charakterystyka mocy dławionych

żenia przepustnicy. Zaznaczyć tu należy, że realne określenie swobodnego przekroju przelotowego przy przymkniętej przepustnicy jest trudne, a dokładne odtwarzanie poszczególnych położenia przepustnicy przy powtarzanych pomiarach jest bardzo utrudnione.

Radziecka norma GOST 491-41 ustala zasadę, że wyrażony w procentach stopień obciążenia silnika, odnoszący się do poszczególnych krzywych charakterystyki mocy dławionych określa, jaką część pełnej mocy przy obrotach  $0,75 n_N$  rozwija silnik przy danym położeniu przepustnicy (nastawie wydatku pompy wtryskowej) i przy obrotach  $0,75 n_N$  (tu  $n_N$  oznacza obroty, przy których silnik przy całkowitym otwarciu przepustnicy rozwija największą moc). Charakterystyka podana na rys. 5 sporządzona jest właśnie według tej zasady. W wyraźny sposób występuje tu zjawisko, że ten sam stopień przymknięcia przepustnicy w różny sposób wpływa na spadek mocy silnika przy różnych obrotach.

Bardziej przejrzystą analizę pracy silnika przy częściowym obciążeniu zapewniają tak zwane „charakterystyki obciążeniowe”, które zawierają krzywe  $G_T = f(N_e)$  i  $g_e = f(N_e)$  dla kilku stałych wartości  $n$  obrotów wału korbowego.

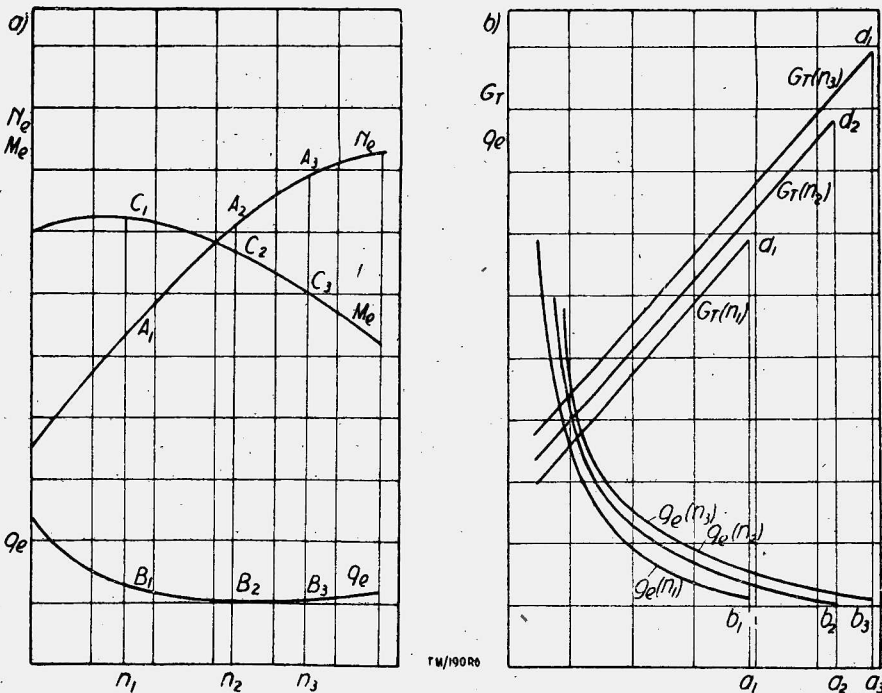
Rys. 6 przedstawia zasady sporządzania takiej charakterystyki obciążeniowej dla gaźnikowego silnika i jej powiązanie z charakterystyką pełnej mocy. Stanowi ona jakby jej przekrój wykonany dla kilku wartości odciętej  $n$  — w danym przykładzie na rys. 6a dla wartości  $n_1, n_2$  i  $n_3$ . Końcowe punkty  $b_1, b_2$  i  $b_3$  krzywych  $g_e$  charakterystyki obciążeniowej (patrz rys. 6b) odpowiadają punktom  $B_1, B_2$  i  $B_3$  charakterystyki pełnej mocy i posiadają te same rzędne, a natomiast odcięte  $a_1, a_2$  i  $a_3$  równe są rzędnym punktów  $A_1, A_2$  i  $A_3$  na krzywej pełnej mocy. Przebieg krzywych  $g_e$  charakteryzuje wzrost jednostkowego zużycia paliwa w miarę zmniejszania obciążenia silnika przy stałych obrotach w sposób analogiczny do charakterystyki regulatorowej i daje ważny i łatwy do interpretacji materiał informacyjny dla opracowywania charakterystyki zużycia paliwa przez samochód.

Technika wykonywania pomiarów przy zdejmowaniu charakterystyki obciążeniowej jest bardziej kłopotliwa niż poprzednio opisane. Po wykonaniu pomiaru mocy (momentu obrotowego) i godzinowego zużycia paliwa przez silnik na założonych obrotach i przy pełnym otwarciu przepustnicy, nastawia się hamulec na mniejsze obciążenie, co powoduje wzrost obrotów silnika. Przymykając przepustnicę doprowadza się następnie

silnik do założonych obrotów i wykonuje nowy pomiar mocy i zużycia paliwa. Powtarzając kolejno czynności zmiany obciążenia hamulca i doprowadzanie silnika nastawem przepustnicy do stałych założonych obrotów, wykonuje się serie pomiarów przy malejącym, a następnie wzrastającym obciążeniu. Po naniesieniu na wykres punktów odpowiadających wynikiem poszczególnych pomiarów, wykreśla się interpolacyjną linię godzinowego zużycia paliwa i dopiero na tej podstawie wyznacza się przebieg linii jednostkowego zużycia paliwa  $g_e$ . Równoczesna analiza przebiegu krzywych  $g_e$  i  $G_T$  pozwala na analizę prawidłowości regulacji gaźnika.

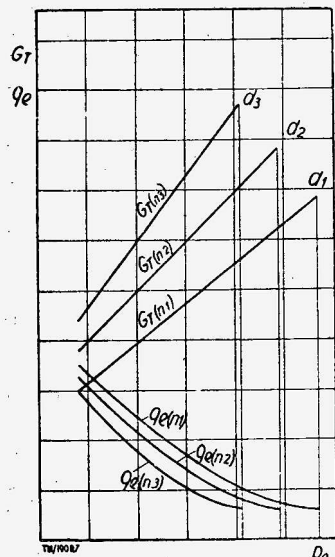
Charakterystyki obciążeniowe silników gaźnikowych sporządza się dla tych samych warunków pracy silnika co i charakterystyki pełnej mocy. Obroty, przy których wykonuje się pomiary najlepiej dobierać tak, by objęły one  $n_N$  oraz obroty, przy których jednostkowe zużycie paliwa wg charakterystyki pełnej mocy jest najmniejsze.

W przypadku porównywania właściwości różnych silników przy pracy z częściowym obciążeniem, charakterystyki obciążeniowe sporządza się w układzie  $G_T = f(p_e)$  i  $g_e = f(p_e)$  patrz rys. 7. W stosunku do poprzednio omó-



Rys. 6. Schemat charakterystyk obciążeniowej silnika gaźnikowego  
a — charakterystyka pełnej mocy  
b — związana z nią charakterystyka obciążeniowa w układzie  $G_T = f(N_e)$  i  $g_e = f(N_e)$

wionej charakterystyki następuje zasadniczo tylko przegrupowanie krzywych. Końcowe punkty  $b_1$ ,  $b_2$  i  $b_3$  krzywych odpowiadają nadal punktom  $B_1$ ,  $B_2$  i  $B_3$  krzywej  $g_e$  charakterystyki pełnej mocy (rys. 6a), jednakże ich odcięte  $c_1$ ,  $c_2$  i  $c_3$  są równe rzędnym punktów  $C_1$ ,  $C_2$  i  $C_3$  krzywej  $p_e$ .



Rys. 7. Charakterystyka obciążeniowa w układzie  $G_T = f(p_e)$  i  $g_e = f(p_e)$

zdejmowania charakterystyk obciążeniowych silników wysokoprężnych wtryskowych. Nie ma tu wynikającego z samej konstrukcji ograniczenia pełnej mocy silnika całkowitym otwarciem przepustnicy. Wydatek pompy wtryskowej może być zawsze bowiem zwiększony ponad wielkość ustaloną przez wytwórcę dla normalnych warunków użytkowania silnika (warunki zdejmowania charakterystyki pełnej mocy).

Silnik wysokoprężny wtryskowy odznacza się tym, że przy stałych obrotach zasysa nawet przy różnym obciążeniu tę samą ilość powietrza, a zmiana dawki wtryskiwanego paliwa zmienia wielkość pracy wykonanej na każdy obieg (zmienia moc) a zarazem i wielkość nadmiaru powietrza, przy którym odbywa się proces spalania. Przy pewnej wielkości dawki paliwa (wielkość wydatku pompy wtryskowej) silnik wykazuje największą sprawność ogólną, co wyraża się osiągnięciem najmniejszego jednostkowego zużycia paliwa  $g_e$ . W miarę zwiększania wydatku pompy wtryskowej ponad tę optymalną wartość moc silnika nadal rośnie, ale równocześnie wskutek pogarszających się warunków powstawania i spalania się mieszanki paliwowo-powietrznej, zaczyna wzrastać jednostkowe zużycie, a następnie po osiągnięciu pewnego wydatku pompy wtryskowej, silnik zaczyna dymić. Przy dalszym zwiększaniu wydatku pompy osiągniemy wreszcie taką jego wielkość, po przekroczeniu której moc silnika nie tylko, że nie wzrasta, ale przeciwnie zaczyna maleć przy równoczesnym gwałtownym wzroście jednostkowego zużycia paliwa. Osiągniemy tu graniczną maksymalną moc silnika, a zarazem i maksymalne średnie ciśnienie efektywne.

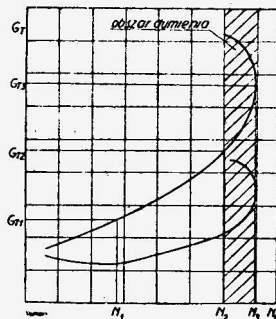
Podana na rys. 8 charakterystyka obciążeniowa silnika wysokoprężnego (dla jednej wielkości obrotów) ilustruje wyraźnie przebieg tych zjawisk. Przy mocy  $N_1$  i godzinowym zużyciu paliwa  $G_{T1}$  silnik pracuje najbardziej sprawnie i ma najmniejsze jednostkowe zużycie paliwa  $g_{e1}$ . Przy godzinowym zużyciu  $G_{T2}$  silnik osiąga moc  $N_2$ , ale zaczyna dymić i odznacza się już zwiększonym jednostkowym zużyciem paliwa (osiąga „granice dymienia“). Przewidywanemu zużyciu paliwa  $G_{T3}$  silnik osiąga swą maksymalną moc, która jest jednak praktycznie nie do wykorzystania wobec intensywnego dymienia i nadmiernego jednostkowego zużycia paliwa.

Zdejmowanie charakterystyk obciążeniowych jest podstawową metodą wszechstronnego badania silników wysokoprężnych. Z jednej strony pozwalają one konstruktorowi (wytwórcy) ustalić wielkość „eksploatacyjnego“ wydatku pompy paliwowej, dającego w wyniku godzinowe zużycie o wielkości pośredniej między  $G_{T1}$  i  $G_{T2}$ , a więc i ustalić optymalną wartość pełnej mocy silnika.

Z drugiej strony są łatwym i pewnym narzędziem przy wszelkich badaniach nad różnymi sposobami i warunkami wtrysku oraz nad kształtami komór spalania.

Dobre warunki wtrysku, wymieszania paliwa z powietrzem oraz przebiegu procesu spalania uwidoczniają się na charakterystyce obciążeniowej płaskim i niskim przebiegiem krzywej jednostkowego zużycia paliwa, dużą wartością maksymalnego średniego ciśnienia efektywnego (maksymalnej mocy) oraz wąskim zakresem dymienia.

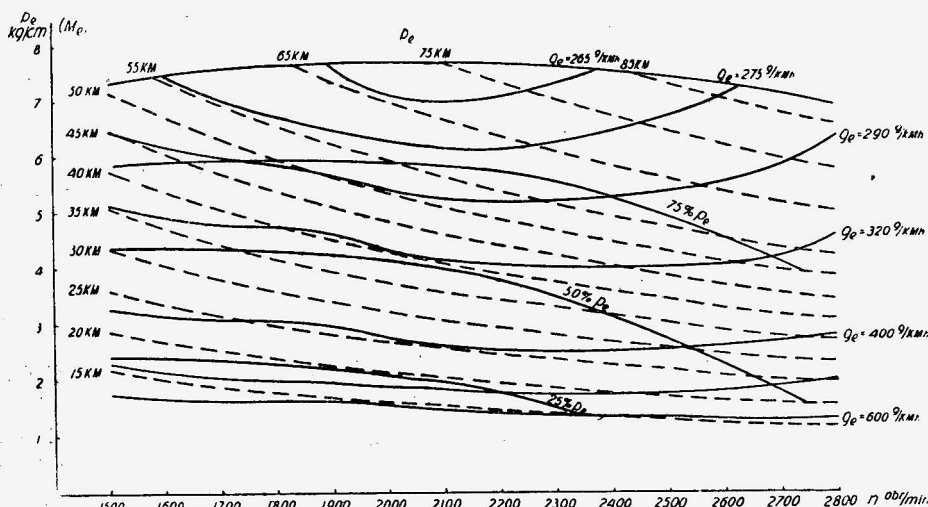
Charakterystyka obciążeniowa silnika wysokoprężnego pozwala na dogłębną analizę całego procesu pracy silnika, a w przypadku kontrolnych badań eksploatowanych silników pozwala ona na szybkie stwierdzenie i wykrycie niedomagań i wad działania całej instalacji wtryskowej.



Rys. 8. Charakterystyka obciążeniowa silnika wysokoprężnego

**Charakterystyka uniwersalna**

Charakterystyki mocy dławionych lub charakterystyki obciążeniowe pozwalają na dość wnikliwą analizę pracy silnika przy częściowym obciążeniu, jednak nie usuwają one jeszcze całkowicie „białej plamy na mapie“ ogólnej charakterystyki silnika.



Rys. 9. Charakterystyka uniwersalna silnika gaźnikowego

Dają one jedynie niejako „topograficzny wywiad“ wzdłuż pewnych linii — jeżeli mamy nadal posługiwać się porównaniem z zakresu kartografii. W jednym przypadku są to linie pracy silnika przy poszczególnych stałych położeniach przepustnicy (wartościach wydatku pompy wtryskowej), w drugim zaś — linie stałych obrotów.

Niemiecka literatura techniczna od dawna, a angielska od kilku ostatnich lat posługuje się specjalnym typem charakterystyki, która całkowicie spełnia postawione zadanie. Charakterystyka taka, którą można nazwać „charakterystyką uniwersalną” sporządzana jest w układzie współrzędnych  $n - p_e$ .

Wobec istnienia zależności

$$N_e = V_{ss} \cdot \frac{n \cdot p_e}{900} \text{ dla silników czterosurowych}$$

$$N_e = V_{ss} \cdot \frac{n \cdot p_e}{450} \text{ dla silników dwusurowych}$$

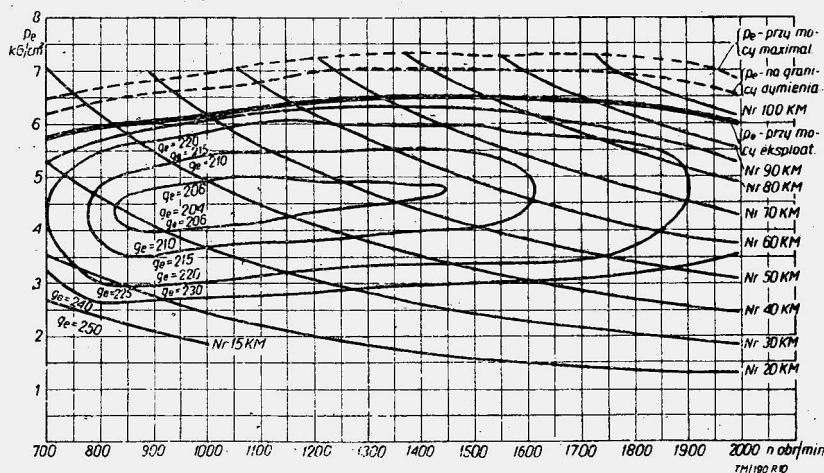
każdemu punktowi ( $n, p_e$ ) w polu charakterystyki odpowiada ściśle określona wartość mocy silnika przy danych warunkach pracy i dlatego też na siatce wykresu (rys. 9) prócz prostych linii współrzędnych  $n$  i  $p_e$  mogą być naniesione linie — hiperbole stałej mocy silnika. Poza tym na osi rzędnych prócz podziałki  $p_e$  może być naniesiona także podziałka  $M_e$ . W przypadku gdy charakterystyki uniwersalne mają służyć do porównywania między sobą różnych silników — hiperbole te nanoszone są jako linie stałej mocy jednego litra objętości skokowej silnika (zakładamy w podanych powyżej wzorach, że  $V_{ss} = 1$  l).

Na tak przygotowanej siatce wrysowuje się krzywą  $p_e$ , odpowiadającą charakterystyce pełnej mocy, a w polu zawartym między tą linią a osią odciętych, wrysowuje się jakby w postaci warstwic linie stałego jednostkowego zużycia paliwa  $g_e$ . Dzięki takiemu układowi dla każdego punktu w polu charakterystyki, który jednocześnie określa pewien stan pracy silnika, możemy odczytać: obroty  $n$ , średnie ciśnienie efektywne  $p_e$  lub moment obrotowy  $M_e$ , moc  $N_e$  oraz jednostkowe zużycie paliwa  $g_e$ .

Nanosząc dodatkowo (linie przerywane na rys. 9) krzywe, odpowiadające charakterystyce mocy dławionych, uzyskujemy jeszcze pełniejszy obraz właściwości silnika.

Charakterystyka uniwersalna jest więc niejako plastyczną mapą, na której wyraźnie występują obszary ekonomicznej pracy silnika (małe wartości  $g_e$ ), i pozwala łącznie z normalną charakterystyką pełnej mocy na łatwą analizę właściwości roboczych silnika, w całym możliwym obszarze jego pracy.

Charakterystyka uniwersalna silnika wysokoprężnego może nie ograniczać się do podania tylko jego właściwości roboczych w zakresie mocy eksploatacyjnych, ale może również zawierać krzywe  $p_e$  dla mocy maksymalnych oraz na granicy dymienia. Przykład takiej rozszerzonej charakterystyki uniwersalnej pokazany jest na rys. 10.



Rys. 10. Charakterystyka uniwersalna silnika wysokoprężnego

Zwrócić należy jeszcze uwagę na pewną czysto geometryczną właściwość charakterystyki uniwersalnej. Punkt styczności każdej z krzywych  $p_e$  z hiperbolą stałej mocy jest punktem największej mocy, którą silnik rozwija przy danym położeniu przepustnicy lub przy danym wydatku pompy wtryskowej.

### Charakterystyki regulacyjne i badania wpływu kąta wyprzedzenia zapłonu

Omówione dotychczas charakterystyki mają na celu przede wszystkim przedstawienie właściwości roboczych silnika z punktu widzenia użytkownika, który jest zainteresowany co on będzie mógł osiągnąć z silnika w przewidzianych przez wytwórcę zakresach pracy. Natomiast rozszerzone obciążeniowe i uniwersalne charakterystyki silników wysokoprężnych dają wgląd również w sposób ich pracy w zakresie wykraczającym poza warunki normalnej eksploatacji.

Pragnąc dokładniej poznać ogólne właściwości silnika z zapłonem iskrowym trzeba przeprowadzić badania nad wpływem składu mieszanki oraz kąta wyprzedzenia zapłonu.

Wyniki pierwszych tych badań ujmowane są w tak zwaną „charakterystykę regulacyjną” zawierającą krzywe  $N_e = f(G_T)$  oraz  $g_e = f(G_T)$  dla poszczególnych stałych wartości obrotów  $n$  oraz stałych położen przepustnicy. Rys. 11 przedstawia schemat takiej charakterystyki regulacyjnej.

Istota tych badań polega na tym, że mierzona jest moc  $N_e$  i godzinowe zużycie paliwa  $G_T$  przy tych samych obrotach i tym samym położeniu przepustnicy, ale przy zmiennej przepustowości dysz paliwowych gaźnika. W tych warunkach stopień napełnienia silnika zasadniczo pozostaje ten sam, natomiast skutek zmiany ilości zasysanego przez silnik paliwa zmienia się skład mieszanki paliwowo-powietrznej, a tym samym wielkość nadmiaru powietrza oraz warunki przebiegu procesu spalania. Przyczynia się to do zmiany mocy silnika oraz wielkości jednostkowego zużycia paliwa.

Przy pewnej wartości składu mieszanki, czyli przy pewnej wartości godzinowego zużycia paliwa, dla danych warunków pracy, silnik rozwija największą moc —  $G_{T2}$  i  $N_2$  (patrz rys. 11). Gdy wskutek zmiany  $G_T$  mieszanka staje się uboższa lub bogatsza, pogarszają się warunki przebiegu spalania i moc silnika spada. Przy pewnych granicznych wartościach godzinowego zużycia paliwa  $G_{T3}$  i  $G_{T4}$  — skład mieszanki osiąga granicę zapalności wskutek nadmiaru lub niedomiaru powietrza i moc silnika spada do zera. Przy zbliżaniu się do tych granicznych wartości jednostkowe zużycie paliwa  $g_e$  gwałtownie wzrasta dążąc do nieskończoności.

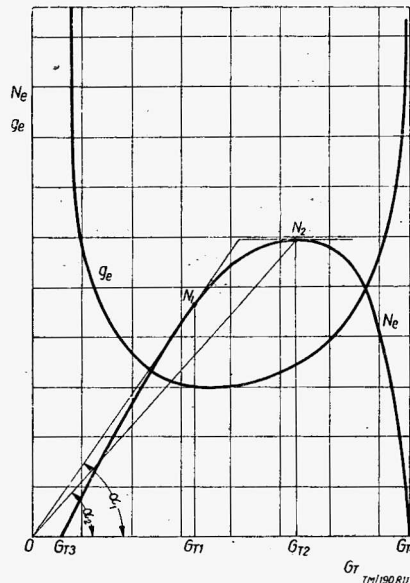
Nasuwa się pytanie czy regulacji składu mieszanki na największą moc, odpowiada równocześnie i najmniejsze jednostkowe zużycie paliwa, czyli największa sprawność pracy silnika? Otóż tak nie jest i fakt ten można łatwo stwierdzić w oparciu o geometryczne właściwości wykresu. Jeżeli mianowicie środek układu współrzędnych przyjąć w punkcie odpowiadającym wartości 0 podziałek  $G_T$  i  $N_e$ , to wówczas kąt  $\alpha$  pochylenia promienia wyprowadzonego ze środka układu współrzędnych do danego punktu na krzywej  $N_e$  jest miarą jednostkowego zużycia paliwa  $g_e$  przy danym składzie mieszanki, ponieważ:

$$\text{ctg } \alpha = \frac{G_T}{N_e} = g_e$$

Największemu kątowi pochylenia tego promienia odpowiada najmniejsze jednostkowe zużycie paliwa, a taki największy kąt pochylenia posiada promień styczny do krzywej  $N_e$  (na rys. 11 takim promieniem jest promień styczny w punkcie  $N_1$ ). Najmniejsze jednostkowe zużycie paliwa występuje więc zawsze przy składzie mieszanki uboższym od składu, zapewniającego największą moc. Fakt ten jest zasadniczą podstawą doboru dysz paliwowych, czyli regulacji gaźnika. Można więc gaźnik wyregulować w sposób zapewniający uzyskanie przez silnik możliwie największej mocy, kosztem wzrostu zużycia paliwa, bądź też w sposób zapewniający największą oszczędność zużycia paliwa kosztem pewnego spadku mocy.



Charakterystyki regulacyjne zdejmowane są dla kilku wartości liczby obrotów wału korbowego oraz dla kilku położeń przepustnicy \*\*\*). Daje to obraz właściwości silnika przy różnych warunkach pracy jak i podstawę dla doboru regulacji gaźnika, najbardziej optymalnej dla całego zakresu możliwych warunków pracy.

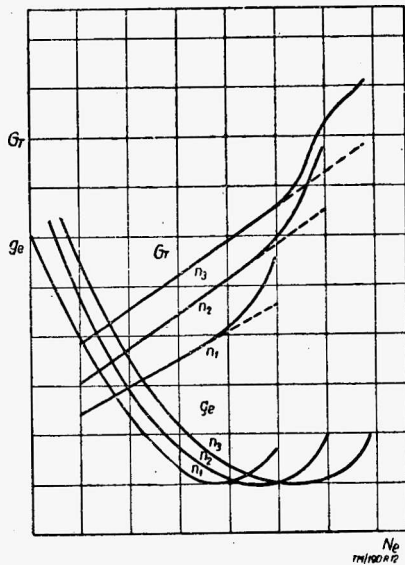


Rys. 11. Schemat charakterystyki regulacyjnej

Jeżeli konstruktorowi lub wytwórcy zależy na tym, aby osiągnąć z danego silnika możliwie dużą moc, to należy dać regulację gaźnika zapewniającą przy pełnym otwarciu przepustnicy, skład mieszanki odpowiadający maksymalnej mocy. Natomiast z zasady przy pracy silnika z przymkniętą przepustnicą a więc wtedy, gdy i tak nie zamierzamy wykorzystać możliwej mocy silnika, regulacja gaźnika powinna zapewnić skład mieszanki bliski odpowiadającemu najbardziej oszczędnej pracy.

Rozważania te są podstawą, na której oparte jest stosowanie w gaźnikach urządzeń nazywanych „ekonomizernami”, które powodują otwarcie dodatkowych dysz paliwowych, wzbogacających mieszankę przy całkowitym otwarciu przepustnicy. Na rysunku 12 przedstawiona jest charakterystyka obciążeniowa silnika zaopatrzonego w gaźnik z ekonomizernami. Załamanie się ku górze linii godzinowego zużycia paliwa  $G_T$  jest właśnie wynikiem działania ekonomizera który przez zwiększenie wydatku paliwa pozwala na zwiększenie mocy silnika przy całkowitym otwarciu przepustnicy. Liniami przerywanymi oznaczone są osiągi tego samego silnika w przypadku wyłączenia ekonomizera.

Regulacja gaźnika na skład mieszanki odpowiadający ściśle najmniejszemu jednostkowemu zużyciu paliwa jest niewskazana. W otoczeniu tego punktu nieznaczne nawet zmiany wydatku paliwa przez dyszę gaźnika powodują stosunkowo bardzo duże wahania mocy (strome przebiegi krzywej  $N_e$ ). Zubożenia mieszanki poniżej wartości zapewniającej  $g_e$  minimum powoduje szybki wzrost jednostkowego zużycia paliwa przy równoczesnym dużym spadku mocy. W warunkach eksploatacyjnych różne drobne okoliczności



Rys. 12. Charakterystyka obciążeniowa silnika z gaźnikiem zaopatrzonym w ekonomizer

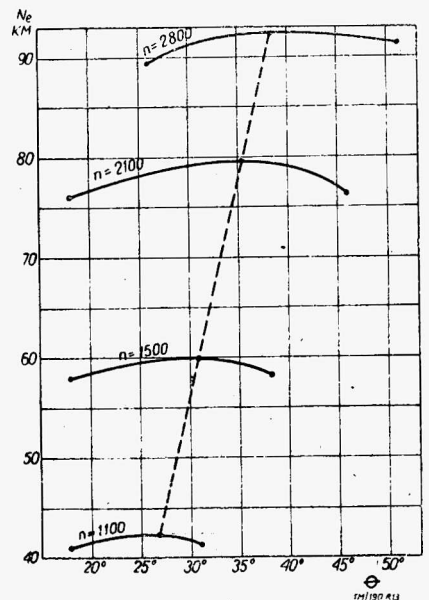
jak: częściowe zatkanie się dysz paliwowych zanieczyszczeniami z paliwa, zmiany warunków atmosferycznych, zmiany temperatury silnika, rozregulowanie się zapłonu, zmiany ciężaru właściwego paliwa itp. mogą powodować przy takiej regulacji pracę silnika na zbyt ubogiej mieszance. Silnik wtedy „nie ciągnie” przegrzewa się i następuje przepalanie się zaworów.

Powyższe uwagi dają również pewne wskazówki do sposobu przeprowadzania pomiarów przy zdejmowaniu charakterystyk regulacyjnych. W toku przeprowadzania badań temperatura silnika (wody chłodzącej i oleju) powinna być utrzymana na stałym poziomie, uznany za optymalny na podstawie odpowiednich wstępnych badań silnika. Przy każdym z pomiarów kąt wyprzedzenia zapłonu powinien być ustawiony na najbardziej optymalną wielkość. Temperatura silnika ma bardzo duży wpływ na rzeczywisty skład mieszanki paliwowo-powietrznej i na przebieg procesu spalania. Przy zassaniu bowiem przez zimniejszy silnik tej samej ilości powietrza i paliwa stosunkowo mniejsza część tego paliwa odparowuje i wytworzy należytą mieszankę, a więc w rzeczywistości mieszanka staje się uboższa. Z drugiej strony szybkość spalania się mieszanki zależy od jej składu i wobec tego przy jego zmianie konieczne jest dostosowanie chwili początku zapłonu.

Wobec tego przy przeprowadzaniu pomiarów dla zdjęcia charakterystyk regulacyjnych silnika, najlepiej jest regulować wydatek dyszy paliwowej przez wkręcenie lub wykręcenie odpowiedniej igły bez naruszania pozostałych części gaźnika i bez przerywania pracy silnika. Po każdorazowym nastawieniu wydatku dyszy paliwowej należy przez zmianę obciążenia hamulca doprowadzić silnik do zadanych obrotów, starając się równocześnie uzyskać największą moc przez regulację chwili zapłonu. Dla poszczególnych punktów pomiarowych należy przy tym odnotować położenie igły regulacyjnej. Ma to na celu umożliwienie przyszłego ustalenia przepustowości dyszy paliwowej odpowiadającej optymalnej regulacji gaźnika.

Niekiedy zdejmowanie charakterystyk regulacyjnych przeprowadzone jest w ten sposób, że dla każdego z pomiarów wymienia się w gaźniku dyszę paliwową. Ten sposób postępowania nie jest jednak wskazany. Jest on dłuższy, wymaga ciągłego zatrzymywania silnika i częściowego naruszania całego gaźnika oraz utrudnia zachowanie stałej temperatury i stałego położenia przepustnicy przy pomiarach z częściowym obciążeniem.

Jak zaznaczone już zostało, praca silnika zależy nie tylko od składu mieszanki, ale i od przebiegu procesu spalania, który ze swej strony zależy od chwili zapłonu. Przy danych warunkach pracy silnika określonych liczbą obrotów wału korbowego oraz stopnia otwarcia przepustnicy, godzinowe zużycie paliwa  $G_T$  a zarazem skład mieszanki paliwowo-powietrznej są stałe. Zmiana zaś chwili zapłonu (kąta wyprzedzenia zapłonu  $\Theta$ ) wpływa na wielkość rozwijanej przez silnik mocy. Przy optymalnej wartości kąta wyprzedzenia zapłonu silnik rozwija największą moc, a więc wobec stałości  $G_T$  wykazuje równocześnie jednostkowe zużycie paliwa  $g_e$ . Odchylenie kąta wyprzedzenia zapłonu od tej optymalnej wartości



Rys. 13. Wpływ kąta wyprzedzenia zapłonu na pracę silnika (przy całkowitym otwarciu przepustnicy)

\*\*\*) Norma GOST 451-41 zaleca np. wykonywanie tych pomiarów przy obrotach  $0,75 n_N$  przy całkowitym otwarciu przepustnicy oraz przy zdawieniu do  $0,75 N_e$ , a następnie przy  $0,4 n_N$  i  $0,4 N_e$  oraz obrotach większych o 200 obr/min od minimalnych i przy  $0,3 N_e$ .

tości powoduje spadek mocy i równoczesny wzrost jednostkowego zużycia paliwa. Niezależnie od tego, począwszy od pewnej wartości kąta wyprzedzenia zapłonu silnik zaczyna stukać.

Po dobraniu optymalnej regulacji gaźnika na podstawie analizy charakterystyk regulacyjnych należy przeprowadzić badanie wpływu kąta wyprzedzenia zapłonu na pracę silnika. W tym celu przeprowadza się pomiary mocy silnika  $N_e$  w funkcji kąta wyprzedzenia zapłonu, przy kilku stałych wartościach liczby obrotów i przy kilku położeniach przepustnicy \*\*\*\*). Sporządzając wykresy  $N_e = f(\Theta)$  przy poszczególnych obrotach  $n$  dla każdego z położeni przepustnicy (patrz rys. 13) wyznacza się optymalne wartości kąta zapłonu dla różnych warunków pracy silnika. Dane te służą do określenia wymaganej charakterystyki regulatora samoczynnego przestawienia chwili zapłonu, do określenia wyjściowego kąta ustawienia chwili zapłonu oraz do określenia charakterystyki i zakresu działania pneumatycznego korektora chwili zapłonu, który ma działać przy dużym spadku ciśnienia w rurze ssącej przy pracy z przymkniętą przepustnicą.

Badania regulacyjne silnika oraz badania wpływu kąta wyprzedzenia zapłonu służą konstruktorowi i wytwórni do ustalenia takiej regulacji gaźnika oraz takiego ustawienia i sterowania chwili zapłonu, które mają być stosowane w silnikach przeznaczonych do

\*\*\*\*) Norma GOST 451-41 zaleca na przykład pomiary przy obrotach  $n_N$ , 0,75  $n_N$  i 0,4  $n_N$  oraz przy ustawieniach przepustnicy dających moc  $N_e$ , 0,75  $N_e$  i 0,4  $N_e$  przy obrotach 0,75  $n_N$ .

Mgr inż. WITOLD KOŃCZYKOWSKI

## ZAGADNIENIE NAPRĘŻEN WSTĘPNYCH W RESORACH PIÓROWYCH

### Część I

Rozkład naprężeń między piórami resoru wpływa zasadniczo na jego trwałość i zachowanie się w czasie eksploatacji. Ze względu na to, że resor składa się przeważnie z piór o różnych grubościach, oraz że pióra nie są jednakowo obciążone naprężenia występujące w nich podczas pracy również nie są jednakowe.

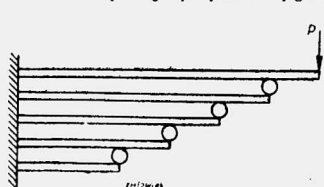
Łatwo wykazać, że w piórach o grubościach większych naprężenia od sił pionowych są większe, ponadto ponieważ pióra te są stosowane zazwyczaj jako główne, przenoszą więc prócz obciążeń pionowych również siły trakcyjne. Z tych powodów są one bardziej obciążone niż pióra pozostałe.

Pęknięcie pióra głównego w czasie eksploatacji pojazdu jest niebezpieczniejsze i bardziej kłopotliwe niż uszkodzenia piór pozostałych.

Z tych względów konstrukcyjnych i eksploatacyjnych wynika, że otrzymanie właściwego rozkładu naprężeń w piórach resoru jest zagadnieniem wielkiej wagi i w żadnym przypadku nie może być przez projektującego resor pominięte.

Właściwy rozkład naprężeń utrzymać można przez odpowiednio dobrane naprężenia wstępne. Problem ten zajmował konstruktorów od dawna, gdyż już w 1852 r. ukazała się pierwsza praca pod tytułem: „Mémoire sur les Ressorts en Acier”, napisana przez F. Phillipsa i poświęcona obliczaniu naprężeń w resorze piórowym, głównie w zastosowaniu do kolejnictwa.

Złożoną formę matematyczną metody podanej przez Phillipsa uproszcili znacznie Landau i Parr w pracy: „A new Theorie of Plate Springs” wydanej na przełomie 1918/1919 roku. Metoda ta w bardzo przejrzystym i wygodnym układzie jest podana w II to-



Rys. 1. Schemat uproszczony resoru piórowego

mie „Maszynostrojstwa” (str. 727 — 732) i dlatego tu przytaczana nie będzie. Zasadą jej jest zastąpienie resoru piórowego schematem podanym na rysunku Nr 1, na skutek czego w piórach otrzymuje się liniowy rozkład naprężeń. Obliczanie pole-

eksploatacji. Ustalenia te decydują o przebiegu omawianych poprzednio charakterystyk pełnej mocy, charakterystyk mocy dławionych, charakterystyk obciążeniowych, oraz charakterystyk uniwersalnych.

Badania regulacyjne i badania wpływu kąta wyprzedzenia zapłonu mają charakter porównawczo-analityczny dla danego typu silnika. Ze względu na konieczność utrzymania w czasie stałego stanu cieplnego silnika pożądane jest przeprowadzenie pomiarów jednym ciągiem w możliwie krótkim czasie — w każdym razie w ciągu jednego dnia. Okoliczności te pozwalają w praktyce na pominięcie przeliczenia wyników do normalnego stanu atmosfery.

Dalsza uwaga dotyczy zagadnienia paliwa stosowanego przy wszystkich omówionych badaniach i pomiarach. Rodzaj paliwa, jego skład chemiczny, wartość opałowa oraz ciężar właściwy i lepkość, mają duży wpływ na wyniki i charakter pracy silnika oraz wydatek urządzeń zasilających. Wszystkie więc pomiary i badania służące do opracowania zespołu charakterystyk silnika powinny być przeprowadzone na tym samym wzorcowym paliwie. Paliwo to najwłaściwsze dla danego silnika i dostępne w warunkach eksploatacji powinno ściśle odpowiadać istniejącym normom lub warunkom technicznym.

W sprawozdaniach i orzeczeniach z badań przeprowadzonych na hamowni powinien być dokładnie określony rodzaj użytego paliwa oraz podany wynik jego kontrolnej analizy.

ga na wyznaczaniu sił działających na pióra w miejscach ich styków z sąsiednimi w założeniu, że ściśnięcie resoru polega na zlikwidowaniu szpar między piórami w środku ich długości, powstałych na skutek różnego kształtu piór w stanie wolnym. Pióra rozpatruje się jako oddzielne belki posiadające w stanie wolnym osie wzdłuż linii prostej.

Pomimo znacznych uproszczeń i odstępstw od rzeczywistości przeliczenie resoru jest dosyć skomplikowane, przy czym obliczyć można jedynie resor już zaprojektowany, znając wszystkie jego wymiary geometryczne i własności sprężyste. Praktycznie stwarza to konieczność kilkakrotnego przeliczenia resoru dla otrzymania w końcowym efekcie właściwego wyniku. Ponadto metoda ta nie uwzględnia rzeczywistego kształtu pióra, biorąc pod uwagę jedynie szpary między sąsiednimi piórami w środku ich długości.

Odstępstwa teoretyczne metody i trudności obliczania stworzyły taki stan, że konstruktorzy często nie obliczali dokładnie resorów, ograniczając się jedynie do wyznaczenia ich charakterystyk zewnętrznych, a dobranie odpowiednich kształtów poszczególnych piór pozostawiali próbom i doświadczeniom. Koszt prób przy najbardziej szczęśliwym ich przebiegu jest znacznie wyższy od kosztu obliczenia, nawet przy najbardziej skomplikowanej metodzie. Oczywiście fakt dokładnego obliczenia resoru nie usunie całkowicie konieczności przeprowadzenia prób, jednak zmniejszy ich zakres do minimum.

Sposób obliczania resoru podany w niniejszej pracy odbiega od poprzednio wspomnianych. Posiada on również szereg uproszczeń, jednak dokładnie uwzględnia kształt oddzielnych piór dając wyniki bliższe rzeczywistości. Zasadniczą jego cechą jest to, że pozwala na zaprojektowanie resoru przy z góry założonym rozkładzie naprężeń zarówno między poszczególne pióra, jak i wzdłuż każdego z nich.

Statyczna niewyznaczalność układu resoru piórowego spowodowała konieczność uwzględnienia wpływu odkształceń jego składowych elementów (piór) na rozkład naprężeń. W związku z tym

nie można było usunąć dosyć żmudnego przebiegu liczenia, prostego w zasadzie, jednak wymagającego użycia arytmetru i poświęcenia pewnej ilości czasu.

Z góry zaznacza się, że tolerancje wykonawcze prętów na pióra resorowe oraz samych resorów są tak szerokie, że nie należy przywiązywać wielkiej wagi do dokładności obliczeń.

**Mechanika pracy resoru piórowego**

Resor piórowy zbudowany z warstwami ułożonych na sobie piór o różnej grubości i długości można traktować jako belkę, o określonych własnościach sprężystych i wytrzymałościowych.

Na skutek działania sił zewnętrznych, belka ta podlega zginaniu i skręcaniu, czego wynikiem jest zmiana wzajemnego położenia geometrycznego jej punktów, a więc odkształcenie.

Rozpatrując resor w stanie nieobciążonym można określić wewnętrzną kształt jego głównego pióra jako linię we współrzędnych  $xy$ , określoną równaniem:

$$y = \varphi(x)$$

Taką samą zależność można podać dla każdego pióra oddzielnie.

Na podstawie znanego równania geometrii różniczkowej można wyznaczyć krzywizny piór w dowolnych ich punktach. Dla dowolnie wybranego punktu jest:

$$\frac{1}{\rho_0} = \frac{\frac{d^2y}{dx^2}}{\left[1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2\right]^{\frac{3}{2}}}$$

Po obciążeniu resoru siłami pionowymi linie piór zmieniają swój kształt i będą określone we współrzędnych  $xy$  nowymi funkcjami. Na skutek tego w tym samym co poprzednio punkcie krzywizna będzie inna i wyniesie:

$$\frac{1}{\rho_1}$$

Ponieważ grubości piór są bardzo małe w stosunku do promieni krzywizn, można więc utożsamiać krzywiznę wewnętrzną powierzchni pióra z krzywizną jego warstwy obojętnej.

Ze znanego w wytrzymałości materiałów wzoru można obliczyć naprężenia powstające w piórach na skutek ich odkształceń, polegających na zmianach krzywizn. Istnieje mianowicie zależność:

$$\Delta \frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_0} - \frac{1}{\rho_1} = \frac{M}{EJ} \dots \dots \dots [1]$$

gdzie  $M$  jest momentem gnącym w obranym przekroju pióra,  $J$  — momentem bezwładności pióra, zaś  $E$  — modułem sprężystości materiału.

Pomijając wpływ położenia pióra na jego promień krzywizny, który ze względu na duży stosunek  $\frac{\rho}{h}$  jest bardzo mały, można przyjąć, że zmiana krzywizny dla wszystkich piór w obranym przekroju resoru jest taka sama i wynosi  $\Delta \frac{1}{\rho}$ . Największe naprężenia przy zginaniu pióra określi wzór:

$$\sigma = \frac{M}{W}$$

Stąd  $M = \sigma \cdot W$  (2)

Wstawiając wyrażenie (2) do (1) jest:

$$\Delta \frac{1}{\rho} = \frac{\sigma W}{EJ} \dots \dots \dots [3]$$

Zaznacza się, że wzór (3) odnosi się do jednego, dowolnie wybranego pióra o przekroju prostokątnym. Uwzględniając, że w tym przypadku jest:

$$\frac{W}{J} = \frac{bh^2}{6} : \frac{bh^3}{12} = \frac{2}{h}$$

otrzymuje się:

$$\sigma = \Delta \frac{1}{\rho} \cdot \frac{E}{2} \cdot h \dots \dots \dots [4]$$

Wyrażenie (4) uzależnia naprężenia od zmiany krzywizny  $\Delta \frac{1}{\rho}$  oraz od grubości rozpatrywanego pióra  $h$ .

Zakłada się, że pióra resorowe szczelnie do siebie przylegają na całej długości. Założenie to odbiega od rzeczywistości, jednak istniejące szpary między piórami uważa się zawsze za zło konieczne powstałe ze względu na tolerancje wykonawcze. Zakłady produkcyjne starają się wykonywać resory z jak najmniejszymi szparami, przy czym istnieją kategorie resorów, gdzie szpar prawie nie dopuszcza się.

Założenie przylegania do siebie sąsiednich piór na całej długości pozwala przyjąć zasadę, że naprężenia w piórach resoru powstają na skutek zmian ich krzywizn, zarówno w czasie składania resoru jak również podczas jego pracy.

**Wyznaczenie naprężeń wstępnych w istniejącym resorze**

W celu szczegółowego wyjaśnienia zagadnień, jakie napotyka się przy projektowaniu kształtu piór resorowych będzie rozpatrzone przede wszystkim przypadek wyznaczania naprężeń wstępnych w istniejącym resorze.

Znane są więc wymiary geometryczne piór, a mianowicie ich grubości, szerokości, długości i kształty powierzchni wewnętrznej dane za pomocą funkcji analitycznej, wykresu lub inaczej.

Jak wynika z dalszych rozważań promienie krzywizn powierzchni wewnętrznych piór nie są stałe wzdłuż ich długości, wtedy bowiem otrzymuje się najkorzystniejszy rozkład naprężeń wstępnych. W wielu konstrukcjach promienie te są przyjmowane jednak jako stałe.

Sposób wyznaczania naprężeń wstępnych w piórach resorowych jest podany na przykładzie liczbowym w przypadku resoru, którego dane zostały zebrane w tablicy 1.

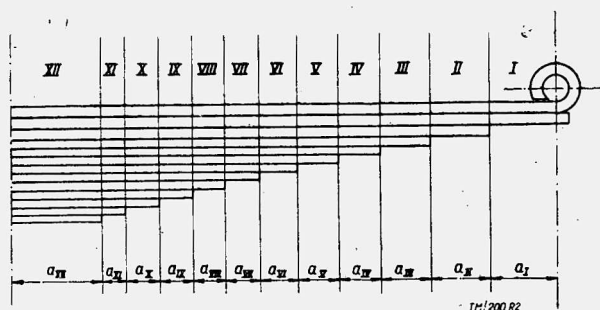
Tablica 1. Dane charakterystyczne resoru

Pióro	Grubość pióra h cm	Szerokość pióra b cm	Długość pióra L cm	Wewnętrzny promień krzywizny przed złożeniem	
				rzeczywisty R cm	zastępczy R' cm
1	1,0	6,5	—	365	365,0
2	1,0	6,5	—	260	259,0
3-	1,0	6,5	114	220	218,0
4	0,8	6,5	100	170	167,0
5	0,8	6,5	88	150	146,2
6	0,8	6,5	78	135	130,4
7	0,8	6,5	68	130	124,6
8	0,8	6,5	59	125	118,8
9	0,8	6,5	51	120	113,0
10	0,8	6,5	43	120	112,2
11	0,8	6,5	35	120	111,4
12	0,7	6,5	27	120	110,6
13	0,7	6,5	21	120	109,9

Długość połowy resoru L = 65 cm

Promień zastępczy krzywizny pióra przed złożeniem otrzymuje się przez odjęcie od promienia rzeczywistego danego pióra sumy grubości wszystkich piór leżących nad nim. A więc:  $R'_1 = R_1$ ;  $R'_2 = R_2 - h_1$ ;  $R'_3 = R_3 - (h_1 + h_2)$  itd. W ten sposób zagadnienie sprowadzi się do rozpatrywania różnic krzywizn pióra pierwszego.

Resor przyjmuje się wg schematu przedstawionego na rysunku 2 dzieląc go na przedziały tak, aby na długości każdego z przedziałów resor posiadał jednakową ilość piór. W rozpatrywanym przypadku resor posiada dwanaście przedziałów.



Rys. 2. Podział resoru na przedziały

Długość przedziału wyznacza się przez odjęcie od siebie dwu kolejnych długości piór, przy czym resor rozpatruje się w postaci wyprostowanej. Jeżeli w dowolnym przedziale wykona się przekrój, dzieląc resor na dwie części to, aby nie zmienić kształtu odciętej części w miejscu dokonanego przekroju musimy przyłożyć siły zewnętrzne równe siłom wewnętrznym, bezspornie istniejącym ze względu na ściśnięcie resoru śrubą ściągającą. Ponieważ odkształcenia piór polegały na zmianach krzywizn, więc siłami tymi będą momenty gnące.

\* Rozpatrując równowagę odciętej części resoru (rys. 3), otrzymuje się ze względu na brak innych sił zewnętrznych (ciężar własny resoru pominięto):

$$\sum_1^z M_i = 0 \dots \dots \dots [5]$$

gdzie z oznacza liczbę piór w obranym przekroju,  $M_i$  jest momentem gnącym w dowolnym piórze tego przekroju.

Na podstawie zależności

$$\sigma = \frac{M}{W}$$

można napisać:

$$\sum_1^z \sigma_i W_i = \sum_1^z \sigma_i \frac{bh_i^3}{6} = \frac{b}{6} \sum_1^z \sigma_i h_i^3 = 0$$

ponieważ pióra posiadają jednakową szerokość. Upraszczając otrzymuje się:

$$\sum_1^z \sigma_i h_i^3 = 0 \dots \dots \dots [6]$$

Oznaczając promień krzywizny wewnętrznej powierzchni pierwszego pióra w miejscu rozpatrywanego przekroju przez  $R_w$  można otrzymać na podstawie wzoru (4) naprężenia w dowolnym piórze, pamiętając, że zastępczy promień początkowy krzywizny tego pióra był  $R'_i$

$$\sigma_i = \left( \frac{1}{R'_i} - \frac{1}{R_w} \right) \frac{E}{2} h_i \dots \dots \dots [7]$$

Kolejność odejmowania krzywizn przyjęto tak, aby naprężenia zgodne co do kierunku z powstającymi podczas pracy resoru miały znak dodatni. Wstawiając wyrażenie (7) do (6) i dzieląc przez  $\frac{E}{2}$  otrzymuje się:

$$\sum_1^z \left( \frac{1}{R'_i} - \frac{1}{R_w} \right) h_i^3 = 0$$

lub po przekształceniach:

$$\frac{1}{R_w} = \frac{\sum_1^z h_i^3}{\sum_1^z R'_i} \dots \dots \dots [8]$$

Za pomocą wzoru (8) można wyznaczyć krzywiznę resoru w dowolnym jego przekroju, mając dane grubości piór i ich krzywizny przed złożeniem. Wpływ skosów na końcach piór na razie pomija się. Obliczanie krzywizn  $\frac{1}{R_w}$  dla każdego z dwunastu przedziałów rozpatrywanego resoru dokonuje się według schematu, przedstawiono w tablicy 2.

Na podstawie danych tablicy 2 tworzy się tablicę 3, wpisując w pierwszej kolumnie wartości  $\frac{1}{R'_i}$  dla każdego pióra, zaś w pierwszym szeregu wartości  $\frac{1}{R_w}$  dla poszczególnych przedziałów.

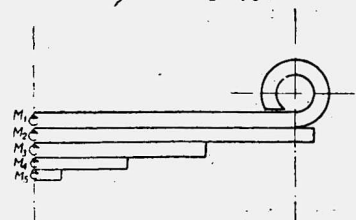
W okienku powstałym z przecięcia się szeregu wybranego pióra z kolumną wybranego przedziału wpisuje się odpowiednią różnicę:

$$\frac{1}{R'_i} - \frac{1}{R_w} = \Delta \frac{1}{\rho}$$

Z tego wynika, że tablica 3 przedstawia różnice krzywizn dla wszystkich piór we wszystkich przedziałach.

Dla otrzymania naprężeń należy w myśl wzoru (4) pomnożyć różnice krzywizn przez  $\frac{E}{2} \cdot h$  odpowiednie dla każdego pióra. Dla materiału, z którego wykonany został resor, można przyjąć moduł sprężystości  $E = 2,05 \cdot 10^6$  kG/cm<sup>2</sup>. Stąd współczynniki wynoszą: dla pierwszych trzech piór  $1,025 \cdot 10^6$ , dla następnych ośmiu  $0,82 \cdot 10^6$ , dla dwu ostatnich  $0,7175 \cdot 10^6$ .

Mnożąc różnice krzywizn przez podane współczynniki otrzymuje się naprężenia ujęte w tablicy Nr 4 oraz przedstawione dla każdego pióra oddzielnie na wykresach rys. 4.



Rys. 3. Obciążenie odciętej części resoru

Tablica 2. Obliczenie krzywizn resoru w przedziałach

Pióro	$R'_i$	$\frac{1}{R'_i}$	$h_i^3$	$\frac{h_i^3}{R'_i}$	$\sum_1^z \frac{h_i^3}{R'_i}$	$\sum_1^z h_i^3$	$\frac{1}{R_w}$	Przedział
1	365,0	0,002740	1,000	0,002740	—	—	—	—
2	259,0	0,003861	1,000	0,003861	0,006601	2,000	0,003300	I
3	218,0	0,004587	1,000	0,004587	0,011188	3,000	0,003729	II
4	167,0	0,005988	0,512	0,003066	0,014254	3,512	0,004059	III
5	146,2	0,006840	0,512	0,003502	0,017756	4,024	0,004437	IV
6	130,4	0,007669	0,512	0,003926	0,021682	4,536	0,004780	V
7	124,6	0,008026	0,512	0,004109	0,025791	5,048	0,005109	VI
8	118,8	0,008417	0,512	0,004309	0,030100	5,560	0,005414	VII
9	113,0	0,008850	0,512	0,004531	0,034631	6,072	0,005703	VIII
10	112,2	0,008913	0,512	0,004563	0,039194	6,584	0,005953	IX
11	111,4	0,008977	0,512	0,004596	0,043790	7,096	0,006171	X
12	110,6	0,009042	0,343	0,003101	0,046891	7,439	0,006303	XI
13	109,9	0,009099	0,343	0,003121	0,050012	7,782	0,006427	XII

Tablica 3. Różnice krzywizn piór w przedziałach po ściśnięciu resoru

	Przedział	XII	XI	X	IX	VIII	VII	VI	V	IV	III	II	I
Pióro	$\frac{1}{R'}$	0,006427	0,006303	0,006171	0,005953	0,005703	0,005414	0,005109	0,004780	0,004437	0,004059	0,003729	0,003300
1	0,002740	-0,003687	-0,003563	-0,003431	-0,003213	-0,002963	-0,002674	-0,002369	-0,002040	-0,001697	-0,001319	-0,000989	-0,000560
2	0,003861	-0,002566	-0,002442	-0,002310	-0,002092	-0,001842	-0,001553	-0,001248	-0,000919	-0,000576	-0,000198	0,000132	0,000560
3	0,004587	-0,001840	-0,001716	-0,001584	-0,001366	-0,001116	-0,000827	-0,000522	-0,000193	0,000150	0,000528	0,000858	
4	0,005988	-0,000439	-0,000315	-0,000183	0,000035	0,000285	0,000574	0,000879	0,001208	0,001551	0,001929		
5	0,006840	0,000413	0,000537	0,000669	0,000887	0,001137	0,001426	0,001731	0,002060	0,002403			
6	0,007669	0,001242	0,001366	0,001498	0,001716	0,001966	0,002255	0,002560	0,002889				
7	0,008026	0,001599	0,001723	0,001855	0,002073	0,002323	0,002612	0,002917					
8	0,008417	0,001990	0,002114	0,002246	0,002464	0,002714	0,003003						
9	0,008850	0,002423	0,002547	0,002679	0,002897	0,003147							
10	0,008913	0,002486	0,002610	0,002742	0,002960								
11	0,008977	0,002550	0,002674	0,002806									
12	0,009042	0,002615	0,002739										
13	0,009099	0,002672											

Tablica 4. Naprężenie wstępne w piórach resoru

Przedział Pióro	XII	XI	X	IX	VIII	VII	VI	V	IV	III	II	I
1	- 3779	- 3652	- 3517	- 3293	- 3037	- 2741	- 2428	- 2091	- 1739	- 1352	- 1014	- 574
2	- 2630	- 2503	- 2368	- 2144	- 1888	- 1592	- 1279	- 942	- 590	- 203	+ 135	+ 574
3	- 1886	- 1759	- 1624	- 1400	- 1144	- 847	- 535	- 198	+ 154	+ 541	+ 879	
4	- 360	- 258	- 150	29	234	471	721	991	1272	1582		
5	339	440	549	727	932	1169	1419	1689	1970			
6	1018	1120	1228	1407	1612	1850	2099	2369				
7	1311	1413	1521	1700	1905	2142	2392					
8	1632	1733	1842	2020	2225	2462						
9	1987	2089	2197	2376	2581							
10	2039	2140	2248	2427								
11	2091	2193	2301									
12	1876	1965										
13	1917											

Tablica 5. Obliczenie strzałki resoru

Przedział	$a_p$	$\frac{1}{R_p}$	$f_p = \frac{a_p^2}{2R_p}$	$\alpha_u = \frac{a_p}{R_p}$	$\sum_{p+1}^r \alpha_u$	$\sin \sum_{p+1}^r \alpha_u$	$\cos \sum_{p+1}^r \alpha_u$	$a_p \sin \sum_{p+1}^r \alpha_u$	$\frac{a_p^2}{2R_p} \cdot \cos \sum_{p+1}^r \alpha_u$
XII	10,5	0,006427	0,35430	0,06752	—	—	—	—	—
XI	3,0	0,006303	0,02669	0,01892	0,06752	0,06745	0,99772	0,2023	0,0263
X	4,0	0,006171	0,04938	0,02469	0,08644	0,08630	0,99627	0,3452	0,0492
IX	4,0	0,005953	0,04762	0,02381	0,11113	0,11089	0,99383	0,4435	0,0473
VIII	4,0	0,005703	0,04564	0,02282	0,13494	0,13456	0,99091	0,5382	0,0452
VII	4,0	0,005414	0,04331	0,02166	0,15776	0,15710	0,98758	0,6284	0,0428
VI	4,0	0,005109	0,04088	0,02044	0,17942	0,17852	0,98394	0,7141	0,0402
V	5,0	0,004780	0,05975	0,02390	0,19986	0,19851	0,98010	0,9926	0,0586
IV	5,0	0,004437	0,05546	0,02218	0,22376	0,2220	0,97506	1,1100	0,0541
III	6,0	0,004059	0,07305	0,02435	0,24594	0,24350	0,96990	1,4610	0,0709
II	7,0	0,003729	0,09132	0,02609	0,27029	0,26696	0,96371	1,8687	0,0880
I	8,0	0,003300	0,10560	0,02640	0,29638	0,29200	0,95640	2,3360	0,1010
								10,6400	0,6236
									10,6400
									0,3543
									11,6179

Jak wynika z przebiegu obliczeń i podanych wykresów w granicach jednego przedziału naprężenia są stałe, zmieniając się skokami. Takie zjawisko praktycznie nie ma miejsca, ze względu na małą sztywność końca pióra, zmniejszoną jeszcze przez często stosowane skosy. Dlatego też można przyjąć, że na końcach piór naprężenia spadają do zera, przy czym spadek naprężeń rozpoczyna się w początku skosu. Nie dotyczy to oczywiście piór głównych.

Ze względu na zmianę naprężeń na końcach piór również zmie-

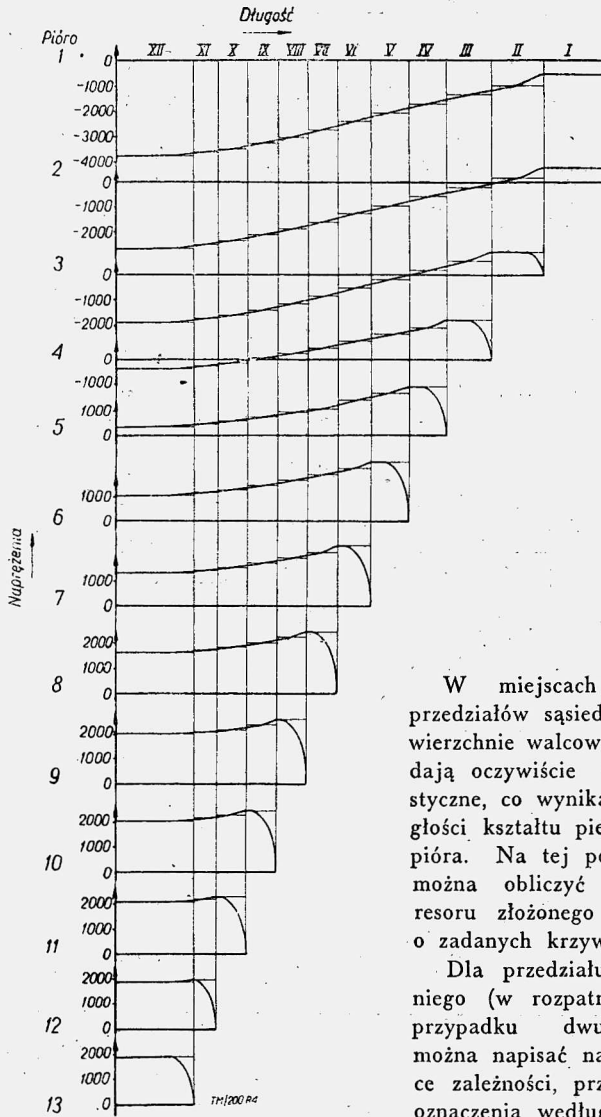
nią się naprężenia w innych ich punktach leżących na granicach przedziałów. Wykres naprężeń wzdłuż pióra będzie więc linią falistą. Nie popełniając wielkiego błędu można przyjąć w przybliżeniu, że wykres ten przebiegnie, jak to podano na rys. 4, przez środkowe punkty przedziałów.

#### Strzałka resoru

Po ściśnięciu resoru śrubą otrzymuje się pewną strzałkę (rys. 5), którą należy obliczyć.

Jak wiadomo na podstawie poprzednich rozważań wewnętrzna

powierzchnię pierwszego pióra można przyjąć za szereg następujących po sobie pobocznic walców o odpowiednich promieniach  $R_w$  stałych dla każdego z przedziałów.



Rys. 4. Naprężenie wstępne w piórach resoru

W miejscach styku przedziałów sąsiednie powierzchnie walcowe posiadają oczywiście wspólne styczne, co wynika z ciągłości kształtu pierwszego pióra. Na tej podstawie można obliczyć strzałkę resoru złożonego z piór o zadanych krzywiznach.

Dla przedziału ostatniego (w rozpatrywanym przypadku dwunastego) można napisać następującą zależność, przyjmując oznaczenia według rysunku 6:

$$f_{XII} \approx \frac{a_{XII}^2}{2R_{XII}} \dots \dots \dots [9]$$

$$\alpha_{XII} \approx \frac{a_{XII}}{R_{XII}}$$

Takie same zależności można napisać dla każdego z przedziałów. Rozpatrując przedział przedostatni i posługując się oznaczeniami z rysunku 7 otrzymuje się strzałkę dwu ostatnich przedziałów:

$$f_{XI, XII} = f_{XII} + a_{XI} \cdot \sin \alpha_{XII} + f_{XI} \cdot \cos \alpha_{XII} = \frac{a_{XII}^2}{2R_{XII}} + a_{XI} \cdot \sin \alpha_{XII} + \frac{a_{XI}^2}{2R_{XI}} \cdot \cos \alpha_{XII}$$

Analogicznie dla trzech ostatnich przedziałów:

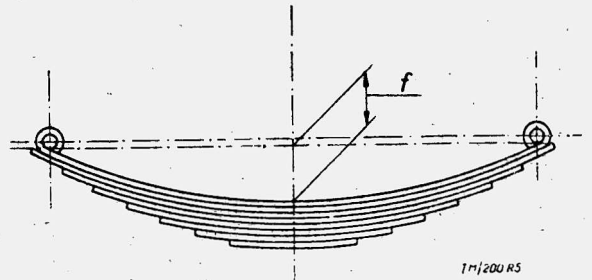
$$f_{X, XI, XII} = \frac{a_{XII}^2}{2R_{XII}} + a_{XI} \cdot \sin \alpha_{XII} + a_X \cdot \sin (\alpha_{XII} + \alpha_{XI}) + \frac{a_{XI}^2}{2R_{XI}} \cdot \cos \alpha_{XII} + \frac{a_X^2}{2R_X} \cdot \cos (\alpha_{XII} + \alpha_{XI})$$

lub ogólnie:

$$f_o = f_r + \sum_{p=1}^{r-1} a_p \cdot \sin \sum_{p+1}^r \alpha_u + \sum_{p=1}^{r-1} \frac{a_p^2}{2R_p} \cos \sum_{p+1}^r \alpha_u \dots [10]$$

We wzorze tym  $r$  oznacza liczbę przedziałów,  $p$  zmienia się od 1 do  $(r - 1)$ , zaś  $u$  — od  $(p + 1)$  do  $r$ .

Obliczenie strzałki  $f_o$  wykonuje się według schematu przedstawionego w tablicy 5.

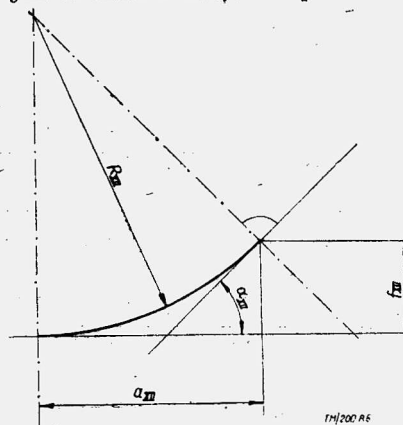


Rys. 5. Strzałka resoru

Dokonując sumowania wszystkich składników w myśl równania (10) otrzymuje się strzałkę:

$$f_o = 11,618 \text{ cm}$$

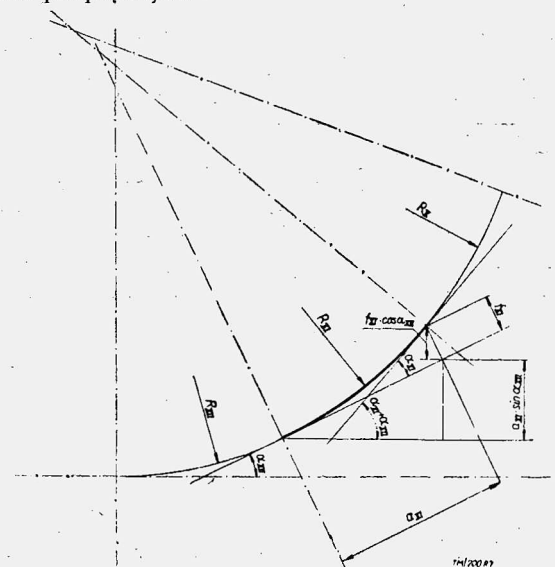
Jest to strzałka otrzymana po złożeniu resoru.



Rys. 6. Strzałka resoru w ostatnim przedziale

Jak wiadomo resor poddaje się następnie operacji przepięcia, polegającej na ugięciu go tak, aby w piórach powstały naprężenia rzędu granicy płynności materiału. Po tej operacji strzałka resoru zmniejszy się. Zmniejszenie to w wielkim stopniu zależy od tolerancji wykonania samego resoru i pręta na pióra resorowe i nie może być teoretycznie

obliczone. Można przyjąć że zmniejszenie strzałki jest równe  $(4 \div 7)\%$  ugięcia stosowanego podczas przepięcia. Niższe wartości odnoszą się do resorów wykonywanych fabrycznie i nie wysokiego stopnia przepięcia, niższe do resorów kutych ręcznie i wysoko przepiętych.



Rys. 7. Strzałka resoru w przedostatnim przedziale

Przyjmując, że ugięcie rozpatrywanego resoru podczas przepięcia wyniesie około 24 cm, co wynika z grubości głównego pióra i granicy płynności materiału (patrz „Maszynostrojenie“ tom II, str. 737), można założyć, że zmniejszenie strzałki wyniesie:

$$0,04 \cdot 24 = 0,96 \text{ cm.}$$

Ostateczna strzałka wyniesie więc:

$$f = 11,618 - 0,96 = 10,658 \approx 10,66 \text{ cm.}$$

Mgr inż. FRYDERYK BLÜMKE

## NAPRAWA SILNIKÓW DWUSUWOWYCH

*Ogólne zasady budowy silnika dwusuwowego oraz podkreślenie jego coraz większej ekspansji w dziedzinie pojazdów mechanicznych jak i stacyjnych źródeł mocy. Omówienie zagadnień doboru materiału na zasadzie części silnika, doboru tolerancji dla współpracujących części ruchomych oraz sposobu napraw i wymiany układu korbowo-tłokowego. Systematyka niedomagań w pracy silnika dwusuwowego.*

### 1. Zastosowanie dwusuwu

Silniki dwusuwowe szybkoobrotowe o małej mocy dzięki swej prostocie w budowie, działaniu i produkcji opanowują coraz więcej dziedzin, w których dotychczas stosowano silniki czterosuwowe. Wystarczy tylko wymienić silniki motocyklowe o pojemności do 250 cm<sup>3</sup>, silniki łodziowe oraz agregaty elektryczne i motopompy pożarnicze typu przenośnego, gdzie dominuje prawie wyłącznie dwusuw. Częściowe obywatelstwo zdobył sobie natomiast silnik dwusuwowy przy napędzie lekkich samochodów osobowych, ciągników ogrodowych, betoniarek, transporterów, motopomp oraz maszyn rolniczych o mniejszym zapotrzebowaniu mocy. Wzrastająca ilość produkowanych silników dwusuwowych w Polsce wymaga istnienia odpowiednich warsztatów naprawczych. Obecnie powstające trzy bazy remontowe dla sprzętu budowlanego i pożarniczego będą miały za zadanie wykonywać naprawy silników dwusuwowych różniących się w pewnej mierze od znanych i rozpowszechnionych metod napraw silników samochodowych.

Poniższe uwagi odnoszą się wyłącznie do gaźnikowych silników dwusuwowych szybkoobrotowych ( $n = 3000 \div 4000$  obr/min), 1-cylindrowych z chłodzeniem powietrznym samoczynnym (silniki motocyklowe) lub wymuszonym z dmuchawą (silniki, stałe przemysłowe) oraz 2-cylindrowych z chłodzeniem wodnym (silniki samochodowe i do motopomp).

### 2. Budowa silnika dwusuwowego

Silnik dwusuwowy posiada jako jedyne zasadnicze części ruchome tłok, korbówód i wał korbowy. Smarowanie stosuje się prawie wyłącznie mieszkankowe, tj. przez domieszkę oleju silnikowego gęstszego (wg CPN S12 lub Lux 10) do paliwa w stosunku 1 : 20 przy silnikach przemysłowych lub 1 : 25 przy pojazdach mechanicznych. Dodawanie większej ilości oleju do paliwa powoduje wzrost nagaru na tłoku, głowicy oraz w kanale wylotowym, murze wydechowej i tłumiku.

Wał korbowy jest łożyskowany na łożyskach tocznych (rolkowych lub kulkowych), a korbówód na łożysku igłowym lub rolkowym 2-rzędowym. Takie łożyskowanie wymaga użycia wału korbowego składanego z czopów i przeciwcieżarów złączonych na zacisk pod prasą hydrauliczną lub na stożek z nakrętką. (p. rys. 2 i 3).

Dla zapewnienia współosiowości czopów wału korbowego są one po wprasowaniu przeszlifowane w kłach. Dawniej stosowano słaby zacisk, a następnie prostowanie w przyrządzie, wg wskazań czujników, co jednak z biegiem czasu powodowało skutek drgań silnika ponowne zwichrowanie czopów.

Wzajemne właściwe położenie czopów w stosunku do przeciwcieżarów zapewnione jest przez użycie wpustów odnośnie silników większej mocy (ponad 10 KM z jednego cylindra), lub za pomocą kilku płytkich rowków na obwodzie części twardszej.

Przeciwcieżary wykonuje się obecnie ze względu na konieczny silny wcisk ze stali węglowej 0055 ulepszonej do wytrzymałości  $R_r \geq 90$  kG/mm<sup>2</sup>, dawniej stosowano stal stopową ulepszoną, a przed kilkunastu laty także stal stopową nawęglaną i hartowaną z rdzeniem o wyższej wytrzymałości.

Próby stosowania na przeciwcieżary miększej stali poniżej  $R_r = 80$  kG/mm<sup>2</sup> nie powiodły się, gdyż czopy po wciśnięciu nie miały dostatecznego zacisku, ponieważ materiał przeciwcieżaru ulegał odkształceniu.

Czopy głównego wału korbowego spoczywającego na normalnych łożyskach tocznych wykonuje się obecnie dla silników wię-

kszej mocy ze stali stopowej ulepszonej wyższej wytrzymałości  $R_r = 100 \div 120$  kG/mm<sup>2</sup>, lub przy silnikach mniejszych mocy ze stali węglowej 0045 ulepszonej powyżej  $R_r = 70$  kG/mm<sup>2</sup>.

W silnikach DKW i IFA rolę wewnętrznych bieźni łożysk tocznych spełniają powierzchnie czopów głównych. W tym przypadku czopy te muszą być wykonane ze stali nawęglanej i hartowanej do twardości  $R_c = 58-62$ . Wykonanie takie stosuje się dla czopów korbowych z łożyskiem na igłach lub rolkach.

W razie naprawy wał korbowy zazwyczaj przeznaczony jest na złom, lub przeszlifowuje się na mniejszy wymiar pod specjalne rolki.

Przy stosowaniu łożysk głównych tocznych normalnych (wg JSO) w razie naprawy wymienia się tylko czop korbowy i korbówód (ew. przeszlifowuje się na inny wymiar), a czopy główne pozostają bez zmiany, natomiast wymianie podlegają łożyska główne.

Tłoki dla dwusuwu stosuje się przeważnie jednolite bez przecięć, z odpowiednimi okienkami, dostosowanymi do szczelin cylindra. Stosowanie tłoków z odmiennymi okienkami jest niedopuszczalne. Wybita na denku strzałka wskazuje na kanał wylotowy dla zabezpieczenia prawidłowego montażu. Pierścienie tłokowe w silniku dwusuwowym są wyłącznie uszczelniające, zabezpieczone przed obracaniem się w rowkach tłoka, w miejscu rozcięcia pierścienia, za pomocą kołka ustalającego. Kołki nie mogą trafiać w czasie ruchu tłoka, na szczelinę w cylindrze, gdyż pierścienie na skutek odchylenia końców na zewnątrz mogłyby ulec wyłamaniu.

Luźno osadzone kołki mogą być przyczyną poważnych uszkodzeń silnika; w takich wypadkach tłok należy wymienić.

Roźmieszczenie okienek w tłokach silnika 2-cylindrowego jest niejednakowe i stanowi wzajemne lustrzane odbicie. Dlatego zamiana w silniku 2 cyl. jest niedopuszczalna. Celem usunięcia tej ewentualności przy montowaniu na denku tłoka jest wybita liczba „1” lub „2” wzgl. „l” (lewy), lub „r” (prawy); a na boku cylindra i głowicy odlane są te same oznaczenia. Tłoki silników dwusuwowych, wskutek wyższej temperatury spalania dochodzącej pod świecą normalnie do 1600°C przy silnikach pracujących przy  $n = 3000$  obr/min, a przy silnikach sportowych do 1800°C i więcej, są bardzo wrażliwe na wartość cieplną, która wynosi prawie dla wszystkich silników dwusuwowych wg skali niemieckiej (Bosch) i czeskiej — „175” względnie wg skali radzieckiej GOST — „10”, co oznacza tutaj długość wewnętrznej części izolatora. Odpowiednie dla dwusuwu normalne świece z gwintem  $M18 \times 1,5$  są: Bosch M175T1, PAL 18/175 względnie GOST M12/10 (12 oznacza długość gwintu).

Świece z gwintem  $M14 \times 1,25$  posiadają oznaczenia Bosch W175T1, PAL 14/175 lub GOST A11/10. Dla celów sportowych do samochodów i motocykli dwusuwowych używa się świec o wyższej wartości cieplnej M225 (M12/8) lub W225 (A11/8) a dla wyczynowych silników nawet M240; W240 (A11/7), lub M275 i W275 (A11/5).

W razie stosowania świecy o zbyt niskiej wartości cieplnej np. M95 następuje żarzenie świecy (zbyt gorącej) i zapiekanie pierścieni, nadtopienie krawędzi tłoka, a nawet przetopienie dna tłoka.

Dla lepszego doprowadzenia ciepła (szczególnie przy chłodzeniu powietrzem) denko tłoka dwusuwowego silnika jest znacznie grubsze niż silnika czterosuwowego tej samej mocy. Rodzaj chłodzenia wywiera również wpływ — i tak ten sam silnik dwu-

suwowy chłodzony powietrzem w zastosowaniu do motocykla może mieć denko grubości 8 mm (np. przy średnicy cylindra 72 mm) względnie 10 mm przy silniku przemysłowym pracującym z dmuchawą.

Silnik dwusuwowy ze sprężaniem w skrzyni korbowej powinien mieć dobre uszczelnienie wału korbowego na zewnątrz, jak również wewnątrz między 2 cylindrami. Dawniej stosowane przy dławicach wału uszczelnienia azbestowo-grafitowe, filcowe lub za pomocą pierścieni Simmera (pierścień gumowy syntetyczny ze sprężynką). Te rodzaje uszczelnień zostały w krajowych silnikach przemysłowych zastąpione uszczelnieniem labiryntowym, składającym się z 4 rowków szerokości 2 mm i głębokości 2 mm każdy. Luz promieniowy między dławicą i wałem wynosi najwyżej 0,05 mm, co zabezpiecza przed przedostawaniem się gazu względnie powietrza do skrzyni korbowej. Dławice te wykazują mniejsze zużycie niż inne.

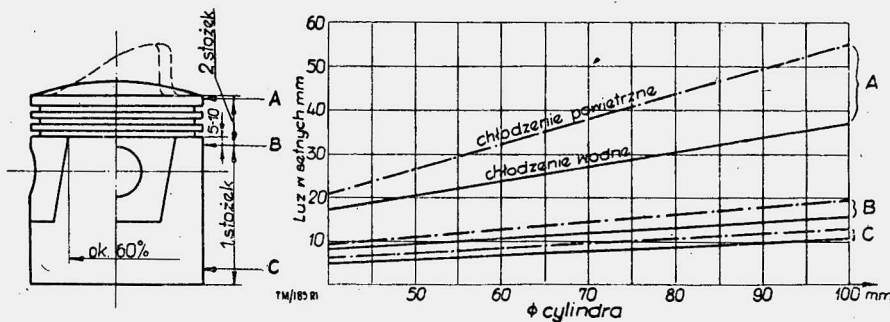
### 3. Pasowanie układu nowego silnika korbowego

W produkcji silników dwusuwowych, podobnie zresztą jak i czterosuwowych stosuje się dla części bardzo dokładnych, celem potania wykonania, możliwie duże tolerancje 0,02 — 0,03 mm. Dla zapewnienia dokładności montażu i przedłużenia okresów, międzynaprawczych stosuje się tzw. selekcję czyli dobieranie. Części współpracujące segreguje się na 3 — 6 grup (zależnie od ważności zespołu) w granicach tolerancji wykonania, tak że na jedną grupę wypada rozrzut w granicach 0,005 — 0,01 mm. Grupy o najmniejszych wymiarach czopa i otworu dobiera się dla współpracy razem w 1 zespole, następnie znów grupy o większych wymiarach i stopniowo do największych, co zapewnia zachowanie stałego luzu (np. tłok w cylindrze) lub zacisku (np. czopa w przeciwiężarze). Części współpracujące w jednej grupie są znaczone farbą, tym samym kolorem lub oznaczane liczbą, tak aby przy montażu łatwo było je dobierać.

#### 3.1. Tłok i cylinder

Zespół ten podlega w silniku dwusuwowym największemu zużyciu, a stopień jego zużycia określa zazwyczaj okres międzynaprawczy silnika.

W odróżnieniu od czterosuwu tłok dwusuwu wskutek większego obciążenia cieplnego, a więc i większej rozszerzalności w czasie pracy wymaga znacznie większych luzów w cylindrze, a ponadto sposób szlifowania jest nieco odmienny.



Rys. 1., Luz tłoka w silniku dwusuwowym (Materiał tłoka AISi12CuNi)

Tłok (rys. 1) posiada luz charakterystyczny dla danego silnika mierzony 5 ÷ 10 mm poniżej najniższego pierścienia tłokowego (między pierścieniem tłokowym i sworzniem). Z tego miejsca wychodzą 2 stożki: 1-szy stożek dolny BC stanowi część prowadzącą tłoka lub nośną cylindryczną (bez owalu) o różnicy 0,03 — 0,05 mm na średnicy i 2-gi stożek górny AB stanowi część uszczelniającą tłoka o różnicy średnic 0,15 ÷ 0,25 mm. Silniki chłodzone powietrzem mają większy luz tłoka w cylindrze, niż chłodzone wodą. Podany na denku tłoka wymiar odnosi się do średnicy C, a więc największej u dołu tłoka. Np. dla silników DKW (IFA) typu F8 ( $\phi$  tłoka 76 mm) lub B wynosi 0,11 mm, a luz C wynosi 0,07 mm dla tłoków aluminiowych ze stopu KS-280 lub EC-138

(typu Al Si 21). Dla stopów KS-1275 lub EC-124 odpowiadających stosowanemu u nas stopowi tłokowemu AISi12CuNi luz powinien być 10% większy.

Na wykresie (rys. 1) podano orientacyjne luzy odnoszące się do stopu krajowego przy temperaturze +20°C. Podane luzy, szczególnie przy chłodzeniu powietrzem, pozwalają na łatwe przesuwanie tłoka zimnego w cylindrze, co często bywa przyczyną reklamacji jako rzekomo nadmiernych luzów.

Ustalenie luzów tłoka dwusuwowego wymaga długotrwałych prób z prototypem silnika; nie można się tutaj zbyt sugerować wielkością luzów stosowanych w innych pokrewnych silnikach. Cylinder dwusuwu wykazuje największe zużycie w okolicy szczeliny wydechowej wskutek korozyjnego działania spalin.

Dopuszczalne zużycie cylindra nie powinno przekraczać 0,12 — 0,15 mm dla chłodzonych wodą 0,15 — 0,20 dla chłodzonych powietrzem.

W razie przekroczenia tego zużycia wymagane jest szlifowanie cylindra. Oznaką nadmiernego luzu tłoka jest nagar na części prowadzącej tłoka. Jednostronny nagar wskazuje na skrzywienie korbowodu czyli niewspółosiowości tłoka z cylindrem. W razie wyprostowania korbowodu należy nagar z tłoka usunąć.

Ślady zacierania tłoka usuwa się za pomocą kamienia korundowego zamoczonego w oleju. Piłno ściernie nie nadaje się do tego celu. Tłoki wykonuje się przeważnie jako nadwymiarowe + 0,25, + 0,50, + 0,75, + 1 mm, co pozwala na 4-krotnie szlifowanie cylindra.

Szlifowanie cylindra dwusuwu ze względu na szczeliny rozrzędu jest trudniejsze niż czterosuwu i wymaga dużego doświadczenia.

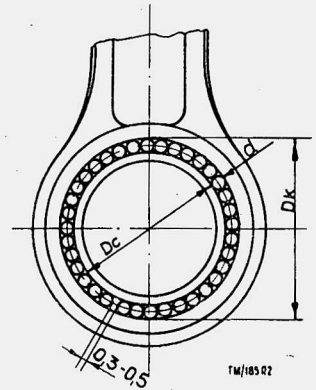
Przy zakładaniu cylindra dwusuwowego należy ustalić pierścienie tłokowe z przecięciem obok tłoków ustalających za pomocą ściągacza taśmowego S. (rys. 4) wprowadzić pierścienie głęboko w rowki tłoka. Tłok ustala się za pomocą 2 klocków celem uniknięcia uszkodzenia korbowodu i ułatwienia założenia cylindra.

#### 3.2. Pierścienie tłokowe

Dawniejsze tłoki dwusuwowe miały pierścienie tłokowe osadzone w rowkach z różnym luzem bocznym. Górny pierścień miał 0,06 mm luzu, środkowy 0,04 mm, a dolny 0,02 mm. Od 1940 roku stosuje się przeważnie jednolity

luz boczny dla wszystkich pierścieni tłokowych wynoszący 0,06 — 0,08 mm. Mniejszy luz powoduje „zapieknięcie“ pierścienia w rowku. O ile pierścienie są zawarte w rowkach można je wyjąć przesuwając 3—4 blaszki cienkie ew. żyłki (rys. 5). Wymiana pierścieni w razie czyszczenia wnętrza silnika nie jest wskazana. Wielkość szczeliny po włożeniu pierścienia tłokowego do cylindra wynosi zazwyczaj 0,3 — 0,4 mm; wartość powyżej 0,6 mm wskazuje na zużycie pierścienia i konieczność wymiany. W razie stosowania mniejszej szczeliny jak np. 0,3 mm następuje zakleszczenie pierścienia w czasie pracy, oraz nadmierne zużycie gładzi cylindra.

Wielkość szczeliny i luzu bocznego sprawdza się za pomocą szczelinomierza odpowiedniej grubości.



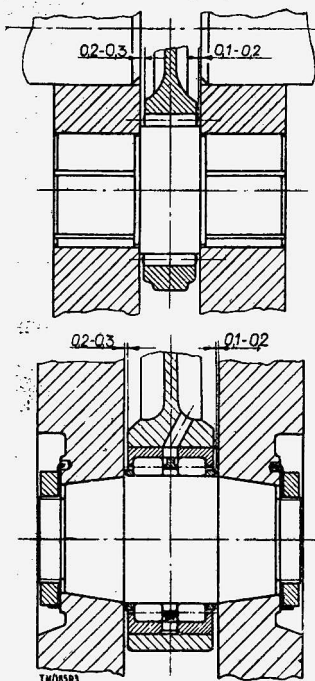
Rys. 2. Czop korbowy na łożysku igłowym (Czop wprasowany)



3.3. Sworzeń tłokowy i zabezpieczenie

Sworzeń jest wciśnięty ciasno do otworów w piastce tłoka. W stanie zimnym sworzeń nie daje się usunąć. Dla wyjęcia sworznia lub włożenia należy tłok krótko podgrzać do 80 — 100°C.

Sworznie są normalnie osadzone w tulejce korbowodu z luzem 0,02 — 0,3 mm w silnikach chłodzonych wodą, względnie 0,03 — 0,05 mm przy chłodzeniu powietrznym.



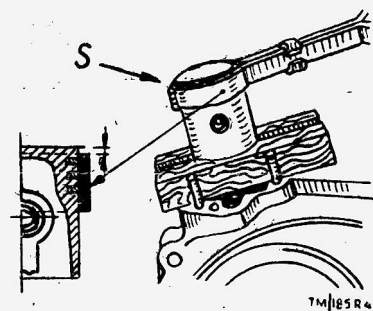
Rys. 3. Czop korbowy na łożysku rolkowym (Czop stożkowy)

ze stali 0045 hartowanej powierzchniowo indukcyjnie na powyższą twardość.

Sworznie są zabezpieczone w tłoku przed wysunięciem za pomocą pierścieni płaskich typu Seegera wzgl. pierścieni z drutu sprężynowego (tzw. fortepianowego).

Zamiana jednych pierścieni na drugie, przewidzianych w danym typie tłoka, ze względu na różny profil rowka (prostokątny głębszy lub półokrągły płytszy) może spowodować wypadnięcie pierścienia i w następstwie poważne uszkodzenie cylindra. Dla wyjęcia sworznia osadzonego służy wybijak „1” (rys. 6) o średnicy *b* mniejszej o ok. 0,5 mm od średnicy sworznia *d*. Osadzenie *a* powinno lekko wchodzić do otworu sworznia. Długość osadzenia *c* wynosi ok. 1/4 długości sworznia, a długość *l* = 1,5 ÷ 2 średnicy tłoka. Za pomocą trzpienia „2” wsuwa się sworzeń do uprzednio podgrzanego tłoka tak, by otwory w piastach tłoka i otwór w główce korbowodu leżały współosiowo.

Dla umożliwienia wymiany tulejek bez rozbiórki całego silnika służy prosty przyrząd (rys. 7) składający się z długiej śruby z główką 6 kątną trzymaną kluczem; drugim kluczem dociągamy nakrętkę, która przez podkładkę wciska nową tulejkę na miejsce starej. Stara tulejka wchodzi do osłony.



Rys. 4. Ustalenie pierścieni tłokowych ściągaczem S

Luz ten jest znacznie większy niż przy czterosuwie mimo to nie wywiera wpływu na cichobieżność silnika. Za ciasno wprasowane tworzenie tłokowe w czasie docierania zaciera się. O ile sworznie wysuwa się lekko z tłoka należy dać sworzeń nadwymiarowy + 0,1 mm względnie + 0,2 mm, produkowany jako część zamienna. Stosowanie zastępczych tulejek mosiężnych w główce korbowodu zamiast brązowych powoduje ich szybkie zużycie. Najlepsze tulejki są z brązu fosforowego ciągnionego (rurka względnie taśma zwijana) CuSn6P. Tulejki powinny być rozwiercane dopiero po wciśnięciu do główki korbowodu z dużym zaciskiem, dla uniknięcia obracania się tulejki. Sworznie powinny być wykonane ze stali stopowej nawęglanej i hartowanej do twardości Rc = 58 ÷ 61.

Obecnie są prowadzone także u nas próby wykonania sworzni

z drutu sprężynowego (tzw. fortepianowego).

Zamiana jednych pierścieni na drugie, przewidzianych w danym typie tłoka, ze względu na różny profil rowka (prostokątny głębszy lub półokrągły płytszy) może spowodować wypadnięcie pierścienia i w następstwie poważne uszkodzenie cylindra. Dla wyjęcia sworznia osadzonego służy wybijak „1” (rys. 6) o średnicy *b* mniejszej o ok. 0,5 mm od średnicy sworznia *d*. Osadzenie *a* powinno lekko wchodzić do otworu sworznia. Długość osadzenia *c* wynosi ok. 1/4 długości sworznia, a długość *l* = 1,5 ÷ 2 średnicy tłoka. Za pomocą trzpienia „2” wsuwa się sworzeń do uprzednio podgrzanego tłoka tak, by otwory w piastach tłoka i otwór w główce korbowodu leżały współosiowo.

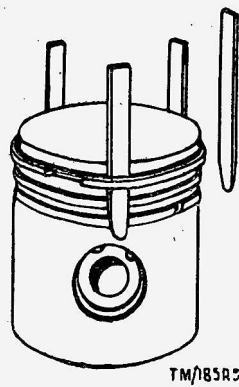
Dla umożliwienia wymiany tulejek bez rozbiórki całego silnika służy prosty przyrząd (rys. 7) składający się z długiej śruby z główką 6 kątną trzymaną kluczem; drugim kluczem dociągamy nakrętkę, która przez podkładkę wciska nową tulejkę na miejsce starej. Stara tulejka wchodzi do osłony.

3.4. Korbowód

i czop korbowy

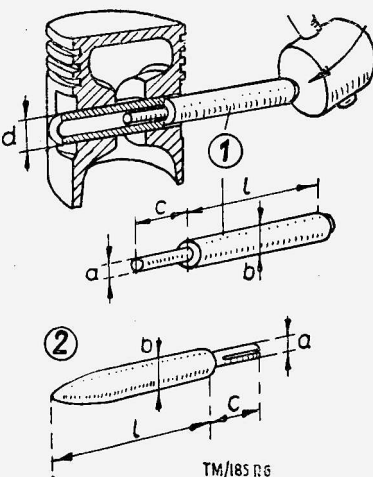
Dla zachowania prawidłowej pracy tłoka w cylindrze korbowód powinien być ustawiony prostopadle do osi wału korbowego. W tym celu wsuwa się do tulejki korbowodu pręt długości ok. 250 mm pasowany suwlicie w otworze. Następnie kładzie się linię na skrzyni korbowej opar-

tą na wkrętach tak, aby była dokładnie równoległa do wału korbowego, poczem, obserwuje się z góry, a potem z boku pręt i linię. Wielkość szczeliny widoczna wskazuje odchylenie od równoległości pręta i linii, a tym samym stopień skrzywienia względnie zwichrowania korbowodu. W razie potrzeby można innym prętem nagiąć korbowód w żadaną stronę aż ustawi się prostopadle. Luz boczny korbowodu w stosunku do przeciwcieżaru wynosi 0,2 — 0,3 mm, a łożyska korbowego 0,1 — 0,2 mm. Dla wskazania sposobu łączenia czopa korbowego z przeciwcieżarem pokazano (rys. 2) łączenie na wcisk pod prasą. Zacisk wynosi zazwyczaj 0,08 — 0,1 m/m zależnie od wielkości czopa, jego materiału i przeciwcieżaru. Wcisk pod prasą hydrauliczną powinien być wykonany pod naciskiem co najmniej 6 — 7 t.



Rys. 5. Zdejmowanie pierścieni tłokowych bez przyrządu

igłach. Przy łożysku igłowym wymagany luz obwodowy wynosi 0,3 — 0,5 mm. Celem zbadania luzu należy wsunąć przez wąskie przecięcie w łbie korbowodu (dla smarowania) szczelinomierz odpowiedniej grubości i szerokości równej przecięciu, względnie drut fortepianowy o odpowiedniej średnicy. Mniejsze lub większe luzy powodują zakleszczenie igieł i zacieranie korbowodów.



Rys. 6. Wybijanie sworznia tłokowego wybijakiem (1), trzpieniem do wkładania (2)

i igły powinny być dobrane tak, by dopuszczalne odchyłki wymiarów średnic wynosiły ± 0,001 mm.

Załączona tablica przedstawia luz promienowy czopa korbowego dla różnych silników dwusuwowych.

Jako luz łączny należy rozumieć sumę luzów po obu stronach, a więc

$$L = D_k - D_c + 2d$$

Oznaczenia jak na rys. 2:

Zamiast zacisku czopa cylindrycznego można stosować także łączenie na stożki (rys. 3) z zabezpieczeniem nakrętkami.

W obu systemach należy zabezpieczyć to, aby luz boczny między igłami względnie rolkami a przeciwcieżarą wynosił 0,1 — 0,2 mm.

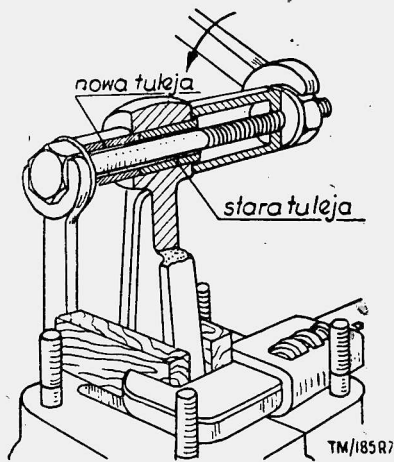
Średnice produkowanych igieł wynoszą: 2, 2,5, 3, 3,5, 4 i 5 mm. Dla korbowodów stosuje się przeważnie igły o średnicach 2 — 3 mm i długości 15,8 i 19,8 m/m. Przy łożysku igłowym obrót igieł odbywa się tylko częściowo w chwili największego obciążenia i poza tym odbywa się poślizg czopa i korbowodu na

Przy łożyskach rolkowych SKF stosuje się rolki prowadzone w obrzeżach pierścienia łożyskowego zewnętrznego i 3-ch pierścieniach, z których 2 wewnętrzne osadzone są na czopie (rys. 3). Inne systemy przewidują rolki prowadzone w koszykach, co wymaga większych rolek i łożysk dla uzyskania tych samych obciążeń jednostkowych.

Bieżnie czopa i łba korbowodu (rys. 2) względnie tulei (rys. 3) powinny mieć twardość Rc ≈ 60 ÷ 63, w przeciwnym przypadku szybko się zużywają. Rolki

## Luz promieniowy czopa korbowego

Typ silnika dwusuwowego	Normalny mm	Dopuszczalny mm
1. Samochodowy (2-cyl. (na rolkach))	0,02	0,04
2. Samochodowy 2-cyl. (na igłach)	0,04	0,06
3. Motocyklowy 1-cyl.	0,02—0,04	0,06
4. Motocyklowy 2-cyl.	0,02	0,04
5. Przemysłowy 1-cyl.	0,03—0,05	0,08
6. Przemysłowy 2-cyl.	0,04—0,06	0,08



Rys. 7. Wymiana tulei w korbowodzie bez rozbiórki silnika

zewnątrznych przejmują większe obciążenia. Im więcej łożysk posiada wał korbowy, tym większy wymagany jest luz promieniowy tych łożysk.

Normalny luz promieniowy wynosi 0,02 mm, dopuszczalny 0,03 mm. Luz ten nie może powodować zacierania wału na dławicach, gdzie luz jest nieco większy.

Normalny luz osiowy wynosi 0,1 — 0,2 mm.

Dopuszczalne „bicie“ na końcu czopa wału leżącego na pryzmach wynosi 0,2 — 0,4 mm, przekroczenie wartości 0,06 jest niedopuszczalne. O ile labiryntowe dławice stosowane przy silnikach krajowych typu S80, S82, S10 nie przedstawiają żadnych trudności przy rozbiórce, o tyle dławice wału z łożyskami rolkowymi na czopie i z pierścieniami typu Simmera (rys. 8) wymagają specjalnych urządzeń dla uniknięcia skałeczenia zaostrego pierścienia gumowego.

Przed zdjęciem skrzynki korbowej wsuwa się pierścień zaciskowy A aż do oporu, następnie wsuwa się stopniowo tuleję montażową B na czop wału zapobiegając wypadnięciu rolek. Przy składaniu wsuwa się tuleję na wał, a następnie wał i tuleję, aż do oporu na łożysku.

## 4. Przebiegi międzynaprawcze

Normy przebiegów dla nowych silników dwusuwowych do czasu naprawy głównej są przy tej samej wielkości (moc i obroty) jednakowe jak dla czterosuwowych i wynoszą:

Samochody chłodzone wodą do 1 l pojemności	ok. 50 000 km
Motocykle 125 cm <sup>3</sup>	ok. 12 000 km
Motocykle od 250 cm <sup>3</sup> — 300 cm <sup>3</sup>	ok. 25 000 km
Motocykle od 350 cm <sup>3</sup> — 500 cm <sup>3</sup>	ok. 30 000 km
Silniki przemysłowe chłodzone powietrzem	ok. 400 godz.
Silniki przemysłowe chłodzone wodą	ok. 600 godz.

Zaznaczyć należy, że naprawa obejmuje zazwyczaj wyłącznie szlifowanie cylindra i zmianę tłoków, podczas gdy wał korbowy na łożyskach tocznych doskonale wytrzymuje następny okres międzynaprawczy (mniejszy o ok. 20%), gdy łożyska ślizgowe w sil-

nikach czterosuwowych często wymagają naprawy już przed pierwszą naprawą główną.

## 5. Najczęstsze niedomagania silników

5.1. Silnika nie można uruchomić. Przyczyną jest zazwyczaj niewłaściwa obsługa gaźnika w zależności od stanu rozgrzania silnika. Gdy silnik zimny, należy włączyć urządzenie rozruchowe gaźnika, przy silniku gorącym nie należy włączać urządzenia rozruchowego.

5.2. Sprawdzanie silnika urządzeniem rozruchowym. Stan silnika można zbadać przez włączenie urządzenia rozruchowego w czasie pracy. Jeśli włączamy urządzenie przy ciepłym silniku i dobrym jego stanie, powinien silnik pracować nierównomiernie. Jeśli pracuje lepiej, świadczy to o:

- 1) zanieczyszczeniu dyszy paliwowej biegu jałowego,
- 2) Złym ustawieniu śrubki biegu jałowego,
- 3) Zanieczyszczonym filtrze paliwa lub powietrza,
- 4) uszkodzeniu uszczelki („falszywe“ powietrze)

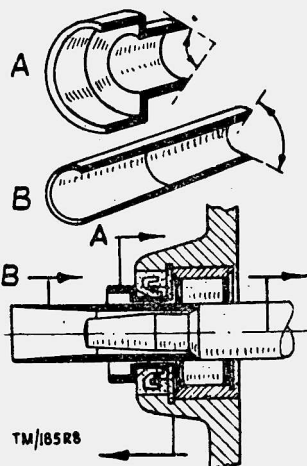
5.3. Silnik pracuje nierównomiernie bez obciążenia.

Przyczyny mogą być następujące:

- 1) dysza paliwowa biegu jałowego zanieczyszczona lub nieodpowiednia.
- 2) Śruba regulacyjna źle ustawiona.
- 3) Pływak lub zawór iglicowy uszkodzony,
- 4) Regulator zacina się (przy przemysłowych).
- 5) Styki przerywacza wypalone lub za duża przerwa.
- 6) Za wczesny zapłon.
- 7) Kondensator uszkodzony.
- 8) Przewód wysokiego napięcia uszkodzony lub niedokręcony.
- 9) Odstęp elektrod świecy niewłaściwy.

5.4. Silnik „czterotaktuje“ regularnie. Jeśli silnik dostaje za wiele paliwa nie pali regularnie i pracuje jako „czterosuw“, moc spada a nagaru w silniku przybywa. Przyczyny są następujące:

- 1) Dysza paliwowa główna i biegu jałowego za duża.
- 2) Śruba regulacyjna za mało wkręcona.
- 3) Urządzenie rozruchowe włączone.
- 4) Pływak uszkodzony.
- 5) Za wczesny zapłon.
- 6) Za małą przerwę w przerywaczu.
- 7) Za dużą przerwę między elektrodami świecy.
- 8) Za małe obciążenie silnika.

Rys. 8. Rozbiórka dławicy pierścieniowej Simmera i łożyska korbowego na czopie  
A — pierścień zaciskowy  
B — tulejka montażowa

## 5.5. Stuki w silniku

Stuki mogą występować przy rozruchu, gdy tłok jest zimny (większy luz); stuki nie znikają po rozgrzaniu silnika.

W silniku przegrzanym powstają stuki na skutek zmniejszonej własności smarnej oleju.

Przy nadmiernym nagromadzeniu nagaru powstają stuki przy dodawaniu gazu na biegu bezpodadnim lub przy jeździe pod górę.

Stukanie łożysk wału korbowego powstaje w miarę zużywania się łożysk i objawia się szumem lub brzęczeniem; nadmierny luz tłoka lub sworznia tłokowego objawia się klekotem.

Przy świecach o zbyt niskiej wartości cieplnej często następuje samozapłon. Paliwo o zbyt niskiej liczbie oktanowej może być również przyczyną samozapłonów; żarzenie się nagaru lub blachy uszczelki tak samo powoduje samozapłon.

### 5.6. Nadmierny nagar

W czasie pracy osadza się nagar na denku tłoka, głowicy, w szczelinach wylotowych, kanale wydechowym i tłumiku.

Nadmierny nagar objawia się nierównomiernym biegiem jałowym, trudnym przyspieszeniem, zwiększonym zużyciem paliwa oraz stukami wskutek samozaplonu.

### 5.7. Nadmierne zużycie paliwa

Dla uzyskania najekonomiczniejszej pracy silnika dwusuwowego należy pracować przy  $2/3$  obciążenia silnika.

5.8. Określanie niedomagań silnika na podstawie badania wyglądu świecy.

Po dłuższej pracy izolator powinien mieć kolor brązowo-rdawy. Jeśli świeca ma wygląd czarny, tzn. jest zakopcona lub zalejona, przyczyną tego może być:

- 1) Za wielkie dysze: paliwowa, główna i biegu jałowego.
- 2) Za mało wykręcona śruba regulacyjna.
- 3) Uszkodzony pływak lub zawór iglicowy.
- 4) Zanieczyszczony filtr powietrza.
- 5) Za późny zapłon lub za mała przerwa między stykami przerywacza.

- 6) Za mała przerwa między elektrodami świecy.
- 7) Za wiele oleju w paliwie.
- 8) Zapiczone pierścienie tłokowe.
- 9) Urządzenie rozruchowe nie wyłączone.

Jeśli świeca ma wygląd jasny, przyczyny mogą być następujące:

- 1) za małe dysze paliwowe: główna i biegu jałowego.
- 2) Utrudniony dopływ paliwa ze zbiornika.
- 3) Zanieczyszczony filtr powietrza.
- 4) Za niski poziom paliwa w komorze pływakowej.
- 5) Za wczesny zapłon lub za duża przerwa między stykami przerywacza.
- 6) Za duża przerwa między elektrodami świecy.
- 7) Świeca luźna lub wkręcona bez uszczelki.
- 8) Świeca zużyta nieszczelna.
- 9) Duży nagar w szczelinie wydechowej.

Z powyższego wynika, że nie wystarczy, gdy świeca jest zanieczyszczona, zmienić ją na drugą o niższej wartości cieplnej, np. zamiast 175 dać 145. Należy przede wszystkim usunąć wymienione przyczyny, gdyż nowa świeca spowodowała by znów usterki w pracy jak poprzednia.

## MAŁY SAMOCHÓD „CHAMPION 400”

(wg czasop. „Kraftfahrzeugtechnik“ Nr 8/53 r.)

Zagadnienie budowy małych samochodów nie jest nowe. Wszystkie niemal kraje produkujące samochody albo produkują już tego typu samochody, albo podejmowały próby uruchomienia takiej produkcji na potrzeby zarówno własne, jak i na eksport. Dotychczas jednak nie wiele jest rozważań na takim poziomie doskonałości, jaki możemy stwierdzić w zakresie budowy samochodów tzw. popularnych, średniej wielkości, mieszczących 4 osoby, stosunkowo lekkiej konstrukcji i tanich w eksploatacji.



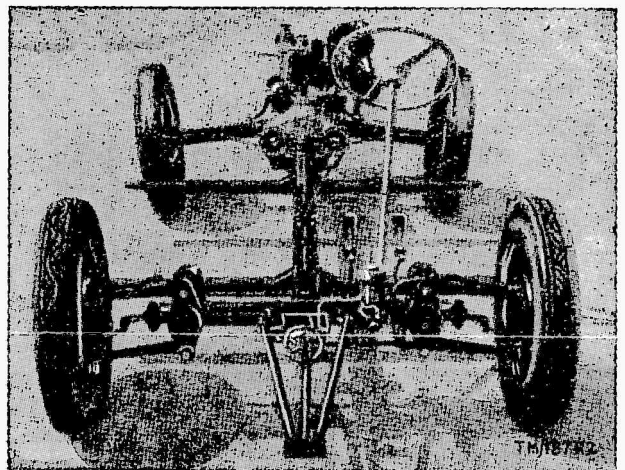
Rys. 1. Mały samochód „Champion 400”

Małe samochody dwu- względnie trzy-osobowe uzupełniają asortyment samochodów osobowych i są poszukiwane zarówno przez mieszkańców miast jak i ośrodków wiejskich lub przemysłowych, stanowią bowiem środek lokomocji w wielu wypadkach dostatecznie zaspokajający potrzeby pojedynczego człowieka, jak i małej rodziny. Wskutek zaś tego, że koszt ich nabycia jest stosunkowo mały, koszty użytkowania również nie wysokie, są one chętnie nabywane i zapotrzebowanie na nie wzrasta nieustannie. Jeśli chodzi o stronę konstrukcji i produkcji, to problem ten jest

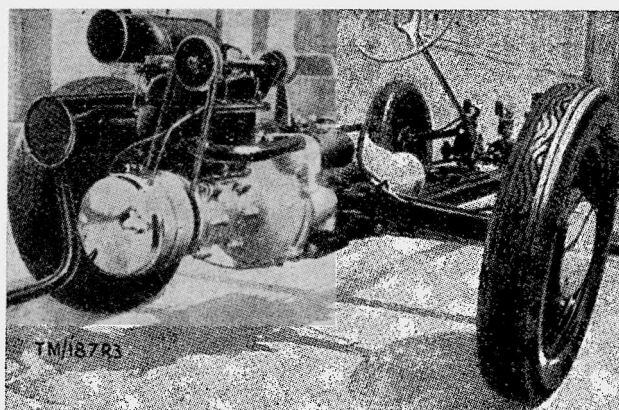
trudny do rozwiązania przede wszystkim ze względu na żądania jakości, trwałości i wygody przy niskiej cenie nabycia i kosztów użytkowania.

Rozpowszechniony w dużej ilości samochód tego typu „Fiat-Topolino” produkcji włoskiej, dał podstawę do konstrukcji podobnego samochodu produkcji niemieckiej fabryki w Paderborn. Samochód ten nazwany „Champion 400”, posiada silnik o objętości skokowej 400 cm<sup>3</sup>. Ramę stanowi centralna rura stalowa, poprzeczka rurowa przednia i poprzeczki z blachy tłoczonej profilowej, zamocowanej do rury centralnej. Przednie i tylne koła są zawieszone niezależnie. Przednie koła prowadzone są przez dwa równoległe ramiona wahliwe uchwycone w przegubach elastycznych metalowo-gumowych. Tylne osie są odciążone, w pochwach wahliwych, uchwyconych w przedniej części obudowy tylnego mostu, również w połączeniach gumowo-metalowych.

Silnik jest dwucylindrowy, dwusuwowy, szeregowy, typu „ILO-WE” 2/2000 o śr. cyl. 61 mm i skoku 68 mm, o objętości skokowej 396 cm<sup>3</sup>. Głowica silnika wykonana jest z lekkiego stopu,



Rys. 2. Podwozie samochodu „Champion 400” z ramą rurową. Przednie i tylne koła zawieszone są niezależnie



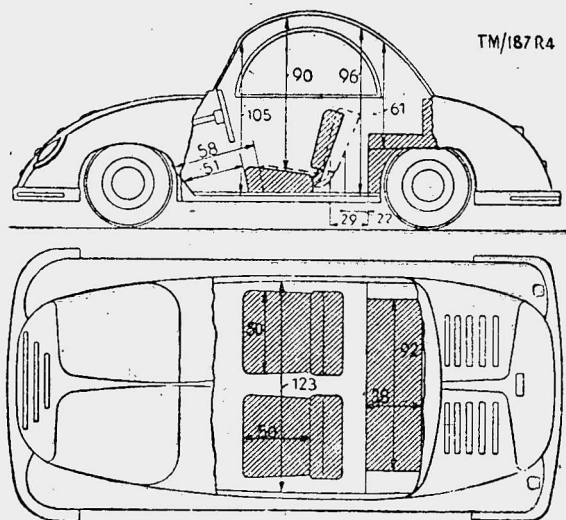
Rys. 3. Zespół napędowy samochodu „Champion 400” z silnikiem ILO-WE-2/2000, chłodzonym wodą

tłoki z aluminium posiadają płaskie denko. Stosunek sprężania wynosi 1:5,78. Moc silnika wynosi 14 KM przy 3500 obr./min. — Silnik umieszczony jest stojąco za tylnym mostem, aparat zapłonowy napędzany przez wał korbowy znajduje się za silnikiem. Rozrusznik i akumulator 6 V — 50 Ah uzupełniają wyposażenie elektryczne. Zbiornik paliwa o pojemności 24 l, w tym 3,5 l rezerwy, umieszczony jest na przodzie samochodu. Gaźnik dolnosąsący Solex i pompka przeponowa wchodzi w skład instalacji paliwowej. Sprzęgło jest jednotarczowe suche. Skrzynia biegów 3-biegowa, niesynchronizowana 3-biegowa, o przekładniach: 3,9 : 1; 2,13 : 1; 1,3 : 1 i bieg tylny 4,52 : 1. Kierowanie kół jest niezależne, kierownica posiada zębatkę. Hamulce są hydrauliczne na 4 koła, podwozie smarowane jest centralnie pod ciśnieniem. Nadwozie stalowe jest tak ukształtowane, że wykorzystano w pełni rozstawienie kół i osi. Samochód mieści wygodnie 2 osoby na przodzie i dziecko lub bagaż na tyle za przednimi siedzeniami. Mniejszy poza tym bagaż może być umieszczony na przodzie pod maską, gdzie mieści się koło zapasowe. Dźwigni zmiany biegów, hamulca ręcznego i włącznika rozrusznika znajdują się między siedzeniami. Na przodzie szyba dzielona za-

opatrzona jest w dwie wycieraczki elektryczne. Dach jest składany i daje się zaciągać i otwierać za jednym pociągnięciem.

Przy obciążeniu dwiema osobami, samochód osiąga szybkość z 20 km na 40 km/godz., na drugim biegu w czasie 8,5 sek; z 30 na 60 km/godz, na trzecim biegu w czasie 26 sek. — Maksymalna szybkość na pierwszym biegu na wzniesieniu 10% z jedną osobą wynosi 30 km/godz.

Zużycie paliwa przy obciążeniu 2 osobami, wynosi przeciętnie 5 do 5,5 l/100 km. Największa szybkość przy pełnym obciążeniu wynosi 85 km/godz.



Rys. 4. Szkic z wymiarami głównymi samochodu „Champion 400”

Przez wykorzystanie nowoczesnych rozwiązań konstrukcyjnych została osiągnięta wysoka sprawność mechanizmów i instalacji, oraz dobra charakterystyka jezdna przy małym zużyciu paliwa i ekonomicznym i wygodnym ukształtowaniu nadwozia.

L. Z.

## GŁOSY CZYTELNIKÓW

### W sprawie nazw charakterystyk silników

#### Notatka dyskusyjna

Wyniki badań silnika spalinowego ustalające związki między różnymi parametrami eksploatacyjnymi (jak np. liczba obrotów na min., moc, moment obrotowy, zużycie paliwa itp.) przedstawia się zazwyczaj w postaci krzywych noszących nazwę charakterystyk. Istnieją różne rodzaje charakterystyk w zależności od tego, jaką wielkość przyjęto za zmienną niezależną: najczęściej spotyka się następujące rodzaje charakterystyk:

- 1) charakterystyka obciążeniowa: zmienną niezależną jest  $N_e$  (lub  $P_e$ )  $n = \text{const}$ ;
- 2) charakterystyka regulacyjna: zmienną niezależną jest godzinowe zużycie paliwa lub współczynnik nadmiaru powietrza;
- 3) charakterystyka szybkościowa: zmienną niezależną jest liczba obrotów na min. przy stałym położeniu organu regulującego dopływ paliwa (przepustnica w silniku niskoprężnym, listwa zębata pompki wtryskowej — w wysokoprężnym).

Charakterystyki 1) i 2) podają wartości zmiennych zależnych w sposób jednoznaczny, natomiast przebieg charakterystyki szybkościowej zależy od nastawienia organu regulującego dopływ pa-

liwa: przy pełnym otwarciu tego organu charakterystyka wykaże moce maksymalne osiągalne przy danej szybkości obrotów, przy niepełnym — moce mniejsze.

Dla charakterystyki szybkościowej zdjętej przy pełnym dopływie paliwa literatura radziecka przyjęła nazwę „wnieszniaja charakteristika”, co autorzy polscy tłumaczą dosłownie: „charakterystyka zewnętrzna” (por. np. Technika Motoryzacyjna, nr 9/53, str. 256, 258). Nazwę tę uważam za niewłaściwą gdyż nie ujmuje ona istoty danego pojęcia w przeciwieństwie do nazw: obciążeniowa, regulacyjna, szybkościowa, które odzwierciedlają treść pojęciową.

Proponuję zastąpić charakterystykę „zewnętrzną” przez „graniczną”; charakterystykę zdjętą przy niepełnym otwarciu dopływu paliwa można nazwać „częściową” ew. „cząstkową” (ros. czasticznaja charakteristika”).

Proszę kolegów — silnikowców o zajęcie stanowiska wobec tej propozycji.

Inż. Jan Kunstetter

## WPŁYW NISZCZĄCEGO DZIAŁANIA TRÓJTLENKU SIARKI W WARUNKACH NADMIERNEGO CHŁODZENIA SILNIKÓW WYSOKOPRĘŻNYCH

*W piśmie Automobile Engineer, May 1953 w art. inż. W. P. Mansfielda podane są wyniki badań nad wpływem tlenku siarki na długotrwałość pracy wtryskiwaczy silników wysokoprężnych w warunkach nadmiernego chłodzenia obsad wtryskiwaczy. Autor podaje, że zjawisko szybkiego uszkodzenia wtryskiwaczy nie było dotychczas dokładnie wyjaśnione. Wyświetlenie więc przyczyn uszkodzeń zaliczyć należy do poważnych osiągnięć techniki badań.*

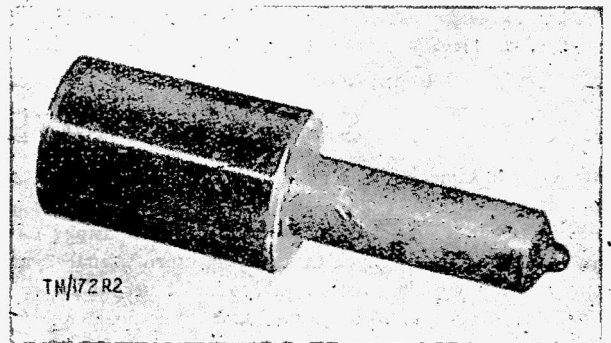
Stwierdzono, że w wielu wypadkach wtryskiwacze wykazały ubytek materiału na ściankach, na skutek korozji, jak to widać na rysunku 1. Do takiego stanu dochodziły wtryskiwacze po około 300 godzinach pracy, a nawet wcześniej. Wyjaśnienie przyczyn tego zjawiska napotykało na duże trudności. Szukano przyczyn w złej strukturze materiału, podejmowano, że uszkodzenia mogą mieć związek z występowaniem zjawiska elektrolizy ze względu na obecność miedzianych podkładek w pobliżu miejsc uszkodzonych. Brano również pod uwagę nieszczelność obsady wtryskiwaczy i możliwość niszczącego działania gazów spalinywych, względnie erozji od sprężanego powietrza. Wszystkie te supozycje nie potwierdziły się jednak po dokładniejszym zbadaniu. Uderzające było to, że na żadnym z uszkodzonych wtryskiwaczy nie było śladów uszkodzenia na ich końcówkach, a więc w miejscu najbardziej narażonym na zniszczenie.



Rys. 1. Wtryskiwacze uszkodzone wskutek korozji po długotrwałej pracy

Dopiero dalsze badania zachodzących wypadków korozji na częściach, które w czasie pracy stykały się ze spalinami wykazało, że przyczyną korozji występującej szczególnie na mniej narażonych miejscach poszczególnych części było działanie trój-

tlenku siarki zawartego w spalinach. Stwierdzono, że cząsteczki tego związku znacznie podnoszą temperaturę rosenia ponad tą, jaka wynikałaby z zawartości pary wodnej, oraz, że kondensat przy tej podwyższonej temperaturze jest kwasem, zdolnym do atakowania stali. Naprowadziło to badających na myśl, że przyczyną uszkodzeń wtryskiwaczy należy szukać w tym, że pracują one w zbyt niskiej temperaturze. Słuszność tej hipotezy została potwierdzona laboratoryjnie w ten sposób, że w silniku, w któ-



Rys. 2. Wtryskiwacz przedwcześnie uszkodzony wskutek korozji w warunkach sztucznie wywołanych

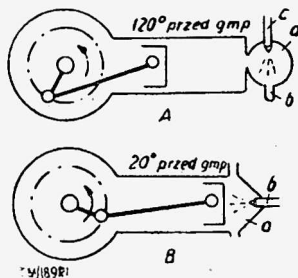
rym wtryskiwacze pracowały nienagannie, poczyniono zmiany polegające na wzmoczeniu chłodzenia obsad wtryskiwaczy i już po około 10 godzinach pracy stwierdzono pierwsze objawy korozji, jak pokazano na rys. 2.

Wiele dalszych prób potwierdzało niezbicie, że przyczyną uszkodzeń była zbyt niska temperatura obsad wtryskiwaczy. Z. L.

## ULEPSZENIE SILNIKÓW TYPU LANZ-BULDOG Z ŻAROWĄ GŁOWICĄ

(Wg. Kraftfahrzeugtechnik Nr. 4/53 r.)

W Nr 23, 1952 r. V.D.I. Nachrichten, podano wyniki, jakie zostały uzyskane w silnikach z żarową głowicą typu Lanz-Buldog, po dokonaniu zmian konstrukcyjnych. Na podstawie przeprowadzonych badań przebiegu spalania w głowicy żarowej silnika Lanz-Buldog typu dotychczasowego stwierdzono, że dla zapłonu nie jest potrzebna kulista żarowa głowica, połączona wąskim kanałem z przestrzenią spalania cylindra.



Rys. 1. Nowa i dotychczasowa zasada konstrukcyjna w silnikach  
b. wtryskiwacz typu Lanz-Buldog  
A. Dotychczasowa konstrukcja  
a. głowica cylindrowa — kulista  
b. przestrzeń zapłonowa  
c. wtryskiwacz  
B. Nowa konstrukcja  
a. głowica — stożkowa

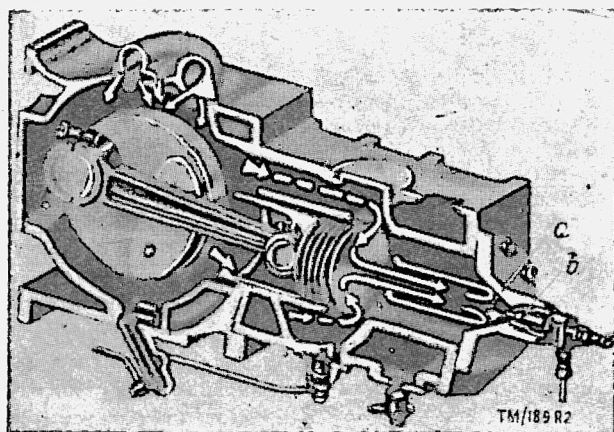
W nowej konstrukcji, w miejsce głowicy kulistej wprowadzono głowicę stożkową jak pokazano na rysunku 1. Rozwiązanie to dało lepsze przepłukiwanie i mniejsze dławienie, wskutek czego poprawiły się znacznie wskaźniki wydajności i ciężaru silnika. W miejsce dotychczasowego wtryskiwacza jednostrumieniowego wtryskującego paliwo do komory zapłonowej, zastosowano wtryskiwacz wielostrumieniowy kierujący paliwo wprost na gorące

denko tłoka. Przestrzeń spalania zawarta jest między denkiem tłoka i stożkową głowicą. Spalanie odbywa się wskutek działania ciepła promieniującego ze stożkowych ścian głowicy do przestrzeni spalania. Stopień sprężania wynosi 1:10 do 1:12. (w silnikach Diesla stopień sprężania wynosi przeciętnie 1:18), ulepszony zatem silnik Lanza należy do grupy silników średnioprężnych. Na układ korbowy działają zmniejszone siły, wskutek czego wymiary jego elementów mogą być zmniejszone. W tym nowym rozwiązaniu konstrukcyjnym, zapłon następuje szybko i pewnie. Dotychczas stosowany moment wtrysku 120 do 140° przed g.m.p. został zmieniony na 20 do 25° przed g.m.p.

Nowy silnik zużywa około 1/3 mniej paliwa od silnika dotychczasowego. Zużycie to wynosi tylko 170 do 180 G/KMh, a więc w granicach dla silników wysoprężnych szybkoobrotowych samochodowych. Moc silników została zwiększona następująco: dla najmniejszego typu z 16 na 17 KM, dla średniego z 20 na 22 KM, dla obecnie budowanego typu największego z 25 na 25 KM.

Znaczyć należy, że w nowej konstrukcji wprowadzono przepłukiwanie zwrotne i doładowanie części powietrza zasysanego, przez wprowadzenie go do przestrzeni korbowej. W ten sposób uzyskano większą wydajność z 1 litra pojemności skokowej, a mianowicie 8,4 KM zamiast jak dotychczas 5,5 KM, przy 550 obr./min., co odpowiada przeciętnej wielkości dla silników czterosuwowych o takiej samej liczbie obrotów. Z innych zmian należy zanotować zmniejszenie objętości skokowej, przez skró-

cenie długości cylindra, zmniejszenie ciężaru części ruchomych, np. przez wprowadzenie tłoka aluminiowego zamiast dotychczasowego żeliwnego.



Rys. 2. Przekrój silnika Lanz-Bulldog nowej konstrukcji  
a. nowy cylinder z głowicą stożkową  
b. wtryskiwacz

Nowy silnik posiada spokojny bieg i ma przyciszony wydech dzięki specjalnemu ukształtowaniu układu wydechowego powodującego powstawanie przeciwbieżnych fal ciśnieniowych. Wprowadzono licznik obrotów i zastosowano ustawianie dźwigni „gazu” na dowolną ilość obrotów. Wprowadzono również regulator automatyczny, który pozwala na dostosowanie mocy silnika do obciążenia.

Osiągnięte rezultaty są bardzo znaczne i należy się spodziewać, że dokonane zmiany konstrukcyjne wywrą swój wpływ decydujący na wprowadzenie ich również do silników większych mocy.

Ze względu na rozwiniętą u nas na dużą skalę produkcję ciągników z silnikami z żarową głowicą, oraz wielką ilością ciągników tego typu będących w eksploatacji, wydaje się wskazane bliższe przeanalizowanie nowej konstrukcji silników Lanz-Bulldog i wykorzystanie możliwości unowocześnienia obecnej konstrukcji, tym bardziej, że zmiany nie pociągnęłyby za sobą dużych kosztów, a przyniosłyby gospodarce naszej znaczne korzyści ekonomiczne.

T. S.

## SAMOCHEODOWE HAMULCE TARCZOWE

W opisach samochodu Jaguar XK 120 typ Le Mans, zamieszczonych w pismach: „The Motor”, Aug. 5. 1953 r. i w „Automobile Engineer”, Aug. 1953 r., zwraca się dużą uwagę na nowy typ hamulców hydraulicznych tarczowych, które w znacznym stopniu przyczyniły się do sukcesu jaki odniósł zespół samochodów Jaguar w tegorocznym wyścigu Le Mans.

Hamulce te zostały skonstruowane przez fabrykę Dunlop we współpracy z fabryką hamulców Girling. Zastosowanie hamulców tarczowych uważa się za punkt zwrotny w budowie szybkich samochodów, i że stanowią one taką rewelację jak hamulce na 4 koła wprowadzone w 1914 roku w samochodach biorących udział w wyścigu Grand Prix Francji.

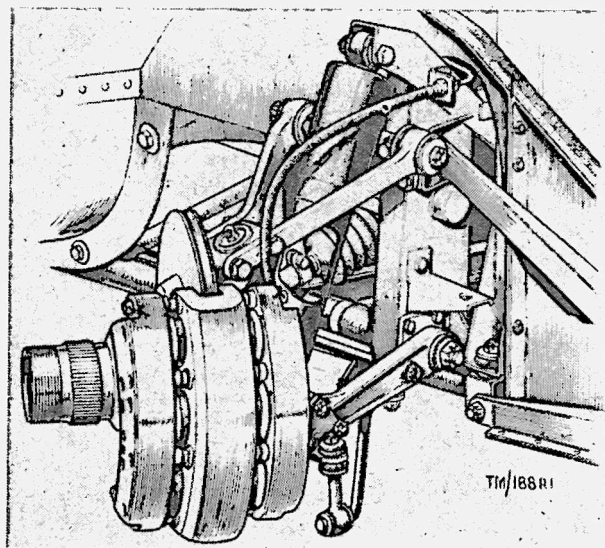
W ciągu 39 lat, jakie upłynęły od tego czasu, konstrukcja hamulców ciernych bębnowych, została wprawdzie bardzo ulepszona, nie zaspokoila ona jednak stale rosnących wymagań, wynikających ze zwiększonych szybkości samochodów i postępu jaki osiągnięto w konstrukcji zawieszania, dopuszczającej znacznie większe opóźnienie hamowania, bez obawy utraty panowania kierowcy nad pojazdem.

Wyścigi w Le Mans, trwające bez przerwy 24 godziny, wymagają utrzymania hamulców w stanie niezawodnym do końca przebiegu, co jednak przedstawia duże trudności i dlatego w samochodach, które rozwijają szybkość około 240 km/godz. i ważą 1000 kg i więcej, hamulce musi się stośować bardzo oszczędnie.

Hamulce tarczowe mają m. innymi tę zaletę, że tarcza jest bezpośrednio chłodzona powietrzem i że wyeliminowany jest ujemny wpływ na skutek hamowania, zjawiska rozszerzania się bębna hamulcowego i odkształcania się szczęk, które występują w hamulcach bębnowych.

Zaznaczyć należy, że materiał cierny hamulców tarczowych wykonywać musi około 10-krotnie większą pracę w odniesieniu do jednostki powierzchni, w porównaniu z hamulcami bębnowymi, gdyż powierzchnia pracująca okładzin jest ze względów konstrukcyjnych około 3-krotnie mniejsza.

W wyniku tego, zużycie okładzin hamulców tarczowych jest stosunkowo duże i dlatego muszą one posiadać odpowiednią grubość. Ze względu na znaczny stopień zużywania się okładzin, wydłuża się droga pedału hamulcowego. Aby tego uniknąć i równocześnie zmniejszyć nacisk nogi na pedał, zastosowano urządzenie wspomagające z pompką wytwarzającą ciśnienie 2 kg/cm<sup>2</sup> w zbiorniku zasilającym. W ten sposób drogę pedału ograniczono do około 50 mm. Okładziny cierne w postaci wycinków, umieszczone są w obudowie z lekkiego stopu. W kołach przednich



zastosowano 12 wycinków po 6 z każdej strony tarczy i w kołach tylnych 8.

Tarcza hamulcowa jest chromowana dla zmniejszenia ścieralności. Cylinderki i tłoczki hamulcowe odizolowane są od tarczy hamulcowej, aby ciepło pracy tarcia nie wpływało ujemnie na działanie układu hydraulicznego.

W praktyce, podczas wyścigu w Le Mans, opóźnienie hamowania dochodziło do 9,81 m/sec<sup>2</sup>, dzięki czemu kierowcy mogli z szybkością około 240 km/godz. dojeżdżać do zakrętów o około 100 m bliżej, aniżeli kierowcy na samochodach zaopatrzonych w hamulce bębnowe. Sprawność hamulców tarczowych pozostała nie zmieniona do końca wyścigu i okładziny cierne mogły jeszcze jak stwierdzono pracować około 6 godzin.

Ciekawe jest stwierdzenie, że dzięki hamulcom tarczowym, uzyskano przeciętną szybkość taką, jaką można by osiągnąć przy hamulcach bębnowych, ale z silnikiem o mocy większej o 125 KM.

Konstruktorzy hamulców tarczowych stwierdzają wprawdzie ich dotychczasowe wady jak: znaczny ciężar, duże zużycie okładzin ciernych i drogie wykonanie, ale uważają, że dalsze studia i próby dla uproszczenia konstrukcji, potanienia produkcji i zapewnienia większej trwałości, winny doprowadzić do pomyślnych wyników i że hamulce tego typu znajdują szerokie zastosowanie przede wszystkim w budowie ciężkich samochodów ciężarowych

Z. L.



## Inżynierowie i technicy czytajcie i prenumerujcie

# PRZEGLĄD TECHNICZNY

Organ główny Naczelnej Organizacji Technicznej najstarsze polskie czasopismo techniczne założone w 1874 r.

**Przegląd Techniczny** rozwija działalność związaną z podnoszeniem kultury technicznej w Polsce, przyczyniając się do realizacji statutowych celów NOT.

**Przegląd Techniczny** jest ogniwem łączącym całą polską inteligencję techniczną i dąży do

- otrzymania kwalifikacji polskich inżynierów i techników na najwyższym poziomie,
- przyswojenie techniczne inteligencji polskiej światowego dorobku technicznego, a przede wszystkim osiągnięć techniki radzieckiej.

**Przegląd Techniczny** omawia problemy postępu technicznego, zagadnienia techniczno-ekonomiczne i wskazując drogi najlepszego wykorzystania techniki w realizacji narodowych planów gospodarczych. Specjalną uwagę poświęca sprawom interesującym ogół lub większość techników.

**Przegląd Techniczny**, zarówno w części artykułowej, jak też w dziale organizacyjnym, prowadzi akcję poświęconą pogłębieniu współpracy organów administracji gospodarczej ze stowarzyszeniami naukowo-technicznymi NOT, zgodnie z postanowieniami Uchwały Prezydium Rządu z dnia 30 maja 1953 r.

**Przegląd Techniczny** prowadzi dział bibliograficzny, w którym zamieszczane są krytyczne recenzje książek i czasopism krajowych i zagranicznych oraz omawiane są ogólne sprawy piśmiennictwa technicznego.

**Przegląd Techniczny** powinien znaleźć się w resortach, centralnych zarządach, przedsiębiorstwach państwowych, komórkach organizacyjnych związków zawodowych oraz wszystkich kołach zakładowych NOT.

Redakcja **Przeglądu Technicznego** zwraca się do Czytelników z prośbą i apelem o aktywną współpracę w redagowaniu czasopisma.

## U W A G A

### INŻYNIERÓWIE I TECHNICY

Na podstawie Ustawy z dnia 18 lipca 1950 r. w sprawie rejestru inżynierów i techników (Dz. U. R. P. Nr 36, poz. 329) wszyscy absolwenci wyższych i średnich szkół technicznych obowiązani są przed upływem 30 dni od chwili uzyskania tytułu inżyniera lub technika rejestrować się w Biurze Rejestru Inżynierów i Techników.

Obowiązek ten dotyczy również osób wykonujących czynności powierzane zwykle inżynierom lub technikom, bądź też zajmujących stanowiska powierzone zwykle inżynierom lub technikom.

Osoby, które już rejestrowały się bądź w ogólnej rejestracji (w 1950 r.), bądź po dniu zakończenia spisu, obowiązane są zgłaszać zmiany stopnia zawodowego lub naukowego, miejsca pracy, stanowiska i miejsca zamieszkania przed upływem 30 dni od chwili nastąpienia zmiany.

Kto świadomie lub przez niedbalstwo uchyla się od obowiązków przewidzianych Ustawą podlega karze aresztu i grzywny albo jednej z tych kar, zgodnie z art. 9 Ustawy z dnia 18 lipca 1950 r.

Obowiązku rejestracji należy dopełnić w Biurze Rejestru Inżynierów i Techników w Warszawie, ul. Czackiego 3/5 lub we właściwych terenowo wojewódzkich oddziałach NOT.

Zmiany poparte dokumentami należy zgłaszać osobiście lub drogą korespondencji w Biurze Rejestru Inżynierów i Techników w Warszawie, ul. Czackiego 3/5.

BIURO REJESTRU  
INŻYNIERÓW I TECHNIKÓW

#### Sprostowanie

Rysunki w zeszytcie 10 na str. 312 (rys. 2) i w zeszytcie 11 na str. 346 (rys. 4) zostały omyłkowo zamieszczone.

W zeszytcie 10 na str. 312 w miejsce rysunku 2, powinien być zamieszczony z zeszytu 11 rys. 4 ze str. 346. W zeszytcie 11 natomiast na str. 346 w miejsce rysunku 4, powinien być zamieszczony z zeszytu 10 rys. 2 ze str. 312.

## Warunki prenumeraty czasopism technicznych na rok 1954

Administracja Czasopism Technicznych Naczelnej Organizacji Technicznej Państwowe Wydawnictwa Techniczne, Wydawnictwa Komunikacyjne i Filmowa Agencja Wydawnicza wprowadzają następujące warunki prenumeraty czasopism technicznych na rok 1954.

### PRENUMERATA NORMALNA

Zgłoszenia na prenumeratę normalną na rok 1954 przyjmują wyłącznie urzędy pocztowe oraz listonosze miejscy i wiejscy.

Termin zgłaszania prenumeraty normalnej na okres kwartalny, półroczny lub roczny upływa z dniem 10 każdego miesiąca poprzedzającego okres prenumeraty.

### PRENUMERATA ULGOWA

#### A. CZASOPISMA NAUKOWO-TECHNICZNE

Z prenumeraty ulgowej czasopism naukowo-technicznych na rok 1954 korzystać mogą jedynie:

- 1) członkowie stowarzyszeń naukowo-technicznych zrzeszonych w NOT
- 2) członkowie Klubów Techniki i Racjonalizacji
- 3) studenci szkół wyższych

#### B. CZASOPISMA POPULARNO-TECHNICZNE

Z prenumeraty ulgowej czasopism popularno-technicznych na rok 1954 korzystać mogą:

- 1) członkowie stowarzyszeń naukowo-technicznych
- 2) członkowie Klubów Techniki i Racjonalizacji
- 3) studenci szkół wyższych
- 4) uczniowie szkół zawodowych.

#### Sposób zamawiania prenumeraty ulgowej.

Zamówienia na prenumeratę ulgową powinny być sporządzane zbiorowo — nie imiennie, lecz ilościowo — na każdy tytuł czasopisma oddzielnie, nie mniej niż 5 egzemplarzy każdego tytułu.

Zamówienia te łącznie z należnością przyjmować będą koła zakładowe, a od członków nie zrzeszonych w kołach — oddziały stowarzyszeń naukowo-technicznych, przekazując je w odpowiednich terminach bezpośrednio do PPK „Ruch” w Warszawie, Stalinozdroju lub w Łodzi, w zależności od miejsca pochodzenia czasopisma.

Analogiczny tryb postępowania obowiązuje studentów i uczniów szkół zawodowych z tym, iż na uczelniach prenumeratę przyjmować będą koła naukowe uczelni, a w szkołach zawodowych — dyrekcja szkoły.

#### Terminy składania zgłoszeń na prenumeratę ulgową.

Nieprzekraczalny termin przekazania zamówień i należności do PPK „Ruch” na I kwartał 1954 r. przez koła zakładowe, oddziały stowarzyszeń naukowo-technicznych, koła naukowe uczelni i dyrekcje szkół — upływa 1 grudnia 1953 r. (obowiązuje data stempla pocztowego).

Zamówienia na następne kwartały 1954 r. należy zgłaszać w terminach:

- II kwartał — do 1 marca 1954 r.
- III „ — „ 1 czerwca 1954 r.
- IV „ — „ 1 września 1954 r.

Należność za prenumeratę zbiorową, ulgową lub normalną dla czasopism nie mających ceny ulgowej należy wpłacać na następujący konto:

dla czasopism poz. od 1 do 8  
 „ 10 „ 15  
 „ 18 „ 23  
 „ 25 „ 27, 29, 36, 37, 38, 39, 41,  
 42 i 46

PPK „Ruch”, Warszawa, Centralna Ekspedycja, ul. Srebrna 12 konto PKO Nr I-14000/110;

dla czasopism poz. 9, 16, 17, 24 i 45 Oddział PPK „Ruch” w Łodzi, konto PKO nr VII-9907/110

dla czasopism poz. 28 i od 30 do 35 oraz poz. 40, 43 i 44, Oddział PPK „Ruch” Stalinozdrój, konto PKO nr III-17763/110.

Lp.	Nazwa czasopisma	A b o n a m e n t					
		Opłata normalna			Opłata ulgowa		
		roczna	półroczna	kwartalna	roczna	półroczna	kwartalna
1	2	3	4	5	6	7	8

#### CZASOPISMA NAUKOWO-TECHNICZNE

1.	Architektura	180,—	90,—	45,—	90,—	45,—	22,50
2.	Budownictwo Przemysłowe	108,—	54,—	27,—	54,—	27,—	13,50
3.	Gazeta Cukrownicza	54,—	27,—	13,50	36,—	18,—	9,—
4.	Gaz, Woda i Techn. Sanit.	72,—	36,—	18,—	36,—	18,—	9,—
5.	Gospodarka Wodna	96,—	48,—	24,—	54,—	27,—	13,50
6.	Gospodarka Ciepła (dwumiesięcznik)	48,—	24,—	—	—	—	—
7.	Inżynieria i Budownictwo	108,—	54,—	27,—	54,—	27,—	13,50
8.	Materiały Budowlane	72,—	36,—	18,—	36,—	18,—	9,—
9.	Odzież	54,—	27,—	13,50	—	—	—
10.	Ochrona Pracy	72,—	36,—	18,—	—	—	—
11.	PoliGRAFIA (dwumiesięcznik)	36,—	18,—	—	18,—	9,—	—
12.	Przegląd Budowlany	108,—	54,—	27,—	54,—	27,—	13,50
13.	Przegląd Elektrotechn.	108,—	54,—	27,—	54,—	27,—	13,50
14.	Przegląd Geodezyjny	72,—	36,—	18,—	36,—	18,—	9,—
15.	Przegląd Mechaniczny	108,—	54,—	27,—	54,—	27,—	13,50
16.	Przegląd Papierniczy	60,—	30,—	15,—	36,—	18,—	9,—
17.	Przegląd Skórzany	60,—	30,—	15,—	36,—	18,—	9,—
18.	Przegląd Spawalnictwa	54,—	27,—	13,50	36,—	18,—	9,—
19.	Przemysł Chemiczny	108,—	54,—	27,—	54,—	27,—	13,50
20.	Przegląd Techniczny	108,—	54,—	27,—	54,—	27,—	13,50
21.	Przegląd Telekomunik.	72,—	36,—	18,—	36,—	18,—	9,—
22.	Przemysł Drzewny	72,—	36,—	18,—	36,—	18,—	9,—
23.	Przemysł Rolny i Spoż.	90,—	45,—	22,50	54,—	27,—	13,50
24.	Przemysł Włókienniczy	108,—	54,—	27,—	54,—	27,—	13,50
25.	Szkło i Ceramika	54,—	27,—	13,50	36,—	18,—	9,—
26.	Technika Lotnicza (dwumiesięcznik)	54,—	27,—	—	36,—	18,—	—
27.	Technika Motoryzacyjna	72,—	36,—	18,—	36,—	18,—	9,—
28.	Cement, Wapno, Gips	54,—	27,—	13,50	36,—	18,—	9,—
29.	Drogownictwo	72,—	36,—	18,—	36,—	18,—	9,—
30.	Energetyka (dwumiesięcznik)	72,—	36,—	—	36,—	18,—	—
31.	Hutnik	108,—	54,—	27,—	54,—	27,—	13,50
32.	Nafta	72,—	36,—	18,—	36,—	18,—	9,—
33.	Przegląd Górniczy	108,—	54,—	27,—	54,—	27,—	13,50
34.	Przegląd Odlewnictwa	72,—	36,—	18,—	36,—	18,—	9,—

#### CZASOPISMA POPULARNO-TECHNICZNE

35.	Chemik	54,—	27,—	13,50	18,—	9,—	4,50
36.	Horyzonty Techniki	86,—	18,—	9,—	—	—	—
37.	Mechanik	108,—	54,—	27,—	86,—	18,—	9,—
38.	Motoryzacja	60,—	30,—	15,—	18,—	9,—	4,50
39.	Technik Przem. Spożywczy.	36,—	18,—	9,—	—	—	—
40.	Gospodarka Węglm	36,—	18,—	9,—	—	—	—
41.	Wiadomości Elektrotechn.	36,—	18,—	9,—	18,—	9,—	4,50
42.	Wiadomości Telekomunik.	36,—	18,—	9,—	18,—	9,—	4,50
43.	Wiadomości Górnicze	54,—	27,—	13,50	18,—	9,—	4,50
44.	Wiadomości Hutnicze	54,—	27,—	13,50	18,—	9,—	4,50
45.	Włókiennictwo	36,—	18,—	9,—	—	—	—
46.	Kinotechnik	36,—	18,—	9,—	—	—	—

Przy czasopismach: „Technik Przemysłu Spożywczo”, „Horyzonty Techniki”, „Włókiennictwo”, „Odzież”, „Ochrona Pracy”, „Gospodarka Ciepła”, „Gospodarka Węglm” i „Kinotechnik” — ze względu na niskie ceny obowiązuje tylko prenumerata normalna.