

63

technika

MOTORYZACYJNA



NR 3 (25)
I 9 5 4 R.

Biblioteka
Politechniki
Wrocławskiej

MARZEC

WYDAWNICTWO NACZELNEJ ORGANIZACJI TECHNICZNEJ

TREŚĆ ZESZYTU

- Inż. L. Kazalski* — Zadania kierownictwa politycznego zakładów przemysłu motoryzacyjnego w świetle uchwał IX Plenum KC PZPR
- Prof. Adam Minchejmer* — Szkolenie inżynierów samochodowych w zakresie specjalizacji — badanie i konstrukcja samochodów i ciągników
- Mgr inż. Zygmunt Grzonkowski* — Oszczędność tworzyw deficytowych w elektrycznych instalacjach pojazdów mechanicznych
- Mgr inż. Marian Zablocki, mgr inż. Tadeusz Srodulski* — Pożądana charakterystyka gaźnika samochodowego
- Mgr inż. S. Katarzyński* — Przegląd metod pomiaru grubości pokryć
- A. K.* — Przedłużenie czasu pracy przepon pomp benzynowych
- T. W.* — Wpływ warunków wydechu na moc silnika spalionego
- Z. L.* — Nowy mały samochód Standard Eight
- L. Z.* — Samochód Skoda 1200
- Głosy czytelników
- Słownictwo samochodowe
- Przegląd Dokumentacyjny Motoryzacji

Zamówienia i przedpłaty na prenumeratę czasopism technicznych NOT, począwszy 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.

Analogiczne dotyczy przyjmowania prenumeraty przez urzędy pocztowe i listonoszy.

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

SKŁAD KOLEGIUM REDAKCYJNEGO

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

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

TECHNIKA MOTORYZACYJNA

MIESIĘCZNIK



ROK IV

MARZEC 1954

ZESZYT 3

Inż. L. KAZALSKI
Członek Egzekutywy Podstawowej
Organizacji Partyjnej przy C.Z.P.Mot.

ZADANIA KIEROWNICTWA POLITYCZNEGO ZAKŁADÓW PRZEMYSŁU MOTORYZACYJNEGO W ŚWIELE UCHWAŁ IX PLENUM KC PZPR

Bolesław Bierut w referacie wygłoszonym na IX Plenum KC PZPR zaznaczył, iż przyspieszenie wzrostu stopy życiowej mas pracujących w mieście i na wsi „...to najpilniejsze i naczelne zadanie naszej pracy we wszystkich dziedzinach w obecnym okresie budownictwa socjalistycznego”.

Realizacja uchwały IX Plenum KC PZPR ma zapewnić stworzenie niezbędnych warunków dla szybszego wzrostu stopy życiowej ludzi pracy w mieście i na wsi. Trzeba wyraźnie podkreślić, że urzeczywistnienie tego celu ma zapewnić cała nasza działalność w uprzemysłowieniu kraju, w rozwoju socjalistycznych ośrodków w rolnictwie i w umacnianiu więzi gospodarczej miasta ze wsią.

Jedną z form urzeczywistnienia zadań przyspieszenia wzrostu stopy życiowej ludzi pracy jest dokonanie zmian w proporcjach rozwoju gospodarczego, tzn. w proporcjach zachodzących w produkcji materialnej, w zatrudnieniu i w podziale dochodu narodowego. W tym celu ustalone zostały: proporcje między produkcją środków produkcji i produkcją środków konsumpcyjnych gdyż od tego stosunku zależy poziom zaspokojenia potrzeb społeczeństwa i dalsze tempo rozwoju gospodarczego; proporcje między produkcją przemysłową i rolniczą; proporcje między spożyciem i akumulacją oraz udział produkcji przemysłu maszynowego w całej produkcji przemysłowej, gdyż wielkość i kierunek rozwoju przemysłu maszynowego wytwarzającego narzędzia pracy stanowi podstawowy i niezbędny warunek rozbudowy całej gospodarki narodowej.

Na podstawie ww. tez zostały w ramach przemysłu maszynowego postawione zadania produkcyjne dla zakładów przemysłu motoryzacyjnego, które powinny wyprodukować więcej samochodów, motocykli, rowerów, silników przemysłowych dla potrzeb rolnictwa, ciągników i części zamiennych itp. Ponadto celem lepszego obciążenia maszyn i urządzeń oraz uzupełnienia produkcji drobnej wytwórczości zakłady otrzymały dodatkową produkcję artykułów gospodarstwa domowego, w postaci maszynek do mięsa, maszynek do krajania chleba, do wyciskania soków itp. oraz produkcję takich artykułów, jak kilofy, łopaty, szpadle itp. Stąd też wypływa pierwsze poważne zadanie aktywu partyjnego i związkowego zakładów przemysłu motoryzacyjnego, polegające na dopilnowaniu, aby plan produkcyjny prawidłowo rozdzielony na działy produkcyjne stał się znany i zrozumiały w oddziałach, brygadach i stanowiskach roboczych, zarówno od strony wskaźników ilościowych i jakościowych, jak i dzięki szerokiej pracy uświadamiającej w sensie bezpośredniej zależności przyspieszenia wzrostu stopy życiowej od pełnej realizacji postawionych zadań produkcyjnych. Szeroka aktywizacja wokół zadań planowych naszych robotników, techników i inżynierów, odpowiednia praca polityczna i agitacyjna naszego aktywu pod kierunkiem POP winny stać się bodźcem do świadomej, ofiarnej i bohaterkiej walki o wykonanie i przekraczanie planów produkcyjnych.

Omówione wyżej zmiany w proporcjach produkcji muszą łą-

czyć się oczywiście z odpowiednimi zmianami w proporcjach zatrudnienia. Dzięki już osiągniętemu — szczególnie w IV kwartale 1953 r. wzrostowi wydajności pracy, przez wprowadzenie nowej techniki, rozwój socjalistycznego współzawodnictwa i lepszą organizację pracy — staje się możliwe i niezbędne w przemyśle motoryzacyjnym zahamowanie wzrostu zatrudnienia. Realizacja tego zadania pozwoli na wydatny udział przemysłu motoryzacyjnego w ramach zadań dla całego przemysłu maszynowego, w zmniejszeniu odpływu ludności ze wsi do miast. Pozwoli to łatwiej realizować zadania rozwoju produkcji rolnej, której duża intensyfikacja w przeważających na naszej wsi gospodarstwach indywidualnych powoduje wzrost zapotrzebowania siły roboczej.

Należy również mieć na uwadze fakt, że przy ustalaniu — na tle uchwał IX Plenum — proporcji zatrudnienia wewnątrz przemysłu należało stworzyć w napiętym bilansie siły roboczej przesunięcie części zatrudnienia do przemysłu lekkiego i drobnej wytwórczości, celem umożliwienia realizacji dużych zadań w rozwoju przemysłu artykułów konsumpcyjnych.

Na tle powyższego zarysowuje się drugie poważne zadanie aktywu partyjnego i związkowego przemysłu motoryzacyjnego, polegające na stworzeniu warunków takiego wzrostu wydajności pracy, aby wykonane zostały zadania produkcyjne 1954 r. bez wzrostu zatrudnienia w stosunku do osiągniętej ilości robotników grupy przemysłowej w IV kw. 1953 r.

Przed każdą organizacją POP staje więc zadanie zapewnienia wzrostu wydajności pracy w oparciu o postęp techniczny i ulepszenie organizacji pracy, w oparciu o systematyczny i planowy wzrost kwalifikacji robotników i stały rozwój socjalistycznego współzawodnictwa pracy.

Podstawowymi źródłami wzrostu wydajności pracy są:

1. planowa modernizacja parku maszyn i urządzeń,
2. systematyczne obniżanie pracochłonności wyrobów przez mechanizację i automatyzację procesu produkcyjnego oraz przez zmiany konstrukcyjne,
3. lepsze wykorzystanie istniejących mocy produkcyjnych,
4. usprawnienia w zakresie organizacji pracy,
5. wzmocnienie dyscypliny pracy,
6. realizacja planu szkolenia wewnątrzzakładowego,

W związku z powyższym dokoła zagadnienia wzrostu wydajności pracy należy stworzyć w każdym zakładzie odpowiedni klimat, który umożliwi w szybkim tempie uruchomienie tych rezerw wydajności pracy, obok których przechodzi się często obojętnie.

Potężną rolę w walce o wzrost wydajności pracy spełnić powinna tzw. mała mechanizacja, realizowana* w poważnej mierze dzięki tysiącom pomysłów racjonalizatorskich i nowatorskich. Prawidłowo sterowane socjalistyczne współzawodnictwo powinno coraz szerzej popularyzować nowe metody pracy i wymagać od kierownictwa technicznego zakładów opracowywania i realizowania pla-

nów usprawnień organizacyjno-technicznych, a od uczestników współzawodnictwa — podnoszenia swoich kwalifikacji zawodowych przez szkolenie wewnątrzzakładowe i studiowanie podręczników zawodowych z biblioteki technicznej.

Osiągnięcie znacznego wzrostu stopy życiowej ludzi pracy wymaga także zmian w proporcjach podziału dochodu narodowego, które powinny zabezpieczyć przyspieszenie tempa wzrostu produkcji rolniczej i tempa wzrostu produkcji przemysłu artykułów konsumpcyjnych oraz doprowadzić dzięki temu do wzrostu funduszu spożycia mas pracujących. IX Plenum wskazało, że wzrost stopy życiowej ludzi pracy dokonywać się będzie między innymi przez stałą i konsekwentną politykę obniżki cen artykułów konsumpcyjnych i przez podwyżkę płac na gruncie wzrostu wydajności pracy, przy wydatnym wzmoczeniu budownictwa mieszkaniowego, silniejszym rozwoju gospodarki komunalnej i zwiększeniu nakładów na rozwój ochrony zdrowia, oświaty i kultury.

Wprowadzona już w dniu 15 listopada 1953 r. częściowa obniżka cen wyraźnie świadczy, że wskazania IX Plenum zostały wstępnie zrealizowane przez Partię i Rząd. Celem pełnego jednak osiągnięcia zamierzonych celów państwo musi mieć odpowiednie środki materialne i finansowe. I dlatego warunkiem dalszego rozwoju naszej gospodarki narodowej jest stała obniżka kosztów własnych produkcji i obrotu. Im mniejsze bowiem będą koszty własne produkcji — tym więcej dóbr materialnych przy tych samych nakładach uzyska społeczeństwo — a więc tym więcej będzie ono mogło przeznaczyć na cele konsumpcyjne dla podniesienia stopy życiowej ludzi pracy.

W świetle tego zarysowuje się trzecie podstawowe zadanie aktywu partyjnego i związkowego przemysłu motoryzacyjnego, polegające na pełnej realizacji przyjętych przez IX Plenum tez: „Obniżka kosztów własnych jest nieodzownym warunkiem poprawy poziomu materialnego mas pracujących i rozwoju gospodarki narodowej...”

Walka naszych załóg o pełne wykonanie planu w dziedzinie obniżki kosztów własnych winna mieć za podstawę wzrost wydajności pracy, poprawę jakości produkcji i pogłębienie systemu oszczędnościowego. Należy więc zaostrzyć walkę z wszelkiego rodzaju przerostami zatrudnienia — przede wszystkim w grupie pracowników administracyjno-biurowych, ponadto należy walczyć o poważne obniżenie norm zużycia, a przede wszystkim materiałów deficytowych; o likwidację brakoróbstwa, szczególnie na odcinku odlewów, o uporządkowanie gospodarki materiałowej i magazynowej oraz o doprowadzenie do wykonania planu obniżki kosztów własnych i planów finansowych.

Jakie są podstawowe czynniki obniżki kosztów własnych? Są one w kolejności następujące:

1. oszczędność nakładów płacy, wyrażająca się wzrostem wydajności pracy. Oszczędność tę możemy osiągnąć przy zabezpieczeniu wzrostu wydajności pracy wyprzedzającego wzrost średnich płac przez:
 - a) prawidłową politykę norm pracy opracowywanych dla produkcji seryjnej — drogą analizy i obliczeń oraz stale aktualizowanych w każdym przypadku zmian organizacyjno-technicznych, technologicznych, i usprawnień racjonalizatorskich,
 - b) wydatne zwiększenie udziału robót normowanych w wydziałach produkcyjnych i pomocniczych,
 - c) zmniejszenie do niezbędnego minimum ilości godzin nadliczbowych, które podnoszą koszt robocizny,
 - d) prawidłowe i zgodne z obowiązującym taryfikatorem, zaszeregowanie robót i robotników,
 - e) żelazną dyscyplinę norm i płac.
2. Zmniejszenie kosztów materiałowych na jednostkę produktu. Osiągnąć je można przez:
 - a) lepsze wykorzystanie surowca, paliwa, energii itp.,
 - b) walkę z brakoróbstwem,
 - c) stosowanie pełnowartościowych materiałów zastępczych,
 - d) obróbkę plastyczną, rozwój spawalnictwa i metalizacji,

e) opracowanie i ściśle stosowanie norm technicznych zużycia materiałowego,

f) oszczędności w dziedzinie zużycia materiałów pomocniczych.

Ze sprawą kosztów własnych związana jest ściśle sprawa jakości produktu. Zakłady przemysłu motoryzacyjnego produkują traktory, samochody, silniki przemysłowe, autobusy i przyczepy dla potrzeb państwa jako konsumenta zbiorowego oraz motocykle i rowery dla konsumenta indywidualnego. Złej jakości rowery, czy motocykle szybko się niszczą, co przynosi szkody obywatelowi i powoduje konieczność dodatkowej produkcji dla zaspokojenia potrzeb społeczeństwa. Produkcja złej jakości jest więc produkcją drogą, gdyż wymaga dodatkowych nakładów pracy dla zaspokojenia tych samych potrzeb konsumenta.

Sprawa jakości wyrobów powinna być specjalnie uwzględniona w pracy polityczno-organizacyjnej naszych POP, również ze względu na eksport traktorów, samochodów i rowerów.

W pierwszych czterech latach planu 6-letniego polski handel zagraniczny służył głównie zadaniom zbudowania przemysłu ciężkiego przez import maszyn, urządzeń i surowców. Według też IX Plenum KC PZPR rozwój przemysłu maszynowego stwarza możliwości znacznego zwiększenia eksportu maszyn i urządzeń, przy możliwości ograniczenia udziału eksportu artykułów konsumpcyjnych. W tej dziedzinie niemałe zadania stoją przed przemysłem motoryzacyjnym, który wchodzi w rok 1954 z poważną pulą eksportu traktorów, samochodów ciężarowych, rowerów i agregatów przemysłowych. Należy w związku z tym postawić przed całą służbą techniczną przemysłu motoryzacyjnego sprawę odpowiedzialności za jakość produktu, która winna być zapewniona przez ściśle przestrzeganie dyscypliny technologicznej i konstrukcyjnej w wydziałach produkcyjnych oraz przez pracę kontroli technicznej. Prawidłowa praca komórek kontroli technicznej wymaga zaopatrzenia ich przez wydziały narzędziowe w pełny asortyment przyrządów kontrolnych i pomiarowych. Niezależnie od powyższego sprawa jakości produktu i dyscypliny technologicznej powinna dojść do świadomości pełnego poczucia obywatelskiej odpowiedzialności każdego robotnika, brygadzysty, czy ustawiacza, mistrza i kierownika wydziału.

Zakłady przemysłu motoryzacyjnego weszły w rok 1954 ze znacznymi osiągnięciami pod względem: 1. przedterminowego wykonania rocznego planu asortymentowego w roku 1953, przy zachowaniu rytmiczności produkcji; 2. wzrostu wydajności pracy, wyprzedzającego wzrost płac; 3. przekroczenia planu obniżki kosztów własnych i planu akumulacji.

Osiągnięcia te świadczą o nakładzie pracy, w kierunku mobilizacji naszych załóg do walki o wykonanie planów produkcyjnych przy utrzymaniu podstawowych wskaźników ekonomiczno-technicznych. Nasze organizacje partyjne i związkowe winny przenieść do poszczególnych członków załogi podstawowe zadania naszego przemysłu na 1954 r. jakimi są:

1. dalszy wzrost produkcji i uruchomienie nowych, szczególnie ważnych dla gospodarki narodowej asortymentów,
2. wzrost wydajności pracy, wyprzedzający wzrost płac na bazie postępu technicznego, lepszej organizacji pracy i stałego rozwoju współzawodnictwa,
3. realizacja planu obniżki kosztów własnych,
4. poprawa jakości produktu, ze specjalnym uwzględnieniem znacznej puli eksportu niektórych wyrobów.

Organizacje partyjne i związkowe powinny uaktywnić najszersze masy w walce o stałe ujawnianie i wykorzystywanie wszelkich rezerw tkwiących w zakładach naszego przemysłu; winny stawiać przed sobą jako główne zadanie mobilizację całego aktywu w każdym zakładzie dla zwiększenia produkcji przemysłowej — ze specjalnym uwzględnieniem produkcji dla potrzeb rozwoju rolnictwa i podnoszeniem jej jakości — dla stałego podnoszenia poziomu wydajności oraz obniżenia kosztów własnych produkcji, gdyż stanowi to niezbędny warunek poprawy stopy życiowej mas pracujących.

Prof. ADAM MINCHEJMER
Wydział Samochodów i Ciągników
Politechniki Warszawskiej

SZKOLENIE INŻYNIERÓW SAMOCHODOWYCH W ZAKRESIE SPECJALIZACJI – BADANIE I KONSTRUKCJA SAMOCHODÓW I CIĄGNIKÓW

Cykl poprzednio ogłoszonych na łamach Techniki Motoryzacyjnej artykułów naświetlił podstawy organizacji i metody pracy Wydziału Samochodów i Ciągników Politechniki Warszawskiej oraz szczegółowo przedstawił problematykę szkolenia inżynierów samochodowych o nowych na naszym terenie specjalizacjach: technologia wytwarzania oraz technologia napraw i obsługi technicznej samochodów i ciągników. Na zakończenie tego cyklu należy jeszcze omówić problematykę dotyczącą szkolenia inżynierów specjalizacji T-0735 „badanie i konstrukcja samochodów i ciągników“, a więc specjalizacji najbardziej zbliżonej do sylwetki inżyniera, który dotychczas kończył sekcję lub oddziały samochodowe wydziałów mechanicznych naszych politechnik.

Na wstępie trzeba rozproszyć szereg wątpliwości i wyjaśnić niektóre nieporozumienia, które wynikały ze zbyt nieraz powierzchownej oceny krytycznej przez przemysł, dotychczasowych absolwentów kierunku samochodowego naszych politechnik, jak również z niektórych wypowiedzi — jakoby nasz przemysł motoryzacyjny nie potrzebował konstruktorów.

Problem niedostatecznego przygotowania inżynierów mechaniczków kończących trzyletnie studia inżynierskie oraz zagadnienie nie zawsze właściwego zatrudniania i ustawiania przez przemysł, młodych inżynierów po zakończeniu studiów, zostały już wystarczająco naświetlone i przedyskutowane na naradzie przedstawicieli przemysłu i wyższego szkolnictwa, która się odbyła w maju ubiegłego roku w Z.M. „Ursus“.

Konieczność szybkiego dostarczenia rozbudowującemu się przemysłowi młodych kadr inżynierskich, pociągnęła za sobą wadliwe ustawienie programów nauczania i ograniczenia podstawowych przedmiotów, na rzecz wąsko ujętych przedmiotów specjalizacyjnych. Równocześnie jednak przemysł nie sprecyzował ani sylwetek specjalizacyjnych, ani ilości potrzebnych mu młodych kadr. Podział specjalizacyjnych programów nauczania przeprowadzony został niewłaściwie, przede wszystkim z funkcjonalnego punktu widzenia: konstrukcja i technologia.

Okoliczności te szczególnie silnie odbiły się na trzyletnich inżynierskich studiach kierunku samochodowego, które znalazły się w grupie konstrukcyjnej (dawne oznaczenie specjalizacji T-1817 — samochody i traktory). Rozproszenie tych studiów niemal na wszystkich naszych wyższych uczelniach, różny stopień zainteresowania się i opieki nad nimi ze strony kierownictwa poszczególnych uczelni, różna obsada siłami profesorskimi i asystenckimi, różne wyposażenie w sprzęt i urządzenia laboratoryjne — spowodowały różnorodny sposób ich ujęcia na uczelniach. Na niektórych uczelniach zdołano „wywalczyć“ nieco większą liczbę godzin na kierunkowe przedmioty z budowy silników, samochodów i ciągników oraz podprzeć je przedmiotami z zakresu eksploatacji i technologii wytwarzania, usiłując w ten sposób pokryć lukę z zakresu przedmiotów technologicznych, tak charakterystyczną dla poprzednich programów studiów na „konstrukcyjnych“ wydziałach mechanicznych. Na innych natomiast uczelniach przedmioty samochodowe ograniczone zostały do minimalnej liczby godzin i nie otrzymały niezbędnej, choćby najmniejszej nawet podbudowy technologicznej. Czteromiesięczna praktyka dyplomowa była również w różny sposób wykorzystywana przez poszczególne uczelnie. W konsekwencji absolwenci kończący studia samochodowe mieli różny zakres wiadomości z zakresu zasad działania, budowy, wytwarzania i użytkowania samochodów

lub ciągników, a przy tym nie byli dostatecznie przygotowani do pracy konstrukcyjnej. Nie mieli oni bowiem czasu w ciągu 3-letnich studiów na opracowanie porządnego projektu konstrukcyjnego, ani też na pogłębienie niezbędnego dla konstruktora przygotowania z dziedziny technologii.

Tak niedostatecznie przygotowani do określonych zadań absolwenci z etykietą „inżynier mechanik konstruktor — specjalność samochody i ciągniki“, kierowani byli automatycznie do pracy w zakładach przemysłu motoryzacyjnego. Ubiegłe lata — to okres uruchamiania i ilościowego rozwijania produkcji w Starachowicach i Ursusie oraz okres budowy i przygotowań do uruchomienia produkcji na Żeraniu i w Lublinie. Kierownictwa tych zakładów stały ciągle wobec nie cierpiących zwłoki, często bardzo trudnych zadań dnia bieżącego i nie miały całkowicie już wyrobionego poglądu na przyszły techniczny rozwój ich produkcji. Nie miały wobec tego również i jasnego poglądu na specjalizacyjny charakter potrzebnych w zakładach młodych kadr i trudno im było właściwie sformułować swoje zapotrzebowania. Młodym „inżynierem samochodowym“ trafiającym do wytwórni dawano do wykonywania konkretne pilne prace, do których nie byli dostatecznie przygotowani.

Wobec przewagi zagadnień ściśle technologicznych w okresie uruchamiania produkcji wyrobił się pogląd, że przemysł motoryzacyjny potrzebuje przede wszystkim inżynierów technologów. Nie było jednak jeszcze dostatecznie sprecyzowane, jaki typ inżyniera technologa temu przemysłowi jest potrzebny, co utrudniało dostosowanie szkolenia do rzeczywistych potrzeb.

Niewątpliwie wyniki dotychczasowej współpracy wyższego szkolnictwa i przemysłu nie były dobre, dla naprawienia jednak poprzednich błędów wydaje się słuszne, że obie strony powinny podjąć odpowiednie kroki i zrewidować swoje dawne nastawienia.

Reforma wyższych studiów, wprowadzenie od roku 1952 czteroletniego nauczania na kursie inżynierskim, jako etapu przejściowego do utworzenia w przyszłości jednolitych studiów 5- lub 5,5-letnich, zmiana podziału na kierunki w oparciu o rodzaje maszyn, a nie o przyszłe funkcje inżyniera, kompleksowe ujęcie w studiach dawnego kierunku budowy maszyn zagadnień konstruowania, wytwarzania i użytkowania, węższa funkcjonalna specjalizacja tylko w przypadku kierunków branżowych, związanych z przemysłem o wyodrębnionej i specjalnej strukturze, utworzenie Wydziałów Samochodów i Ciągników na Politechnice Warszawskiej i przygotowanie do reorganizacji studiów samochodowych na innych uczelniach — oto są kroki podjęte przez wyższe szkolnictwo dla lepszego niż dotychczas przygotowania młodych kadr inżynierskich dla naszego szybko rozwijającego się przemysłu samochodowego i ciągnikowego.

Ze strony przemysłu należy teraz oczekiwać bardziej wnikliwej ilościowej i jakościowej analizy potrzeb kadrowych w zakresie młodych sił inżynierskich, w oparciu o nowo utworzone kierunki i specjalizacje studiów, oraz bardziej bezpośredniej współpracy z wyższymi uczelniami. Współpraca taka wyrażałaby się zarówno wysuwaniem dążeń co do zakresu i sposobu szkolenia w poszczególnych dziedzinach, jak i przekazywaniem do rozwiązywania przez zakłady naukowe wyższych uczelni problemów technicznych i naukowych, pomocą w zakresie uzupełniania kadry pomocniczych pracowników naukowych oraz udostępnianiem

uczelniom, zapoznawania się z posiadaną dokumentacją techniczną i z nową techniką produkcyjną.

Przystępując teraz do szczegółowego omówienia sposobu szkolenia inżynierów specjalizacji „badanie i konstrukcja samochodów i ciągników” oraz zakresu ich zatrudnienia w przemyśle bądź re-sorsie transportowym, trzeba przede wszystkim zwrócić uwagę na następującą bardzo ważną okoliczność. Szeroko i poważnie postawiona w przemyśle praca konstrukcyjna wybiega daleko naprzód przed bieżące zadania produkcyjne i przygotowuje nowe linie rozwojowe tego przemysłu, w nawiązaniu do przyszłych etapów kształtowania się naszej bujnie rozwijającej się gospodarki socjalistycznej. Z drugiej zaś strony pamiętać należy, że okres studiów przyszłego konstruktora na uczelni trwa obecnie na kursie inżynierskim 4 lata, a przy uwzględnieniu kursu magisterskiego lub przyszłych studiów jednolitych 5,5 lat. Należy również pamiętać, że po ukończeniu uczelni będzie to dopiero kandydat na konstruktora. Najzdolniejsze nawet jednostki dopiero po kilku latach pracy w przemyśle staną się dojrzałymi konstruktorami, wnoszącymi realny dorobek do twórczego rozwoju techniki samochodowej.

Jeżeli więc weźmiemy pod uwagę czas potrzebny na studia, czas dojrzwania konstruktora oraz czas potrzebny na opracowanie, zbadanie i przygotowanie do produkcji nowej konstrukcji, to okaże się, że spośród młodzieży wstępującej obecnie na wyższe uczelnie wyrosną konstruktorzy tych samochodów i ciągników, które wejdą na produkcję najwcześniej w końcu lat 60-tych na początku 70-tych.

Wyższe szkolnictwo wprowadziło już do swej pracy metody myślenia w skali planów długofalowych. Trzeba żeby i przemysł na tym odcinku wyszedł z ram myślenia przede wszystkim kategoriami planu najbliższego roku i przeszedł na myślenie kategoriami piątek i dziesiątek lat. Zapotrzebowanie przemysłu na inżynierów samochodowych — technologów jest zarówno potrzebą bieżącą jak i stałą najbliższych i dalszych lat. Zagadnienie mniej licznej wprawdzie, ale niemniej ważnej kadry konstruktorów i inżynierów badań, jest przede wszystkim zagadnieniem przyszłościowym, wymagającym należytego postawienia już w obecnym okresie.

Przesłanki do właściwego ustawienia tego zagadnienia w pełni już dojrzwają. Postanowienia I Kongresu Nauki Polskiej, uchwały II Kongresu Inżynierów i Techników, program wyborczy Frontu Narodowego, uchwała Rządu w sprawie nowych zadań stowarzyszeń NOT, uchwały Rządu dotyczące zagadnień jakości produkcji, też na II Zjazd PZPR przyjęte przez IX Plenum KC PZPR — oto są dokumenty wyraźnie precyzujące podstawową rolę postępu technicznego, w rozwoju naszej gospodarki socjalistycznej. Jednym z najważniejszych zaś czynników tego postępu jest niewątpliwie twórcza praca konstruktorska, oparta o pomoc nauki i zmierzająca do zapewnienia najlepszego i najpełniejszego wykorzystania naszych sił i zasobów oraz stworzenia maszyn i urządzeń, najlepiej dostosowanych do naszych potrzeb i warunków gospodarczych. Stwierdzenie to w całej pełni ważne jest również i dla zagadnienia postępu technicznego naszego przemysłu i transportu samochodowego.

W pierwszych latach odbudowy naszej gospodarki oraz budowy podstaw socjalizmu w Polsce, w szerokim zakresie korzystamy z pomocy Związku Radzieckiego i czerpiemy z zasobów doświadczenia Kraju Przewodzącej Techniki. Nie wolno nam jednak ograniczać się do biernej roli obdzielanych pomocą i powinniśmy wnieść nasz własny twórczy wkład do postępu i rozkwitu wspólnoty krajów miłujących pokój. Pomoc Związku Radzieckiego pozwala nam wykonać pierwsze kroki dla podźwignięcia się z technicznego zacofania dawnych czasów, wznosząc się jednak na coraz wyższy poziom gospodarczego i technicznego rozwoju, powinniśmy coraz bardziej rozwijać własną twórczą pracę. Szczególnie znamienne były wypowiedzi i postanowienia Konferencji Oszczędności Tworzyw w Budowie Maszyn i Urządzeń, zorganizowanej w listopadzie 1953 r. przez Polską Akademię Nauk przy

współdziałanie PKPG i NOT. W referacie wstępnym wiceprzewodniczący PKPG min. E. Szyr z całym naciskiem stwierdził, że szukając nowych dróg i sposobów rozwoju nauki i techniki, które by naszą gospodarkę pchnęły naprzód i równocześnie zapewniły pełniejsze zaspokojenie rosnących materialnych i kulturalnych potrzeb mas pracujących, powinniśmy podjąć szlachetne współzawodnictwo: o udział Polski w torowaniu postępu technicznego, o udoskonalenie dotąd stosowanych konstrukcji i opracowanie nowych bardziej wydajnych i precyzyjnych, o opracowanie i wdrożenie nowych materiałów i nowych procesów technologicznych. Najbliższym naszym zadaniem jest uzyskanie zasadniczego zwrotu w walce o jak najwyższą wartość użytkową, jakość i trwałość produkowanych przedmiotów i maszyn, o najbardziej oszczędne zużycie surowców i materiałów w ich produkcji, o najmniejszą pracochłonność ich wyrobu — a więc o jak najniższe koszty własne produkcji. Wymaga to właściwego zespolenia wysiłków naukowców, konstruktorów i technologów.

Słuszny jest pogląd, że trzeba posiadać odpowiednie uzdolnienia, żeby być dobrym konstruktorem. Błędne natomiast jest przyrównywanie talentu konstruktorskiego do talentu artystycznego lub wirtuozowskiego. Dobre pomysły konstrukcyjne „nie rodzą się same” w głowie konstruktora, a są wynikiem żmudnej i systematycznej pracy umysłowej. Zdolności konstruktorskie polegają na umiejętności ścisłego i logicznego rozumowania, na umiejętności prawidłowego sformułowania zadania i wszechstronnego przeanalizowania wszystkich okoliczności dotyczących warunków i sposobu zastosowania przyszłej maszyny oraz możliwości jej wykonania. Polegają one również na umiejętności należytego kojarzenia szerokiego zasobu wiadomości z różnych dziedzin wiedzy technicznej i doświadczeń z dotychczasowej praktyki, na umiejętności stawiania i przeprowadzania badań oraz wyciągania prawidłowych wniosków, wreszcie na umiejętności syntetycznego ujęcia wszystkich tych elementów, wyrażającego się w znalezieniu rozwiązania najbardziej optymalnego. Konstruktor nie może być „wąskim” specjalistą o ciasnym światopoglądzie — powinna go cechować wszechstronność, przy jednoczesnej głębokiej znajomości tej grupy maszyn, w których budowie specjalizuje się.

Doskonałym potwierdzeniem wielostronności pracy konstruktorskiej a zarazem dokumentem charakteryzującym zadania i formy nowoczesnych prac konstrukcyjnych w socjalistycznym przemyśle, jest Uchwała Prezydium Rządu Nr 358 z dnia 13 maja 1953 roku w sprawie trybu opracowywania dokumentacji technicznej, zatwierdzania prototypów i dopuszczania do seryjnej produkcji nowych typów maszyn i urządzeń.

Sens tej uchwały polega nie tylko na ustaleniu pojęcia dyscypliny konstrukcyjnej i określeniu, jakie instancje są odpowiedzialne za właściwą ocenę projektów i decyzję o dopuszczeniu do produkcji, ale przede wszystkim na wyraźnym sprecyzowaniu wszystkich etapów i składników procesu powstawania nowej konstrukcji i określeniu konieczności kolektywnego udziału w tym procesie wszystkich czynników, zainteresowanych w użytkowaniu, powstawaniu i produkcji nowych maszyn.

Oto w skrócie główne wytyczne omawianej uchwały.

Punktem wyjścia dla podjęcia prac projektowych są wytyczne, opracowywane przez przyszłego głównego użytkownika maszyny. Pierwszym etapem podlegającym kontroli i ocenie są opracowane przez producenta założenia konstrukcji, obejmujące:

- 1 — cel i przeznaczenie konstrukcji
- 2 — techniczno-ekonomiczne uzasadnienia celowości opracowania konstrukcji
- 3 — orientacyjne zapotrzebowanie i przewidywana skala produkcji.
- 4 — podstawowe dane charakterystyczne, obejmujące główne parametry techniczne, schematy kinetyczne i dynamiczne własności eksploatacyjne, cechy charakterystyczne ob-

sluży i napraw, przewidywany charakter pracy oraz żywotność maszyny

- 5 — przewidywany charakter produkcji i zastosowanej technologii
- 6 — przybliżony koszt wykonania prototypu oraz maszyny w produkcji seryjnej
- 7 — porównanie z istniejącymi pokrewnymi konstrukcjami krajowymi i zagranicznymi
- 8 — źródła i wzory, na podstawie których konstrukcja zostanie opracowana.

Następnym etapem jest projekt wstępny obejmujący:

- 1 — opis techniczny maszyny z wyszczególnieniem jej podstawowych parametrów,
- 2 — szkice zestawieniowe maszyny i ważniejszych jej zespołów
- 3 — zasadnicze obliczenia uzasadniające obrane parametry, charakterystyki itp.
- 4 — szczegółowe schematy kinematyczne lub działania maszyny
- 5 — wskazania zespołów lub podzespołów wspólnych z innymi maszynami oraz założenia dla unifikacji lub normalizacji tych elementów
- 6 — szczegółowe techniczno-ekonomiczne uzasadnienie zamierzonej konstrukcji.

Zalecane jest w przypadku bardziej skomplikowanych zasadniczo nowych konstrukcji, opracowywanie projektu wstępnego w kilku alternatywach.

W oparciu o zatwierdzony projekt wstępny, następuje opracowanie projektu technicznego, zawierającego już dokładne rysunki zestawieniowe maszyny i wszystkich jej zespołów, rysunki konstrukcyjne ważniejszych części, kompletne obliczenia kinematyczne, dynamiczne i wytrzymałościowe, analizę wymiarową i tolerancyjną ważniejszych części lub grup części, wreszcie analizę technologii wykonania ważniejszych części. Projekt techniczny powinien wskazywać na:

- 1 — celowość doboru materiałów
- 2 — racjonalność wyboru metod wykonania
- 3 — prawidłowość doboru klas dokładności i pasowań
- 4 — sztywność i wytrzymałość części
- 5 — racjonalność form konstrukcyjnych i łatwość pomiarów, położenie baz wyjściowych dla obróbki, kontroli i montażu
- 6 — dostosowanie wykonania części do określonych obrabiarek i urządzeń
- 7 — prawidłowość rozwiązań konstrukcyjnych dla przewidzianej skali produkcji.

Na podstawie zatwierdzonego projektu technicznego następuje opracowanie szczegółowego projektu wykonania prototypu lub kilku wariantów prototypów, a następnie wykonanie odpowiedniej liczby prototypów lub eksperymentalnych odmian maszyny bądź jej zespołów. W międzyczasie opracowywany jest program prób i badań oraz tymczasowe warunki techniczne odbioru prototypów. W toku wykonywania prototypów następuje pierwsze sprawdzenie i skonfrontowanie z naturą opracowanych rysunków konstrukcyjnych.

Badanie prototypów przeprowadzane jest przy współdziałaniu przedstawicieli głównego użytkownika. Celem prób i badań jest ocena:

- 1 — sprawności roboczej maszyny jako całości oraz jej poszczególnych zespołów i części
- 2 — prawidłowości wyboru podstawowych parametrów projektowych
- 3 — eksploatacyjnej niezawodności
- 4 — dogodności w obsłudze i konserwacji
- 5 — osiągnięcia założonych wskaźników techniczno-ekonomicznych i eksploatacyjnych.

Dopiero wyniki wszechstronnych badań prototypów dają właściwą ocenę zaprojektowanej maszyny i wykazują potrzebne do wprowadzenia poprawki, zmiany lub uzupełnienia. Wyłonić się może również konieczność wykonania i przebadania nowych zmodyfikowanych prototypów. W oparciu o wyniki i wnioski z badań, opracowana zostaje kompletna dokumentacja dla wykonania produkcji seryjnej, a równolegle i projekt technologiczny wykonania maszyny. W przypadku maszyn przewidzianych do masowej produkcji, jakimi są właśnie samochody, ciągniki lub motocykle, konieczne jest wykonanie dość dużej serii próbnej w oparciu już o właściwe oprzyrządowanie dla ważniejszych części. Wykonanie próbnej serii służy dla wstępnego sprawdzenia zaprojektowanej technologii, a egzemplarze maszyny z próbnej serii poddawane są dalszym wszechstronnym badaniom w warunkach eksploatacyjnych. Te badania dodatkowe konieczne są z tego względu, że badanie prototypu nie może nigdy dać właściwej oceny trwałości i niezawodności maszyny. Części bowiem prototypu z konieczności wykonywane są w sposób zastępczy — np. brak foremnikowych odkuć, kokilowych odlewów, właściwych skomplikowanych narzędzi kształtowych itp. Dlatego dopiero wyniki badań serii próbnej dają podstawę do opracowania definitywnej dokumentacji technicznej i do uruchomienia produkcji w pełnym rozmiarze.

Omawiana uchwała zawiera poza tym wytyczne w sprawie metodyki i trybu przeprowadzania okresowych badań kontrolnych i eksploatacyjnych.

Jak widzimy więc, proces powstawania i wejścia do produkcji nowej maszyny trwa długo i jest wynikiem kolektywnej pracy dużego zespołu pracowników. Zawiera on w sobie elementy: studiów w różnorodnych dziedzinach, obliczeń, prac projektoworysunkowych, szeroko zakrojonych badań i prac doświadczalnych. Do wykonywania tych wszystkich prac w dziedzinie budowy samochodów i ciągników, przeznaczeni są właśnie inżynierowie mechanicy samochodowi, specjalizacji T-0735.

Jednakże przemysł samochodowo-ciągnikowy potrzebuje tych inżynierów nie tylko dla prac rozwojowych i przyszłościowych. Potrzebni oni są i dla bieżących zadań produkcyjnych i to nie tylko do pracy w Dziale Głównego Konstruktora, ale również w Dziale Kontroli Technicznej, a to przede wszystkim na kontroli montażu zespołów i gotowego sprzętu, na stacjach prób silników itp., jak również w kierownictwach wydziałów montażu zespołów i sprzętu. Zadaniem ich jest ciągle ulepszanie i usprawnianie produkowanego sprzętu oraz całości prac związanych z zapewnieniem utrzymania i podnoszenia jakości produkowanego sprzętu. Na tym odcinku podstawową rolę odgrywają badania kontrolne i produkcyjne. Zagadnienie to wyczerpująca naświetliłem w mym artykule pt. „Zakres i organizacja badań w przemysle motoryzacyjnym“ zamieszczonym w numerze 1/53 Techniki Motoryzacyjnej.

Należy również podkreślić, że nie tylko przemysł motoryzacyjny zainteresowany jest w dopływie kadry inżynierów i samochodowych konstruktorów i badaczy.

Zakłady naukowe wyższych uczelni stoją wobec zadania podjęcia szerokich prac naukowych dla potrzeb przemysłu samochodowo-ciągnikowego oraz transportu. Zarówno więc dla tych prac naukowych jak i dla właściwego postawienia pracy dydaktycznej konieczne jest wyszkolenie dostatecznej kadry młodych pomocniczych pracowników naukowych o właściwych kwalifikacjach. Również placówki naukowo-badawcze resortu transportowego, jak np. Instytut Transportu Samochodowego, jak i organy kierownicze resortu transportu zainteresowane są w dopływie kadry inżynierów gruntownie znających problematykę budowy i działania sprzętu samochodowego oraz metodykę i technikę jego badań. Zainteresowania tych instancji i organów, nie ograniczają się bowiem tylko do zagadnień organizacji transportu i zaplecza technicznego, technologii obsługi i napraw oraz techniki eksploatacji, ale obejmują również zagadnienia: samego sprzętu, jako

podstawowego narzędzia produkcji usług transportowych, związków pomiędzy jego właściwościami a osiąganymi wskaźnikami techniczno-ekonomicznymi oraz zagadnienia wzajemnego powiązania i dostosowania właściwości technicznych i ruchowych sprzętu do warunków i wymagań eksploatacji.

Do zadań organów resortu transportowego należy właśnie ustalenie rodzaju sprzętu potrzebnego do eksploatacji a zatem i do produkcji w kraju. Do rozwiązywania tych zagadnień potrzebne będą właśnie kadry inżynierów samochodowych specjalizacji T-0735.

Szerokie naświetlenie charakteru i warunków pracy konstruktorskiej i badawczej oraz rodzaju i zakresu zadań z tej dziedziny w ramach rozwojowych potrzeb naszego transportu i przemysłu motoryzacyjnego najlepiej charakteryzuje moim zdaniem wymogi, które powinny być stawiane metodom szkolenia inżynierów samochodowych specjalizacji T-0735.

— badania i konstrukcja samochodów i ciągników.

Wymogi te w jak najszerszym zakresie zostały uwzględnione w organizacji i planach studiów Wydziału Samochodów i Ciągników.

Przyszłego konstruktora samochodowego i badacza powinna więc cechować dostateczna wszechstronność wykształcenia przy gruntownej znajomości teoretycznych podstaw ruchu, działania i budowy pojazdów samochodowych oraz ogólnych zasad obliczania, konstruowania, badania tych pojazdów i ich mechanizmów. Program szkolenia studenta specjalizacji T-0735 na obowiązującym obecnie 4-letnim kursie inżynierskim obejmie wszystkie ogólnomechaniczne przedmioty podstawowe, przedmioty ogólne i ekonomiczno-społeczne a następnie wszystkie wspólne kierunkowe przedmioty konstrukcyjne i technologiczne jak:

- teoria silników pojazdów mechanicznych
- silniki samochodów i ciągników
- teoria ruchu samochodów
- budowa samochodów
- budowa ciągników
- budowa nadwozi
- przyrządy i uchwyty
- technologia budowy samochodów i ciągników
- zasady obsługi technicznej i napraw.

Daje to bazę wykształcenia inżyniera samochodowego wspólną dla wszystkich specjalizacji realizowanych na Wydziale Samochodów i Ciągników.

Do przedmiotów specjalizacyjnych, przerabianych na czwartym roku studiów należą przede wszystkim: elektrotechnika samochodowa oraz technologia obsługi i napraw, czyli przedmioty przerabiane również i przez studentów specjalizacji T-0737 — technologia napraw i obsługi technicznej samochodów.

Prócz wysłuchania wymienionych przedmiotów i przerobienia związanych z nimi ćwiczeń, studenci specjalizacji T-0735 przerabiają na III i IV roku następujące pracownie:

- silników pojazdów mechanicznych — wspólna dla wszystkich specjalizacji
- samochodów — wspólna ze specjaliz. T-0737
- technologii obsługi technicznej — wspólna ze specjaliz. T-0737
- elektrotechniki samochodowej — wspólna ze specjaliz. T-0737

Jedynym przedmiotem specjalizacyjnym, przerabianym tylko przez studentów specjalizacji T-0735 jest „teoria zawieszania”, będąca odcinkiem teorii drgań mechanicznych w zastosowaniu do problematyki resorowania i zawieszania samochodów. Znajomość tego przedmiotu daje podstawę do analizy wyników badań oraz do projektowania zawieszania.

Jak widzimy z powyższego zestawienia oraz z porównania z przebiegiem szkolenia inżynierów samochodowych pozostałych specjalizacji, wykształcenie przyszłego konstruktora lub inżyniera badań, jest najbardziej wszechstronne. Obejmuje ono dostatecznie dużą liczbę przedmiotów technologicznych, dających mu znajomość i zrozumienie wymagań technologii w odniesieniu do kon-

strukcji, jak i przedmiotów o charakterze eksploatacyjnym, pozwalających mu lepiej poznać warunki zastosowania, użytkowania i utrzymywania sprzętu samochodowego w stanie sprawności technicznej.

Na czym więc polega istota specjalizacji konstrukcyjno-badawczej w toku studiów?

Przed wszystkim na doborze kandydatów na tę specjalizację, który następuje po III roku studiów. Biorąc pod uwagę, że będzie to specjalizacja najmniej liczna, kierować na nią trzeba będzie studentów wykazujących specjalne zamiłowanie, ogólnie wysoki poziom dotychczasowych wyników studiów oraz umiejętności samodzielnego studiowania, samodzielnego myślenia oraz prawidłowego kojarzenia wiadomości z różnych dziedzin. Wszechstronność bowiem ich wykształcenia nie powinna polegać na powierzchownym tylko dyletanckim nagromadzeniu dużej liczby różnych wiadomości encyklopedycznych, ale na właściwym rozumieniu wielostronnych dialektycznych związków między zjawiskami z różnych zakresów.

Drugim podstawowym czynnikiem, kształtującym specjalistyczną sylwetkę przyszłego konstruktora są konstrukcyjne prace projektowe: projekt przejściowy na 7 semestrze w wymiarze 10 godzin tygodniowo oraz projekt dyplomowy na 8 semestrze w wymiarze 20 godzin tygodniowo. Prace te powinny z jednej strony zapoznać studenta z samą techniką projektowania i jasnego przedstawienia za pomocą umownych znaków, jakimi są rysunki konstrukcyjne, określonej treści technicznej i wymagań wykonawczych. Z drugiej zaś strony projekty te mają nauczyć studenta samodzielną i metodyczną pracę myślową i właściwego wykorzystywania i kojarzenia wiadomości zdobytych na wykładach i ćwiczeniach. Projekty konstrukcyjne dają również możliwość studentowi głębiej wniknąć i poznawać węższe zagadnienia, ujmowane z konieczności w ramach wykładów tylko w sposób ogólny i podstawowy. Praca nad takimi zagadnieniami, wdrażać będzie studenta do samodzielnego studiowania oraz do samodzielnego wyszukiwania źródeł. Na uczelni takie samodzielne studia prowadzone są pod opieką i pod kierunkiem profesora lub asystenta. W przyszłej jednak pracy zawodowej konstruktor lub inżynier badań zdany będzie w tych studiach na własne siły, musi się więc do tego rodzaju pracy wdrożyć już na uczelni.

Właściwe postawienie i poprowadzenie projektów nakłada poważne obowiązki na konstrukcyjne kadry wydziału, a więc na katedrę silników pojazdów mechanicznych, katedrę samochodów oraz katedrę ciągników i pojazdów specjalnych. Zamierzeniem Wydziału Samochodów i Ciągników jest nawiązanie przez te katedry najściślejszej współpracy z przemysłem motoryzacyjnym tak, aby tematyka i sposób prowadzenia projektów były jak najbliższe związane z jego konkretnymi potrzebami i zainteresowaniami. Tematy projektów wynikałyby z prac naukowych prowadzonych przez katedry dla przemysłu, stanowiąc przyczynki lub opracowania składowych elementów tych prac, bądź byłyby wysuwane bezpośrednio przez przemysł.

Projekty studenckie nie będą oczywiście miały charakteru pełnych i wyczerpujących projektów konstrukcyjnych, opracowywanych na terenie przemysłu. Niemniej jednak będą one mogły stanowić cenne i użyteczne studia lub warianty. Świadomość użyteczności i realności opracowywanego projektu przyczyni się u studentów do wzmocnienia zainteresowania się swą pracą i do wyrobienia poczucia odpowiedzialności. Przy prowadzeniu projektu przez katedrę, trzeba będzie zwrócić uwagę na należyte skojarzenie elementów dydaktycznych z elementami użyteczności i realności.

Na początku wspomniałem, że inżynier samochodowy specjalizacji T-0735 po opuszczeniu uczelni jest dopiero kandydatem na konstruktora lub samodzielnego inżyniera badań i że w pełni dojrzeje do swych zadań dopiero po pierwszych paru latach pracy w przemyśle. Przyjmując takiego „kandydata” przemysł może mieć pewność, że będzie on posiadał odpowiedni zasób wiadomości.

mości, umiejętność posługiwania się nimi oraz znajomość metody pracy konstrukcyjnej lub badawczej. Z drugiej jednak strony przymysł będzie musiał dbać o właściwe jego zatrudnienie, tak żeby mógł on zapoznać się z praktyczną stroną swego zawodu i dojrzeć do samodzielnej twórczej pracy. Długotrwałość okresu dojrzewania i adaptacji zależąć będzie z jednej strony od osobistych zdolności i zamiłowań młodego inżyniera, z drugiej zaś od zasobu wiadomości wyniesionych z uczelni oraz właściwego pokierowania nim w przemyśle. Studia 4-letnie stanowią niewątpliwie poważny postęp w stosunku do poprzednich studiów 3-letnich, nie są jednak jeszcze tym ideałem, do którego zdąża wyższe szkolnictwo. Należałoby wysunąć dezyderat, żeby większość studentów specjalizacji T-0737 — badania i konstrukcje samochodów i ciągników — kierowana była na studia magisterskie, które uzupełnią i rozszerzą ich wiadomości do poziomu, który w przyszłości będzie realizowany na jednolitych 5- lub 5,5-letnich studiach. Praktycznie będzie to oznaczało wprowadzenie „jednolitych“ studiów dla większości szkolnych samochodowych konstruktorów i inżynierów badań.

Obecnie na Wydziale Samochodów i Ciągników prowadzone są 2-letnie studia magisterskie. Na studia te pójdą inżynierowie z dawnego 3-letniego kursu, zdający egzamin dyplomowy na wiosnę 1954 roku. Ostatnia edycja magistrów po kursie tego typu opuści mury uczelni w roku 1956.

Plan studiów 2-letniego kursu magisterskiego dla specjalizacji T-0735, obejmuje prócz przedmiotów podstawowych takich jak: matematyka, fizyka, mechanika, wytrzymałość, teoria mechanizmów, analiza tolerancyjna i wymiarowa, technologia budowy maszyn, materializm dialektyczny, planowanie gospodarcze, następujące przedmioty kierunkowe i specjalizacyjne:

- materiały konstrukcyjne (samochodowe)
- silniki pojazdów mechanicznych
- teoria ruchu samochodu
- teoria drgań w zastosowaniu do budowy samochodów
- budowa samochodów (przekładnie samoczynne i hydrokinetyczne)
- budowa ciągników
- badania samochodów
- pracownia samochodów
- technologia budowy samochodów i ciągników
- technologia napraw i obsługi technicznej samochodów i ciągników.

Na semestrze 2 przerabiane są ćwiczenia konstrukcyjne (projekty przejściowe) w wymiarze 6 godzin tygodniowo, a praca

dyplomowa obejmuje seminarium dyplomowe w wymiarze 6 godzin tygodniowo na semestrze 3 i 2 godziny na semestrze 4 oraz właściwy projekt dyplomowy w wymiarze 26 godzin tygodniowo.

Plan studiów 2-letniego kursu magisterskiego daje więc właściwe pogłębienie nie tylko przedmiotów kierunkowych i specjalizacyjnych, ale również przedmiotów ogólnych i podstawowych oraz technologicznych i eksploatacyjnych. Dobór i zakres tych przedmiotów opracowany był z myślą nadrobienia wszystkich braków wynikających z wad dawnego 3-letniego kursu inżynierskiego. Obecnie, po wprowadzeniu 4 lat studiów na kursie inżynierskim, program kursu magisterskiego zostanie skrócony do 3 semestrów i odpowiednio dostosowany. Prace nad tym programem, który byłby realizowany od początku akademickiego roku 1955/56, są już w toku i prowadzone będą z myślą, żeby łączny program 4 lat kursu inżynierskiego i 3 semestrów kursu magisterskiego jak najbardziej odpowiadał programowi przyszłych jednolitych studiów. Wstępna analiza takiego programu wskazuje na celowość wprowadzenia dla kierunku samochody i ciągniki jednolitych studiów jedenastosemestralnych (5,5 lat). Przy takim układzie będzie można dopiero we właściwy sposób ukształtować wzajemne proporcje i zakresy przedmiotów konstrukcyjnych, technologicznych i eksploatacyjnych, odpowiadające na odcinku specjalizacji T-0735 potrzebom rzeczywistej pracy konstrukcyjnej i badawczej na terenie przemysłu. Możliwość wprowadzenia jednolitych studiów, które najlepiej rozwiążą problem szkolenia młodych kadr inżynierskich i dla przemysłu motoryzacyjnego, zależy z jednej strony od rozbudowy kadr naukowych i materialnej bazy wyższego szkolnictwa, jak i od planu i pilności dopływu kadr do przemysłu.

Na zakończenie pragnę jeszcze podkreślić, że wyższe szkolnictwo techniczne w Polsce, żywiłowo rozwijające się od chwili wyzwolenia, wchodzi teraz na etap zmiany swej struktury i metod pracy w celu jak najściślejszego włączenia się w nurt rozwoju naszej gospodarki i dostosowania swej pracy do potrzeb rozwojowych przemysłu. Zasadnicze zmiany w naszej strukturze gospodarczej, powstanie nowych gałęzi przemysłu, rozwój nowych gałęzi techniki powodują powstanie na wyższych uczelniach nowych dyscyplin, kierunków i wydziałów. Powstanie na Politechnice Warszawskiej Wydziału Samochodów i Ciągników jest najlepszym wyrazem znaczenia, jakie w naszym życiu odgrywa już transport samochodowy i motoryzacja rolnictwa oraz przemysł samochodowo-ciągnikowy, będący ich podstawą rozwojową. Realizowane na tym Wydziale kierunki i specjalizacje, między innymi i specjalizacja „badanie i konstrukcja samochodów i ciągników“, są znów wyrazem dostosowania programów nauczania do charakterystycznych potrzeb i wymagań pracy transportu i przemysłu.

Mgr inż. ZYGMUNT GRZONKOWSKI

OSZCZĘDNOŚĆ TWORZYW DEFICYTOWYCH W ELEKTRYCZNYCH INSTALACJACH POJAZDÓW MECHANICZNYCH*)

Tworzywa deficytowe w instalacjach elektrycznych to: miedź i jej stopy, aluminium, wolfram, nikiel, ołów, kauczuk, bawelna, włókna syntetyczne, materiały plastyczne i lakiery izolacyjne. Spośród wymienionych metali specjalną uwagę należy zwrócić na racjonalne i oszczędne użytkowanie miedzi i ołowiu. Wolfram i nikiel stosowane są w instalacjach pojazdów w tak małej ilości, że nie są w niniejszym artykule omawiane.

Oszczędność materiałów izolacyjnych wymaga w zasadzie osobnego opracowania, poruszone tu będą jedynie możliwości oszczędności w zakresie kauczuku naturalnego do przewodów zapłonowych, włókien i lakieru ochronnego do opłotu.

Należy stwierdzić, że dążenie do wykonania dobrze działającej i niezawodnej instalacji elektrycznej prowadzi najczęściej do sto-

sowania najwartościowszych tworzyw. Również z tych samych powodów używa się materiał w nadmiarze, zwłaszcza przy wzorowaniu się na konstrukcjach nieco już przestarzałych. Analiza szczegółowa i obserwacje nowych konstrukcji prowadzą natomiast do wniosku, że istnieją możliwości znacznego zmniejszenia ciężaru tworzywa deficytowego względnie zastąpienia go materiałem tańszym, niedeficytowym lub deficytowym w mniejszym stopniu, przy zachowaniu wymaganych własności urządzenia.

Miedź

W elektrycznych instalacjach pojazdów mechanicznych miedź występuje w przewodach sieci, w uzwojeniach maszyn i łącznikach. Jednym ze sposobów zmniejszenia ciężaru miedzi użytej do wyprodukowania prądnicy jest przesunięcie zakresu pracy prądnicy w kierunku wyższych obrotów. Możliwość opracowania konstrukcji oszczędniejszej w miedzi wynika z zależności:

*) Artykuł jest skrótem referatu autora wygłoszonego na Konferencji Oszczędności Tworzyw — P. K. N. w listopadzie 1953 r. (przyp. red.).

$$E = \frac{N}{a} \cdot \frac{p \cdot n}{60} \cdot \Phi \cdot 10^{-8}$$

gdzie N — liczba przewodów szeregowych w tworniku
 a — liczba par gałęzi równoległych
 p — liczba par biegunów
 n — liczba obrotów na jednostkę czasu
 Φ — strumień jednego bieguna

Podnosząc wartość n przy założeniu stałej wartości siły elektromotorycznej, można odpowiednio zmniejszyć ilość przewodów szeregowych N . Poza tym pewną oszczędność miedzi uzyskuje się przez zmniejszenie ilości biegunów „p” przy jednoczesnym powiększeniu strumienia Φ . Zastosowanie tej metody dla obniżenia zarówno ciężaru — jak i w konsekwencji ceny prądnic, jest możliwe tylko przy silnikach spalinowych o niezbyt wysokich obrotach maksymalnych, ze względu na mechaniczne naprężenia występujące w wirniku prądnicy wskutek siły odśrodkowej.

W rozrusznikach elektrycznych oszczędność miedzi może być osiągnięta przez zastąpienie miedzi w uzwojeniu wzbudającym, przez aluminium oraz przez stosowanie komutatorów ze stali. Oba wymienione sposoby prowadzą jednak do obniżenia sprawności rozrusznika i pewności działania. Przed zastosowaniem wymagałyby one ponadto przeprowadzenia długotrwałych badań, studiów konstrukcyjnych oraz sprawdzenia działania prototypów na samochodach.

Kierunek ten nie jest nowy — doświadczenia ubiegłej wojny w czasie której stosowały go Niemcy — dał dużo spostrzeżeń negatywnych. Oszczędność miedzi wynosiłaby np. dla rozrusznika 1,8 KM 12 V około 1,5 kg.

Następnym urządzeniem wchodzącym w skład instalacji, w którym można zastąpić stop miedzi innym tworzywem, są reflektory.

Stosowany tu dla wyrobu odbłyśków — mosiądz ze względu na łatwość uzyskania prawidłowej powierzchni paraboloidalnej oraz dla uzyskania maksymalnej gładkości powierzchni odbłyśku, może być zastąpiony blachą stalową. Zastąpienie mosiądzu przez blachę stalową o specjalnej gładkiej powierzchni jest łatwiejsze przy odbłyśkach szerokokątnych. Reflektory takie używane są np. w samochodach „Warszawa” i „Lublin”. Należy przypuszczać, że zastosowanie tego typu reflektorów zostanie rozszerzone i na inne wozy produkowane w kraju, w ramach akcji unifikacyjnej prowadzonej przez przemysł motoryzacyjny.

Zastąpienie mosiądzu w elementach konstrukcyjnych zacisków, przelączników, gniazd, bezpieczników itp. może mieć miejsce tylko w niewielu wypadkach. Przyczyną trudności jest brak materiału zastępczego, który posiadałby potrzebne właściwości. Zarówno stal jak i aluminium ze względu na powstawanie na powierzchni tlenków, gorszej przewodności właściwej stali i małej twardości glinu itp. cech ujemnych — nie mogą być użyte. Zagadnienie to również nie jest dotąd rozwiązane w zakresie urządzeń energetycznych i oświetleniowych i jest aktualnym tematem do rozpracowania dla właściwego Instytutu Naukowego.

Przy opracowaniu nowych konstrukcji łączników należy jednak w miarę możliwości unikać miedzi, brązu i mosiądzu lub ograniczyć ich zastosowanie do nieodzownego minimum przez odpowiednie ukształtowanie styków lub zacisków, stabilizację docisku, powiększenie powierzchni styków. Należy również wprowadzać takie rozwiązania konstrukcyjne, aby zachodziło ścieranie warstwy tlenków ze styków w przebiegu włączania. Oszczędność miedzi w przewodach sieci elektrycznej pojazdów może być uzyskana następującymi drogami:

1. — przez przeanalizowanie słuszności stosowanych obecnie przekrojów przewodów i ew. zmniejszenie przekrojów w poszczególnych obwodach,

2. — przez analizę rozmieszczenia poszczególnych urządzeń elektrycznych na pojeździe i ew. przemieszczenie ich dla skrócenia łączących je przewodów elektrycznych,

3. przez zastąpienie deficytowego tworzywa żyły przewodzącej tworzywem łatwo dostępnym.

ad. 1. — Przekroje przewodów obecnie produkowanych pojazdów były określone dla niektórych specjalnie ważnych powodów, z wyliczenia przy założonym dopuszczalnym spadku napięcia. Wszystkie inne obwody sprawdzono na gęstość prądu. Dla odbiorników mniejszej mocy stosowano przekrój 1,5 mm², uzasadniając to względami wytrzymałości mechanicznej, ustalonymi na drodze wieloletniego doświadczenia. Ocena tego przekroju jako minimalnego, dopuszczalnego dla instalacji pojazdów, była podtrzymywana przez czołowe fabryki europejskie. Ponieważ słuszność tego poglądu była trudna do sprawdzenia, ugruntowała się tradycja techniczna, której na ogół nie podważano. Należy podkreślić, że stabilizowanie się tego poglądu zachodziło w czasie, gdy prawie wszystkie instalacje wykonywano na napięciu znamionowe 6 woltów (a nie 12 woltów, jak to jest obecnie) i wskutek tego przekrój uzasadniony względami elektrycznymi był znacznie bliższy przyjmowanemu przez wzgląd na wytrzymałość mechaniczną, tj. przekrojowi 1,5 mm².

Odczuwany w całym świecie brak miedzi spowodował złamanie tradycji minimalnego przekroju 1,5 mm² przesuwając granicę przekroju do 1 mm², a nawet 0,75 mm². Wobec tego przewody te powinny być również sprawdzone przez obliczenie dopuszczalnego spadku napięcia i dopuszczalnego obciążenia cieplnego przewodu. W obliczeniach tych zależnie od przeznaczenia obwodu stawia się różne wymagania: np. dla obwodu rozrusznika dopuszczalna gęstość prądu nie powinna przekraczać 20 A/mm², zaś spadek napięcia 4%, dla obwodu prądnicy dopuszczalna gęstość prądu wynosi 5 A/mm² zaś spadek napięcia 2,5%, dla pozostałych obwodów spadek napięcia waha się w granicach od 1 do 2,5%, a dopuszczalna gęstość prądu do 8 A/mm².

Wyżej podane, zaczerpnięte z literatury wartości maksymalnych spadków napięcia, powinny być przeanalizowane i sprawdzone na drodze doświadczalnej, przed zaleceniem stosowania ich w obliczeniach. Z drugiej strony całkowite zbagatelizowanie wymagań minimalnej wytrzymałości mechanicznej i wprowadzenie przewodów z żyłą miedzianą o przekroju 1 : 0,75; i 0,5 mm², może doprowadzić do znacznego zmniejszenia trwałości instalacji i jej pewności działania. Dla rozwiązania tej kwestii przy jednoczesnym spełnieniu obu warunków (oszczędności miedzi i zachowanie dotychczasowej wytrzymałości mechanicznej) należy do produkowanych w kraju pojazdów wprowadzić przewody, o budowie określonej np. przez normę DIN 72551. Budowa tych przewodów przewiduje włączenie do żyły z drutów miedzianych pewnej ilości drutów stalowych, np: przewód o przekroju Cu 0,5 mm² złożony z 6 drutów o średnicy 0,3 mm uzupełniony jest sześcioma drutami \varnothing 0,3 z miękkiej stali. Druty Fe i Cu zabezpieczone są przed korozją. Przewody wg DIN 72551 posiadają nieco większą sztywność od przewodów z żyłą wyłącznie miedzianą, zaś wytrzymałość mechaniczną co najmniej równą stosowanym dotychczas przewodom o przekroju 1,5 mm². Przewody te nie stwarzają ponadto trudności przy wykonywaniu podzespołów i ich montażu.

ad 2. — Możliwość uzyskania na tej drodze znacznego zmniejszenia długości przewodów są małe. Większość elementów instalacji jest ustalona na pojeździe w miejscach określonych przepisami lub ich przeznaczeniem. Analizie poddać należy przede wszystkim wzajemne rozmieszczenie prądnicy, regulatora napięcia i akumulatora oraz akumulatora i rozrusznika. Osiągnięte w ten sposób nawet nieznaczne zmniejszenie długości wskutek dużych przekrojów przewodów dać może poważną oszczędność miedzi.

Wobec powszechności stosowania instalacji jedнопроводowych, w których wykorzystana jest jako przewód powrotny masa pojazdu, zalecenie tego systemu jako oszczędniejszego od systemu dwuprzewodowego nie da w istocie oszczędności tworzywa. Jednak w wypadkach stosowania instalacji dwuprzewodowych w nadwoziach drewnianych można zalecać prowadzenie przewodu powrot-

nego w postaci płaskownika stalowego, nieizolowanego, ocynkowanego.

ad 3. — Zastąpienie żyły miedzianej żyłą aluminiową w elektrycznych przewodach samochodowych jest problemem trudnym do rozwiązania z następujących powodów:

- wskutek małej wytrzymałości mechanicznej drutów aluminiowych a mianowicie $R_r = 8 \text{ kg/mm}^2$ (dla Cu = 19 kg/mm^2),
- wskutek wzrostu przekroju przewodu wynikającego z konieczności utrzymania tej samej przewodności jak w przewodzie miedzianym
- wzrostu grubości podzespołów przewodów z Al, utrudniającej montaż w miejscach zagięcia, przejścia przez poprzeczki itp.
- znacznego zmniejszenia elastyczności przewodu wskutek wzrostu przekroju żyły i zwiększenia średnic drutów,
- trudności łączenia przewodów aluminiowych przez spajanie i zaciskanie.

Wskutek konieczności zwiększenia przekroju żyły przewodu Al w stosunku do przewodu Cu ok. 1,6 razy, zmniejszona wytrzymałość przewodu aluminiowego może być praktycznie pominięta. Zwiększenie natomiast przekroju przewodu czyni przewód sztywnym i trudnym do układania. Wzrost średnicy drutów użytych do wyrobów linek z Al zwiększa możliwość ich szybkiego pęknięcia, wskutek zmęczenia materiału pod wpływem drgań i wstrząsów pojazdu.

Najtrudniejszym zagadnieniem jest łączenie przewodów aluminiowych ze sobą i z końcówkami. Spajanie aluminium nie jest łatwe, zwłaszcza w warunkach warsztatów naprawczych. Toteż w instalacjach samochodowych można stosować przyjęte w energetyce łączenie żyły przewodu z końcówką przez zginięcie lub klinowanie. Ten sposób łączenia nie zabezpiecza jednak przed zwiększaniem się oporności elektrycznej między żyłą a końcówką wskutek zanieczyszczeń, utleniania powierzchni glinu oraz stale postępującego odkształcania się drutów żyły Al. Łączenie przez rozgnięcie lub klinowanie, możliwe jest tylko przy większych przekrojach przewodów oraz dostatecznie dużych i mocnych końcówkach. Podane wady przewodów aluminiowych dowodzą, że zastosowanie Al przy obecnym stanie techniki zmniejszy w pewnym stopniu pewność działania instalacji elektrycznej i utrudnia obsługę pojazdu w stopniu rosnącym proporcjonalnie do ilości złącz przewodu Al. Zastosowanie natomiast aluminium w przewodach o dużym przekroju, tj. $16,35$ i 50 mm^2 może być celowe ze względu na duży ciężar oszczędzanej miedzi oraz duże wymiary końcówek. Łatwość zaś ujednoczenia (normalizacji) dla wszystkich pojazdów elementów obwodu rozrusznika, stwarza widoki opanowania tego problemu przez warsztaty naprawcze. Przeliczenie instalacji elektrycznej jednego z wozów ciężarowych daje w wyniku następujące wielkości:

Ciężar miedzi użytej w przewodach i długość łączna przewodów dla każdego przekroju:

Przekrój	Długość	Ciężar w kg	Ciężar w %
1,5 mm ²	53 mb	0,889	48
2,5 „	5 „	0,121	6
4 „	6 „	0,214	12
35 „	2 „	0,633	34

Zużycie Cu w poszczególnych częściach instalacji przy wykonaniu fabrycznym i po ewentualnej zmianie przekrojów przewodu $2,5 \text{ mm}^2$ na $1,5 \text{ mm}^2$ i $1,5 \text{ mm}^2$ na $1,0 \text{ mm}^2$:

	Ciężar w wykonaniu fabrycznym	Ciężar po zmniejszeniu przekrojów
podwozie	1,025 kG	0,907 kG
silnik	0,105 „	0,055 „
nadwozie	0,728 „	0,519 „
	1,858 „	1,481 „

Oszczędność Cu — 0,377 kG.

Z powyższego wynika, że zmniejszenie przekroju cienkich przewodów daje znaczną oszczędność Cu w sieci elektrycznej nadwozia. W podwoziu natomiast oszczędność można osiągnąć skracając długość przewodów lub zastępując materiał deficytowy w przewodach o przekroju 35 mm^2 . Zmniejszenie przekroju przewodu rozrusznika nie jest wskazane.

W omawianym pojeździe istnieje np. możliwość przesunięcia akumulatora w kierunku rozrusznika, co stwarza warunki dla uzyskania dodatkowej oszczędności około $0,234 \text{ kG}$ Cu. Druga alternatywa — zastąpienie Cu przez Al daje oszczędność maksymalną $0,633 \text{ kG}$. Należy jednak pamiętać, że przekrój przewodu Al będzie na ogół posiadał przekrój powiększony w stosunku $1,6 : 1$. Otrzymana wskutek podanych zmian oszczędność Cu wynosi ok. 55% ogólnej ilości miedzi zawartej w przewodach. Ilość ta może być zwiększona jeszcze nieznacznie przy zastosowaniu przewodów zapłonowych z żyłą stalową.

Zastąpienie, w myśl poprzednich wskazówek, prądnicy o mocy 200 W i obrotach znamionowych 1300 obr./min — 4-biegunowej, prądnicą 230 W o 1700 obr./min — 2-biegunową, daje oszczędność miedzi rzędu $0,6 \text{ kG}$. Łączna możliwa oszczędność Cu na 1 samochód wynosi około $1,6 \text{ kG}$, co w skali rocznej produkcji dla gospodarki państwowej jest już wielkością znaczną. Należy tu podkreślić, że oszczędność ta nie powinna wpłynąć na wartość użytkową pojazdu, oraz że w znacznym stopniu powstaje ona wskutek wprowadzenia tworzywa zastępczego Al (przewód rozruchowy). Aby ten sposób oszczędności Cu stał się realny należy rozwiązać technicznie problem łączenia przewodów aluminiowych z końcówkami. Przyspieszenia tego rozwiązania należy szukać również poza instytucjami przez objęcie zagadnienia akcją racjonalizatorską.

Ołów

Przy porównywaniu wyposażenia pojazdów mechanicznych zbliżonej kategorii lecz różnego pochodzenia, zwraca uwagę duża rozbieżność pojemności akumulatorów. Należy przypuszczać, że unifikacja w tym zakresie jest możliwa i może przynieść oszczędność ołowiu, kwasu siarkowego i ebonitu. Ponieważ decydują tu indywidualne własności pojazdu i warunki eksploatacji, decyzję określającą właściwą pojemność akumulatora poprzedzać muszą dokładne, długotrwałe próby prowadzone głównie w okresie zimowym. Uzyskana oszczędność ołowiu może wynosić w niektórych wypadkach nawet do 6 kG , gdy zaś kwasu do 2 kG na samochód.

Kauczuk, bawełna i lakier

Przemysł kablowy w produkcji przewodów samochodowych zapłonowych napotyka na trudności w związku z ostrymi wymaganiami stawianymi materiałom izolacyjnym, pod względem wytrzymałości dielektrycznej i mechanicznej. W dotychczasowej praktyce za materiał najlepszy uważano izolację z wysokogatunkowego kauczuku naturalnego. Guma z kauczuku naturalnego poza wadą wynikającą z surowca importowego, posiada również wadę szybkiego starzenia się pod wpływem wyższych temperatur oraz rozpuszczania się w paliwach i olejach.

Dla zabezpieczenia gumy przed rozpuszczalnikami, wszystkie przewody pokrywa się elastyczną warstwą nieprzepuszczalną, odporną na działanie smarów i paliw. Używany do tego celu lakier specjalny acetylocelulozowy jest również importowany; nakłada się go na gęsty opłot z nici bawełnianych lub jedwabnych.

Jednoczesna oszczędność kauczuku, opłotu i lakieru jest możliwa w wypadku zastosowania materiału izolacyjnego, którego właściwości izolacyjne i wytrzymałościowe byłyby nie gorsze od gumy naturalnej zaś odporność na rozpuszczalniki odpowiadałyby lakierom acetylocelulozowym.

Na podstawie przeprowadzonych prób przewodów w izolacji z plastyfikowanego polichlorku winylu można wnioskować, że w niedalekiej przyszłości uda się uprościć budowę przewodów samochodowych zarówno niskiego napięcia, jak i przewodów zapłonowych oraz wyeliminować materiały deficytowe.

Mgr inż. MARIAN ZABŁOCKI
Mgr inż. TADEUSZ ŚRODULSKI

POŻĄDANA CHARAKTERYSTYKA GAŹNIKA SAMOCHODOWEGO

Zagadnienie dostarczania właściwego składu mieszanki paliwo-powietrze w niskoprężnych silnikach spalinowych posiada duże znaczenie przede wszystkim z punktu widzenia ekonomii zużycia paliwa. Prawidłowe rozwiązanie tego problemu dla poszczególnych typów silników stać się może poważnym źródłem oszczędności.

Urządzeniem mającym za zadanie przygotowanie mieszanki oraz jej ilościowe odmierzenie podczas pracy silnika w całym zakresie mocy i obrotów jest gaźnik. Przedmiotem rozważań niniejszego artykułu są podstawy teoretyczne dla wymagań jakie, winny być stawiane gaźnikowi przy współpracy z danym silnikiem. Wymagania znajdują swój ostateczny wyraz w wykreślonym przedstawieniu pożądanej charakterystyki gaźnika. Należy jednak mieć na uwadze fakt, że gaźnik jest ciągle jeszcze urządzeniem niedoskonałym i osiągnięcie w możliwie największym stopniu zamierzonych wyników w całym zakresie pracy silnika wymaga znacznego skomplikowania jego budowy.

Regulacja mocy oraz ilości obrotów przy zmieniających się obciążeniach silnika spalinowego, napędzającego pojazd mechaniczny, odbywa się zasadniczo przez tzw. regulację ilościową, która polega na zmianie ilości mieszanki paliwowo-powietrznej, zasysanej do cylindra silnika w czasie suwu ssania.

Jednak moment obrotowy i moc silnika oraz ekonomia jego pracy, zależą również w dużym stopniu od jakościowego składu mieszanki paliwowo-powietrznej, tj. od wielkości współczynnika nadmiaru powietrza λ . Wynika to bezpośrednio ze znanych wzorów, określających średnie ciśnienie użyteczne p_e oraz moc użyteczną N_e silnika czterosuwowego:

$$p_e = 0,0427 \cdot \eta_v \cdot \eta_i \cdot \eta_m \frac{W_d}{\lambda \cdot L_o} \quad [\text{kg/cm}^2]$$

$$N_e = \frac{V_s \cdot p_e \cdot i \cdot n}{900} = \frac{V_s \cdot i \cdot n}{900} \cdot 0,0427 \cdot \eta_v \cdot \eta_i \cdot \eta_m \frac{W_d}{\lambda \cdot L_o} \quad [\text{KM}]$$

gdzie: η_v — współczynnik sprawności objętościowej
 η_i — współczynnik sprawności indykowanej
 η_m — współczynnik sprawności mechanicznej
 W_d — dolna wartość opałowa paliwa [Kal/kg]
 λ — współczynnik nadmiaru powietrza
 L_o — teoretyczna ilość powietrza potrzebna do zupełnego spalania paliwa [m³/kg]
 V_s — objętość skokowa cylindra [l]
 n — ilość obrotów wału korbowego silnika [obr/min]
 i — ilość cylindrów silnika

Zależność tych parametrów, charakteryzujących pracę silnika, od wartości współczynnika nadmiaru powietrza λ jest wywołana również dużym wpływem tego współczynnika na sprawność indykowaną η_i .

Przez odpowiedni dobór jakości składu mieszanki paliwowo-powietrznej można więc zmieniać, w pewnych granicach, moment obrotowy, moc użyteczną silnika oraz ekonomię jego pracy.

Jak wiadomo, współczynnik nadmiaru powietrza λ wyraża się stosunkiem rzeczywistej ilości powietrza w mieszance (L) do teoretycznie potrzebnej do zupełnego spalania paliwa (L_o), czyli

$$\lambda = \frac{L}{L_o}$$

Mieszanki zawierające więcej powietrza niż teoretyczna ilość L_o ($L > L_o$, $\lambda > 1$) nazywamy ubogimi, natomiast o ilości powietrza $L < L_o$ ($\lambda < 1$) — bogatymi.

Wpływ współczynnika nadmiaru powietrza na pracę silnika

Wpływ współczynnika nadmiaru powietrza na pracę silnika wyraża się przede wszystkim jego oddziaływaniem na prędkość oraz zupełność spalania.

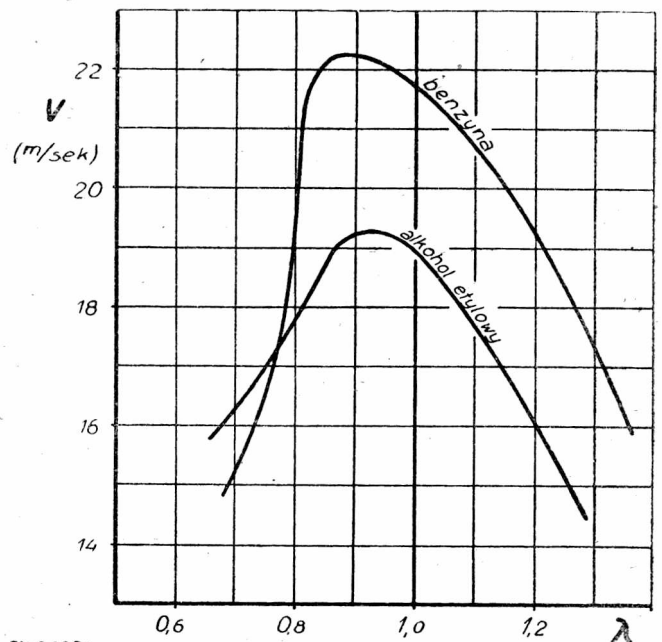
Okres spalania w szybkoobrotowych silnikach spalinowych nie powinien być dłuższy niż 1/200 do 1/400 sekundy, gdyż w przeciwnym wypadku obniży się moc i ekonomia pracy silnika.

Prędkość spalania w cylindrze silnika zależy od wielu czynników, jak kształt komory spalania, prędkość wlotowa mieszanki do cylindra w czasie suwu ssania oraz tworzenia się wirów, a szczególnie od ilości powietrza w mieszance paliwowo-powietrznej, tj. od współczynnika nadmiaru powietrza λ . Czynnikiem ten jest

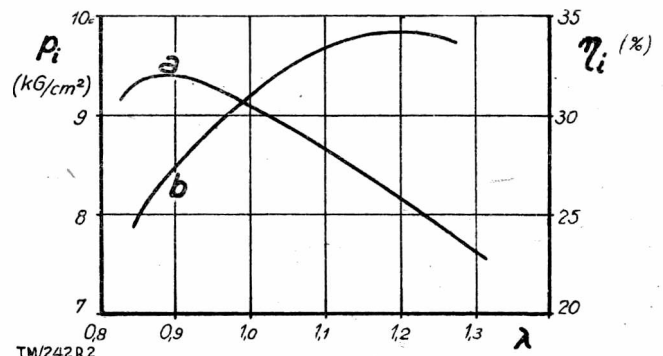
szczególnie ważny ze względu na możliwość zmian składu mieszanki w czasie eksploatacji pojazdu mechanicznego.

Badania wykazały, że najszybciej spalają się mieszanki bogate o współczynniku nadmiaru powietrza $\lambda = 0,8$ do 0,9. Właściwość tę obrazuje rys. 1, na którym przedstawiono zależność prędkości spalania (prędkości frontu płomienia) od współczynnika nadmiaru powietrza λ dla benzyny i alkoholu etylowego. Przy wartościach współczynnika nadmiaru powietrza odpowiadających najszybszemu spalaniu, można z silnika uzyskać maksymalną moc i najwyższe średnie ciśnienie indykowane (rys. 2, krzywa „a”).

Możliwość uzyskania maksymalnej mocy przez stosowanie bogatych mieszanek można wyjaśnić następująco:



TM/242D1
Rys. 1. Zależność prędkości frontu płomienia w cylindrze silnika od współczynnika nadmiaru powietrza λ



TM/242R2
Rys. 2. Zależność średniego ciśnienia indykowanego P_i (krzywa a) oraz współczynnika sprawności indykowanej η_i (krzywa b) od składu mieszanki benzynowo-powietrznej

- a) większa prędkość spalania mieszanki powoduje w pewnych granicach wzrost mocy silnika, wywołany skróceniem czasu spalania i podwyższeniem temperatury oraz ciśnienia obiegu cieplnego,
- b) sprawność napełnienia cylindrów osiąga najwyższe wartości dla mieszanek o współczynniku nadmiaru powietrza $\lambda = 0,8$ do $0,9$,
- c) rzeczywista temperatura obiegu jest wyższa dzięki słabszemu oddziaływaniu dysocjacji,
- d) w czasie spalania mieszanek bogatych, względny przyrost ilości moli (stosunek ilości moli spalin do ilości moli mieszanki) jest silniejszy, co powoduje podwyższenie ciśnienia w cylindrze, a stąd i mocy silnika.

W miarę wzbogacania lub zubożania mieszanki od wartości $\lambda = 0,8 \div 0,9$, prędkość spalania maleje, a najwyższe temperatury obiegu występują coraz później po górnym martwym położeniu tłoka, co obrazuje tabl. I.

TABLICA I

Wpływ współczynnika nadmiaru powietrza λ na szybkość spalania

Skład mieszanki (współcz. nadmiaru powietrza) λ	Okres osiągnięcia najwyższych			
	ciśnienie		temperatur	
	Kąt obrotu wału korb. w°	w sekundach	Kąt obrotu wału korb. w°	w sekundach
0,65	45	0,0087	47	0,0091
0,90	40	0,0078	40	0,0078
1,10	47	0,0091	53	0,0103
1,18	53	0,0103	70	0,0136
1,26	70	0,0136	85	0,0165

Zmniejszenie prędkości spalania powoduje dopalanie się mieszanki w czasie dużej części suwu rozprężania, co oczywiście wywołuje zwiększone straty chłodzenia i wylotu, a więc obniżenie ekonomii pracy silnika. Na przykład spalanie bardzo bogatej mieszanki wywołuje dymienie, osadzanie się nagaru na ściankach komory spalania i denku tłoka oraz przegrzewanie się ścianek silnika.

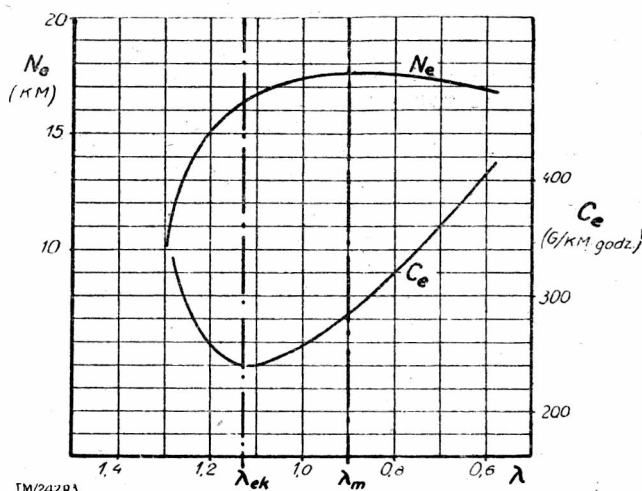
Stosowanie mieszanki bogatej, o składzie odpowiadającym maksymalnej mocy silnika, wywołuje pewne straty paliwa z powodu niezupełności spalania. Dlatego jednostkowe zużycie paliwa g_e przy pracy silnika na mieszance bogatej jest zwiększone.

Przechodząc od mieszanek bogatych do ubogich poprzez mieszankę teoretyczną ($\lambda = 1$), uzyskuje się z silnika coraz mniejszą moc, ponieważ prędkość spalania maleje, a równocześnie zmniejsza się wartość opałowa mieszanki. Przy pracy na mieszance o współczynniku nadmiaru powietrza $\lambda \cong 1,1$ uzyskuje się jednak zmniejszenie straty wylotowej (ze względu na większą zawartość w spalinach gazów dwuatomowych o niższym cieple właściwym niż wieloatomowe), wzrost współczynnika wydzielania ciepła oraz obniżenie temperatury spalania i rozprężania. Poza tym nie ma wówczas strat wynikających z niezupełnego spalania paliwa. Dzięki temu współczynnik sprawności indykowanej osiąga maksimum przy współczynniku nadmiaru powietrza $\lambda > 1$, jak to wynika z rys. 2 (krzywa „b”).

Dlatego też mieszanki ubogie dają zwykle, mimo spadku mocy i średniego ciśnienia obiegu, najbardziej ekonomiczną pracę silnika pod względem zużycia paliwa ($g_{e\min}$).

Przy dalszym zwiększeniu współczynnika nadmiaru powietrza prędkość spalania tak silnie maleje, że spada nie tylko moc silnika, ale i ekonomia jego pracy, a poza tym nadmierne przedłużenie czasu spalania może spowodować wystrzał w rurę wylotową, a nawet pożar gaźnika.

Jak wynika z przeprowadzonych powyżej rozważań, istnieją dwie charakterystyczne wartości współczynnika nadmiaru powie-



Rys. 3. Zależność mocy użytecznej N_e oraz jednostkowego zużycia paliwa C_e od współczynnika nadmiaru powietrza λ

trza: λ_m — odpowiadająca osiągnięciu przez silnik najwyższej mocy, oraz λ_{ek} — odpowiadająca uzyskiwaniu przez silnik najwyższej ekonomii pracy. Występowanie tych dwóch najważniejszych wartości współczynnika nadmiaru powietrza widać z rys. 3, gdzie przedstawiona jest zależność mocy użytecznej silnika N_e oraz jednostkowego zużycia paliwa g_e od współczynnika nadmiaru powietrza λ . Ich wartości liczbowe są zależne od szeregu czynników, związanych z warunkami pracy silnika i tworzenia się mieszanki. Np. duży wpływ na zmianę wartości λ_{ek} i λ_m posiada zawartość spalin w mieszance oraz stan cieplny silnika.

Prędkość spalania mieszanek paliwowo-powietrznych jest związana ściśle z zakresem ich zapalności. Zależność obu tych wielkości jest dla silnika bardzo ważna, gdyż czynniki, wpływające na zmianę granic, zapalności, zmieniają także prędkość spalania, a przez to wpływają tak na moc jak i na ekonomię pracy silnika.

Nadmierne wzbogacanie lub zubożanie mieszanki może doprowadzić do takiego stanu, że spalanie w ogóle nie będzie możliwe, ponieważ płomień powstały przy zapłonie nie może się rozprzeszczerzać. Powodem tego jest wydzielanie się w początkowym okresie spalania zbyt małej ilości ciepła, która nie wystarcza do zapalenia dalszych warstw mieszanki. Dlatego mieszanki mogą się spalać tylko przy określonych wartościach współczynnika nadmiaru powietrza. Graniczne wartości współczynnika nadmiaru powietrza poniżej, względnie powyżej których mieszanka nie spala się, nazywamy zakresami (granicami) zapalności. Zakresy te zależą w pierwszym rzędzie od rodzaju paliwa i jego właściwości fizyczno-chemicznych (tabl. II).

TABLICA II

Zakresy zapalności mieszanek paliwowo-powietrznych

Paliwo	Zakres zapalności wyrażony współcz. nadmiaru powietrza	
	dolny	górnny
Benzyna	0,50	1,30
Benzol silnikowy	0,40	1,25
Alkohol etylowy	0,40	1,70
Propan	0,40	1,90
Gaz sprężony	0,50	2,00

Na zakres zapalności mieszanki paliwowo-powietrznej wpływa cały szereg czynników, z których najważniejszymi są: temperatura oraz ilość spalin w świeżej mieszance. Zakres ten zmniejsza się w miarę obniżania temperatury mieszanki (tabl. III).

TABLICA III
Wpływ temperatury na zakres zapalności
mieszanki benzynowo-powietrznej

Początkowa temperatura mieszanki w °C	Zakres zapalności wyrażony współczynnikiem nadmiaru powietrza λ	
	dolny	górný
0	0,53	1,23
50	0,42	1,45
100	0,40	1,60
150	0,40	1,60
200	0,40	1,60
250	0,40	1,67
300	0,40	1,86

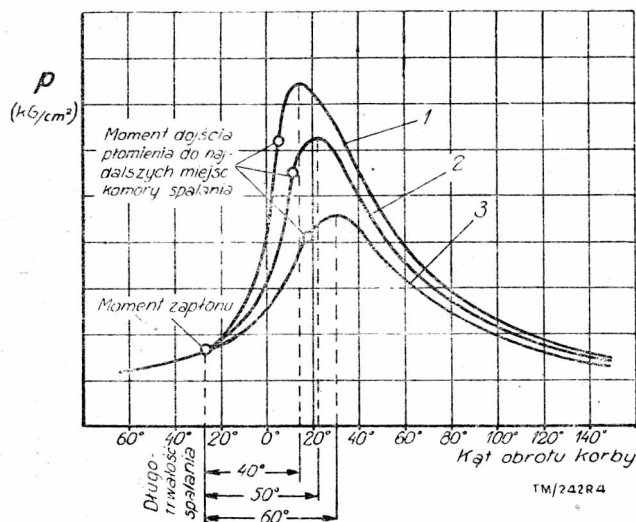
Zwężenie zakresu zapalności mieszanki wywołuje także obecność niepalnych spalin. Wpływają one na obniżenie szybkości spalania, co oczywiście niekorzystnie oddziałuje na moc i ekonomię pracy silnika. Wpływ domieszki spalin na zakres zapalności przedstawia tabl. IV.

TABLICA IV
Wpływ zawartości spalin w mieszance benzynowo-powietrznej na zakres zapalności

Ilość spalin w %	Zakres zapalności	
	dolny	górný
0	0,35	1,55
10	0,38	1,50
20	0,43	1,40
30	0,50	1,30
40	0,60	1,10

Zagadnienie to jest szczególnie ważne przy pracy silnika w czasie dławienia przepływu mieszanki.

Silnik spalinowy jest stosunkowo rzadko eksploatowany przy pełnym otwarciu przepustnicy. Najczęściej pracuje on przy zdławionym przepływie mieszanki. Wówczas ilość mieszanki, która dostaje się do cylindrów jest mniejsza, co powoduje zwiększenie stosunkowej ilości spalin pozostałych w cylindrze. Jak wynika zaś z danych w tabl. IV, zwiększenie się stosunkowej ilości spalin w mieszance powoduje zwężenie zakresu jej zapalności, a zatem także zmniejszenie prędkości spalania. Wpływ ten widać wyraźnie na rys. 4.



Rys. 4. Zależność ciśnienia w cylindrze w czasie spalania

- 1 — przy sztucznym oczyszczeniu cylindra z resztek spalin
- 2 — podczas normalnej pracy silnika
- 3 — podczas pracy silnika z dławionym wylotem spalin

Zwężenie zakresu zapalności mieszanki podczas dławienia stawia pewne wymagania odnośnie jej składu. Jeśliby gaźnik dostarczał do cylindrów mieszankę o składzie np. odpowiadającym największej ekonomii zużycia paliwa przy pełnym otwarciu dławownicy (dla benzyny $\lambda_{ek} = 1,15$), to porównując dane z tabl. IV łatwo stwierdzić, że w czasie dławienia skład ten nie może pozostać bez zmiany. Gdyby bowiem gaźnik wytwarzał stale mieszankę o takim składzie, to przy silnym dławieniu, gdy w cylindrze znajduje się stosunkowo duża ilość spalin, zakres zapalności mieszanki może się tak zwęzić, że spowoduje unieruchomienie silnika.

Analiza pożądanego składu mieszanki w różnych warunkach pracy silnika

Z powyższych rozważań wynika, że skład jakościowy mieszanki, tj. współczynnik nadmiaru powietrza λ musi ulegać zmianom, zależnym od warunków pracy silnika. Zmiany te powinny umożliwiać uzyskanie jak najmniejszych kosztów ruchu pojazdu, jak też i pewności jego pracy przy zmieniających się obciążeniach.

Dlatego też gaźnik, jako urządzenie wytwarzające mieszankę, powinien posiadać takie właściwości, które zapewniałyby w każdym momencie pracy silnika optymalny skład mieszanki. Te pożądane właściwości gaźnika ujmuje jego tzw. charakterystyka, tj. zależność pomiędzy współczynnikiem nadmiaru powietrza λ a ilością zassanego powietrza G_{DOW} lub podciśnieniem gardzieli gaźnika Δp_{gar} .

Dobranie odpowiedniej charakterystyki gaźnika do danego silnika posiada zasadnicze znaczenie dla pracy pojazdu mechanicznego w eksploatacji. Zagadnienie to jest jednak bardzo złożone, ze względu na wielką różnorodność warunków pracy pojazdu mechanicznego. Biorąc pod uwagę najczęściej spotykane w praktyce warunki pracy silnika, rozpatrzmy poniżej pożądaný skład mieszanki, dostarczanej przez gaźnik.

Rozruch silnika. Przy rozruchu silnik znajduje się w stanie zimnym, a ilość obrotów wału korbowego jest bardzo niska. W wyniku tego podciśnienie i prędkość powietrza w gardzieli są niewielkie, a paliwo wypływa z rozpylacza w niedostatecznej ilości i nienależycie rozpylone. Poza tym, na skutek niskiej temperatury układu ssącego silnika oraz niewielkiego podciśnienia, odparowuje stosunkowo mała ilość paliwa, reszta zaś znajduje się w stanie ciekłym, w formie kropeł, i osiada na ściankach rury wlotowej w postaci płynnej powłoki.

Badania wykazały, że ilość paliwa, tworzącego tę powłokę, dochodzi czasem — tuż po rozruchu chłodnego silnika — do kilkudziesięciu procent całkowitej ilości paliwa wypływającego z rozpylacza. Wytworzona w tych warunkach mieszanka jest bardzo niejednorodna i zbyt uboga. To zjawisko nazywamy pozornym zubożeniem mieszanki. Rzeczywisty współczynnik nadmiaru powietrza takiej mieszanki wychodzi zwykle poza granice zapalności, a w takim wypadku silnik nie może być uruchomiony.

W związku z tymi zjawiskami w czasie rozruchu istnieje konieczność dostarczania paliwa z dużym nadmiarem. Wtedy bowiem ilość odparowanego paliwa będzie dostateczna do wytworzenia mieszanki o składzie umożliwiającym jej zapalenie się.

Z rozważań tych wynika więc, że w czasie rozruchu zimnego silnika, gaźnik powinien wytwarzać mieszankę wzbogaconą ($\lambda < 1$).

Praca silnika na biegu luzem. Praca silnika na biegu luzem charakteryzuje się niską stosunkowo ilością obrotów wału korbowego, z czym związana jest także niewielka prędkość powietrza i podciśnienie w gardzieli gaźnika. Wynikiem tego jest gorsze rozpylenie paliwa. Temperatury układu ssącego i cylindrów silnika są wtedy zwykle niższe tak, że odparowanie paliwa jest utrudnione i może zachodzić nawet częściowa jego kondensacja. Powoduje to znaczne zubożenie mieszanki. Poza tym, na skutek dławienia przepływu, stosunek ilości resztek spalin w cylindrze silnika do ilości świeżo zassanej mieszanki jest większy. Skutkiem tego, jak wyżej wspomniano, zwęża się zakres zapalności mieszanki a jej spalanie przebiega wolniej. W wyniku tych

zjawisk, praca silnika na mieszance ubogiej przy biegu luzem byłaby nie tylko mało ekonomiczna, ale bieg silnika mógłby zostać przerwany. Dlatego też w takim wypadku gaźnik powinien dostarczać mieszankę bogatszą, przy czym współczynnik nadmiaru powietrza powinien odpowiadać jak najwyższej ekonomii pracy silnika w danych warunkach (λ_{ek}). Wielkość tego współczynnika zależy tu głównie od zawartości resztek spalin w cylindrze i będzie niższa niż w czasie normalnej pracy silnika.

Niskie i średnie (normalne) obciążenie silnika. Tego rodzaju obciążenia silnika samochodowego zdarzają się w eksploatacji najczęściej i dlatego wtedy kładzie się największy nacisk na ekonomię jego pracy. Warunki wytwarzania mieszanki paliwowo-powietrznej są wówczas najlepsze tak pod względem temperatur silnika, jak i jakości rozpylenia paliwa. Dlatego też przy niskich i normalnych obciążeniach silnika, gaźnik powinien wytwarzać mieszankę odpowiadającą minimalnemu zużyciu paliwa czyli o podwyższonym współczynniku nadmiaru powietrza ($\lambda > 1$). Należy tu zaznaczyć, że ekonomiczny skład mieszanki (λ_{ek}) zależy także od obciążenia, tj. podciśnienia w gardzieli oraz w mniejszym stopniu od ilości obrotów wału korbowego. Zagadnienia te jednak, ze względu na swą ważność, będą omawiane oddzielnie poniżej.

Maksymalne obciążenie silnika. Praca silnika przy maksymalnym obciążeniu i mocy charakteryzuje się pełnym otwarciem przepustnicy i wysoką ilością obrotów. Dzięki temu przez gaźnik przepływa największa ilość powietrza, podciśnienie w gardzieli osiąga najwyższe wartości, a stan cieplny silnika (przy dłuższej pracy w tych warunkach) oraz warunki rozpylenia paliwa sprzyjają wytwarzaniu mieszanki o należytej jakości.

Największą moc można osiągnąć, jak poprzednio wykazano, przy mieszance bogatej ($\lambda < 1$), tj. kosztem pewnego pogorszenia ekonomii pracy silnika (podwyższenia jednostkowego zużycia paliwa g_p). Wynika stąd, że, aby silnik mógł w pewnych okresach rozwijać maksymalną moc na skutek wzrostu obciążenia, jak to ma często miejsce podczas jazdy samochodem, gaźnik powinien przy pełnym otwarciu przepustnicy dostarczać mieszankę wzbogaconą, odpowiadającą maksymalnej mocy silnika ($\lambda = 0,8$ do $0,9$).

Nagłe przyspieszenie samochodu (zryw). Tego rodzaju obciążenie silnika zachodzi często np. podczas jazdy w mieście. Silnik powinien posiadać wówczas zdolność do szybkiego przejścia od biegu luzem wzgl. niskiego obciążenia do pełnego obciążenia przy gwałtownym otwarciu przepustnicy. Konieczność szybkich zmian ilości obrotów przy zmieniającym się obciążeniu stanowi jedną z najbardziej charakterystycznych cech pracy silnika samochodowego. Dobór optymalnego składu mieszanki paliwowo-powietrznej dla tych warunków pracy ma więc szczególne znaczenie i dlatego zagadnienie to zostanie poniżej bardziej szczegółowo rozpatrzone.

Wytwarzanie mieszanki ulega przy szybkim otwarciu przepustnicy zakłóceniu na skutek działania następujących czynników:

- bezwładność paliwa w przewodach gaźnika,
- skraplanie się odparowanego już paliwa,
- tworzenie się cienkiej powłoki płynnego paliwa na ściankach przewodu ssącego,
- bezwładności cieplnej silnika.

W pierwszej chwili po szybkim otwarciu przepustnicy zwiększa się ilość przepływającego powietrza, a dopiero później zaczyna wzrastać ilość paliwa, wypływającego z rozpylaczy. Zjawisko to jest wywołane większą bezwładnością paliwa niż powietrza. W rezultacie więc, w pierwszym momencie po gwałtownym otwarciu dławnicy, mieszanka zostanie silnie zubożona (λ wzrośnie). Oczywiście wynikiem tego zjawiska musi być spadek mocy, zamiast szybkiego jej wzrostu i podwyższenia ilości obrotów. Poza tym, przed gwałtownym otwarciem przepustnicy silnik pracuje najczęściej na biegu luzem lub przy niewielkim obciążeniu. Wówczas w rurze ssącej silnika panuje duże podciśnienie, a więc pary paliwa w mieszance znajdują się w stanie przegrzanym. Szybkie

otwarcie przepustnicy wywoła gwałtowny względny wzrost ciśnienia (spadek podciśnienia) w układzie ssącym, co powoduje przejście par paliwa w stan nasycenia i częściowe skroplenie na ściankach przewodów. Zjawisko to jest również przyczyną chwilowego zubożenia mieszanki przy gwałtownym otwarciu dławnicy.

Zasadniczy jednak wpływ na zakłócenie procesu tworzenia się mieszanki w czasie szybkiego otwierania przepustnicy posiada tworzenie się powłoki płynnego paliwa na ściankach układu ssącego oraz bezwładność cieplna silnika.

Powłoka płynnego paliwa tworzy się na ściankach gardzieli i przewodu ssącego na skutek osadzania się cząstek paliwa wypływającego z rozpylaczy. Gromadzi się ona najsilniej w samym gaźniku i na początku przewodu ssącego. Obecność jej stwierdzono w mniejszym lub większym zakresie w każdych prawie warunkach pracy silnika. Największe ilości paliwa, jak stwierdzono doświadczalnie, osadzają się na ściankach układu ssącego przy dużych otwarciach przepustnicy i niskiej ilości obrotów. Wypadek taki zachodzi po szybkim otwarciu przepustnicy, gdy ilość obrotów silnika nie zdążyła jeszcze wzrosnąć. Wówczas ilość paliwa tworzącego powłokę może przekroczyć nawet 10 do 15% całkowitej ilości paliwa wypływającego z rozpylaczy, co wywoła silne zubożenie mieszanki dostarczanej do cylindrów. Zubożenie to, jak wykazały doświadczenia, może być nawet tak duże, że skład mieszanki w cylindrze wyjdzie poza granice zapalności i silnik przestanie pracować.

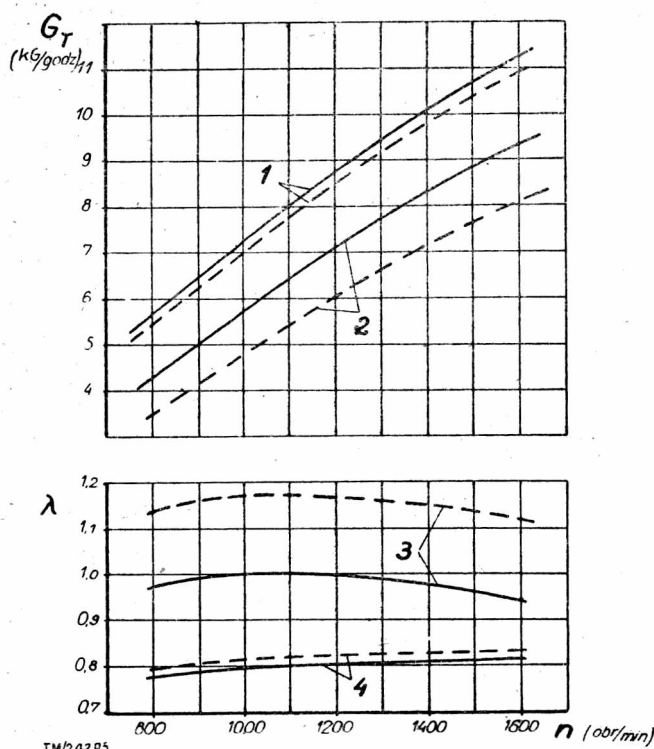
Szybkie odparowanie wytworzonej w ten sposób powłoki paliwa jest również utrudnione ze względu na stosunkowo niską temperaturę przewodu ssącego i jego bezwładność cieplną. Dopiero w miarę jak przewód ten nagrzewa się wraz z całym silnikiem do temperatury odpowiadającej nowym warunkom pracy, powłoka paliwa zmniejsza się na skutek stopniowego odparowania.

Bezwładność cieplna silnika wpływa również, jak wyżej wspomniano, na warunki tworzenia się i spalania mieszanki przy gwałtownym otwarciu przepustnicy. Jak wiadomo, dla każdej ilości obrotów i każdego obciążenia można ustalić pewną optymalną temperaturę silnika, odpowiadającą pracy z maksymalną ekonomią zużycia paliwa wzgl. najwyższą mocą. Jeśli więc ilość obrotów silnika ulegnie na skutek gwałtownego otwarcia przepustnicy szybkiemu zwiększeniu, wówczas powinna również szybko zmienić się temperatura do nowej wartości, odpowiadającej zmienionym warunkom pracy. Oczywiście taka zmiana temperatury nie jest możliwa ze względu na bezwładność cieplną silnika. Silnik będzie więc pracował przez pewien czas w nowych warunkach, przy nieodpowiedniej temperaturze, co musi wywrzeć wpływ tak na odparowanie paliwa w mieszance, jak i na jej temperaturę, przebieg spalania oraz straty ciepłe chłodzenia.

Omówione powyżej procesy, zachodzące w układzie ssącym silnika w czasie gwałtownego otwarcia przepustnicy np. podczas rozpędzania samochodu wykazują, że skład mieszanki nie może być wówczas taki, jak przy ustalonych warunkach pracy silnika. Współczynnik nadmiaru powietrza powinien być w takim wypadku niższy, czyli dostarczana mieszanka bogatsza.

Stopień wzbogacenia mieszanki przy szybkim otwarciu przepustnicy będzie zależeć dla danego silnika od tego, czy pożądana jest maksymalna ekonomia zużycia paliwa, czy też ważniejszą jest w danych warunkach maksymalna moc (np. przyspieszenie). Np. przyspieszenie samochodu M-1 przy zachowaniu maksymalnej ekonomii zużycia paliwa powoduje konieczność zwiększenia współczynnika nadmiaru powietrza λ o około 15%, zaś dla uzyskania maksymalnej mocy o około 30% w stosunku do największej ekonomii pracy w ustalonych warunkach (λ_{ek}). Zależność zmian współczynnika nadmiaru powietrza i godzinowego zużycia paliwa od ilości obrotów przy szybkim otwarciu dławnicy podczas rozpędzania samochodu M-1 w porównaniu z warunkami ustalonymi, przedstawia rys. 5.

Jak wykazały badania, otrzymanie najlepszych właściwości dynamicznych podczas rozpędzania niektórych samochodów wy-



Rys. 5. Godzinowe zużycie paliwa G_T oraz współczynnik nadmiaru powietrza λ odpowiadające pracy silnika M-1 przy maksymalnej mocy i najmniejszym jednostkowym zużyciu paliwa (linie przerywane — w ustalonych warunkach pracy, linie ciągłe — w czasie rozpedzania samochodu po szybkim otwarciu dławnicy)

- 1 — godzinowe zużycie paliwa odpowiadające maksymalnej mocy
- 2 — godzinowe zużycie paliwa odpowiadające najmniejszemu jednostkowemu zużyciu paliwa
- 3 — współczynnik nadmiaru powietrza odpowiadający najmniejszemu jednostkowemu zużyciu paliwa
- 4 — współczynnik nadmiaru powietrza odpowiadający maksymalnej mocy

maga wzbogacenia mieszanki w pierwszym okresie przyspieszenia nawet o 60 do 80% w stosunku do pracy w ustalonych warunkach przy najmniejszym zużyciu paliwa. Oczywiście stopień wzbogacenia mieszanki powinien zmniejszać się w miarę rozpedzania samochodu i ustalania nowej, zwiększonej ilości obrotów wału korbowego.

Należy tu również podkreślić, że długotrwałość dostarczania wzbogaconej mieszanki po szybkim otwarciu dławnicy powinna być uzależniona również od bezwładności cieplnej silnika. Pewne wzbogacenie mieszanki powinno być utrzymane również po ustaleniu się prędkości ruchu samochodu do chwili, gdy silnik osiągnie nową, stałą temperaturę odpowiadającą zmienionym warunkom pracy.

Odwrotne zjawiska zachodzą w układzie ssącym silnika po szybkim przymknięciu przepustnicy np. w czasie hamowania silnikiem. Przed przymknięciem dławnicy silnik pracuje zwykle pod obciążeniem, dzięki czemu temperatura przewodu ssącego jest wyższa. Zamknięcie dławnicy wywołuje znaczny wzrost podciśnienia w przewodzie ssącym, co stwarza bardzo korzystne warunki do odparowania paliwa. Poza tym, w pierwszym momencie po zamknięciu dławnicy paliwo wypływa nadal z rozpylaczy na skutek bezwładności tak, że mieszanka dostająca się wówczas do cylindrów jest silnie wzbogacona. Wynika z tego, że w czasie gwałtownego przemykania dławnicy należałoby dostarczać do cylindrów mieszankę uboższą, tj. o wyższym współczynniku nadmiaru powietrza.

Wymienione wyżej warunki odnośnie składu mieszanki odnoszą się tak do silników samochodowych, jak i motocyklowych dwu- i czterosurowych. Jednak silnik dwusurowy stawia gaźnikowi jeszcze jedno dodatkowe wymaganie odnośnie pożądanego składu mieszanki. W związku z większą ilością resztek spalin pozostających w cylindrze silnika dwusurowego po każdym swiecu pracy,

prędkość spalania świeżej mieszanki jest niższa, a poza tym zakres jej zapalności przesuwają się w kierunku niższej wartości λ (tabl. IV). Dlatego też, aby silnik dwusurowy wykazywał jak najwyższą moc lub ekonomię zużycia paliwa, musi on pracować zawsze na mieszance bogatszej niż silnik czterosurowy. Tym też można objasnić między innymi większe jednostkowe zużycie paliwa takiego silnika w porównaniu z silnikiem czterosurowym.

Wnioski. Jak wynika z przeprowadzonego powyżej omówienia wielkości współczynnika nadmiaru powietrza λ zależnie od warunków pracy silnika, charakterystyka gaźnika samochodowego powinna mieć następujący przebieg:

Przy biegu luzem i rozruchu, a więc przy niskich podciśnieniach w gardzieli (przepustnica przymknięta), mieszanka powinna być bogata. Ze wzrostem obciążenia i podciśnienia w gardzieli, a więc przy otwieraniu przepustnicy, mieszanka powinna posiadać skład, odpowiadający ekonomicznej pracy silnika. Wreszcie przy maksymalnym obciążeniu (pełnym otwarciu przepustnicy) mieszanka musi być ponownie wzbogacona dla uzyskania maksymalnej mocy.

Aby charakterystyce gaźnika nadać konkretny, ilościowy obraz, należałoby ściśle ustalić, przy jak dużym współczynniku nadmiaru powietrza otrzymamy maksymalną moc silnika lub największą ekonomię jego pracy.

Jak wykazują doświadczenia eksploatacji oraz liczne badania silników samochodowych, skład mieszanki odpowiadający minimalnemu zużyciu paliwa czy maksymalnej mocy jest dla każdego silnika odmienny i zależy od całego szeregu czynników konstrukcyjnych, jak intensywność chłodzenia, kształt komory spalania, układ rozrządu, szybkoobrotowość i inne.

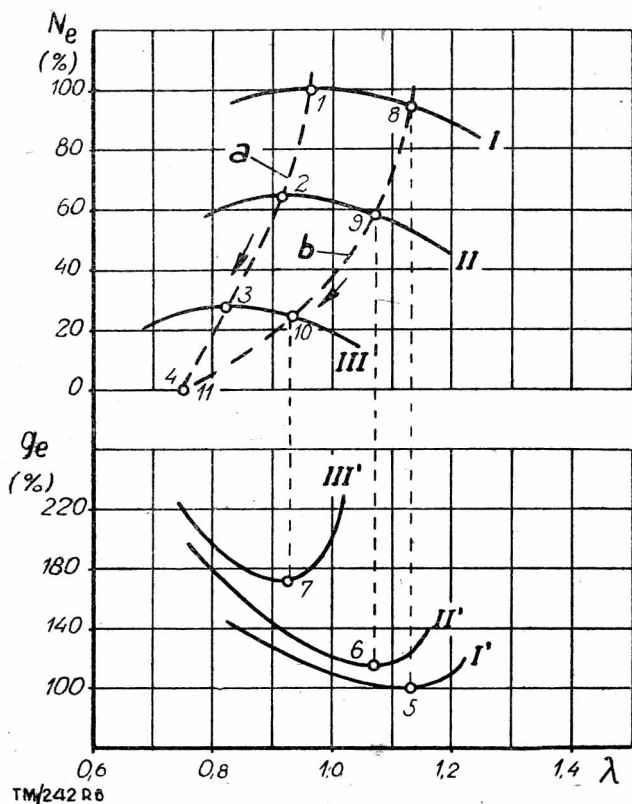
W związku z tym wylania się konieczność ustalenia pożądanego przebiegu charakterystyki gaźnika dla każdego silnika oddzielnie. Oczywiście ogólny przebieg tej charakterystyki, ustalony powyżej, musi być zachowany, jedynie liczbowe wartości współczynnika nadmiaru powietrza i odpowiadające im podciśnienia w gardzieli będą różne dla różnych silników.

Pożądany skład mieszanki przy dławieniu i stałej ilości obrotów

Określenie warunków, w których silnik będzie pracował najekonomiczniej lub będzie osiągał maksymalną moc, polega na ustaleniu wartości współczynnika nadmiaru powietrza, odpowiadającego maksymalnej ekonomii pracy (λ_{ek}) i maksymalnej mocy (λ_m) przy różnej ilości obrotów i zmiennym dławieniu silnika. W pierwszym rzędzie rozpatrzmy pracę silnika przy stałej ilości obrotów wału korbowego i różnym stopniu dławienia (otwarciu przepustnicy), co odpowiada różnym obciążeniom. Obrazują to najlepiej wykresy zależności mocy silnika i jednostkowego zużycia paliwa od współczynnika nadmiaru powietrza lub godzinowego zużycia paliwa. Wykresy te dla każdego silnika będą posiadały, jak wykazały badania, podobny przebieg, a różnić się będą między sobą jedynie liczbowymi wartościami odpowiadających sobie mocy i nadmiarów powietrza. Zależności te można ustalić tylko drogą pomiarów, zmieniając przy stałej ilości obrotów wielkość współczynnika nadmiaru powietrza oraz stopień zdławienia silnika, z równoczesnym pomiarem mocy i zużycia paliwa. Pomiary takie przeprowadza się przy stałym otwarciu przepustnicy, w ustalonych warunkach chłodzenia i przy optymalnym kącie wyprzedzenia zapłonu.

Rys. 6 przedstawia taki wykres przy trzech różnych otwarciach przepustnicy, przy czym krzywe I i I' oznaczają pracę przy pełnym otwarciu dławnicy, a krzywe II, II' oraz III, III' odpowiadają pracy przy przymkniętej przepustnicy w dwóch jej położeniach.

Z krzywych $N_e = f(\lambda)$ oraz $g_e = f(\lambda)$ widać, że ze wzrostem współczynnika nadmiaru powietrza jednostkowe zużycie paliwa początkowo opada do pewnej wartości minimalnej a następnie rośnie, zaś moc z początku wzrasta do swej wartości maksymalnej



Rys. 6. Zależność mocy użytecznej silnika N_e oraz jednostkowego zużycia paliwa g_e od współczynnika nadmiaru powietrza przy różnych położeniach dławnicy

a dalej opada. Z wykresu wynika, że praca silnika przy regulacji gaźnika na maksymalną ekonomię zużycia paliwa (λ_{ek}) powoduje zawsze pewien spadek mocy.

Jeśli połączymy ze sobą punkty krzywej $N_e = f(\lambda)$, odpowiadające maksymalnej mocy, to otrzymana w ten sposób krzywa „a” będzie odpowiadać regulacji gaźnika na maksymalną moc przy każdym położeniu dławnicy. Z wykresu wynika, że ze wzrostem dławienia maksymalna moc silnika spada, podobnie jak odpowiadający jej współczynnik nadmiaru powietrza (λ_m).

Podobnie punkty najmniejszego jednostkowego zużycia paliwa, odniesione na krzywą $N_e = f(\lambda)$ wyznaczają krzywą „b”, odpowiadającą regulacji gaźnika na maksymalną ekonomię pracy przy różnych otwarczeniach dławnicy. Z przebiegu tej krzywej widać, że ze wzrostem dławienia współczynnik nadmiaru powietrza, odpowiadający najmniejszemu jednostkowemu zużyciu paliwa również maleje. Przy małych obciążeniach silnika największą ekonomię jego pracy uzyskuje się dopiero na mieszankach bogatych.

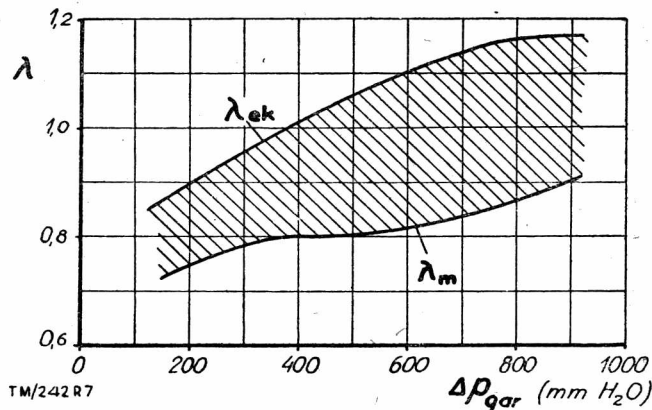
Opisany przebieg krzywych „a” i „b” wywołany jest zmianą procesów zachodzących w cylindrze silnika podczas dławienia, w czasie którego rośnie stosunkowa ilość spalin w cylindrze a prędkość spalania maleje. Wywołuje to silne obniżenie się mocy i ekonomii pracy silnika. Przeciwdziałać temu zjawisku można przez stosowanie wcześniejszego zapłonu, co jednak jest mało skuteczne, oraz przez dostarczanie do cylindra odpowiednio bogatej mieszanki.

Dzięki temu moc silnika znacznie wzrośnie, a pomimo podwyższenia się godzinowego zużycia paliwa, ekonomia jego pracy będzie większa. Należy tu zwrócić uwagę, że najniższe w ogóle jednostkowe zużycie paliwa można uzyskać tylko przy najmniej zdławionym silniku, tj. przy pełnym otwarciu przepustnicy.

Z powyższych rozważań wynika, że mieszanka odpowiadająca najmniejszemu zużyciu paliwa nie posiada stałego składu, ale ulega zmianie, zależnie od warunków pracy silnika. Na przykład dla paliw płynnych zmiany te zawierają się w granicach $\lambda_{ek} = 0,9$ do 1,15. Podobnej zmianie ulega również współczynnik nadmiaru powietrza, odpowiadający maksymalnej mocy.

Dławienie silnika powoduje także zmianę podciśnienia w gardzieli gaźnika Δp_{gar} . W miarę przysmykania przepustnicy podciśnienie w dyfuzorze maleje. Można więc uważać podciśnienie w gardzieli gaźnika za miarę zdławienia (obciążenia) silnika lub otwarcia przepustnicy. Posługując się więc znalezionymi na podstawie badań danego silnika wartościami λ_{ek} i λ_m przy $n = const$ i różnych otwarczeniach przepustnicy (Δp_{gar}), można sporządzić dla danej ilości obrotów zależności (rys. 7): $\lambda_{ek} = f(\Delta p_{gar})$ oraz $\lambda_m = f(\Delta p_{gar})$.

Wykresy te są dla danego silnika pożądanymi charakterystykami gaźnika przy jego ekonomicznej pracy lub maksymalnej mocy, dla określonej ilości obrotów.

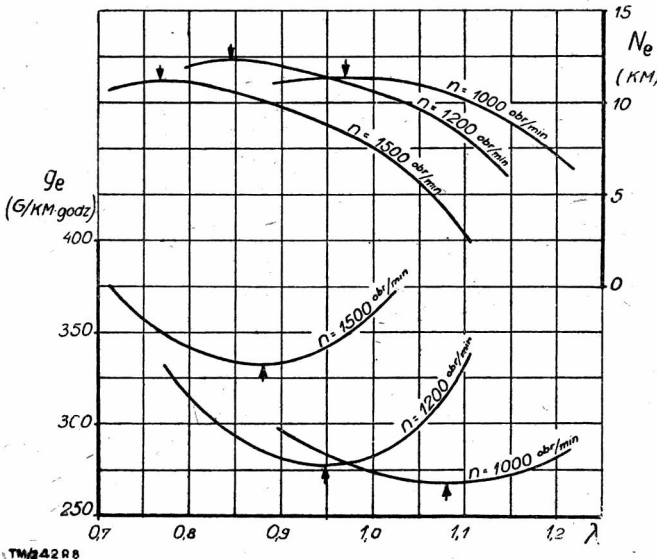


Rys. 7. Optymalne składy mieszanek paliwowo-powietrznych przy stałej ilości obrotów wału korbowego i różnych obciążeniach

Z rys. 7 wynika, że zależnie od celu regulacji gaźnika, wartości współczynnika nadmiaru powietrza mogą się zbliżać do krzywej λ_m odpowiadającej regulacji na maksymalną moc przy zwiększonym zużyciu paliwa, lub do krzywej λ_{ek} , odpowiadającej regulacji gaźnika na maksymalną ekonomię pracy. Optymalny dla danego silnika zakres wartości λ będzie się więc znajdował na wykresie między tymi dwiema krzywymi (powierzchnia zakresowana na rys. 7). Regulowanie bowiem gaźnika na wartości współczynnika nadmiaru powietrza poza tym zakresem nie byłoby celowe, gdyż wtedy pogarsza się jednocześnie i moc i ekonomia zużycia paliwa.

Pożądany skład mieszanki przy stałym podciśnieniu w gardzieli i zmiennej ilości obrotów silnika

Przy ustalaniu pożądanego przebiegu charakterystyki gaźnika należy również rozpatrzyć wypadek, gdy zmienna jest ilość obro-



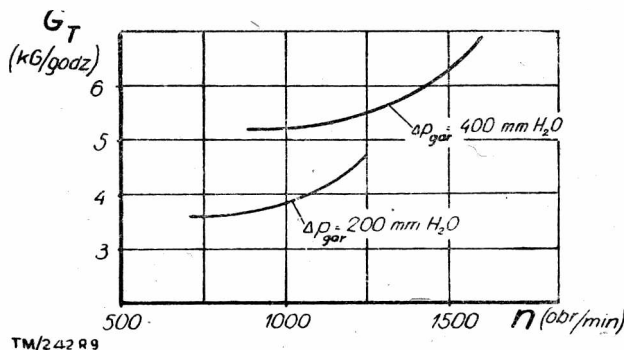
Rys. 8. Zależność mocy użytecznej silnika N_e oraz jednostkowego zużycia paliwa g_e od współczynnika nadmiaru powietrza przy różnych ilościach obrotów i stałym podciśnieniu w dyfuzorze $\Delta p_{gar} = 200$ mm (silnik GAZ - A)

tów silnika, a podciśnienie w gardzieli pozostaje stałe. Oczywiście ustalenie w takich warunkach wielkości λ_{ek} i λ_m musi się również odbyć dla danego silnika drogą badania na hamowni.

Stałe podciśnienie w gardzieli można otrzymać np. przy niskiej ilości obrotów wału korbowego i dużym otwarciu przepustnicy, lub przy wysokich obrotach i dużym zdławieniu tj. przy przymkniętej przepustnicy. W takim wypadku podciśnienie w przewodach ssących silnika (pomiędzy gardzielą a zaworem wlotowym) nie może być stałe, lecz ze wzrostem ilości obrotów będzie ono rosło.

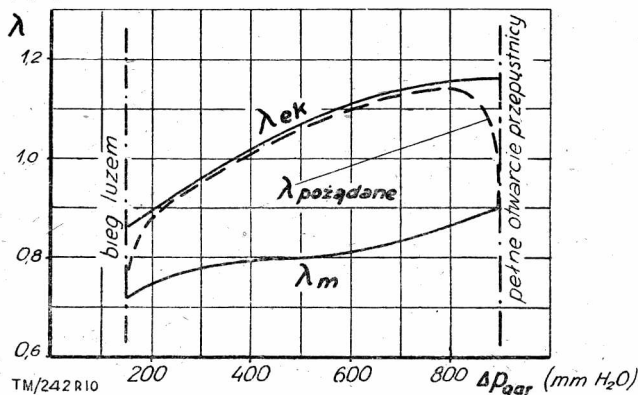
Badanie takie przeprowadza się również przez zmianę współczynnika nadmiaru powietrza przy równoczesnym pomiarze mocy i zużycia paliwa. Temperatura silnika powinna być ustalona a kąt wyprzedzenia zapłonu optymalny.

Zdjęte w ten sposób wykresy zależności $N_e = f(\lambda)$ oraz $g_e = f(\lambda)$ przy różnej ilości obrotów dla silnika GAZ-A przedstawia rys. 8. Można zauważyć, że przy stałym podciśnieniu w gardzieli wartości λ_{ek} i λ_m maleją ze wzrostem obrotów a równocześnie rośnie jednostkowe zużycie paliwa.



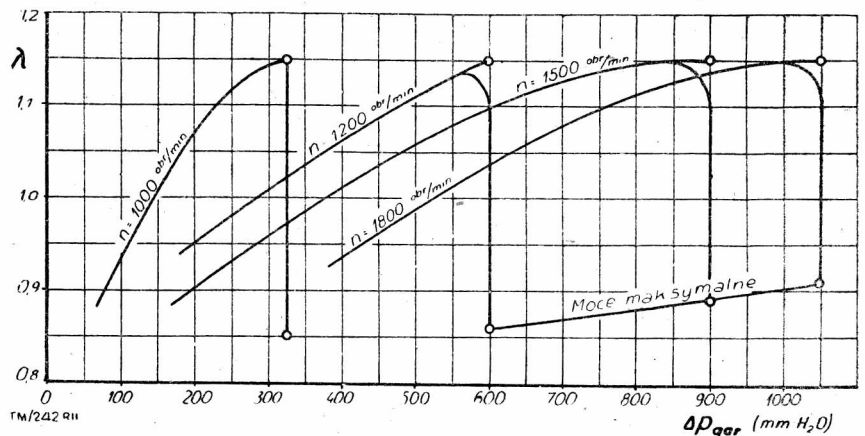
Rys. 9. Zależność godzinowego zużycia paliwa G_T odpowiadającego maksymalnej ekonomii pracy silnika od ilości obrotów przy różnych podciśnieniach w dyfuzorze gaźnika Δp_{gar}

Zestawiając wiele tego rodzaju wyników badań silnika (np. przy kilku wartościach podciśnienia w gardzieli) można również ustalić zależność pomiędzy ilością obrotów a godzinowym zużyciem paliwa G_T przy największej ekonomii pracy silnika. Zależność taką sporządzoną dla dwóch różnych podciśnień w gardzieli przedstawia rys. 9. Również z tego wykresu widać, że ze wzrostem ilości obrotów silnika ilość paliwa zużywanego w godzinie przy maksymalnej ekonomii pracy rośnie, a więc nadmiar powietrza maleje¹⁾.



Rys. 10. Pożądana przebieg charakterystyki gaźnika samochodowego przy $n = \text{const.}$

1) Wielkość Δp_{gar} (podciśnienie w gardzieli gaźnika) jest związana z ilością powietrza, przepływającego przez gaźnik. Jeśli $\Delta p_{gar} = \text{const.}$, wówczas ilość powietrza jest stała a więc wtedy zmienność godzinowego zużycia paliwa będzie jednocześnie zmiennością współczynnika nadmiaru powietrza λ .



Rys. 11. Przebieg pożądanej charakterystyki gaźnika dla silnika GAZ-A dla kilku ilości obrotów wału korbowego

Wynikająca z tych wykresów zmienność ekonomicznego nadmiaru powietrza a także wartości λ_m jest spowodowana procesami zachodzącymi w cylindrze silnika. Przy stałym bowiem podciśnieniu w gardzieli i niskiej ilości obrotów oraz przy dużym otwarciu dławownicy, stosunkowa ilość resztek spalin w cylindrze jest mniejsza ze względu na wyższą sprawność napełnienia. Dzięki temu prędkość spalania jest wyższa, straty ciepłe mniejsze, a więc silnik może pracować ekonomiczniej na uboższej mieszance.

Przy tym samym zaś podciśnieniu w gardzieli, ale wyższej ilości obrotów i przymkniętej dławownicy, ilość świeżej mieszanki, dostającej się do cylindra w czasie suwu ssania będzie mniejsza na skutek wzrostu oporów przepływu przez układ ssący silnika. Wtedy prędkość spalania zmniejsza a straty ciepłe wzrosną. W tym wypadku, aby praca silnika była bardziej ekonomiczna, należy mieszankę wzbogacić.

Podobne rozważania można także przeprowadzić, dyskutując zmienność współczynnika nadmiaru powietrza, odpowiadającego maksymalnej mocy silnika.

Pożądana charakterystyka gaźnika

Jak widać z przeprowadzonych powyżej rozważań, żądania stawiane gaźnikowi dla silnika samochodowego są bardzo różnorodne. Przykładem tego może być problem zachowania ekonomicznej pracy silnika tak przy stałej ilości obrotów i różnych podciśnieniach w gardzieli, jak i podczas pracy ze stałym podciśnieniem przy różnych obrotach oraz podczas rozpędzania samochodu. Z tego powodu większość nowoczesnych gaźników spełnia całkowicie tylko ten pierwszy warunek, ponieważ posiada on większe znaczenie w eksploatacji.

Mając więc dla danego silnika przebieg krzywej $\lambda_{ek} = f(\Delta p_{gar})$ oraz $\lambda_m = f(\Delta p_{gar})$ przy $n = \text{const}$ można, kierując się podanymi uprzednio wskazaniem, ustalić pożądaną przebieg charakterystyki gaźnika. Charakterystykę taką (linia kreskowana) przedstawia rys. 10.

Przebieg jej można opisać następująco:

- 1) przy biegu luzem współczynnik nadmiaru powietrza jest niski,
- 2) w miarę obciążania silnika, począwszy od biegu luzem, współczynnik nadmiaru powietrza wzrasta do wartości λ_{ek} ,
- 3) przy średnich obciążeniach współczynnik nadmiaru powietrza odpowiada ekonomicznej pracy silnika,
- 4) przy pełnym otwarciu dławownicy współczynnik nadmiaru powietrza maleje do wartości λ_m .

Jeśli warunki te będą spełnione także przy innych ilościach obrotów, wówczas otrzymamy inne krzywe charakterystyki gaźnika, przesunięte względem siebie równolegle wzdłuż osi odciętych (Δp_{gar}).

Krzywe te dla silnika GAZ-A przedstawia rys. 11. Widać z nich, że silnik wyposażony w odpowiedni gaźnik będzie mógł pracować przy częściowych obciążeniach (niezależnie od ilości obrotów) bardzo ekonomicznie, zaś przy pełnym otwarciu dławnicy — z maksymalną mocą. Temu ostatniemu wypadkowi odpowiada charakterystyka pełnej mocy silnika, tzw. charakterystyka zewnętrzna.

Spełnienie pozostałych żądań stawianych gaźnikowi jest możliwe kosztem dalszego skomplikowania jego konstrukcji. Na przykład częściowe przystosowanie gaźnika do wymagań stawianych przez zmienne obciążenie i ilości obrotów powoduje konieczność stosowania specjalnych urządzeń (np. pompka przyspieszająca).

Mgr inż. S. KATARZYŃSKI
LABORATORIUM CENTRALNE FSO

PRZEGLĄD METOD POMIARU GRUBOŚCI POKRYĆ

Artykuł zawiera wprowadzenie w zagadnienia pomiaru grubości pokryć różnymi metodami, ze szczególnym zwróceniem uwagi na magnetyczne metody pomiaru i ich zastosowanie w przemyśle motoryzacyjnym.

W przemyśle motoryzacyjnym, szczególnie przy produkcji samochodów osobowych, ważną rolę odgrywa zagadnienie pomiaru grubości pokryć. Wchodzą tu w grę przede wszystkim pokrycia metalowe, naniesione np. drogą powlekania elektrolitycznego (pokrycia ochronne i ozdobne) oraz pokrycia lakiernicze. Pomiar grubości mogą być dokonywane wieloma metodami m.in. metodą pomiarów magnetycznych. Zanim zapoznamy się z nią, w krótkim zarysie omówimy inne, najczęściej stosowane metody pomiarów.

Metoda wagowa. Zasadą pomiaru jest obliczenie za pomocą ważenia ilości materiału pokrywającego, przypadającego na jednostkę powierzchni, np. w gramach na metr kwadratowy. Pokrycie powłoką określamy ze wzoru:

$$h = \frac{G_2 - G_1}{A} \left[\frac{\text{g}}{\text{m}^2} \right] \dots \dots \dots (1)$$

gdzie G_2 — ciężar przedmiotu z pokryciem (w gramach)

G_1 — ciężar przedmiotu przed pokryciem (w gramach)

A — powierzchnia pokryta (m^2)

W ten sposób określa się grubość materiałów lakierniczych (grunty, szpachlówki, emalie) nanoszonych na płytki blachy nadwoziowej przed poddaniem pokryć próbom odbiorczym. Sposób ten dogodny dla prób laboratoryjnych nie może mieć zastosowania w produkcji, np. do kontroli grubości pokryć lakierniczych nadwozi.

Metoda wagowa posiada szereg wad, między innymi ograniczone zastosowanie pomiarów oraz to, że metoda pozwala jedynie na pomiar średniego ciężaru pokrycia, przypadającego na jednostkę powierzchni lub też na obliczenie średniej grubości warstwy:

$$h_{sr} = 10^{-4} \frac{G_2 - G_1}{A \cdot \gamma} [\mu] \dots \dots \dots (2)$$

gdzie: G_1 — ciężar przedmiotu przed pokryciem (w gramach)

G_2 — ciężar przedmiotu z pokryciem (w gramach)

A — powierzchnia pokryta (cm^2)

γ — ciężar właściwy pokrycia ($\frac{\text{g}}{\text{cm}^3}$)

Podany wyżej sposób obliczenia jest o tyle niedokładny, że określenie ciężaru właściwego γ , szczególnie dla pokryć lakierniczych, jest mało dokładne, a przy pokryciach wielowarstwowych (grunt + szpachlówka + nitroemalia) praktycznie niemożliwe.

Innym wariantem metody wagowej jest metoda rozpuszczenia¹⁾. Metodę tę stosuje się do kontroli grubości pokryć metalowych²⁾ na drobnych przedmiotach. Do przedmiotów więk-

- LITERATURA
- 1) W. N. Boltinskij — „Awtostrakcyjne dwigateli” — Moskwa 1948
 - 2) E. A. Czudakow — „Puti powyszenija ekonomičnosti karbiuratornowo awtomobilnowo dwigatiela” Akad. Nauk SSSR — Moskwa 1948
 - 3) R. Eberan — „Anforderungen an die Gemischbildner von Fahrzeugmotoren” — Automobiltechnische Zeitschrift nr 6/1943
 - 4) C. H. Fisher — „Carburation-Carburettors and Petrol Injection” Londyn 1945
 - 5) W. Jost — „Explosions — und Verbrennungsvorgänge in Gasen” Berlin 1939
 - 6) B. A. Kurow — „O smiesieobrazowaniji w karbiuratornych dwigatelach” Awtomobilnaja Promyslennost nr 5/1953
 - 7) I. M. Lenin — „Raboczyje processy i karbiuracja w awtomobilnych dwigatelach” — Moskwa 1947
 - 8) A. S. Orlin, G. G. Kalisz i in. — „Dwigateli wnutriennowo sgoranja” Moskwa 1951
 - 9) H. R. Ricardo — H. S. „Glyde — „The High-Speed Internal Combustion Engine” — Londyn 1945
 - 10) D. A. Rubiec — „Smiesieobrazowanije w awtomobilnom dwigatiele pri pieriemennych režimach” — Moskwa 1948.

szych stosujemy ją jedynie wtedy, gdy zależy na oznaczeniu średniej grubości warstwy. Metoda polega na rozpuszczaniu pokrycia w takim roztworze, który nie rozpuszcza samego przedmiotu (próbę przeprowadza się dla jednego lub kilku przedmiotów jednocześnie). Następnie oblicza się średnią grubość pokrycia z różnicy ciężarów wg wzoru:

$$h_{sr} = 10^{-4} \frac{G_2 - G_1}{A \cdot \gamma} [\mu] \dots \dots \dots (3)$$

lub przy badaniu n przedmiotów równocześnie:

$$h_{sr} = 10^{-4} \frac{G_2 - G_1}{n \cdot A \cdot \gamma} [\mu] \dots \dots \dots (3a)$$

gdzie: G_2 — ciężar przedmiotu z pokryciem (w gramach)

G_1 — ciężar przedmiotu po rozpuszczeniu pokrycia (w gramach)

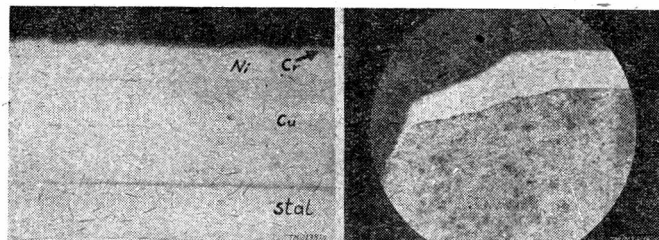
A — powierzchnia pokryta (cm^2)

γ — ciężar właściwy pokrycia ($\frac{\text{g}}{\text{cm}^3}$)

n — ilość przedmiotów badanych równocześnie.

Metoda próbki kontrolnej stosowana jest przy kontroli grubości pokryć elektrolitycznych. Próbkę kontrolną, czy też jedną z pokrywanych części (w tych samych warunkach, co cała partia) poddaje się badaniom na grubość warstwy według wybranej metody. Na ogół stosuje się pomiar średniej grubości warstwy metodą wagową.

Metoda mikroskopowa polega na wykonywaniu szlifów przekrojów badanych przedmiotów, następnie na pomiarze grubości pokryć pod mikroskopem. Metoda ta jest dokładna, można ją stosować np. do kontroli grubości pokryć elektrolitycznych (rys. 1). Próby te prowadzą jednak do zniszczenia badanych przedmiotów, nadto są kłopotliwe w zastosowaniu. Metoda mikroskopowa nie pozwala na kontrolę większej ilości części, wymaga stosunkowo



Rys. 1. Kontrola grubości pokryć metodą metalograficzną
a — warstwa: miedź + chrom na kołpaku koła.
b — warstwa chromu na pierścieniu tłokowym.

1) Np. GOST 2390 — 44, punkt 6.

2) W dalszym ciągu artykułu dla uproszczenia użyto wyrażenie „pokrycia metalowe”. Pod tym pojęciem należy rozumieć pokrycia nanoszone elektrolitycznie, jak i pokrycia otrzymywane chemicznie, przez metalizację natryskową, pokrycia otrzymane przez cynowanie, ołowianowanie, czy też cynkowanie itp.

3) Np. GOST 3003 — 50 „Pokrycie miedziane, nikielowe i wielowarstwowe. Metody chemicznej kontroli grubości”. GOST 2390 — 44 „Pokrycie cynkowe. Metody chemicznej kontroli grubości pokryć cynkowych”.

dużo czasu. Nie pozwala ona na dokładny pomiar grubości pokryć miękkich, kruchych i słabo przylegających do podłoża.

Metody chemiczne polegają na rozpuszczeniu powłoki metalowej odpowiednim odczynnikiem³⁾, a następnie na obliczeniu grubości jako funkcji czasu trwania próby lub ilości zużytego odczynnika.

Metoda strumienia: rozpuszczania powłoki w strumieniu odczynnika płynącego z określoną prędkością na powierzchni przedmiotu. Grubość przedmiotu oblicza się ze wzoru:

$$h = a \frac{T}{T_t} [\mu] \dots \dots \dots (4)$$

gdzie: T — czas trwania próby (sek)⁴⁾

T_t — czas potrzebny na rozpuszczenie powłoki grubości 1μ

w temperaturze t °C $\dots \left(\frac{\text{sec}}{\mu}\right)^5$

a — współczynnik zależny od sposobu pokrywania i materiału powłoki.

Metoda strumienia (objętościowa) różni się tym, od wyżej opisaney, że grubość warstwy oblicza się jako funkcję ilości zużytego odczynnika ze wzoru:

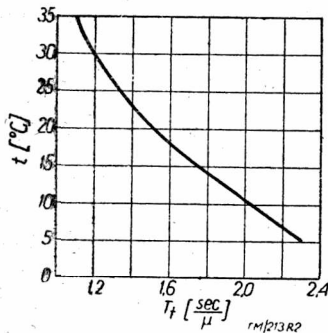
$$h = a \frac{V}{V_t} [\mu] \dots \dots \dots (5)$$

gdzie:

V — ilość odczynnika zużyta na rozpuszczenie pokrycia (cm³).

V_t — ilość odczynnika potrzebna na rozpuszczenie pokrycia grubości 1μ w temperaturze t $\left(\frac{\text{cm}^3}{\mu}\right)$

a — współczynnik zależny od sposobu pokrywania i materiału pokrycia.



Rys. 2. Wpływ temperatury na szybkość rozpuszczania pokrycia cynkowego wg GOST 2390 — 44.

gdzie:

n — ilość kropli

h_t — grubość pokrycia w μ rozpuszczona przez jedną kroplę w czasie 1 minuty w temperaturze t .

a — współczynnik zależny od gładkości pokrycia (matowe, błyszczące).

Metoda kropli jest mało dokładna i dlatego, mimo łatwości przeprowadzania pomiaru, należy ograniczyć jej stosowanie do minimum.

Metoda rozpuszczania, patrz „Metoda wagowa“.

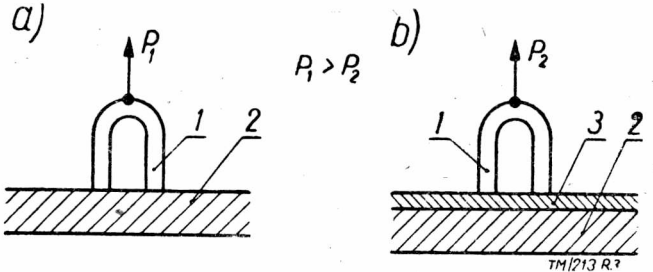
Metody chemiczne posiadają szereg cech ujemnych. Błąd pomiaru warstw 10 do 15 μ dochodzi przeciętnie do $\pm 15\%$. Przy warstwach o grubości poniżej 5 μ , przy niezbyt starannym wykonaniu próby błąd ten może się uwielokrotnić. Mimo tej wady metody chemiczne są w powszechnym użyciu, a to głównie ze względu na prostotę i krótki czas wykonania próby.

⁴⁾ W metodach chemicznych czas T liczy się od początku próby do zauważenia zmiany zabarwienia (odstąpienie podłoża lub reakcją odczynnika z podłożem, dająca zmianę zabarwienia).

⁵⁾ Patrz rys. 2.

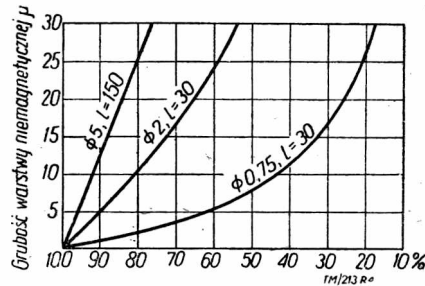
Magnetyczne metody pomiaru grubości pokryć

Metody magnetyczne stosuje się do pomiarów grubości pokryć paramagnetycznych na przedmiotach ferromagnetycznych. W pomiarach tych wykorzystuje się zjawisko różnej przenikliwości magnetycznej pokrycia przedmiotu pokrytego.



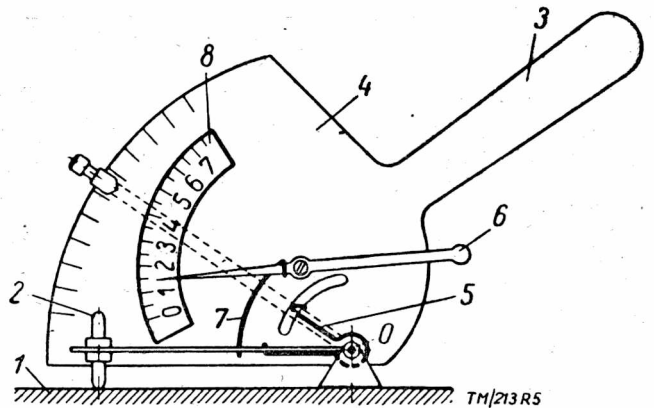
Rys. 3. 1 — magnes, 2 — przedmiot ferromagnetyczny, 3 — warstwa paramagnetyczna

Wyobraźmy sobie dwa jednakowe magnesy przyłożone: jeden do przedmiotu ferromagnetycznego (rys. 3a), drugi do takiego samego przedmiotu, lecz pokrytego warstwą paramagnetyczną (rys. 3b). W przypadku b linie sił napotykały na warstwę paramagnetyczną, która utrudnia przenikanie. Zrozumiałe więc jest, że siła P_2 potrzebna do oderwania magnesu będzie mniejsza niż siła P_1 . Dla danego magnesu, materiału warstwy i przedmiotu siła P_2 jest funkcją grubości warstwy. Przykładowo zależność taką przedstawiono na rys 4.



Rys. 4. Procentowe zmniejszenie siły oderwania magnesu, w zależności od grubości warstwy paramagnetycznej dla magnesów o różnej średnicy i długości

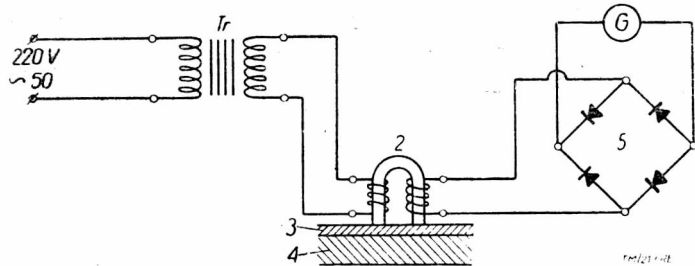
Na tej zasadzie zbudowany jest bardzo prosty i pomysłowy przyrząd Akulowa (rys. 5). Przyrząd ten jest po prostu siłomierzem mierzącym siłę potrzebną do oderwania magnesu 2 od badanego przedmiotu. Odczytów dokonujemy ze wskaźnika 6 na podziałce 8. Przyrząd może być wyskalowany w jednostkach siły, lub po prostu może wskazywać grubość warstwy paramagnetycznej. Dokładność przyrządu nie jest duża. Wskazania zależą od wielkości (grubości) badanego przedmiotu, jego składu chemicznego i struktury.



Rys. 5. Przyrząd Akulowa.

- 1 — przyrząd badany
- 2 — magnes
- 3 — rękojeść
- 4 — korpus przyrządu
- 5 — sprężyna
- 6 — wskaźówka
- 7 — zaczep
- 8 — podziałka
- 0 — oś obrotu

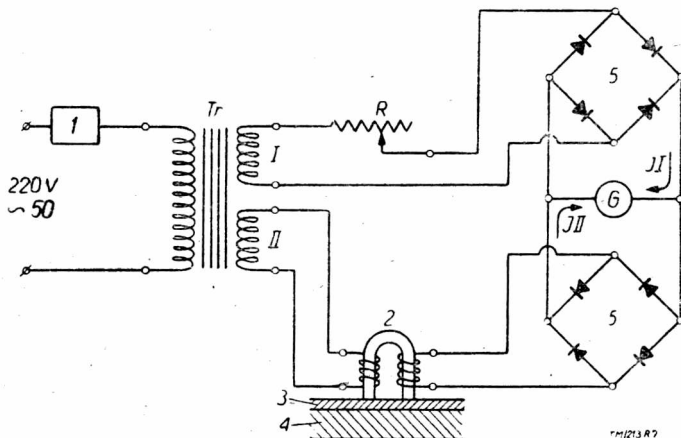
Dokładniejszymi i bardziej rozpowszechnionymi przyrządami są grubościomierze z czujnikiem indukcyjnym. Schemat takiego przyrządu podany jest na rys. 6. Czujnik 2 jest transformatorkiem posiadającym rdzeń w formie podkowy.



Rys. 6. Schemat przyrządu do pomiaru metodą wychyłną.
 1 — stabilizator napięcia 5 — układ Grätza
 2 — czujnik Tr — transformator
 3 — warstwa paramagnetyczna G — galwanometr
 4 — warstwa magnetyczna

Prąd (o stałym napięciu) płynący w uzwojeniu pierwotnym czujnika 2 powoduje powstanie napięcia w uzwojeniu wtórnym. Do uzwojenia wtórnego podłączony jest układ pomiarowy, składający się z układu prostowników i galwanometru. Z chwilą zamknięcia obwodu magnetycznego (rdzenia — podkowy) w uzwojeniu wtórnym popłynie prąd tym większy, im lepsze przewodnictwo magnetyczne wykazuje materiał zamykający obwód. W przypadku przyłożenia czujnika do przedmiotu z materiału ferromagnetycznego, wychylenia galwanometru będą tym większe, im cieńszą będzie powłoka. Przyrząd jest cechowany na wzorcach o znanej grubości powłok.

Rysunek 6 przedstawia schemat pomiaru metodą wychyłną. Stosując przyrządy o układzie pozwalającym na pomiar metodą zerową powiększamy tym samym dokładność pomiaru. Schemat takiego układu przedstawia rys. 7.



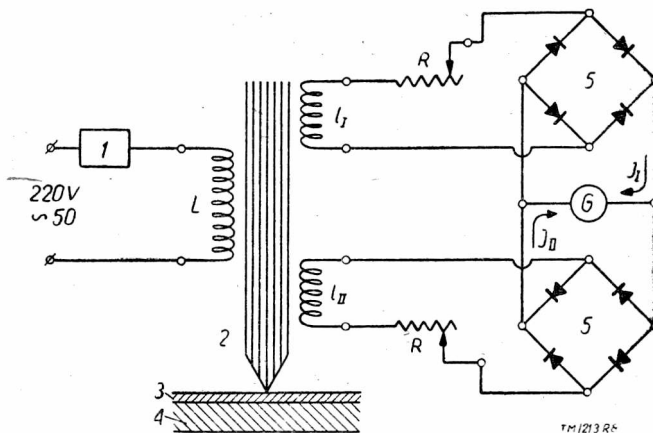
Rys. 7. Schemat przyrządu do pomiaru metodą zerową.
 1 — stabilizator napięcia II — wtórne uzwojenie transformatora dla obwodu II
 2 — czujnik Tr — transformator
 3 — warstwa paramagnetyczna G — galwanometr
 4 — warstwa ferromagnetyczna R — opór do równoważenia układu
 5 — układy Grätza
 I — wtórne uzwojenie transformatora dla obwodu I

Grubościomierze indukcyjne opisane wyżej dają pomiar zbliżony do średniej grubości powłoki przestrzeni pomiędzy ramionami podkowy. Im odległość ta jest mniejsza, tym pomiar jest bardziej zbliżony do pomiaru punktowego.

Rysunek 8 przedstawia schemat grubościomierza do pomiarów punktowych. Czujnik posiada uzwojenie pierwotne L, oraz na końcach rdzenia uzwojenia wtórne I_I, I_{II}. Uzwojenie I_{II} jest uzwojeniem pomiarowym, I_I kompensacyjnym; oba połączone są różnicowo z układami prostowników i z galwanometrem.

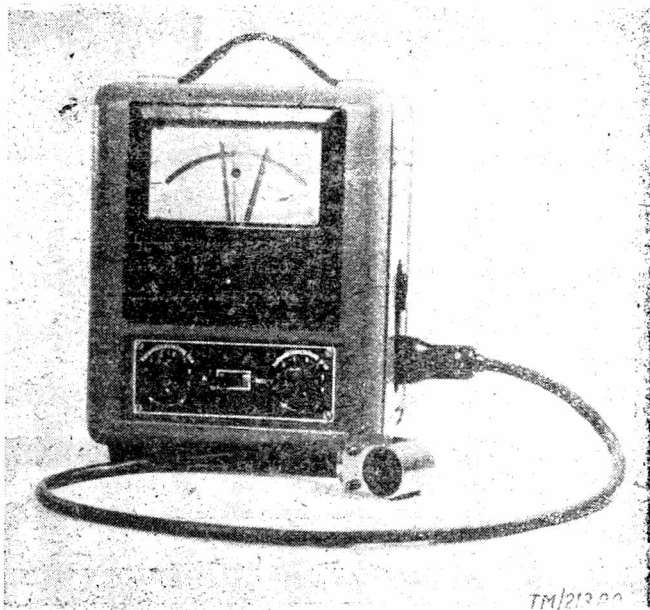
Opory R służą do równoważenia układu. Z chwilą dotknięcia ostrzem rdzenia do powierzchni przedmiotu z materiału ferromagnetycznego pokrytego warstwą paramagnetyczną nastąpią w pobliżu ostrza zmiany rozkładu linii sił pola magnetycznego, co spowoduje zaburzenie układu równowagi uzwojeń wtórnych. Zaburzenia te spowodują z kolei wychylenia galwanometru, które będą tym większe, im cieńsza jest warstwa paramagnetyczna.

Na rys. 9 przedstawiony jest grubościomierz „Elkometr” typu opisanego wyżej. Jest to przyrząd produkcji VEB (NRD) typ

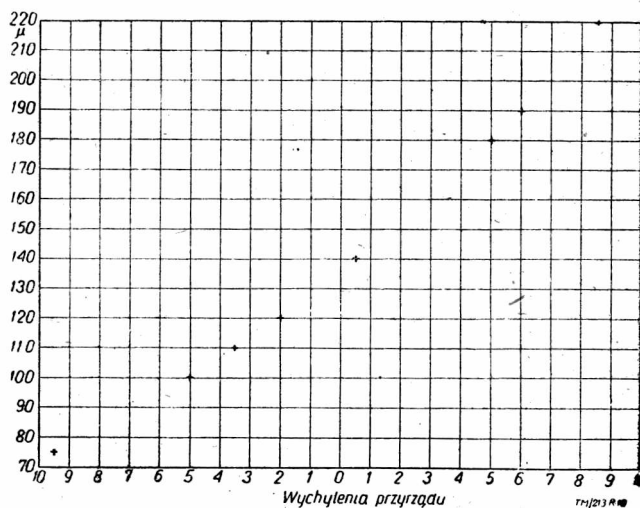


Rys. 8. Schemat przyrządu do pomiaru punktowego.
 1 — stabilizator napięcia L — uzwojenia pierwotne
 2 — rdzeń czujnika I_I — I_{II} — uzwojenia wtórne
 3 — warstwa paramagnetyczna R — opory do równoważenia układu
 4 — warstwa ferromagnetyczna 5 — układy Grätza
 G — galwanometr

SLT 0/5A. Ciężar przyrządu (7,5 kg) pozwala na eksploatację w warunkach ruchowych (rys. 11 i 12). Lekki i mały czujnik umożliwia sprawne przeprowadzenie pomiaru. Przyrząd musi być cechowany dla każdego rodzaju materiału przedmiotu i pokry-



Rys. 9. Elkometr — przyrząd do pomiaru powłok metodą magnetyczną.



Rys. 10. Krzywa cechowania Elkometru.

cia⁶⁾. Na rys. 10 przedstawiono krzywą cechowania dla pokryć o grubości od 70 do 220 μ , naniesionych na blachę głębokotłoczną.

Dla potrzeb przemysłu motoryzacyjnego metody magnetyczne znajdują szerokie zastosowanie, m.in. przy kontroli grubości pokryć lakierniczych (nadwozia), cynkowanych, ołowianych (blachy, sprężyny, śruby, podkładki, warstwa lutu na nadwoziu) oraz szeregu pokryć otrzymanych elektrolitycznie. Metodami tymi można badać grubości warstwy chromu na pierścieniach tłokowych, grubości wkładek łożysk ślizgowych itp.



Rys. 11. Pomiar grubości pokrycia lakierniczego nadwozia samochodu M-20 Warszawa.

Najważniejszymi zaletami metod magnetycznych są:

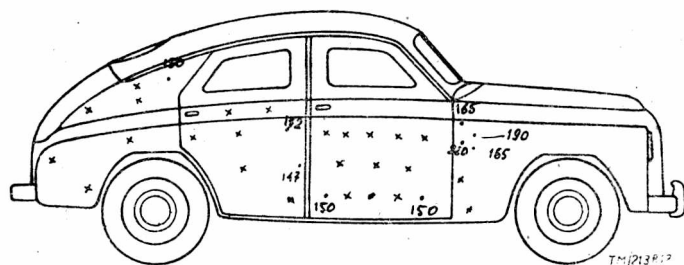
1. Kontrola grubości pokryć bez uszkodzenia badanej powierzchni.
2. Duża dokładność pomiaru (poniżej 5% błędu).
3. Szybkość przeprowadzania pomiaru (około 3 sekund).

⁶⁾ Wskazania przyrządu są zależne również od kształtu i wielkości przedmiotu, składu chemicznego i struktury.

4. Możliwość przeprowadzenia kontroli w warunkach ruchowych, poza laboratorium (por. rys. 12).

Inne metody pomiarów grubości pokryć, np. optyczna, interferencyjna, pojemnościowa, ultradźwiękowa, czy też prądów szybkozmiennych nie znalazły jak dotąd zastosowania na szerszą skalę. Niewątpliwie przyczynia się do tego stosunkowo duży koszt aparatury.

Metod pomiarów jest wiele. Każdy rok przynosi nowe osiągnięcia techniki w postaci konstrukcji nowych typów aparatów, czy też zastosowania znanej już aparatury do pomiarów grubości pokryć. Wystarczy wspomnieć o tym, że grubość pokryć metalowych można określić nawet drogą analizy widmowej (spektralnej) w zakresie widma widzialnego⁷⁾.



Rys. 12. Przykład zapisu wyników pomiaru grubości pokrycia lakierniczego.

Przed wyciągnięciem ostatecznych wniosków co do pierwszeństwa którejkolwiek z metod opisanych pokrótce w niniejszym artykule należy jeszcze zatrzymać się dłużej nad zaletami magnetycznych metod pomiaru, które najlepiej uwypukli załączona tablica.

Mimo wyraźnych zalet metod magnetycznych do wyboru metod nie można podchodzić jednostronnie. Wyborem powinna rządzić zasada stosowania metody najwłaściwszej dla danych warunków. Uwzględniając zalety magnetycznych metod pomiaru należy stosować je jak najszerszej, nie zapominając o tym, że w wielu przypadkach trzeba je zastąpić innymi.

⁷⁾ „Zawodskaja Laboratoria“ Nr 4 str. 457, 1950 r. K. I. Taganow „Spektralnyj metod opriedielenija tolszciny metalicznych pokrytij s pomoszczju stiloskopa“.

TABLICA I

Zestawienie części stosowanych metod pomiaru grubości pokryć

Metoda	Zakres stosowania metody		Dla warstw o grubości 10 μ		U w a g i
	rodzaj pokrycia	rodzaj podłoża	błąd w %	przeciętny czas oznaczenia w minutach	
Wagowa	metale i niemetale		10 do 40	—	—
Mikroskopowa	metal	metal	10	3 do 15*)	*) niezależnie od grubości warstwy
Strumienia			10	0,5	—
Strumienia objętościowa			15	2	—
Kropki			20	12	zalecana do przedmiotów o kształtach złożonych
Metody magnetyczne	paramagnetyczne	ferromagnetyczne	poniżej 5	0,05*)	*) niezależnie od grubości warstwy

PRZEDŁUŻENIE CZASU PRACY PRZEPOŃ POMP BENZYNOWYCH

Doświadczenia uzyskane na podstawie eksploatacji samochodów wskazują, że czas pracy przepoń pomp paliwowych waha się w granicach 50 — 200 dni pracy, co odpowiada przebiegowi 12000 — 15000 km dla samochodów zaopatrzonych w pompę paliwową typu B-6 i 18000 — 20000 km dla samochodów z pompą benzynową GAZ-51. Przypadki znacznie dłuższego okresu pracy należą do rzadkości.

Zjawiskiem decydującym o konieczności wymiany przepoń jest zazwyczaj jej uszkodzenie mechaniczne (rozerwanie) w okolicy dociskanej płytkami ściskającymi.

Dla wymiany uszkodzonej przepoń zachodzi konieczność rozmontowania i zmontowania pompy paliwowej, co np. w warunkach naprawy polowej jest dosyć kłopotliwe. Zdarza się, że pompy benzynowe z uszkodzoną przepoń mogą jeszcze jakiś czas poda-

wał paliwo, ale zachodzą równocześnie zjawiska szkodliwe jak: przenikanie paliwa do przestrzeni korbowej i mieszanie się oleju z paliwem oraz zmniejszony wydatek pompy. Wskutek mieszania się paliwa z olejem następuje pogarszanie własności smarnych oleju oraz nadmierny wzrost zużycia paliwa.

Próby wyjaśnienia wpływu elastyczności przepon na czas ich pracy podejmowane były przez NAMI. Próby te wykazały, że elastyczność stosowanej tkaniny jest dostateczna, jeżeli jej wytrzymałość na rozrywanie w kierunku osnowy wynosi minimum 75 kg, a w kierunku wątku minimum 60 kg.

Jednocześnie do warunków technicznych na materiał na przepony pomp paliwowych NAMI zaproponował wnieść następującą poprawkę:

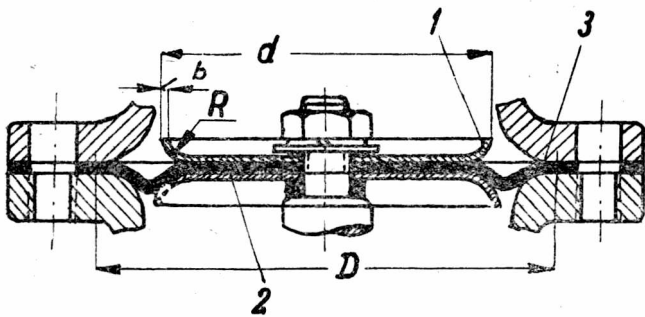
„Przepona badana na przyrządzie do badania trwałości zmęczenia w warunkach 1430 obr/min wałka napędzającego i przy maksymalnym wydatku pompy paliwowej powinna pracować minimum 750 godzin”.

Analiza istniejących konstrukcji pomp paliwowych i wyniki wielu prób wykazały, że decydującym czynnikiem wpływającym na trwałość przepony jest konstrukcja pompy.

Nie zmieniając materiału przepony można osiągnąć 3 i więcej-krotne przedłużenie pracy przepony przez prawidłową konstrukcję pompy. Aby przedłużyć trwałość przepony należy maksymalnie podwyższyć wydatek pompy, zmniejszyć amplitudę wychyleń, prawidłowo umieścić środek przepony w stosunku do płaszczyzny styku kadłuba pompy i pokrywy i zmniejszyć naprężenia występujące w przeponie podczas pracy.

Powiększenie wydatku pompy

Charakterystyczną cechą przeponowych pomp paliwowych jest utrzymywanie stałego ciśnienia w przewodzie tłoczącym. Ciśnienie to wynosi dla pomp benzynowych B — 6 — 125 do 175 mm sł. rtęci, a dla pomp Gaz 51 — 150 do 210 mm sł. rtęci. Stałe ciśnienie może być utrzymane przy dostatecznym wydatku pompy paliwowej, które zmienia się wraz z obrotami silnika. Jednocześnie ze wzrostem obrotów silnika wzrasta zużycie paliwa i również wzrasta wydatek pompy, skutkiem powiększenia częstotliwości drgań przepony. Jeśli więc zapotrzebowanie paliwa jest stałe, a wydatek pompy zostanie zwiększony, to dla wykonania tego samego ciśnienia przepona będzie wykonywać drgania o mniejszej amplitudzie.



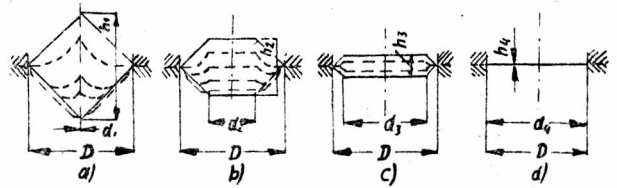
Rys. 1. Przepona pompy benzynowej

- d — średnica płytki ściskającej
- D — średnica przepony w miejscu zacisku
- b — grubość płytki ściskającej
- 1 — górna płytka ściskająca
- 2 — dolna płytka ściskająca
- 3 — przepona

W istniejących rozwiązaniach radzieckich rozmiary i kształty płytek ściskających przeponę są rozmaite, (rys. 1). Np. w pompie B-6 i GAZ-51 średnica górnej płytki jest większa od średnicy dolnej płytki. W pompie paliwowej B-7 średnica dolnej płytki jest większa od średnicy górnej płytki. W pompie benzynowej B-5 średnice obydwu płytek dociskowych są równe.

Pompy benzynowe B-6, GAZ-51 i B-7 posiadają płytki dociskowe o brzegach wywiniętych promieniem R znacznie większym od „d”. Płytki pompy B-5 są wykonane w formie płaskich krążków. Dla wyjaśnienia znaczenia kształtu i wielkości tych pły-

tek, a także związku jaki zachodzi we wzajemnym doborze ich wielkości, rozpatrzymy kilka następujących przykładów: rys. 2.



Rys. 2. Schemat ruchu przepony pompy benzynowej

- d — średnica płytki ściskającej
- h₁ — skok przepony

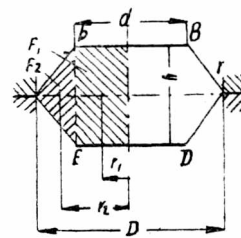
Rys. 2a przedstawia przypadek, gdy całkowity skok przepony jest maksymalny przy minimalnej średnicy dolnej płytki, którą można przyjąć za = 0.

Rys. 2d przedstawia przypadek, gdy całkowity skok przepony h₄ jest minimalny równy 0, a średnica płytek ściskających maksymalna, równa średnicy przepony. Wydatek pompy w przypadku 2a posiada pewną określoną wartość, a w przypadku 2d jest równy 0 (przepona nieruchoma).

Trwałość przepony w przypadku 2a jest praktycznie równa zero, gdyż następuje przekucie, a przypadku 2d nieskończenie wielka, gdyż przepona pozostaje nieruchoma.

Z rys. 2 wynika, że wielkość płytek ściskających przeponę posiada zasadnicze znaczenie dla długotrwałości pracy i wydatku pompy. Dla określenia optymalnej zależności pomiędzy wydatkiem pompy a średnicą płytek dociskających, można przeprowadzić następujące teoretyczne rozumowanie (bez uwzględnienia oporów ssania i tłoczenia).

Przy ruchu przepony od dolnego do górnego położenia pompa wyciska skokową objętość benzyny, która odpowiada 1 cyklowi pracy ΔU_{nc} rys. 3.



Rys. 3. Schemat działania przepony pompy benzynowej

ΔV_{nc} = F₁ · 2 · π · r₁ + F₂ · 2 · π · r₂
gdzie r₁ i r₂ są promieniami obrotów środków ciężkości pól F₁ i F₂. Zatem:

$$\Delta V_{nc} = \frac{1}{12} \pi \cdot d \cdot D^2 \cdot \left(1 + \frac{d}{D} + \frac{d^2}{D^2}\right) \quad (1)$$

Wzór (1) określa wydatek pompy na 1 cykl i wszystkie przypadki od „a” do „d” patrz rys. 2. Przy D = d, ΔV_{nc} = 0, gdyż h = 0 (rys. 2d).

Przy d = 0, ΔU_{nc} = $\frac{1}{12} \cdot \pi \cdot D^2 \cdot h_1$ (rys. 2a):

Największy wydatek na 1 cykl oznaczamy: ΔU_{ncm}. Aby wyliczyć ΔU_{ncm} należy określić najkorzystniejszy stosunek $\frac{d}{D}$.

Przy pierwszym montażu pompy przeponę rozciąga się w celu uzyskania pełnego skoku oraz dla zabezpieczenia się przed powstawaniem zafałdowań w miejscu dotyku płytkami dociskowymi. Każdej średnicy przepony odpowiada określona wielkość rozciągnięcia. W ten sposób obwód P przekroju figury utworzonej przy pełnym skoku pompy jest dla danej średnicy przepony D zawsze taki sam.

Dobór różnych średnic celem uzyskania najodpowiedniejszego stosunku $\frac{d}{D}$ nie zmienia wielkości P. W naszym przykładzie (rys. 3) P = AB + BW + BG + GD + DE + EA. Dla danego obwodu P objętość skokowa przy d = 0 będzie także wielkością stałą.

Załóżmy P = const. i ΔU_{nc}(d = 0) dla określenia najkorzystniejszego stosunku $\frac{d}{D}$.

Według rysunku 3,

$$\Delta V_{nc} = \frac{1}{12} \cdot \pi \cdot dD^2 \left(1 + \frac{d}{D} + \frac{d^2}{D^2} \right)$$

$$h = \frac{1}{2} \sqrt{(p^2 - 4D^2) - 4d(p-2D)}$$

według schematu przedstawionego na rys. 2a

$$\Delta V_{nc} (d=0) = \frac{1}{12} \cdot \pi \cdot D^3 \cdot h_1$$

$$h_{1*} = \frac{1}{2} \sqrt{p^2 - 4D^2}$$

wobec tego:

$$\frac{\Delta V_{nc}}{\Delta V_{nc} (d=0)} = \left(1 + \frac{d}{D} + \frac{d^2}{D^2} \right) \cdot \sqrt{1 - \frac{4D}{p+2D} \cdot \frac{d}{D}}$$

Jeśli oznaczymy wyrazy:

$$\frac{\Delta V_{nc}}{\Delta V_{nc} (d=0)} = y; \quad \frac{4D}{p+2D} = a; \quad \frac{d}{D} = x,$$

otrzymamy: $y = (1 + x + x^2) \cdot \sqrt{1 - ax}$ (2)

Znajdujemy dla funkcji (2) maksimum

$$\frac{d \cdot y}{d \cdot x} = 0$$

i otrzymamy: $a(1 + x + x^2) = 2(1 + 2x) \cdot (1 - ax)$ (3)

Rozwiązując powyższe równanie i podstawiając poprzednie oznaczenia otrzymamy dla maksimum:

$$\frac{d}{D} = \frac{1}{10} \cdot \left[\frac{P}{D} - 1 + \sqrt{\left(\frac{P}{D} \right)^2 + 1 + \frac{8P}{D}} \right] \quad (4)$$

Według tego wyrażenia można łatwo określić $\frac{d}{D}$ jeśli znana jest wielkość P dla dowolnej średnicy przepony D .

Dla doświadczalnej pompy B-7 optymalna wartość $\frac{d}{D}$ wyliczona ze wzoru (4) wyniosła 0,707.

W moskiewskiej fabryce gaźników przy badaniu pompy B6 poczyniono próby praktyczne znalezienia optymalnej wartości $\frac{d}{D}$ i otrzymano $\frac{d}{D} = 0,710$. Rezultaty tych badań potwierdziły prawidłowość teoretycznego obliczenia.

Podstawiając we wzorze (1) optymalną wartość $\frac{d}{D} = 0,707$, otrzymamy teoretyczny wydatek pompy:

$$\Delta U_{nc} = 0,577 D^3 h$$

Dla określenia faktycznego wydatku pompy należy uwzględnić współczynnik sprawności napełnienia η_0 i współczynnik sprawności tłoczenia η_n . (Współczynniki te uwzględniają straty w przewodach ssania i tłoczenia).

Współczynnikiem sprawności napełnienia η_0 nazywamy stosunek ilości faktycznie zassanego paliwa do przestrzeni nad przeponą, do tej ilości paliwa, która powinna być teoretycznie zassana podczas jednego cyklu pracy. Ta ostatnia jest ilością paliwa, która byłaby zassana, gdyby nie było żadnych strat ssania.

Ze wszystkich czynników wpływających na wartość η_0 rozpatrzymy tylko te, które wynikają z konstrukcji pompy, a więc: opory przewodu ssącego, opory sprężyny zaworów, położenie szklanki osadnika. Dla określenia wpływu oporów przewodu ssącego wykonano następujące doświadczenie: Dwie pompy benzynowe (B6 i doświadczalna B7) zainstalowano w jednakowych warunkach pracy (wysokość ssania $H = 0,5 \text{ m} = \text{const.}$, wysokość tłoczenia $H = +0,55 \text{ m}$). Na końcu przewodu tłocznego umieszczono w jednej i drugiej pompie taką samą końcówkę, którą było gniazdo i iglica zaworowa komory pływakowej gaźnika K-80. Zmierzono różną wydajność pompy, w zależności od liczby obrotów wałka

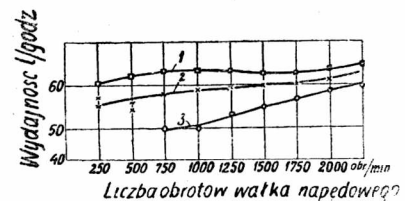
napędzającego pompę. Zachowując taką samą wysokość tłoczenia i taki sam opór wypływu, zmieniano warunki ssania. Pompy benzynowe napełniane były przez zalewanie celem wyeliminowania oporów tarcia zewnętrznego przewodu ssącego.

TABLICA 1
Wyniki pomiarów

Liczba obrotów silnika	Przyrost wydajności pompy w kg/godz.	
	B6	B7
800	32,2	4,0
1200	27,2	5,6
1600	26,0	6,3
2000	24,0	7,7
2400	22,0	7,9
2800	18,3	7,7

Z wielkości przyrostu wydajności pomp widać wpływ oporów zasysania na η_0 . Dla powiększenia współczynnika η_0 , należy skrócić kanały ssące i unikać ostrych załamań tych kanałów. Znaczny wpływ na wydatek pompy i jej ciśnienie posiadają sprężyny zaworów ssącego i tłoczącego. Przy słabej sprężynie zaworu ssącego opór ssania maleje, jednakże szybkość zamykania tego zaworu również maleje, co z kolei prowadzi do wycieku pewnej części paliwa z powrotem do kanału ssącego zaraz na początku tłoczenia. Zawór z silną sprężyną posiada większą szybkość zamykania, ale wzmocniona sprężyna stwarza dodatkowe opory zasysania.

Na rys. 4 przedstawione są wyniki badań pomp GAZ-51 z różnymi zaworami, które zostały przeprowadzone w fabryce samochodów w Gorkim. Rezultaty tych badań potwierdzają wyniki uzyskane w moskiewskiej fabryce gaźników.



Rys. 4. Wykres wydajności pompy benzynowej GAZ-51 z różnymi zaworami:

- 1 - normalny zawór produkcyjny
- 2 - z osłabioną sprężyną zaworu ssącego
- 3 - ze wzmocnioną sprężyną zaworu ssącego

Sprężyny zaworów należy dobrać na drodze doświadczalnej i należy przy tym uwzględniać maksymalny wydatek, jak również odpowiednie ciśnienie tłoczenia. Szklanka osadnika posiada w różnych pompach inne położenie. W pompie benzynowej GAZ-51 i doświadczalnej B7: położenie górne, powyżej przepony; w pompie B5 poniżej, a w B-6 boczne na poziomie przepony. Przy umieszczeniu szklanki osadnika powyżej przepony, wysokość słupa benzyny stanowi jeden z czynników wpływających na zwiększenie współczynnika sprawności napełniania. Przy położeniu dolnym osadnika czynnik ten nie ma znaczenia. Położenie boczne wpływa na wydłużenie kanałów ssących, co ma ujemny wpływ na współczynnik sprawności napełniania η_0 .

Wielkość skoku i położenie środka ruchu przepony

W moskiewskiej fabryce gaźników przeprowadzane były próby, w celu ustalenia amplitudy i środkowego położenia przepony w warunkach pracy na silniku. Pompy benzynowe B6 i B7 badane były na silniku ZIS-120. Wysokość ssania wynosiła $-0,5 \text{ m}$, a wysokość tłoczenia $+0,5 \text{ m}$. Wysokość poziomu paliwa w zbiorniku, z którego pompa zasysała, utrzymywana była stale jednako- kowa przez uzupełnianie. Regulacja poziomu paliwa utrzymywana była przy pomocy mechanizmu pływakowego i zaworu igłowego, tak jak w gaźniku K-80.

Wielkość skoku i położenie środka ruchu przepony przy swobodnym wypływie paliwa z przewodu tłoczącego, ustalane było przy ręcznym pokręcaniu silnika. Na silniku pracującym ustalano te same wielkości przy pomocy specjalnego przyrządu, który pozwalała na śledzenie ruchu przepony przy pięciokrotnym powiększeniu.

Rezultaty tych badań zestawiono w tablicy 2. Rys. 5 przedstawia zmianę wielkości skoku przepony w zależności od ilości obrotów silnika.

Przy analizie rezultatów badania pompy B-6 ustalono, że przepona porusza się poniżej płaszczyzny jej umocowania, przy czym krańcowe odchylenia były bliskie maksymalnemu rozciągnięciu nadanemu przeponie przy montażu.

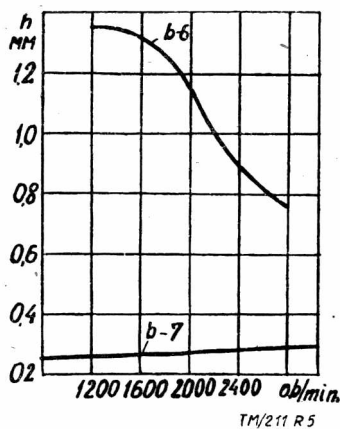
Umieszczenie środka ruchu przepony blisko granicznej wartości prowadzi do znacznej straty skoku w trakcie tłoczenia (patrz rys. 2a i b). Zgięcie dźwigni lub niewielka niedokładność wykonania prowadzi w tym przypadku do znacznych naprężeń w przeponie, a nawet do jej uszkodzenia. Większość reklamacji użytkowników pomp benzynowych B-6 dotyczy szybkiego wycierania się dźwigni w miejscu styku z krzywką wałka napędzającego. Niektórzy kierowcy naprawiają sobie doraźnie takie pompy przez ręczne przegięcie dźwigni. Czynność ta nigdy nie jest dokładnie wykonana i prowadzi często do zwiększenia skoku przepony, przez co zmniejsza się jej trwałość lub przepona rozrywa się.

Umieszczenie środka ruchu przepony bliżej środka płaszczyzny jej zamocowania, nie tylko przyczynia się do zwiększenia wydatku, ale również do zmniejszenia skoku i zwiększenia długotrwałości pracy.

Umieszczenie środka ruchu przepony B-6 w środku płaszczyzny zamocowania podwyższyło wydatek pompy o 10 kG/godz, przy 2300 obr/min. silnika.

Próba 3 pomp benzynowych B-6, w których środek ruchu przepony umieszczony był we właściwym położeniu, wykazała, że przepony pracowały bez uszkodzeń 35 000 i więcej km, podczas gdy inne przepony produkcji seryjnej pracowały przeciętnie od 12000 — 15000 km.

Duże znaczenie dla trwałości przepony posiada kształt zaokrągleń płytek dociskowych i promieni zaokrąglenia krawędzi kadłuba i głowicy pompy (patrz rys. 1). W istniejących pompach zaokrąglenia te są niewielkie. Przy niewielkich zaokrągleniach krawędzi korpusu i głowicy oraz płytek dociskowych, siły wywołane ciśnieniem benzyny rozkładają się na rozciągające i zginające przepone, oraz na siły pokonywające opór sprężyny. Jeśli



Rys. 5. Wielkość skoku przepony benzynowej podczas pracy silnika

promienie zaokrągleń głowicy i korpusu w miejscach przylegania przepony wykonane są w granicach 7—8 mm (patrz rys. 1), a wielkość promieni zaokrągleń płytek równa jest 4—5-krotnej ich grubości, to siły wywołane ciśnieniem benzyny będą się rozkładać nie tylko na siły rozciągania i zginania przepone oraz na pokonywanie siły oporu sprężyny, ale także na docisk przepony do kadłuba pompy. Rozkład wielkości tych sił będzie taki, że największa siła przejęta będzie przez sprężynę i kadłub pompy, a na rozciąganie i zginanie przepony przypadnie siła znacznie mniejsza. Przemieszczenie działania sił wywołanych ciśnieniem benzyny spowodowane jest w tym przypadku tym, że zmniejszy się powierzchnia pierścienia swobodnie zwisającego między kadłubem pompy i płytkami dociskającymi (rys. 1). Naprężenia zginające zmniejszą się wskutek zwiększenia się krzywizn.

Również dla zmniejszenia naprężeń w przeponie oraz zmniejszenia strat na skoku skutkiem przewisania przepony, należy wykonywać dolną płytkę dociskową o średnicy nieco większej niż górną.

Rys. 6 przedstawia porównanie wydajności pompy produkcyjnej benzynowej B-6 i doświadczalnej B-7.

Pompa doświadczalna B-7 wykonana była z uwzględnieniem wszystkich wskazówek podanych w niniejszym artykule.

Umieszczenie środka skoku przepony w płaszczyźnie jej zamocowania pozwoliło na więcej niż dwukrotne podwyższenie trwałości. Wykonanie pomp z uwzględnieniem wszystkich wskazań podanych przez autora przyniesie niewątpliwie jeszcze dalsze podwyższenie trwałości przepony, a tym samym zwiększenie stanu gotowości do pracy sprzętu w eksploatacji.

TABLICA 2

Parametry badane	Pompa benzynowa	
	B-6	B-7
Pełny skok przepony w mm	6,2	5,2
Odległość granicznego wychylenia przepony od płaszczyzny zacisku w kadłubie w mm		
powyżej płaszczyzny	3,6	4,7
poniżej „	2,6	0,5
Średni skok w mm	1,09	0,266
Położenie środkowego punktu wychylenia przepony od płaszczyzny zacisku w kadłubie	poniżej	poniżej
	2,6	0,37

Na podstawie artykułu I. A. Miczkina — NATI, zamieszczonego w czasopiśmie „Awtomobilnaja i Traktornaja Promyszlennost” Nr 7/53.

A. K.

WPLYW WARUNKÓW WYDECHU NA MOC SILNIKA SPALINOWEGO

Wiadome jest powszechnie, że zastosowanie tłumika zmienia warunki pracy silnika spalinowego. Zjawisko to występuje wyraźnie zwłaszcza w odniesieniu do silników dwusuwowych.

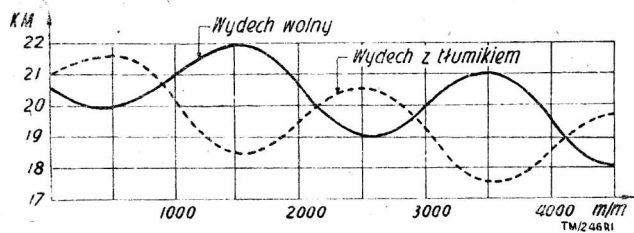
Uderzający jest jednak tutaj podział zadań w ocenie obserwowanych faktów. Część eksperymentatorów twierdzi np., że użycie tłumika powoduje spadek mocy; inni znów są zdania, że tłumik wpływa dodatnio na wielkość otrzymywanej mocy.

Ponieważ obserwacje powyższe są przeciwstawne, przeanalizujemy zjawiska zachodzące podczas wydechu i wykazemy, że niezgodność otrzymywanych wyników nosi jedynie pozorny charakter.

Dla lepszego zrozumienia zagadnienia rozpatrzmy działanie silnika 4-cylindrowego przy pełnym obciążeniu i obrotach $n = 3000$ obr/min.

Zmieniając kolejno długości rury wydechowej (wydech wolny) oraz zamontowując następnie przy tych różnych długościach pewien typ tłumika, otrzymano wykresy obrazujące uzyskiwaną moc w funkcji długości rury (rys. 1).

Jak widać z powyższego wykresu, obie krzywe posiadają przebiegi sinusoidalne. Dla wydechu wolnego maksimum mocy — 22 KM — ma miejsce przy długości rury 1500 mm, zaś minimum — 18 KM — przy długości 4500 mm. Analogicznie przy zamontowanym tłumiku maksimum mocy — 21,5 KM — wypada dla



Rys. 1.

rury o długości 500 mm, minimum zaś — 17,5 KM — przy długości 3500 mm.

Rozważając zjawiska mogące zachodzić przy długości rur np. 500 i 2500 mm z jednej, a 1500 i 3500 mm z drugiej strony, możemy zdać sobie sprawę z przyczyn rozbieżności poglądów, o których wspomnieliśmy wyżej.

Przy długości rury wydechowej 500 względnie 2500 mm dołączenie tłumika spowoduje wzrost mocy o 1,5 KM, natomiast dla rury długości 1500 lub 3500 mm efekt będzie wręcz przeciwny i spadek mocy wyniesie 3,5 KM. Przy pewnych wreszcie długościach rur moc będzie posiadała taką samą wartość niezależnie od użycia tłumika.

Z akustyki wiadomo, że u końca rury wydechowej przy ujściu do atmosfery tworzy się zawsze worek akustyczny, tj. przestrzeń w której ciśnienie zachowuje stałą wartość, a zmienia się tylko szybkość przepływu. W tych warunkach staje się jasne, że jeśli weźmiemy tłumik, którego konstrukcja powoduje przesunięcie worka akustycznego o wielkość równą pewnemu przedłużeniu rury wydechowej, to jeśli tłumik ten zamontujemy na końcu rury długości np. 500, 2500 lub 4500 mm, dającej pewne minimum mocy, wówczas układ z tłumikiem spowoduje zawsze wzrost mocy.

W przeciwieństwie do tego, jeśli wybierzemy rurę o długości np. 1500 lub 3500 mm, dającą pewne maksimum mocy, wówczas każda zmiana, czy to przez przyłączenie tłumika, czy przez przedłużenie rury, spowoduje zawsze spadek mocy.

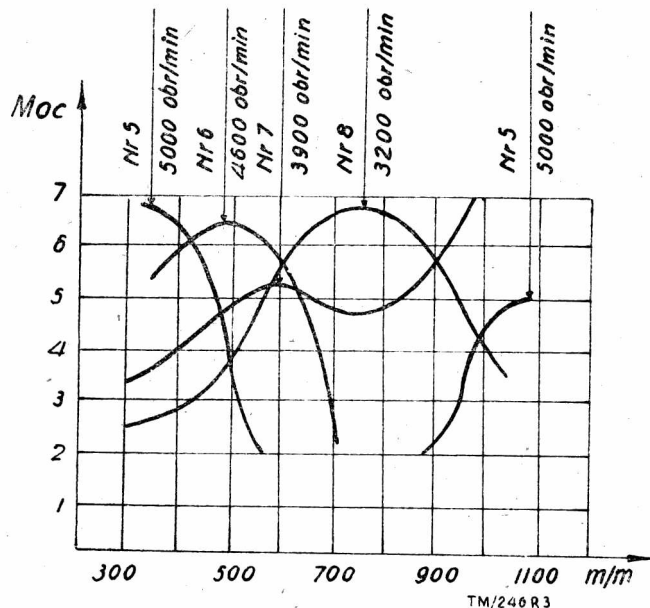
W konsekwencji tego dla stwierdzenia, czy dany tłumik „hamuje” silnik czy też nie, trzeba wykonać próby z rurami wydechowymi o różnych długościach oraz w połączeniu z danym tłumikiem, a następnie dokonać porównania punktów maksimum i minimum obu krzywych.

To wszystko, co było powiedziane, nie rozwiązuje jednak całkowicie problemu, ponieważ należy wziąć jeszcze pod uwagę zmianę ilości obrotów silnika; rura o pewnej długości może dawać np. maksimum mocy przy 2000 obr/min, natomiast minimum mocy przy 4000 obr/min, względnie na odwrót.

To świadczy, że problem nie jest tak prosty, jak można byłoby początkowo przypuszczać. Dla oceny danego tłumika niezbędne jest

przeprowadzenie szeregu prób nie tylko z rurami o różnych długościach, lecz również przy zmiennych ilościach obrotów pracującego silnika. Przebieg doboru długości rury wydechowej oraz tłumika zilustrujemy na przykładzie 1-cylindrowego dwutaktowego silnika rowerowego o pojemności 49 cm³.

Badania zostały rozpoczęte od wyznaczenia zewnętrznych charakterystyk silnika dla zmiennych długości rur wydechowych (rys. 2). Z przedstawionych krzywych tylko oznaczona numerem 4, a odpowiadająca rurze długości 400 mm, daje ciągle wzrost mocy aż do 5000 obr/min. Pozostałe rury bądź nie pozwalają na osiągnięcie wyższych obrotów (krzywa nr 2), bądź też powodują znaczny spadek mocy w zakresie wyższych obrotów (krzywe nr 1 i 3).

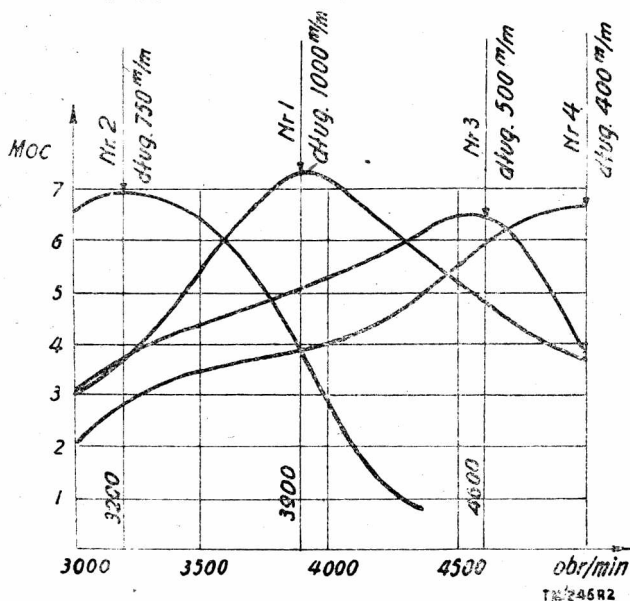


Rys. 3

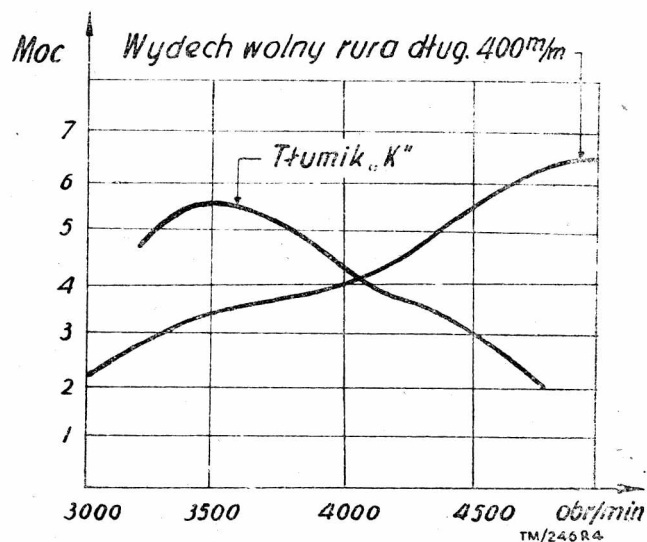
Biorąc za podstawę przebieg krzywych z rys. 2 można wykonać wykresy przedstawiające moc silnika w funkcji długości rury wydechowej dla stałych ilości obrotów (rys. 3).

Przedstawione krzywe posiadają jedno lub dwa maksima. Gdyby w czasie badań użyto rur dłuższych ponad 1000 mm (co nie było celowe ze względu na przeznaczenie silnika), wówczas można byłoby się przekonać, że dla każdej ilości obrotów istnieją dwa lub więcej maksima mocy, z których pierwsze odpowiada długości rury związanej z falą stojącą główną, pozostałe zaś maksima są związane z jej harmonicznymi.

Po przestudiowaniu przebiegu krzywych mocy w funkcji długości rury dla wolnego wydechu wybrana została do dalszych prób



Rys. 2

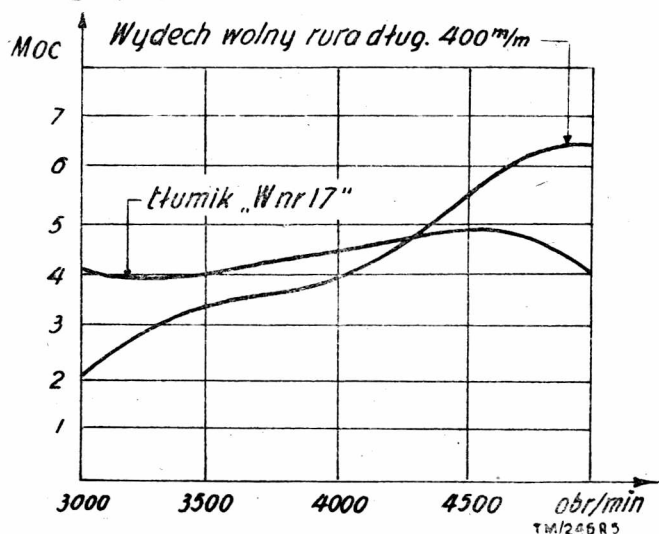


Rys. 4

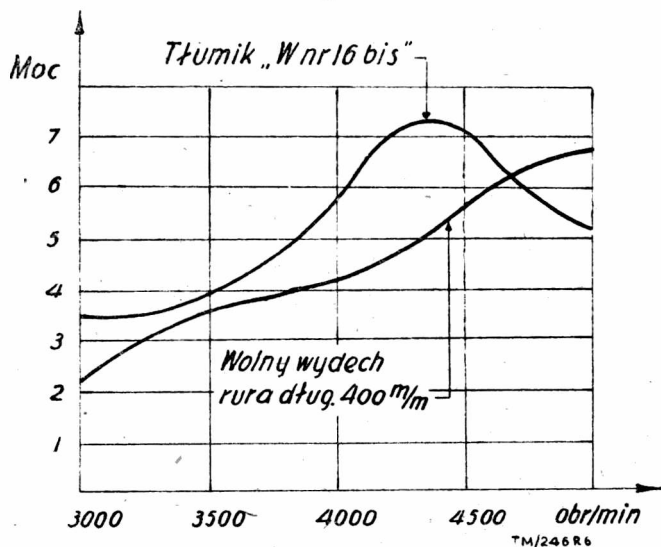
rura o długości 400 mm i do niej domontowywano kolejno szereg różnych tłumików. Otrzymane wyniki ilustrują kolejno rys. 4, 5 i 6.

Za najkorzystniejszy uznano tłumik typu W nr 16 bis, który jest seryjnie produkowany dla silników rowerowych.

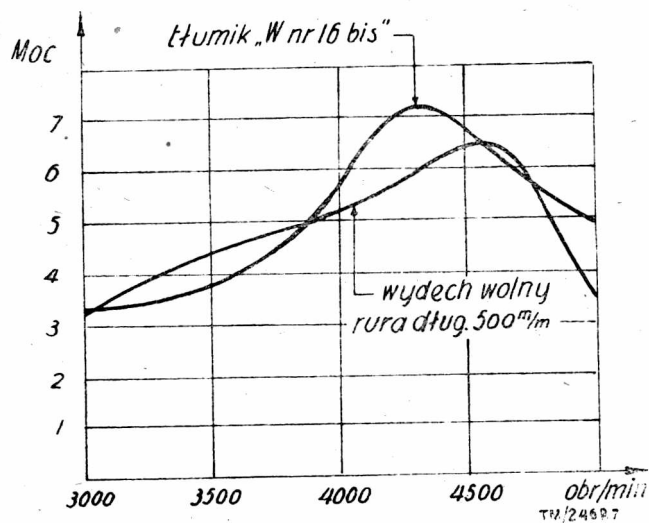
Wykres 7 podaje krzywą mocy otrzymaną przy użyciu tłumika W nr 16 bis oraz dla porównania krzywą mocy otrzymaną dla wolnego wydechu przy długości rury 500 mm.



Rys. 5



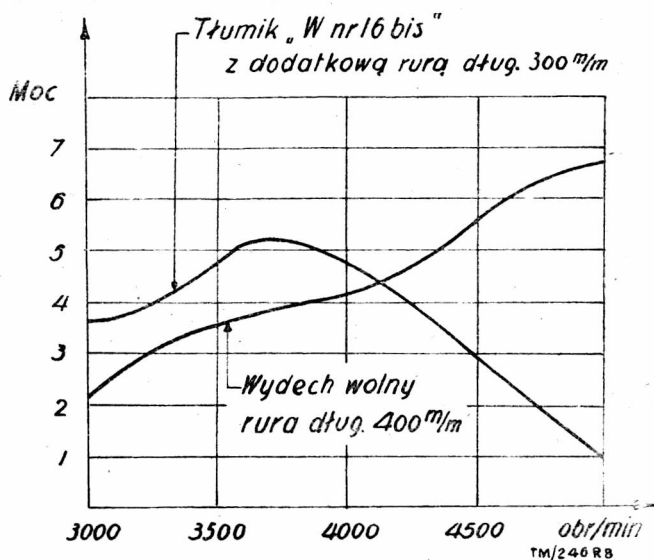
Rys. 6.



Rys. 7

Podobieństwo obu krzywych jest dość uderzające i można przypuszczać, że krzywa dla wolnego wydechu przy długości rury 600 mm odpowiadać będzie krzywej z tłumikiem W nr 16 bis.

W wyniku tego można wysunąć wniosek, że jeśli tłumik jest zamontowany na końcu rury długości 400 mm, to powoduje on przemieszczenie worka akustycznego o 200 mm, tak że całkowita jego odległość od silnika wyniesie 600 mm.



Rys. 8

Wykres 8 pokazuje działanie tego samego tłumika W nr 16 bis, na końcu którego zamontowano rurę wydechową długości 300 mm. Widzimy, że otrzymany wynik jest gorszy, ponieważ przy wyższych obrotach moc spada. Możemy stąd wysnuć wniosek, że spadek mocy jest spowodowany z jednej strony stratą dodatkową w rurze wydechowej za tłumikiem, z drugiej zaś zbyt dużym odsunięciem worka akustycznego.

Przedstawione badania wykazują, że w pewnych warunkach tłumik, o ile jest dobrze dobrany, może znacznie zwiększyć otrzymywaną moc, i to głównie dla szybkości nie przekraczających 4500 obr/min.

To znajduje wytłumaczenie w fakcie, że skoro długość rury wydechowej jest dobrze uzgodniona z czasem otwarcia szczeliny wylotowej w cylindrze, to wówczas moment zamknięcia tej szczeliny pokrywa się z falą podciśnienia, która powstaje bezpośrednio po wylocie gazów.

Przeciwnie, jeśli rura wydechowa jest źle dobrana i nie odpowiada ilości obrotów silnika, nie fala podciśnienia pokrywa się z chwilą zamknięcia szczeliny wydechowej, lecz fala zwrotnego ciśnienia, która od silnika przemieszcza się początkowo ku końcowi rury i wraca następnie, wpadając do cylindra w nieodpowiednim momencie w chwili, gdy powinna mieć miejsce depresja.

Niewłaściwy dobór długości rury wydechowej może spowodować spadek mocy, lecz można tego uniknąć przez odpowiedni dobór tłumika dla danego typu silnika, ilości jego obrotów, długości rury wydechowej, wysokości szczelin wydechowych itd.

W przypadku gdy maksimum mocy nie pokrywa się z maksymalną liczbą obrotów jest wielce pożądane staranne przestudowanie przełożenia, ponieważ pojazd może poruszać się szybciej przy obrotach silnika 4500 obr/min., aniżeli z większym niezbędnym przełożeniem przy 5000 obr/min.

Z tego widać, że problem wydechu i przełożenia są ze sobą ściśle związane; konstruktor winien w tym zakresie ściśle współpracować ze specjalistą od układów wydechowych, a to celem otrzymania pewnych wyników bez szukania po omacku i bez niepotrzebnej straty czasu.

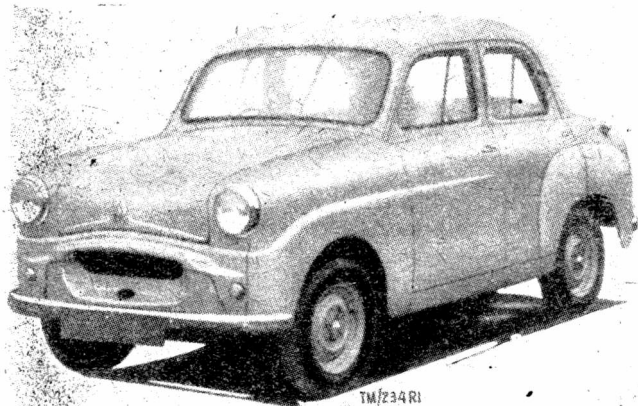
Na podstawie artykułu S. Milmana „Influence de l'Echappement sur la Puissance du Moteur” SIA nr 7/1953

T. W.

NOWY MAŁY SAMOCHÓD STANDARD EIGHT

(Ug pisma „The Motor“ September 16 1953)

Na rynku angielskim ukazał się, zapowiadany od 1951 roku, nowy mały samochód — „Standard Eight“. W odróżnieniu od konstrukcji małych samochodów na kontynencie, jak np. Renault i Citroen, wóz ten nie zawiera żadnych sensacyjnych nowości, a cała uwaga jego konstruktorów skupiona została wyłącznie na uzyskaniu dużej wartości użytkowej, oszczędności i tanioci. I rzeczywiście, wóz ten jest w swojej klasie poza samochodem Ford — Anglia najtańszym produktem angielskiego przemysłu samochodowego.



Rys. 1.

Standard Eight jest 4-drzwiową, 4-osobową kareta z obszernym pomieszczeniem na bagaż. Silnik jest 4-cylindrowy, górnozaworowy, o pojemności 803 cm³, umieszczony na przodzie, skrzynka biegów 4-biegowa z synchronizowanymi 3 biegami, przekładnia tylnego mostu z kołami zębatymi skośnymi hypoidalnymi, zawieszenie przednie jest niezależne na sprężynach śrubowych, tylne na resorach półeliptycznych, hamulce hydrauliczne działają na 4 koła, nadwozie stalowe samonośne, jest usztywnione przekrojami zamkniętymi, biegnącymi wzdłuż obu boków. Słup między drzwiami ma również przekrój zamknięty. W odpowiednich miejscach konstrukcja jest usztywniona przypawanym uźbrowaniem. Przegroda przednia usztywnia nadwozie w kierunku poprzecznym.

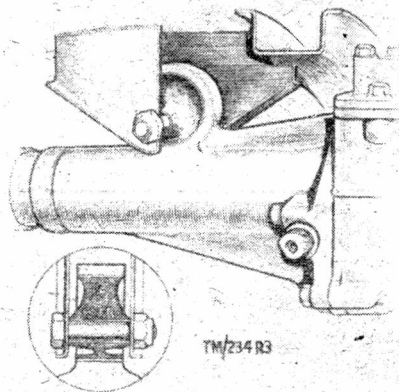
Tylna ściana nadwozia jest jednolita, poza otworami na szybę i na pomieszczenie koła zapasowego, co daje oszczędność na ciężarze i zwiększa sztywność. Nadwozie wykonane jest z blachy o grubości 1,15 ÷ 1,27 mm.

Zespół silnika i zawieszenie przednie zamocowane są na oddzielnej, odejmowanej ramie blaszanej. Błotniki przednie i tylne są również odejmowane.

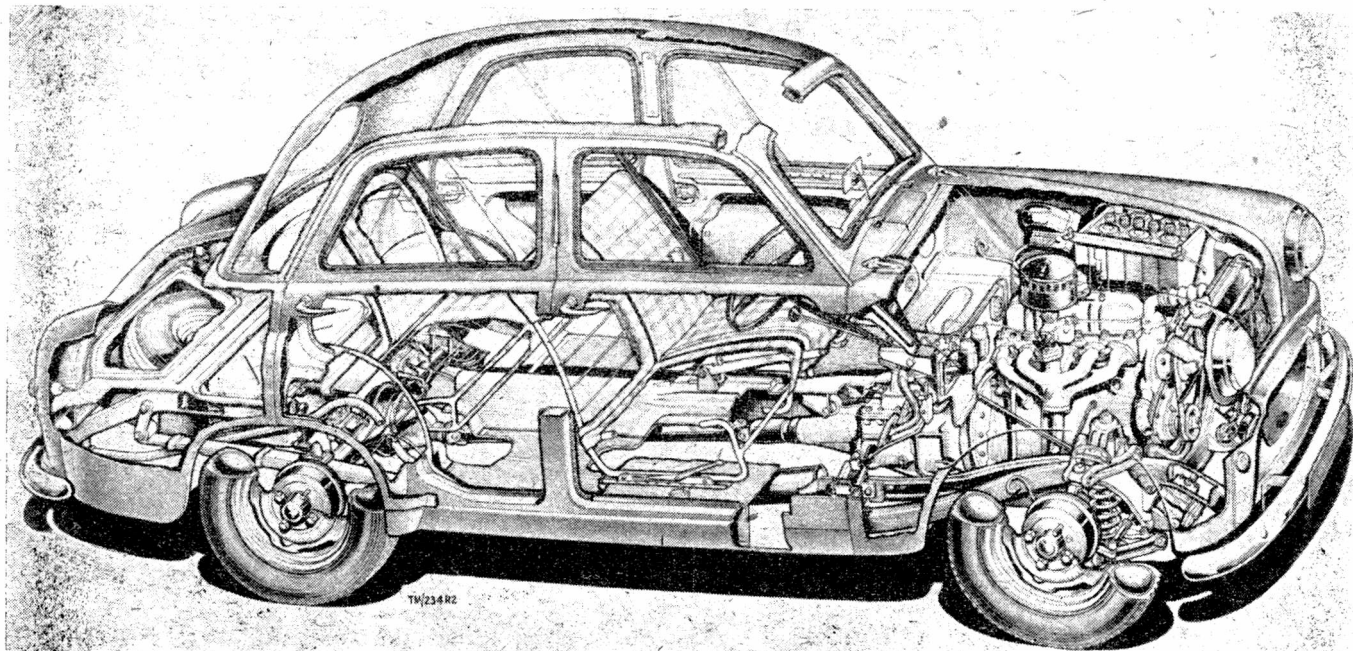
Silnik zamocowany jest w 3 punktach. Na przodzie na 2 poduszkach gumowych, na tyle zaś w pierścieniowej obejmie gumowej zamieszczonej w przedniej części obudowy skrzyni biegów.

Zespół przedniego zawieszenia zamocowany jest do poprzeczki połączonej gumą z odejmowaną ramą.

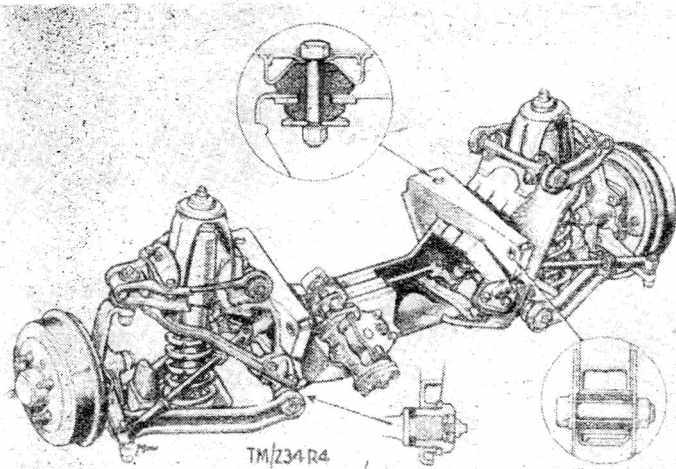
Dla ułatwienia zarówno montażu jak i obsługi drążki kierownicze zostały wbudowane od przedniego zawieszenia i stanowią razem jeden zespół. Kierownica może być montowana po lewej lub po prawej stronie. Na zewnętrznych końcach drążków kierowniczych przewidziane są smarowniczki, wszystkie inne połączenia drążków są zaopatrzone w połączenia gumowe dla wyeliminowania smarowania.



Rys. 3. Połączenie tylnego zawieszenia obudowy silnika z obudową skrzynki biegów.

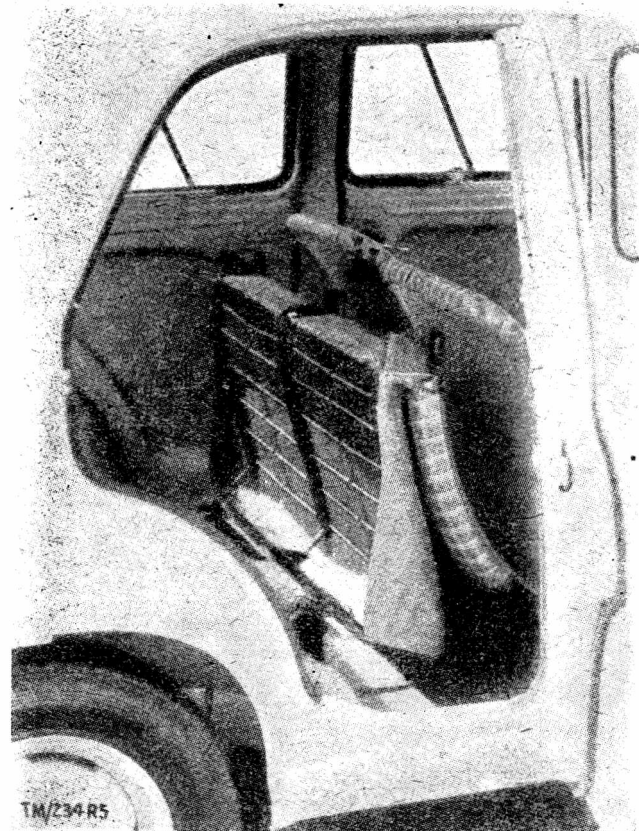


Rys. 2. Szkic rozmieszczenia mechanizmów i przekrojów nadwozia.



Rys. 4. Zespół przedniego zawieszenia

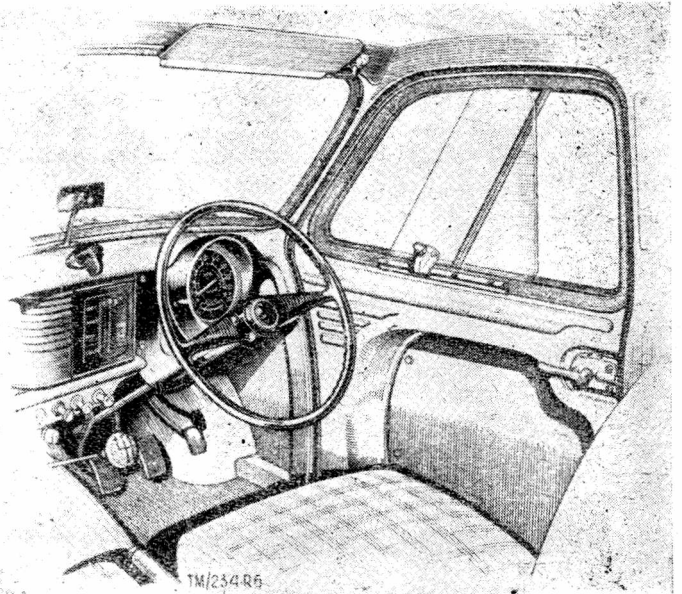
Na przodzie zastosowane są amortyzatory teleskopowe Girling, umieszczone wewnątrz sprężyn śrubowych. Tylne amortyzatory są tłokowe — Armstrong — i zamontowane są na obudowie tylnego mostu. Ramiona ich mocowane są do nadwozia, a więc odwrotnie niż zazwyczaj. Tylne resory czteropiórowe, o szerokich piórach. Mała ilość piór pozwoliła na umieszczenie resorów nad tylnym mostem. Wieszaki posiadają tuleje gumowe.



Rys. 5. Tylne siedzenie w stanie złożonym.

Hamulce hydrauliczne Girling mają bębny o średnicy 178 mm i szerokości 32 mm, co daje 440 cm² powierzchni ciernej. Przednie hamulce mają po dwie niezależne szczęki. Pedaly są nowoczesnego typu — wiszące. Jednotarczowe sprzęgło posiada średnicę 158 mm. Hamulec ręczny umieszczony jest między siedzeniami i działa na szczęki hamulca tylnego za pomocą cięgła Bowdena.

Silnik jest czterocylindrowy o średn. 58 mm i skoku 76 mm. Największa moc przy 4500 obr./min. wynosi 26 KM. Kolektor ssący i wydechowy jest zbudowany jako całość dla nagrzewania mie-



Rys. 6. Widok wnętrza po stronie kierowcy.

szanki. Gaźnik jest dolnossący Solex. Zawory zawieszono w głowicy pionowo. Sprężyny zaworów są pojedyncze.

Komora spalania jest przesunięta, zgodnie z nowoczesnymi tendencjami, w stosunku do osi cylindra, podobnie jak w samochodzie Standard Vanguard. W celu osiągnięcia oszczędności zużycia paliwa zastosowano rozdzielacz z podciśnieniową regulacją zapłonu w granicach 16 stopni.

Pełny zakres regulacji przy działaniu regulatora odśrodkowego wynosi 28 stopni.

Wał korbowy jest wyważony i spoczywa na trzech panewkach głównych o średnicy 50,8 mm. Panewki korbowodu mają średnicę 41,2 mm. Wszystkie panewki są ze stali wylanej białym metalem. Tłoki mają po dwa pierścienie uszczelniające i po jednym oliwnym.

Pompa olejowa podaje olej do panewek głównych i korbowodowych oraz do wału rozrządu. Do oczyszczenia oleju służy filtr typu „Purolator“. W obiegu wody chłodzącej znajduje się pompa i termostat. Chłodnica umieszczona jest przed silnikiem. Wentylator ma cztery skrzydła i napędzany jest paskiem klinowym, napędzającym jednocześnie prądnice.

Specjalna uwaga została skierowana na oliwienie skrzynki biegów. Nacięcie gwintowe na wałku zdawczym przesuwają olej od tyłu do przodu, skąd przez kanał w obudowie skrzyni, olej dostaje się do łożysk wału głównego.

Ze względów ekonomicznych nadwozie odznacza się daleko posuniętą prostotą, uwzględniającą jednak wygodę pasażerów. Siedzenia są z rur, wyściełane poduszkami z nagumowanego włosia ułożonymi na rozciąganych sprężynach. Szyby boczne są przesuwane. Licznik szybkości, wskaźnik poziomu paliwa i światelka kontrolne dla zapłonu i systemu oliwienia są w jednej obudowie.

Pomieszczenie na bagaż w tyle wozu jest dostępne z wewnątrz. Przednie siedzenia są oddzielne i przesuwne; na tyle jest jedno siedzenie, ale oddzielne dwa oparcia, składane do przodu, co umożliwia przewożenie dużych przedmiotów, jeżeli z tyłu siedzi tylko jedna osoba. Jeżeli nikt z tyłu nie siedzi, można całe tylne siedzenie wraz z oparciami złożyć ku przodowi i uzyskać wtedy bardzo obszerne wolne pomieszczenie.

Jak z powyższego wynika wyposażenie wozu jest bardzo skromne. Za osobną dopłatą można otrzymać dodatkowe urządzenia jak: ogrzewanie, radio, filtr powietrzny olejowy, ozdoby do zderzaka, pckrzywy na piasty kół i otwieralną tylną szybę. Najekonomiczniejsza szybkość samochodu wynosi 50 ÷ 60 km/godz. Próby drogowe wykazały, że samochód ten odpowiada stawianym wymaganiom zarówno w ruchu miejskim jak i dalekobieźnym.

Biegi są prawidłowo dobrane. Na trzecim biegu wóz rozwija szybkość do 80 km/godz. Na drugim biegu do 40 km/godz. W tych warunkach manipulowanie przekładniami nie wymaga specjalnej umiejętności, gdyż zakresy poszczególnych biegów w znacznym stopniu się pokrywają.

Standard Eight nie posiada żadnych urządzeń do tłumienia dźwięków. Pomimo to odgłosy jazdy słabo dochodzą do wnętrza wozu, dzięki elastycznemu zamocowaniu przedniego zawieszenia.

Samochód prowadzi się lekko i dobrze trzyma się drogi. Zastrzeżenia budzą szyby boczne, które ze względów oszczędnościowych są przesuwne, oraz to, że kierowca nie może wychylić głowy z wozu, co przy manewrowaniu w ciasnym miejscu jest często konieczne.

Samochód Standard Eight przewidziany jest do produkcji masowej jako typ popularny. Znamienne jest to, że konstruktorzy i wytwórcy nie ryzykowali podjęcia produkcji samochodu oznaczającego się bardziej nowoczesnymi rozwiązaniami konstrukcyjnymi i materiałowymi, które pozwoliłyby na wydatne obniżenie ceny, ale zdecydowali się na produkcję samochodu z mechanizmami typu klasycznego, którego cena bynajmniej nie jest niska. Zaważyły na powzięciu takiej decyzji niezawodnie względy takie jak: rosnące duże zapotrzebowanie rynku krajowego i zagranicznego na samochody małego typu, najmniejsze ryzyko w stosowaniu mechanizmów wypróbowanych już w ciągu wielu lat eksploatacji i możliwość wykorzystania istniejących typów obrabiarek i urządzeń oraz oprzyrządowania wraz z technologią.

Charakterystyka samochodu Standard Eight i wyniki prób

Silnik	
Ilość cylindrów	4
Średnica	58 mm
Skok	76 mm
Objętość skokowa	803 cm ³
Powierzchnia tłoków	105 cm ²
Stopień sprężenia	7.21 : 1
Moc maksymalna	26 KM
	przy 4500 o/m.
Szybk. tłok. p. max. mocy	11,2 m/sec.

Przekładnia	
Bieg bezpośredni	4.875
„ trzeci	7.088
„ drugi	11.993
„ pierwszy	20.820
O gumienie	5.20 × 13
Promień skrętu	9.8 m
Rozstaw osi	2.14 m
„ kół	1.35 m
Długość całkowita	3.62 m
Szerokość	1.46 m
Wysokość	1.52 m
Prześwit od drogi	0.17 m
Ciężar własny	685 kG

Wyniki prób

Czas przyspieszenia na biegu:	4	3
16 — 48 km/g.	15.7 sec.	10.3 sec.
Czas przyśpieszenia przy użyciu wszystkich biegów		
od 0 — 48 km/g.	8.7 sec.	
Szybkość maksymalna na 4 biegu	89 km/g.	
3 „	80 „	
2 „	53 „	
Zużycie paliwa przy stałej szybkości 48 km/g. — 5.5 l/100 km.		
	64 „	5,9 „
	80 „	7,1 „

Szybkość na wzniesieniach		
Wzniesienie 1:20 4 bieg	77 km/g.	
1:15 „ „	56 „	
Hamowanie przy szybkości 48 km/g.		
Czas droga hamowania	nacisk na pedał	
0,97 g	9,5 m	36 kg
0,88 g	11,4 „	27,5 „
0,75 g	12,2 „	22,5 „
0,49 g	18,5 „	11,3 „

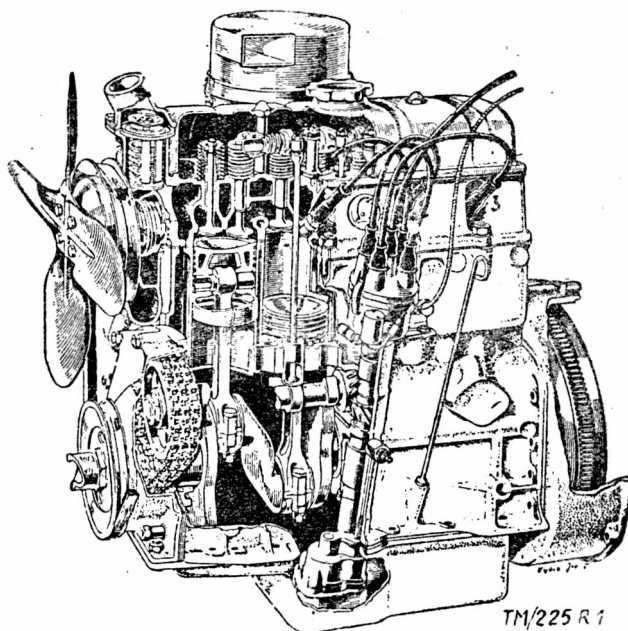
Z. L.

SAMOCCHÓD SKODA 1200

Nowy model samochodu Skoda 1200 jest kontynuatozem dotychczasowego modelu 1100 z szeregiem ulepszeń polegających na zwiększeniu mocy silnika, ułatwieniu kierowania i zwiększeniu wygody i bezpieczeństwa jazdy.

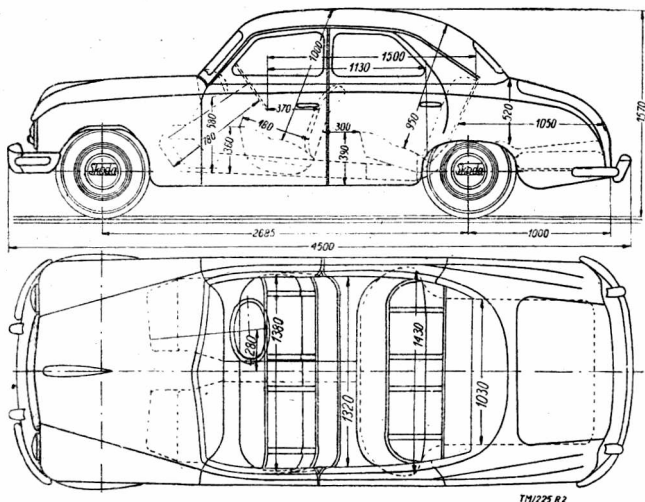
Nowy silnik, o pojemności zwiększonej do 1221 cm³ rozwija o 4 KM większą moc, tj. 36 KM przy niezmiennym zużyciu paliwa 8.5 l/100 km. Stosunek skoku do średnicy wynosi około 1; zawory zawieszono są w głowicy, krótsza i podgrzewana rura ssąca posiada zwiększony przekrój. Uzyskano przez to zwiększenie elastyczności i przyśpieszenie pojazdu. Bieg silnika jest bardzo spokojny i cichy. Elastyczne zawieszenie silnika i dobra izolacja nadwozia od podwozia zapobiegają przenikaniu do wnętrza wozu szumu i drgań. Silnik zaopatrzony jest w mokre tuleje cylindrowe ze specjalnego staliwa o dużej odporności na ścieranie. Skrzynka biegów jest 4-biegowa. Bieg 3 i 4 są synchronizowane. Stosunek przekładni dobrany jest właściwie, co szczególnie daje się odczuć podczas jazdy na wzniesieniach. Wszystkie wałki w skrzyni biegów łożyskowane są w łożyskach rolkowych i kulkowych. Dźwignia pedału sprzęgła ma zwiększone przełożenie, co zmniejsza wysiłek kierowcy i pozwala na bardziej czułe włączanie sprzęgła.

Wał napędowy, zaopatrzony w przeguby uniwersalne, jest łożyskowany w łożyskach igłowych i umieszczony jest wewnątrz centralnej rury nośnej podwozia.



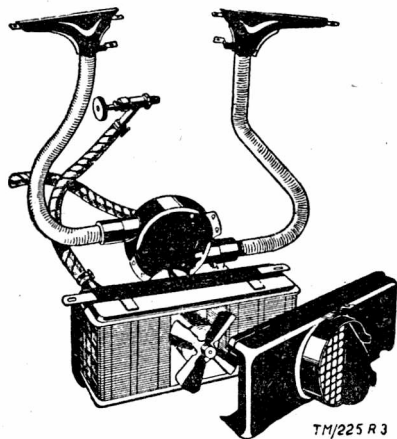
Rys. 1. Częściowy przekrój silnika o pojemności 1221 cm³ i mocy 36 KM przy 4000 obr./min., samochodu SKODA 1200.

Niezależne zawieszenie kół, typowe dla wozów Skoda, zostało ulepszone. Zawieszenie kół przednich stanowi równoległobok składający się z poprzecznego resora piórowego i dwóch trójkątnych ramion hydraulicznych amortyzatorów, połączonych ze zwrotnicami. Podstawa zawieszenia ramion poprzecznych została poszerzona, dzięki czemu zmniejszone zostało obciążenie łożysk. Jednocześnie zwiększono sprawność amortyzatorów. Poza tym zastosowano przy przednim zawieszeniu dwa drążki stabilizacyjne, które stanowią zabezpieczenie na wypadek złamania się resoru, a przede wszystkim przeciwdziałają nadmiernemu ugięciu się resorów na krzywiznach drogi. Wskutek tego, oraz przez zwiększenie rozstawu kół, uzyskano łatwiejsze prowadzenia wozu na zakrętach.



Rys. 2. Szkic wymiarowy samochodu Skoda 1200.

Tylne zawieszenia zostały również ulepszone. Końce resora poprzecznego, które przy modelu 1102 uchwycone były w siłnoblach, obecnie są zamocowane w tulejach gumowych o dużej odporności na zużycie, lepiej amortyzujących uderzenia



Rys. 3. Ogrzewanie wodne samochodu Skoda 1200 z przewodami dla odmrażania szyby przedniej.

i drgania spowodowane nierównościami drogi. Poza tym również i na tyle zastosowano hydrauliczne amortyzatory. Przeguby nie zaopatrzone w uchwyty gumowe, smarowane są centralnie.

Zasadnicze zmiany nastąpiły w nadwoziu, zarówno w jego konstrukcji, jak i w wykonaniu. Nadwozia otrzymały nowe estetyczne kształty zapewniające maksimum wygody jadącym. Podobnie jak w wozie Tatraplan, całkowicie stalowe nadwozie, łącznie z dachem, jest spawane z wysokogatunkowej blachy stalowej. Silnie pochylona, szeroka, w środku dzielona szybka przednia zapewnia, wraz z szeroką, wypukłą szybą tylną, dobre pole widzenia na wszystkie strony. 4 drzwi zawieszane są na ukrytych zawiasach i otwierają się w kierunku jazdy.

Całkowicie szczelna, zawiasowo umocowana pokrywa pomieszczenia na bagaż, odbezpiecza się przy pomocy drążka uruchomionego z tylnego siedzenia. Większy rozstaw kół i nowe kształty nadwozia pozwoliły na poszerzenie wnętrza o 200 mm. Siedzenie przednie przesuwane jest na rolkach. Do przewietrzania nadwozia służą dwie pary obrotowych szyb, które mogą być tak ustawione, aby przewietrzanie odbywało się albo przez ssanie powietrza z wewnątrz, albo wprowadzenie z zewnątrz. Poza tym do przewietrzania górnej partii nadwozia, przewidziane są dwa przewody powietrzne, doprowadzające powietrze od dołu maski na przodzie do dołu ścianki przedniej nadwozia. Poza tym wóz jest zaopatrzony w sprawnie działające ogrzewanie wodne, uzupełnione nadmuchałem ciepłego powietrza dla odmrażania szyby przedniej.

Na desce rozdzielczej umieszczone są wszystkie wskaźniki w polu widzenia kierowcy. Wyposażenie obejmuje licznik szybkości, zegarowy wskaźnik poziomu benzyny, wskaźnik temperatury wody chłodzącej, zapalniczkę i popielniczkę. Na tarczy licznika umieszczone są lampki kontrolne ładowania, oliwienia, świateł i kierunkowskazów. Wskaźniki mają oświetlenie pośrednie, natężenie którego można dowolnie regulować. Dwie oddzielne wycieraczki uzupełniają osprzęt elektryczny.

Koło sterowe o dwóch szprychach nie zasłania widoku aparatów kontrolnych.

Ściany wewnętrzne nadwozia posiadają pokrycie tłumiące szmery.

Skoda 1200 budowana jest jako karetka 4- i 6-osobowa, jako wóz użytkowy (Station Wagon) i jako furgon o znacznej pojemności.

Dane techniczne:

Cykl pracy silnika	4-suw	Długość	4250 mm
Ilość cylindrów	4	Szerokość	1680 "
Skok	75 mm	Wysokość	1500 "
Średnica	72 "	Rozstaw osi	2485 "
Stos. sk/średn.	1.04	" kół	1250 "
Pojemność skokowa	1221 cm ³	Ciężar własny	950 Kg
Stopień sprężania	6.5:1	Max. szybkość	110 km/godz.
Moc maksymalna	36KM/4000 o/m.	Zużycie paliwa	8.5 l/100 km
		Pojemność zbiornika	35 l.

Na podstawie *Kraftfahrzeugtechnik* Nr 6/53 opracował:

L. Z.

GŁOSY CZYTELNIKÓW

W sprawie nazw charakterystyk silników

Notatka dyskusyjna

W związku z wypowiedzią prof. J. Kunstettera zamieszczoną w notatce dyskusyjnej w sprawie nazw charakterystyk silników w numerze 12/53 *Techniki Motoryzacyjnej* podajemy niżej uwagi mgr inż. M. Reimana:

Nawiązując do notatki prof. J. Kunstettera w zeszycie grudniowym w sprawie proponowanej nazwy: „charakterystyka graniczna” w miejsce dotychczas najczęściej używanej „charakterystyki zewnętrznej” — pozwolę sobie dorzucić kilka uwag.

Nie ulega wątpliwości, że określenie tej charakterystyki jako „zewnętrznej” nie oddaje sensu jej pod względem merytorycznym w porównaniu z nazwami: obciążeniowa, regulacyjna itp., które jednoznacznie ujmują istotę danego pojęcia. Jednak —

jeżeli chodzi właśnie o charakterystykę pełnej mocy i mocy dławionych, szczególnie silników trakcyjnych z zapłonem iskrowym — zdaniem moim tę należy utrzymać. W pojęciu jej tkwi wyraźnie warunek: jest to charakterystyka zdjęta przy pełnym otwarciu przepustnicy i z nieskończonej ilości możliwych do zdjęcia charakterystyk na mocach dławionych, musi ona być zewnętrzną — lub „graniczną“ w sensie optymalnych osiągnięć silnika. Zarówno pojęcie „zewnętrzna“, jak i proponowane „graniczna“ są sensowo jednoznaczne. Za określeniem zaś „zewnętrzna“ przemawia ten argument, że jest ona na zewnątrz wykresu, podczas gdy pod nazwą „graniczna“ można by rozumieć zarówno graniczną zewnętrzną tj. pełnej mocy, jak i dla takiej najmniejszej granicznej mocy dławionej, przy której silnik jeszcze pracuje — czyli minimalnego dopuszczalnego otwarcia przepustnicy.

Szczególnie dla silników samochodowych, a więc większości silników, pojęcie „zewnętrzna“ proponowałbym zachować, gdyż na skutek rzeczywistej eksploatacji silnika samochodowego na mocach najczęściej dławionych — jakiegokolwiek próby na hamowni, przeprowadzane bardzo często przez personel nieraz o wysokich kwalifikacjach zawodowych, lecz bez wystarczającego „podkładu“ teoretycznego. Przez używanie pojęcia „zewnętrzna“ z m u s z a j ą do umysłowania sobie, że chodzi o wykres pełnej mocy, a więc krzywą na zewnątrz wszystkich możliwych do zdjęcia krzywych, osiągalną przy pełnym otwarciu przepustnicy.

Z punktu widzenia teoretycznego byłoby to może sprawą drugorzędną i chodziłoby tylko o pojęcie umowne.

Należałoby jeszcze zastanowić się nad sprawą, czy zarówno określenie „zewnętrzna“ jak i „graniczna“ są tu dopuszczalne ze względu na pewną nieprawidłowość merytoryczną w porównaniu

z nazwami innych charakterystyk, na co zwrócił uwagę prof. Kunstetter w swojej notatce. Sądzę, że sprawa ta jest podobna do proponowanej swego czasu nazwy „zawór wlotowy“, lub „wylotowy“ (używane w lotnictwie, lecz wśród silnikowców samochodowych nie przyjęte), zamiast „ssący“ lub „wydechowy“. I w tym przypadku również bardziej właściwe byłyby nazwy „wlotowy“ i „wylotowy“, jednak bardziej pogłądowe nazwy zbudowane na analogii pracy silnika do funkcji organizmu żywego, więcej przemawiają do wyobraźni, nie uszczuplając jednoznaczności tych określeń. W tym przypadku chodziło zresztą też i o symbole, wygodniejsze na warsztacie „S“ i „W“, zamiast „Wl“ i „Wyl“ i to prawdopodobnie zadecydowało.

Jeżeli chodzi o omawianie charakterystyki — sądzą, że określenie „zewnętrzna“ bardziej przemawia do wyobraźni, niż „graniczna“, jeśli weźmie się pod uwagę charakterystykę jako wykres.

Dlatego też głosuję za pozostawieniem nazwy „charakterystyka zewnętrzna“ jako bardziej odpowiedniej od proponowanej przez prof. Kunstettera „granicznej“, lub np. „charakterystyki szybkościowej dla pełnego otwarcia dopływu paliwa“ — tym bardziej, że w ten sposób zachowamy bliską analogię do określeń, przyjętych w słownictwie samochodowym radzieckim — i o ile orientuję się — i innych krajów.

Pragnę skorzystać z okazji, by wyrazić mój szacunek znanemu mi tylko z Jego publikacji i napewno bardziej doświadczonemu ode mnie Kol. Profesorowi.

(—) Mgr inż. Mieczysław Reiman
Sztum

SŁOWNICTWO SAMOCHODOWE

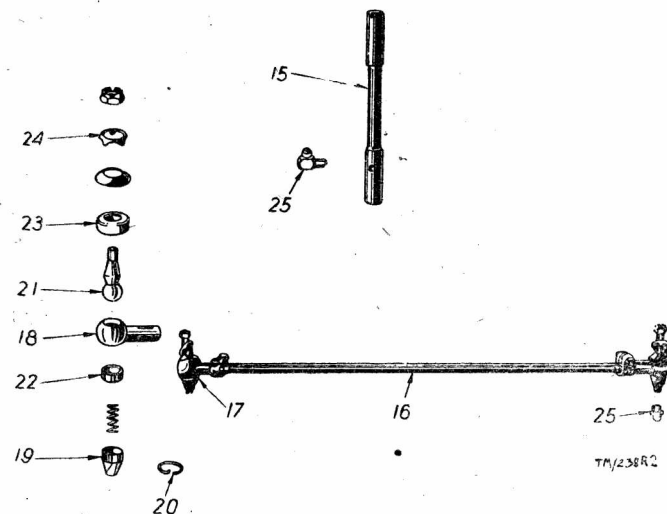
(Ciąg dalszy)

Objaśnienie znaków podano w zeszytce 1 z 1951 r.

UKŁAD KIEROWNICZY

(Ciąg dalszy)

15. drążek (sm) kierowniczy podłużny
продольная рулевая тяга sf
steering rod s
bielle (sf) de direction
Lenkstange sf



16. drążek (sm) kierowniczy poprzeczny
поперечная рулевая тяга sf
track rod s
barre (sf) d'accouplement
Spurstange sf
17. przegub (sm) kulowy
шаровой шарнир sm
ball and socket joint s
joint (sm) à rotule
Kugelzapfengelenk sn

18. końcówka (sf) drążka kierowniczego
наконечник (sm) рулевой тяги
track rod end s
raccord (sm) de joint à rotule
Kugelzapfengelenkstutzen sm
19. zaślepka (sf) końcówki drążka kierowniczego
korek (sm) końcówki drążka kierowniczego
заглушка (sf) наконечника рулевой тяги
ball joint plug s
bouchon (sm) de joint à rotule
Kugelzapfengelenkstopfen sm
20. pierścień (sm) osadczy
кольцо (sn) стопорное
circlip s
anneau (sm) élastique à téton
Hakensprengring sm
21. sworzec (sm) kulowy
палец (sm) с шаровой головкой
ball s
rotule sf
Kugelzapfen sm
22. miseczka (sf) przegubu kulowego
пята (sf) опорная
semi-spherical cap s
calotte (sf) sphérique
Kugelschale sf
23. podkładka (sf) uszczelniająca
шайба (sf) уплотнительная
dust protecting cap s
cache-poussière (sf)
Staubkappe sf
24. podkładka (sf) gwiazdkowa sprężynująca
шайба (sf) пружинная
washer s
rondelle (sf) étoile
Unterlegsternscheibe sf
25. smarownicznica sf
прессмасленка sf
lubricator (s), oil nipple s
graisseur sm
Schmierkopf (sm), Schmiernippel sm

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

F. BADANIA NAUKOWE I TECHNICZNE

570*) 621.43.019.8.001.4:621.434:621.431.73 F BKPMot.
O rozwoju termicznej metody pomiaru stuków w silnikach gaźnikowych. „Über die Entwicklung des Thermo-Klopffmessverfahrens“. Kraftfzgtechn., Berlin, mies., t. 2, Nr 10, paźdź. 52, s. 295; 29×21 cm, 6 str., 1 fot., 8 rys., 9 wykr., 1 tabl. —

Zjawisko wzrostu temperatury przy stukach w silnikach gaźnikowych zostało wykorzystane dla skonstruowania urządzenia badawczego mającego na celu określanie liczby oktanowej paliw silnikowych. Urządzenie składa się z silnika ze zmienną komorą sprężania, z układu termo-elektrycznego dla pomiaru temperatur oraz gaźnika z regulowanym poziomem paliwa. W wyniku przeprowadzonych pomiarów otrzymuje się wykresy pozwalające na bezpośrednie porównywanie własności antydetonacyjnych badanych paliw. Sposób przeprowadzenia pomiarów ilustruje przykład określenia liczby oktanowej dla 3 paliw.

571*) 629.118.5/6.001.4 F:K BKPMot.
Norton model ES2 490 cm³. „490 c.c.model ES2 Norton“ Mot. Cycle, London, tyg., t. 90, Nr 2599, stycz. 53, s. 114; 30×21 cm, 2 str., 4 fot. —

Wyniki prób drogowych i opis zmodyfikowanego motocykla Norton typ ES2 o silniku jednocylindrowym górnozaworowym o pojemności 490 cm³. Modyfikacja polega na unowocześnieniu zawieszenia przez zastosowanie wahacza i teleskopów na przodzie i tyle. Fotografie motocykla, zawieszenia tyłu i silnika odznaczającego się dobrymi własnościami trakcyjnymi na niskich obrotach. Tablica z danymi technicznymi.

572*) 629.117.33 F:K BKPMot.
Trójkołowiec Reliant Regal. „Reliant Regal threewgeeler“. Mot. Cycle, London, tyg., t. 90, Nr 2626, sierp. 53, s.166; 30×21 cm, 2 str., 3 fot. —

Opis budowy i wyniki prób drogowych trójkołowca Reliant Regal. Fotografie, sylwetki wozu i wnętrza. Tablica z danymi technicznymi. Zastosowano układ kół: jedno z przodu, dwa z tyłu. Silnik czterosurowy zmontowany za przednim kołem między kierownicą a pasażerem ma pojemność skokową 747 cm³ i jest chłodzony wodą. Dobra zwrotność wozu. Utrudniona zmiana biegów wskutek stosowania niesynchronizowanych biegów.

573*) 629.118.5/6.012.857 F:K BKPMot.
Royal Enfield 449 cm³ typ Bullet. „Royal Enfield 499 c. Bullet“. Mot. Cycle, London, tyg., t. 90, Nr 2625, itp. 53, s. 132; 30×21 cm, 2 str., 4 fot., 1 tabl. —

Krótki opis budowy zmodyfikowanego przez unowocześnienie zawieszenia motocykla Royal Enfield typ Bullet z jednocylindrowym, górnozaworowym silnikiem o pojemności 499 cm³. Opis i wyniki prób drogowych. Fotografie motocykla, zawieszenia tyłu i silnika. Tablica z danymi technicznymi. Charakterystyczne jest silne pochycenie tylnych teleskopów do przodu, mocne wsporniki tylnego błotnika oraz filtr powietrzny w kształcie skrzyneczki.

574*) 629.118.5/6 F:K BKPMot.
Motocykl Triumph 498 cm³ typ „Speed Twin.“ 498 c.c. Triumph speed twin“. Mot. Cycle, London, tyg., t. 90, Nr 2605, marz. 53, s. 290; 30×21 cm, 2 str., 4 fot., 1 tabl. —

Krótki opis budowy i wyniki prób drogowych nowego modelu turystycznego motocykla Triumph o dwucylindrowym pionowym silniku o pojemności 498 cm³. Fotografie motocykla, silnika, przyrządów kontrolnych pomysłowo zgrupowanych za reflektorem nad kierownicą i tablica z danymi technicznymi. Charakterystyczne są: prądnica o dużej mocy automatycznie regulowana (opisano jej badanie) resorowanie tyłu przy pomocy sprężystej piasty, konstrukcja korbowodu z biduminu (stopu glinu).

K. POJAZDY MECHANICZNE

575*) 629.114.5.004.67 K BKPMot.
Smith D. H. Rutyna wymiany części. „Component replacement routine“ Bus a Coach, London, mies., Nr 297, lip. 53, s. 246; 29×22 cm, 3 str., 15 fot. —

Wyniki prób przeprowadzonych przez firmę Leyland na autobusie Tiger Cub z silnikiem pod podłogą, mających wykazać

wiele czasu należy zużyć na wymianę poszczególnych podzespołów lub elementów. Np. wymiana silnika 20¹/₂ minut, wymiana przedniego resoru 6¹/₂ minuty.

576*) 629.113.011.5 K BKPMot.

Konstrukcja nadwozi. Przegląd wyróżniających się opracowań w Konkursie Instytutu Brytyjskich Producentów Wagonów i Samochodów. „Coachwork design A review of the outstanding drawings in the J.B.C.R.M. contest“. Auto Engr., London, mies., t. 43, Nr 568, lip. 53, s. 287; 29 × 21 cm, 7,5 str., 4 fot., 3 rys. — Wyniki corocznego konkursu ogłaszanego przez Instytut Brytyjskich Producentów Wagonów i Samochodów na opracowanie nadwozi samochodów osobowych, autobusów i pojazdów użytkowych. Opis nagrodzonych na konkursie opracowań rysunkowych: samochodu osobowego dwudrzwiowego, czteroosobowego z odkrywanym dachem: czterodrzwiowego samochodu saloon o konstrukcji bezramowej z silnikiem o pojemności nie przekraczającej 800 cm³ do produkcji masowej; sylwetki 4-osobowego samochodu: saloon sportowy na podwoziu o rozstawie osi 8 stóp, 6 cali; luksusowego autobusu piętrowego turystycznego i podróznego, przyczepy podróźnej na cztery osoby z kompletnym wyposażeniem dla pomieszczenia mieszkalnego i kuchni.

577*) 629.114.5 K BKPMot.

Durrant A. A.: Spodziewana nowa era w konstrukcji autobusów. „New era of bus design awaited“. Bus a Coach, London, mies., Nr 297, lip. 53, s. 231; 29 × 22 cm, 3,5 str. —

Wypowiedzi producentów i użytkowników kilkunastu krajów na temat konstrukcji autobusów. Żądanie wprowadzenia unifikacji typów autobusów; zmniejszenie ciężaru autobusu kosztem nawet jego wytrzymałości. Szkielec i ściany. Obniżenie podłogi. Pojedyncze tylne koła. Rozłożenie ciężaru na osie. Zawieszenie kół, niezależne czy sztywne. Zapewnienie dobrej widoczności. Rodzaj silnika. Skrzynki biegów i sprzęgła. Minimalny przebieg międzynaprawczy.

578*) 629.114.4:629.117.33 K BKPMot.

Winkler G. Pojazdy użytkowe małej mocy. „Nutzfahrzeuge kleiner Leistung“. A.T.Z. Stuttgart, mies., Nr 5, maj 53, s. 126; 29 × 21 cm, 3,5 str., 9 fot., 1 rys., 1 tabl. —

Przegląd rozwiązań konstrukcyjnych charakteryzujących rozwój samochodów użytkowych małowitrazowych. Samochody trzykołowe i czterokołowe — zestawienie danych charakterystycznych i porównanie obu rodzajów pojazdów pod względem konstrukcyjnym i własności trakcyjnych. Samochody dostawcze, specjalne i autobusy.

579*) 629.114.5:629.113.06 K BKPMot.

Sharpe G.S.: Praktyczne pomysły inżynierów autobusowych. „Practical ideas of a bus engineer“. Bus a Coach, London, mies., Nr 297, lip. 53, s. 222; 29 × 22 cm, 2,5 str., 8 rys. —

Opis kilku urządzeń służących do zwiększenia bezpieczeństwa jazdy autobusów oraz ułatwienia ich obsługi: Nicoslepijące stosowane latarnie, automatycznie włączane podczas postoju latarnie tylne; oświetlenie stopni i schodów schowki na narzędzia, urządzenie zabezpieczające przed przelewaniem paliwa podczas tankowania.

580*) 629.113.011.5 K BKPMot.

Brooks Stevens. Wpływ samochodów sportowych na linię nadwozi samochodów amerykańskich. „L influenza della vettura sport sul disegno della carrozzeria delle automobili americane“. Auto ital., Milano, tyg., t. 34, Nr 7, luty 53, s. 22; 29×22 cm, 3 str., 2 rys., 2 fot. —

Artykuł nadesłany do redakcji Auto ital. przez jednego z najwybitniejszych stylistów i konstruktorów karoserii przemysłu amerykańskiego rzuca niezmiernie ciekawe światło na poglądy i gusty amerykańskiego nabywcy samochodów i ich ewolucję w ostatnich latach, która zmusiła poważne fabryki samochodów jak Studebaker i inne do inspirowania się przy projektowaniu nadwozi seryjnych linią i niektórymi elementami konstrukcyjnymi oryginalnych modeli sportowych samochodów europejskich, karosowanych indywidualnie przez wybitnych karoserników europejskich.

581*) 629.113.011.5:629.114.82 K BKPMot.

Roediger W.: Ukształtowanie nadwozi samochodów wyścigowych. „Die Formgebung von Rennwagenkarosserien“. Kraftfzgtechn., Berlin, mies., t. 3, Nr 7 lip. 53, s. 222; 29×21 cm, 2,5 str., 2 fot., 4 rys., 1 wykr. —

Omówiny został rozwój w budowie karoserii powojennych samochodów wyścigowych. Jako wynik rozważań nad wszystkimi wprowadzonymi ulepszeniami, podany został szkic nowoczesnego samochodu wyścigowego z wyszczególnieniem elementów karoserii i zadań, do wykonania których są one przewidziane.

582*) 629.118.5/6 K:W BKPMot.
Modele Excelsiora na 1954 r. „Excelsior models for 1954”. Mot. Cycle, London, tyg., t. 91, Nr 2631, wrześ. 53 s. 342; 30×21 cm, 2 str., 4 fot., 2 rys. —

Krótkie opisy ciekawszych szczegółów konstrukcyjnych motocykli „Excelsiora” przewidzianych w planie produkcji na 1954 oraz ich cechy charakterystyczne. Program ten nie przynosi większych zmian w typach z roku 1953. Na uwagę zasługują: silnik SSTI modelu Sport Talisman dwucylindrowy dwutaktowy o pojemności skokowej 244 cm z bliźniaczym gaźnikiem i proste teleskopowe zawieszenie tylnego koła — zilustrowane rysunkami. Fotografie opisywanych modeli i tabelka cen.

583*) 629.118.5/6:658 K:R:L:W BKPMot.
 Hopfinger K.B.: **Niemiecki przemysł motocyklowy.** „German motor cycle industry”. Mot. Cycle, London, tyg., t. 90, Nr 2995, stycz. 53, s. 4; 30×21 cm, 3 str., 3 fot., 2 rys. —
 Mimo niesprzyjających rozwojowi motoryzacji warunków powojennych obserwuje się wzrost produkcji motocykli. Dane statystyczne produkcji, wielkości opłat skarbowych. Wzrost produkcji scooterów. Finansowanie przez rząd prac badawczych nad motocyklami na uniwersytetach. Tematyka obecnych prac badawczych. Opis i rysunek podwójnego gaźnika „Bing” polepszającego napełnienie i zapewniającego równomierny bieg na niskich obrotach. Szerokie stosowanie stopów lekkich na głowice i cylindry i próby szorstkiego powlekania chromem gładzi cylindrowej.

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

584*) 621.431.73:621.436—12 L BKPMot
 Dupin A., Glamann W. **Pięciocylindrowy silnik wysokoprężny Berlieta.** „Der Berliet Fünfzylinder Dieselmotor“ A.T.Z., Stuttgart, mies., Nr 6, czerw. 53, s. 165; 29×21 cm, 3 str., 2 fot., 5 rys., 3 wykr. —

Opis silnika pięciocylindrowego, wysokoprężnego, którego konstrukcja przewiduje możliwość budowania pochodnych o różnej ilości cylindrów. Silnik przeznaczony do produkcji seryjnej przez przyczynionych robotników. Po dość dokładnym opisie konstrukcji i technologii podane są wyniki przeprowadzonych prób stacyjnych oraz charakterystyki.

585*) 621.43.038.5/8.0045:621.431.73 L BKPMot.
 Böldicke H. **Uszkodzenia pomp wtryskowych i wtryskiwaczy wysokoprężnych silników ciągnikowych.** „Die Störungen an Einspritzpumpen und Düsen bei Dieselmotoren”. Kraftfahrzeugtechn., Berlin, mies., t. 2, Nr 10, paźdź. 52, s. 301; 29×21 cm, 4,5 str., 1 tabl. —

Przyczyną unieruchomienia ciągników z silnikami wysokoprężnymi były w NRD w 70% uszkodzenia pomp wtryskowych i rozpylaczy. Przeprowadzona została systematyka tych uszkodzeń i po wykonaniu odpowiednich badań wyciągnięte zostały wnioski odnośnie konstrukcji materiału i dokładności wykonania części pomp, sposobu kwalifikacji paliwa oraz jego oczyszczania, jak również metody szkolenia obsługi ciągników, która w licznych przypadkach nie stała na poziomie i dopuszczała do uszkodzeń, niezależnie od wszelkich innych czynników.

586*) 621.431.73:621.43.045 L BKPMot.
 Usanow A. D.: **Unifikacja świec zapłonowych silników samochodowych i ciągnikowych.** „Unifikacja zapalnych świec awto-traktornych dwigatielej”. Awtom i Trakt., Promyszl., Moskwa, mies., Nr 3, marz. 53, s. 3; 29×22 cm, 2,5 str., 3 rys. 3 wykr. —
 Czynniki elektryczne materiałowe i ciepłe wpływające na właściwą pracę świec zapłonowych silnika z zapłonem iskrowym. Kierunek jaki należy obrać przy unifikacji świec. Uzasadnienie zastąpienia świec stosowanych w radzieckim sprzęcie motoryzacyjnym świecą M14 i wynikające stąd oszczędności materiałowe w stosunku do świec M18. Porównanie wartości cieplnej świec o różnych wymiarach i konstrukcji. Właściwe materiały do produkcji świec zapłonowych.

587*) 621.431.73—183 L:J BKPMot.
 Czistozwonow S. B.: **Ciężar silników samochodowych.** „O wiesie awtomobilnych dwigatielej” Atwom i Trakt. Promyszl., Moskwa,

mies., Nr 3, marz. 53, s. 5; 29×22 cm, 3 str., 1 rys., 2 wykr., 2 tabl. —

Wytyczne konstrukcyjne zamierzające do obniżenia ciężaru silników samochodowych przez zwiększenie ilości obrotów. Ujemne strony nadmiernego zwiększenia obrotów silnika i wartości graniczne ilości obrotów. Zestawienie porównawcze ciężarów poszczególnych silników radzieckich. Stosunek ciężaru poszczególnych części i zespołów silnika do ciężaru silnika kompletnego.

588*) 621.431.73—233.13.001 L:J BKPMot.
 Djaczkow A.K.: **Obliczenie przeciwcieżarów wałów korbowych silników samochodowych i ciągnikowych.** „Rasczet protivowiesow kolenczatych wałow awtomobilnych i traktornych dwigatielej”. Awtom i Trakt. Promyszl., Moskwa, mies., Nr 3, marz. 53, s. 8; 29×22 cm, 8 str., 4 schem. 5 wykr. —
 Rozważania teoretyczne dotyczące przeciwcieżarów wałów korbowych. Ujemne i dodatnie strony stosowania przeciwcieżarów. Graficzne obliczenie naprężeń w panewkach głównych i korbowodowych silników, przy zastosowaniu przeciwcieżarów i bez nich. Wytyczne stosowania przeciwcieżarów do wałów o różnym kształcie wykorobienia. Wpływ obrotów silnika na wielkość naprężeń w panewkach wału korbowego.

589*) 621.431.73:629.113.011 L:M BKPMot.
 Uberti degli B. **W dziale samochodów przemysłowych rewolucyjna LANCIA „Beta-Diesel”, dwutaktowa, dwucylindrowa, 2000 cm³ 2100 kg. nośności.** „Nel campo dell'auto industriale — Il rivoluzionario LANCIA „Beta-Diesel” bicilindrico a due tempi di 2000 cc. per portata di 21 q”. Auto ital., Milano, tyg., t. 34, Nr 15, kw. 53, s. 127; 29×22 cm, 3 str., 7 tys., 1 fot. —
 Obszerny opis silnika i podwozia Beta-Diesel o charakterze propagandowo-reklamowym z załączonym zestawieniem danych charakterystycznych technicznych i eksploatacyjnych.

590*) 621.431.73:629.118.5/6 L:W BKPMot.
 Hopwood H., Wilson G.: **B.S.A. typ Złoty Błysk 646 cm³.** „The 646 c. c. B.S.A. Golden Flash”, Mot. Cycle, London, tyg., t. 89, Nr 2569, lip. 52, s. 4; 30×21 cm, 4 str., 1 rys., 1 wykr., 1 tabl. —
 Wywiad z głównym konstruktorem górnazaworowego, dwucylindrowego silnika B.S.A. typ Złoty Błysk o pojemności 646 cm³ na temat szczegółów konstrukcji. Naświetlenie oryginalnych cech konstrukcji pod kątem widzenia działania, technologii i materiałów. Duży rysunek rozstrzelony silnika, jego charakterystyka i tablica z danymi technicznymi.

591*) 629.118.5/6 L:W BKPMot.
 Baker A., Hopwood H.: **B.S.A. Gold star 348 cm³.** „348 c.c. Gold B.S.A.” Mot. Cycle, London, tyg., t. 90, Nr 2623, lip. 53, s. 68; 30×21 cm, 4 str., 4 rys., 1 tabl. —
 Wywiad z głównym projektantem wytwórni motocykli B.S.A. na temat silnika Gold Star o pojemności 348 cm³ o wymiennych elementach rozrządu i głowicy. Wymienienie pewnych elementów konstrukcyjnych zmieniających charakter motocykla z turystycznego na sportowy, terenowy lub wyścigowy. Duży rysunek rozstrzelony silnika. Tablica z danymi technicznymi. Omówiono materiały i konstrukcje układu korbowo-tłokowego, rozrządu, głowicy i cylindra.

592*) 629.118.5/6—482 L:W BKPMot.
Motocykl wyścigowy N.S.U. Rennfox. „N.S.U. Rennfox” Mot. Cycle, London, tyg., t. 90, Nr 2605, marz. 53, s. 309; 30×21 cm, 1 str., 1 fot., 1 rys. —
 Szczegóły konstrukcyjne silnika wyścigowego motocykla N.S.U. Rennfox o pojemności skokowej 125 cm³ rozwijającego 14 KM przy 10000 obr./min. zilustrowane rysunkiem rozstrzelonym. Fotografia motocykla i kilka danych na temat organizacji działu motocykli wyścigowych w fabryce N.S.U.

593*) 621.431.73:629.118.5/6 L:W BKPMot.
 Baker A., Vincent P.: **Dwucylindrowy Vincent Rapide, 998 cm³.** „The 998 c.c. Vincent Rapide twin”. Mot. Cycle, London, tyg., t. 90, Nr 2627, sierp. 53, s. 190; 30×21 cm, 5 str., 3 rys. —
 Wywiad przeprowadzony przez redaktora technicznego Mot.-Cycle z dyrektorem wytwórni Vincent na temat konstrukcji silnika Vincent Rapide 998 cm³, dwucylindrowego, w układzie V. Poruszono zagadnienia materiałowe i szczegóły konstrukcyjne, jak np. napęd łańcuchem potrójnym od silnika do skrzynki biegów, wyważenie silnika, rozrząd, zawieszenie itp. Rozstrzelony rysunek silnika w dużym formacie, rysunki sprzęgła i głowicy.

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



Naczelna Organizacja Techniczna i Komitet do Spraw Radiofonii „Polskie Radio” ogłaszają KONKURS

na najlepszy opis pracy stowarzyszeniowego koła zakładowego

I. CEL KONKURSU

Celem konkursu jest:

- 1) Popularyzacja ruchu stowarzyszeń naukowo-technicznych przez pokazanie pracy podstawowej komórki tego ruchu,
- 2) propaganda szerokiej akcji organizowania kół zakładowych,
- 3) zebranie możliwie obszernego materiału dla ustalenia metod i zakresu pracy kół stowarzyszeniowego,
- 4) upowszechnienie metod i form pracy przodujących kół zakładowych.

II. WARUNKI KONKURSU

- 1) Kto może wziąć udział w konkursie? Uczestnictwo w konkursie nie jest niczym ograniczone, musi tylko dotyczyć kół zakładowych i ściśle opierać się na faktycznym materiale. Autorami pracy mogą być zarówno poszczególne osoby, jak i zespoły, zarówno członkowie stowarzyszeń, jak i osoby postronne.
- 2) Jakie wymagania stawia się pracy konkursowej?
 - a) Objętość pracy nie powinna w tekście przekraczać 10 stron i 60 znaków w wierszu maszynopisu (tj. około 200 znaków na stronie przy 35 wierszach); rysunki, fotografie, wykresy związane z tekstem nie wchodzi do obliczenia powyższej objętości i w tym zakresie nie stawia się żadnych ograniczeń.
 - b) Forma pracy konkursowej może być dowolna, a więc zarówno ściśle sprawozdanie techniczne, jak reportaż czy inne opracowanie literackie.
- 3) Ogólna dyspozycja treści pracy. Przedmiotem pracy konkursowej mogą być tylko zdarzenia i fakty, które miały miejsce w czasie od początku 1952 roku do dnia 25 lutego 1954 roku.

Pożądaną jest, aby praca konkursowa obejmowała możliwie całokształt działalności kół zakładowych, wiążącą tę działalność z wszechstronną walką inżynierów i techników o postęp techniczny w ich zakładzie pracy.

Spośród ważniejszych zagadnień, które mogą być tematem prac konkursowych należy w szczególności wymienić następujące:

- a) ujawnienie i pełne wykorzystanie mocy produkcyjnej zakładu,
 - b) naukowo-techniczne ustalenie warunków i kontrola istniejących procesów technologicznych oraz prace związane z wyborem i wprowadzeniem nowych metod i nowych procesów technologicznych,
 - c) prace związane z ulepszeniem organizacji i dyscypliny pracy, ustaleniem właściwych norm użycia materiałów, paliw i energii elektrycznej oraz podniesieniem wydajności i bezpieczeństwa pracy,
 - d) walka o polepszenie jakości produkcji i obniżenie kosztów własnych,
 - e) współpraca kół zakładowych z administracją przemysłową oraz z zakładowymi organizacjami społecznymi.
- Inne formy pracy kół zakładowych, które stanowią tematykę prac konkursowych wymienione są w wytycznych organizacyjnych dla kół zakładowych podanych w załączniku do Regulaminu Ramowego Kół Zakładowych (wydawnictwo NOT) oraz w „Przeglądzie Technicznym” nr 7-1952.

III. ORGANIZACJA KONKURSU

- 1) Organizatorzy: Naczelna Organizacja Techniczna i Komitet do Spraw Radiofonii „Polskie Radio”.
- 2) Terminy:
 - a) konkurs ogłoszony został przez radio i w prasie codziennej w grudniu 1953 r. oraz w grudniowych (ew. styczniowych 54 r.) zeszytach czasopism technicznych NOT.
 - b) prace konkursowe wolno nadsyłać od chwili ogłoszenia konkursu do dnia 1 marca 1954 r. (data stempla pocztowego)
 - c) wyniki konkursu ogłoszone będą do dnia 15 kwietnia 1954 r.
- 3) Sposób oceny prac konkursowych. Ocena prac konkursowych dokonywana będzie przez dwie instancje, najpierw przez komisje stowarzyszeniowo-branżowe, a następnie przez Komisję Główną Konkursu. Kryteria oceny wynikają z ogólnych dyspozycji, dotyczących treści prac (patrz pkt II § 3). W przypadku uznania danej pracy za nieodpowiadającą założeniom i celowi konkursu przez komisję stowarzyszeniowo-branżową, praca ta nie będzie przedstawiona do rozpatrywania Komisji Głównej. Po uzyskaniu oceny pozytywnej i opinii kwalifikującej daną pracę ze strony komisji stowarzyszeniowo-branżowej, praca będzie przekazana przez Komisję Główną, która po zapoznaniu się z wszystkimi zakwalifikowanymi pracami konkursowymi, dokona podziału nagród. W skład Komisji Głównej Konkursu wchodzi przedstawiciel NOT powołani przez Komisję Główną Postępu Technicznego NOT oraz przedstawiciel Komitetu do Spraw Radiofonii „Polskie Radio”. Komisje stowarzyszeniowo-branżowe będą powołane przez Komisję Główną Konkursu w porozumieniu z zarządami głównymi stowarzyszeń naukowo-technicznych. Szczegółowe zestawienie Komisji podano w zeszycie 12/53 „Przeglądu Technicznego”.
- 4) Sposób nadsyłania prac. Prace powinny być przesyłane w kopercie adresowanej jak następuje: Naczelna Organizacja Techniczna, Warszawa, ul. Czackiego 3/5 „Konkurs na opis pracy kół zakładowych”.

Na odwrocie koperty powinno być podane godło wysyłającego pracę. W kopercie obok pracy konkursowej, podpisanej godłem i wskazującej na wstępie jakiego kół zakładowego praca ta dotyczy, powinna znajdować się druga, zalakowana koperta zawierająca nazwisko i adres osoby zgłaszającej pracę.
- 5) Ustalono następujące nagrody konkursowe:

Jedna nagroda I — zł 5000
trzy nagrody II — po zł 2000
sześć nagród III — po zł 1000
szesnaście nagród IV — po zł 500

Główna Komisja Oceny Prac Konkursowych może nie przyznać pierwszej nagrody w przypadku o ile żadna z prac nie będzie reprezentowała dostatecznie wysokiego poziomu.
- 6) Prawa do prac zgłoszonych na konkurs. Prace zgłoszone na konkurs są pod ochroną obowiązującego prawa autorskiego z tym, że Główna Komisja Konkursowa po opłaceniu honorarium zgodnie z obowiązującymi stawkami ma prawo pierwszeństwa w drukowaniu zgłoszonych prac w całości lub częściowo, według swego uznania, w czasopiśmie technicznych lub prasie codziennej w okresie od ogłoszenia konkursu (3.XI.53 r.) do 31.XII.1954 r.

Cena 6 zł.

PAŃSTWOWE WYDAWNICTWA TECHNICZNE

Nowości wydawnicze

- Adamski C.: **Odlewnicze brązy i mosiądże krzemowe. Technologia i zastosowanie.** s. 78, zł 6,90
- Andrejew L., Piekutowski Z.: **Oczyszczalnia gazu wielkopieczowego i jej obsługa.** s. 108, zł 7.—
- Andrejew L., Sobczyk Z.: **Obsługa przepychowych pieców walcowniczych.** s. 100, zł 6,70
- Barsow A. I.: **Technologia narzędzi skrawających.** Tłum. z ros. Z. Kościółek i W. Natanson, 1953, s. 310, zł 16,70 (w oprawie)
- Belawski S.: **Napęd elektryczny.** s. 315, zł 14,60 Zatwierdzone do użytku szkolnego przez CUSZ.
- Blümke F.: **Autopompy i motopompy pożarnicze.** s. 172, zł 11,80
- Błazewski S.: **Pomiary twardości metali.** s. 168, zł 15,50 (w oprawie)
- Borkowski W.: **Produkcja na jednowrzecionowych automatach tokarskich.** s. 202, zł 20,80 (w oprawie)
- Bujok A.: **Lutowanie twarde.** s. 124, zł 8,20
- Chmielewski H.: **Logarytmiczny suwak rachunkowy.** Wyd. 3 rozszerzone s. 48, zł 3,60
- Ciaś W.: **Jakość stali obrabianej cieplnie.** s. 76, zł 5.—
- Czachowski W.: **Ładowarki chodnikowe do kamienia.** s. 79, zł 5,30
- Czyrski W.: **Spawanie stali stopowych.** s. 223, zł 26.— (w oprawie)
- Dowgird R.: **Konstrukcje staloceramiczne prefabrykowane.** s. 171, zł 15,60
- Faworski W.E.: **Wyciskanie na zimno metali nieżelaznych.** Tłum. z ros. K. Bosiacki s. 87, zł 7.—
- Gosztowtt L.: **Rurociągi i armatura.** s. 224, zł 19,50 (w oprawie)
- Hennel S., Rozpędek S.: **Wysokowydajne toczenie nożem Kolesowa.** s. 56, zł 4,50
- Hilbert H.: **Tłocznictwo. Tom II.** Tłum. z niem. Z. Kazubiński s. 211, zł 20.— (w oprawie)
- Januszewicz P.: **Żeliwiak i jego prowadzenie.** s. 144, zł 17,50 (w oprawie)
- Kaczmarek J.: **Podstawy doboru warunków skrawania przy toczeniu metali.** Instytut Obrabiarek i Obróbki Skrawaniem, s. 94 zł 20,30
- Kalendarzyk elektrotechniczny 1954 — 1955.** Praca zbiorowa pod red. naczelną B. Konorskiego. Stowarzyszenie Elektryków Polskich. Wyd. 9 — przedruk z klisz wydania 8. s. 947, zł 60.— (w oprawie)
- Katalog aparatury naukowej i pomiarowej produkowanej przez ZSRR i Kraje Demokracji Ludowej. Część 2** Polska Izba Handlu Zagranicznego. s. 337, zł 30.—
- Klasyfikacja dziesiątna.** Wydanie skrócone. Centralny Instytut Dokumentacji Naukowo-Technicznej. s. 164, zł 38,50 (w oprawie)
- Kostecki T.: **Zasady automatyzacji i kontroli procesów produkcyjnych.** s. 280, zł 22,50
- Krize S.N.: **Obliczanie transformatorów zasilających małej mocy i dławików stosowanych w filtrach.** Tłum. z ros. J. Grabowski. s. 38, zł 2,50
- Król L.: **Zelgruda.** s. 76, zł 5.—
- Lewicki T.: **Części maszyn w zarysie.** Wyd. 2 niezmiennione s. 126, zł 10,50
- Łosiew S.M.: **Turbiny parowe i urządzenia kondensacyjne.** Teoria, konstrukcja i eksploatacja. Tłum. z ros. K. Smolaga i Weberman. s. 228, zł 47.— (w oprawie)
- Modej R.: **Oszczędna gospodarka parą w przemyśle.** s. 151, zł 15,80
- Malinowska I.: **Stanisław Zawadzki 1743-1806. „Mistrzowie Architektury Polskiej”.** Instytut Urbanistyki i Architektury. s. 112, zł 9,30
- Mazanek E., Hoffmann W.: **Spiekalnia rudy i jej obsługa.** s. 91, zł 6.—
- Mazanek T.: **Murowanie i naprawa pieców martenowskich.** s. 96 zł 7.—
- Mazur M.: **Nagrzewanie promiennikowe.** s. 176, zł 14,70 (w oprawie)
- Mermön W.: **Planowanie obróbki skrawaniem i montażu.** s. 183, zł 18,70
- Michel K.: **Urządzenia teletransmisyjne telefonii naturalnej.** s. 415, zł 39.— (w oprawie)
- Moszyński W.: **Wykład elementów maszyn. Część II — Łożyskowanie.** Wyd. 3 przejrzane i uzupełnione. s. 287, zł 30.—
- Mroczkowski A.: **Walcowanie blach cienkich na gorąco.** s. 124 zł 8,60
- Nazarewski J.: **Ruch racjonalizatorski w przemyśle maszyn elektrycznych.** s. 163, zł 10,50
- Ochędusko S.: **Teoria maszyn cieplnych. Część 2.** s. 379, zł 42.— (w oprawie)
- Orzechowski S.: **Stale narzędziowe. Wiadomości wstępne i katalog.** s. 144, zł 12,20
- Ostrowski W.: **Lokalizacja i planowanie terenów przemysłowych.** s. 468, zł 40,70 (w oprawie)
- Przepisy bezpieczeństwa pracy w eksploatacji urządzeń elektroenergetycznych sieci miejskich i wiejskich.** Wyd. II, s. 106, zł 10.—
- Riess H.: **Żużle wielkopieczowe w technice budowlanej.** s. 167 zł 12,20
- Rywkin M.O.: **Transport w zakładach hutniczych.** Tłum. z ros. W. Geritz, s. 240, zł 26.— (w oprawie)
- Rzęcki M.: **Użytkowanie butli z gazami w przemyśle.** s. 116, zł 8,80
- Sadowski A.: **Wyglądanie powierzchni metali luźnymi materiałami ściernymi.** s. 110, zł 8.—
- Skowron L.: **Przenośniki taśmowe.** s. 68, zł 4,50
- Stankiewicz M.: **Wytapianie stali w elektrycznych piecach łukowych.** s. 104, zł 7.—
- Szuyska E.: **Laboratorium chemiczne przy odlewni żeliwa.** s. 64, zł 6.—
- Tomarow M.M.: **Technika bezpieczeństwa przy tłoczeniu blach na zimno.** Tłum. z ros. W. Czaplicki. s. 284, zł 23.— (w oprawie)
- Wybrane zagadnienia inżynierii chemicznej.** Praca zbiorowa. s. 559, zł 59.— (w oprawie)
- Zydanowicz J.: **Obliczanie elektryczne sieci elektronenergetycznych.** s. 334, zł 15,50. Zatwierdzono do użytku szkolnego przez CUSZ.

Do nabycia w księgarniach technicznych Domu Książki
i u kopolporterów zakładowych.