

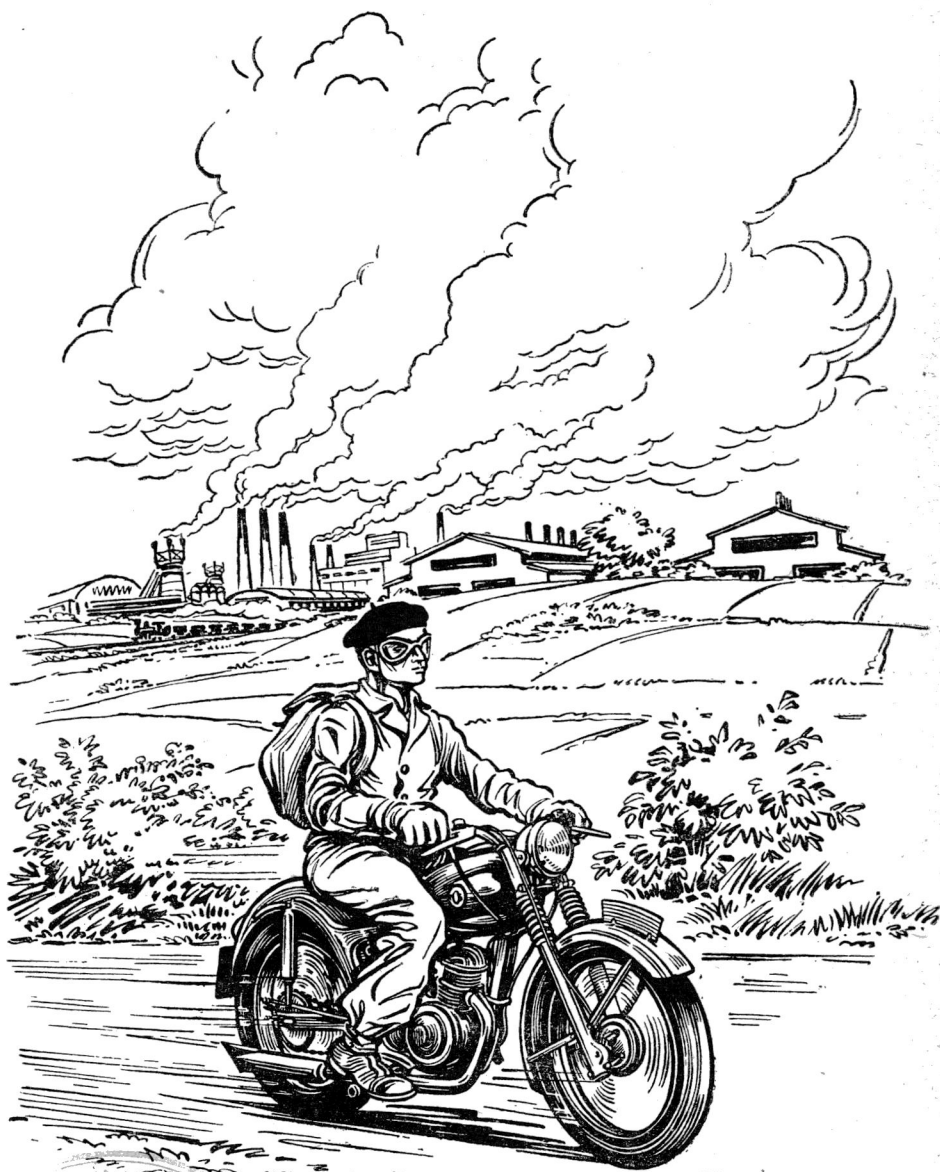
A 16 552

80

OWA

technika

MOTORYZACYJNA



Biuletyn
Wiedzy
Politechniki
Wrocławskiej

**NR 4(8)
1952 R.**

LIPIEC-SIERPIEŃ

WYDAWNICTWO NACZELNEJ ORGANIZACJI TECHNICZNEJ

T R E Ś C

— 22 Lipca. — *Mgr inż. Kazimierz Studziński*. Skuteczność działania hamulców i bezpieczeństwo ruchu samochodu przy hamowaniu. — *Mgr inż. Antoni Krasuski*. Ekonomia zużycia metali w konstrukcji samochodów. — *Mgr inż. Tadeusz Wrzesiński*. Normy motoryzacyjne. — *Mgr inż. Aleksander Rummel*. Niektóre nowe rozwiązania konstrukcji silników gaźnikowych samochodów osobowych. — *Jan Wojakowski*. Racjonalizatorzy motoryzacji — T. S. Nowy autobus produkcji Niemieckiej Republiki Demokratycznej „Lowa Omnibus W 500”. — *L. O.* Dlaczego „+ na masę” — *Mgr inż. Bernhardt*. Gaźnik K-80. — *A. K.* Trwałe połączenia aluminium ze stalą i żelazem za pomocą warstwy wiążącej Al Fe₃. — *T. H.* Badanie roweru na bieżni doświadczalnej. — *A. B.* Automatyczne hartowanie zaworów — *A. K.* Oszczędność stali szybkotnącej przy wykonywaniu rozwiertaków i pogłębiaczy (*r*). Odnaczenia państwowe w przemyśle motoryzacyjnym. — Ogólnopolski Zjazd Naukowo-Techniczny, poświęcony zagadnieniu „Organizacja obsługi i napraw pojazdów samochodowych w Polsce”. — Słownictwo samochodowe. — Biuletyn Informacyjny. — Przegląd Bibliograficzny.

СОДЕРЖАНИЕ

22 июля. — *Маг. Инж. К. Студзински*. Успешность действий тормозов и безопасность движения автомобилей во время торможения. — *Маг. инж. А. Красуски*. Экономия употребления металлов в конструкции автомобилей. — *Маг. инж. Т. Вжесински*. Моторизационные нормы. — Некоторые новые решения карбюраторных двигателей легковых автомобилей. — *Я. Войковски*. Рационализаторы моторизации. — *Т. С.* Новый автобус продукции Немецкой Демократической Республики „Lowa Omnibus W 500”. — Почему „+ на массу”. — *Маг. инж. М. Бернгардт*. Карбюратор К-80. — *А. К.* Прочность соединения алюминия со сталью и чугуном при помощи скрепляющей прослойки AlFe₃ — *Т. Х.* Исследование велосипеда на испытательной беговой дорожке. — *А. Б.* Автоматическая закачка клапанов. — *А. К.* Экономия шибкорезущей стали для производства разверток и углубителей. — (*р*). Государственные награждения в моторостроительности. — *Общепольский Съезд Научно-Технический*, Посвященный проблемам „Организации ухода и ремонтов автоэкипажей в Польше”. — Лексикография. — Информационный бюллетень. — Библиография. —

CONTENTS

- The 22nd of July.
- *Mgr eng. K. Studziński* — Efficacy of Brake Operation and Safety of Motor-Car Movement during Braking.
- *Mgr eng. A. Krasuski* — Saving Metals in Motor-Car Construction.
- *Mgr eng. T. Wrzesiński* — Motorisation Standards.
- *Mgr eng. A. Rummel* — New Solutions of Gaz Motors for Saloon-Cars.
- *J. Wojakowski* — Motorisation Rationalisators.
- *T. S.* New Bus of People's Germany Production „Lowa Omnibus W 500”.
- *L. O.* — Why „+ on mass”.
- *Mgr eng. M. Bernhardt* — Gaz Motor K-80.
- *A. K.* — Solid Blend of Aluminium with Steel and Iron by Means of a Joining Layer Al Fe₃.
- *T. H.* — Bicycle Study on Experimental Runway.
- *A. B.* — Automatically Tempered Bolts.
- *A. K.* — Saving of Cutting Steel.
- (*r*) — Decorations in Motorisation Industry.
- General Congress of Technical Science on the Subject of „Organisation of Service and Repair of Motor-Car in Poland”.
- Motor-Car Vocabulary.
- Information Bulletin.
- Bibliographical Review.

SOMMAIRE

- *Mgr ing. K. Studziński* — Efficacité de l'action des freins et sûreté du mouvement de l'automobile pendant le freinage.
- *Mgr ing. A. Krasuski* — Économie des métaux dans la construction des automobiles.
- *Mgr ing. T. Wrzesiński* — Normes de motorisation.
- *Mgr ing. A. Rummel* — Nouvelles solutions des moteurs à gaz des limousines.
- *J. Wojakowski* — Rationalisateurs de motorisation.
- *T. S.* — Nouveau autobus produit par l'Allemagne Populaire „Lowa Omnibus W 500”.
- *L. O.* — Pourquoi „+ sur masse”.
- *Mgr ing. M. Bernhardt* — Moteur à gaz K — 80.
- *A. K.* — Alliage solide de l'aluminium avec l'acier et le fer par une couche joignante Al Fe₃.
- *T. H.* — Etudes des bicyclettes sur un parcours expérimental.
- *A. B.* — Pêne trempé automatiquement.
- *A. K.* — Économie de l'acier coupant.
- (*r*) — Décorations dans l'industrie de motorisation.
- Congrès General de Science Technique au sujet de la question de „l'Organisation du service et réparation des automobiles en Pologne”.
- Vocabulaire de l'automobile.
- Bulletin d'information.
- Revue bibliographique.

SKŁAD KOLEGIUM REDAKCYJNEGO

Redaktor Naczelny — inż. Ryszard Gdulewski
 Redaktor Techniczny — Czesław Piekarski
 Sekretarz Redakcji — Krystyna Dargiel

Redaktorzy Działów: inż. Wiesław Stypułkowski, inż. Tadeusz Szujski, inż. Karol Pionnier i inż. Karol Biedrzycki.
 Sekretariat Redakcji Techniki Motoryzacyjnej czynny codziennie od godz. 9-tej do 16-tej oraz dodatkowo w każdą środę od godz. 17-tej do 18-tej.

A 1655-4 TECHNIKA MOTORYZACYJNA

D W U M I E S I Ę C Z N I K

ROK II

LIPIEC — SIERPIEŃ

ZESZYT 4(8)

22 LIPCA

Przed ośmiu laty powstał Polski Komitet Wyzwolenia Narodowego, który ogłosił Manifest Lipcowy. Manifest ten wyznaczył drogi odbudowy naszego kraju i rozwoju naszego narodu. Przed ośmiu laty, zgodnie z wolą narodu, Manifest Lipcowy wezwał najszersze masy do tworzenia organów Władzy Ludowej, do obalenia władzy kapitalistów i obszarników, do wyrwania Polski spod jarzma obcych imperialistów i do walki z obozem rodzimej reakcji i zdrady narodowej.

W ciągu tych ośmiu lat naród polski konsekwentnie realizował hasła historycznego Manifestu. Dziś z dumą możemy uważać miniony okres za okres przełomowy w dziejach naszego narodu. W ciągu tych ośmiu lat, w wyniku realizacji haseł Manifestu Lipcowego, mamy osiągnięcia dotychczas nie spotykane w naszych dziejach i dorobek, który nie byłby do osiągnięcia w innym ustroju społecznym.

W ciągu minionych lat został upaństwowiony przemysł i górnictwo, zniesiona wielka własność prywatna, upaństwowiono środki transportu i komunikacji, banki, upaństwowiono lub uspołeczniono handel. W ten sposób przez upaństwowienie lub uspołecznienie środków produkcji został zniszczony wyzysk człowieka przez człowieka.

W ciągu tych ośmiu lat nie tylko odbudowano zniszczony działaniami wojennymi kraj, ale go rozbudowano i rozbudowuje się w dalszym ciągu, w tych wszystkich podstawowych gałęziach gospodarki narodowej, które decydują o niezależności gospodarczej i politycznej.

Zerwawszy ze złymi tradycjami szlacheckimi i sanacyjnymi, oparliśmy nasz rozwój gospodarczy i polityczny o wzory, przykład i pomoc Związku Radzieckiego. Pomoc ta była wszechstronna i wyrażała się zarówno w osiągnięciach politycznych o zasadniczym znaczeniu, jak np. ustalenie granicy zachodniej Polski na Odrze i Nysie, jak i w pomocy gospodarczej przez dostarczenie potrzebnych nam surowców i materiałów. W dziedzinie technicznej wyrażała się w dostawach sprzętu motoryzacyjnego, jak samochodów wszelkiego typu, maszyn, urządzeń i narzędzi, dokumentacji technicznej, pomocy w doradkach i przeszkalanii kadr. W dziedzinie nauki i kultury wymiana osiągnięć została uwieczniona ofiarowaniem Polsce Pałacu Kultury i Nauki.

Z sąsiadującymi krajami, z którymi Polska nie żyła w zgodzie przez całe wieki, zawarliśmy sojusze braterskie i ułożyliśmy pokojową współpracę dobrosąsiedzką, dającą nieobliczalne korzyści dla obu stron.

Polska Ludowa przekształca kraj z rolniczo-przemysłowego w przemysłowo-rolniczy. W tym celu buduje się dziesiątki fabryk dla produkcji dotychczas nie wykonywanej w Polsce, dla produkcji, która coraz bardziej uniezależnia gospodarstwo Polskę. W dziedzinie rolniczej coraz bardziej przechodzimy na mechaniczną uprawę pól, na mechanizację czynności gospodarskich — na wyzwalamy człowieka z najcięższej pracy ręcznej i przechodzimy na pracę zmechanizowaną.

Te wszystkie osiągnięcia są właściwie oceniane przez świat pracy i pogłębiają jego zrozumienie dla polityki Partii i Rządu.

Młodzież nasza wychowywana na świadomych obywateli i budowniczych Polski Ludowej wykazuje głęboki patriotyzm i entuzjazm dla osiągnięć naszego kraju i przy każdej okazji żywiłowo manifestuje swój patriotyzm i przywiązanie do kraju i głęboką cześć dla bohaterów i tradycji walk o socjalizm. Bierze ona czynny udział w walce o przedterminowe wykonanie Planu 6-letniego i w walce o pokój.

Wyrazem głębokiego umiłowania tradycji walk wyzwolennych i chęci aktywnej walki o pokój i wykonanie planu jest zorganizowany w bieżącym roku w rocznicę PKWN Złot Młodych Przewodników Pracy, Budowniczych Polski Ludowej.

W dniach lipcowych w Warszawie odbył się Złot z udziałem dwustupięćdziesięciu tysięcy młodzieżowych przewodników. Młodzież uczestnictwo w tym Zlocie traktuje jako honorowe wyróżnienie, na które trzeba zasłużyć nie tylko swoją postawą, ale i osiągnięciami w pracy i nauce. Całe społeczeństwo dla uczczenia ósmej rocznicy powstania Polskiego Komitetu Wyzwolenia Narodowego i Manifestu Lipcowego podejmuje zobowiązania. Młodzież zarówno indywidualnie jak i brygadowo podejmuje zobowiązania złotowe, które dostarczyły i dostarczą jeszcze gospodarce narodowej masę towarową i osiągnięcia gospodarce o wartości wielu milionów złotych. Młodzież zatrudniona w przemyśle motoryzacyjnym oraz w naprawach i obsłudze samochodów, wraz z całą młodzieżą polską podjęła wiele cennych zobowiązań, dając w ten sposób swój wkład.

Między innymi młodzież Zakładów Mechanicznych „Ursus” na zebraniu załogi w dniu 16.6 br. rzuciła następujące wezwanie skierowane do innych zakładów:

„Nieustannie wykonywać i przekraczać plan, osiągać wyższą jakość produkcji, wprowadzać i rozszerzać postęp techniczny, racjonalnie wykorzystywać maszyny i urządzenia, oszczędzać surowce i materiały, podnosić na wyższy poziom kwalifikacje zawodowe robotników, zwłaszcza wśród młodzieży, wzmocnić dyscyplinę pracy, polepszyć rozstawienie sił technicznych, walczyć o właściwe wykorzystanie czasu pracy przez całą załogę.”

Wezwanie to podchwyczone zostało przez wszystkie zakłady przemysłu motoryzacyjnego w Polsce.

Jednocześnie załoga Ursusa podjęła zobowiązanie wykonania 15 ciągników ponad plan m-ca lipca, w tym 10 do dnia 22 lipca br. oraz zwiększenia w lipcu br. zapasu części ciągników o 15 kompletów, aby w ten sposób zabezpieczyć pełną rytmiczność produkcji.

Zobowiązania produkcyjne brygad młodzieżowych zakładów podległych Centralnemu Zarządowi Sprzętu Samochodowego wynoszą około pół miliona złotych, w tym brygady młodzieżowe Poznańskich Zakładów Naprawy Samochodów na sumę zł 160 tysięcy i Warszawskich Zakładów Naprawy Samochodów na sumę 70 tys. złotych.

Zarówno Złot jak i podejmowane zobowiązania są przejawem głębokiej świadomości klasowej i wyrobienia społecznego i aktywnym wkładem naszej młodzieży w walkę o pokój i Plan 6-letni i przyczyniają się w dużej mierze do realizacji budownictwa socjalizmu w Polsce.

MGR INŻ. KAZIMIERZ STUDZIŃSKI

SKUTECZNOŚĆ DZIAŁANIA HAMULCÓW I BEZPIECZEŃSTWO RUCHU SAMOCHODU PRZY HAMOWANIU

Hamulce samochodowe powinny zapewniać możliwie dużą skuteczność hamowania oraz konieczne bezpieczeństwo ruchu samochodu przy hamowaniu.

Autor ustala parametry, od których zależy skuteczność działania hamulców oraz wyprowadza warunki bezpieczeństwa ruchu samochodu przy hamowaniu. Przez wyprowadzenie zależności pomiędzy tymi parametrami i przeprowadzenie analizy zachodzących przy hamowaniu zjawisk, autor wskazuje sposób doboru przez konstruktora najważniejszych parametrów dla układu hamulcowego, zapewniających możliwie wysoką skuteczność działania przy zachowaniu dostatecznego bezpieczeństwa ruchu.

Jednym z wyrazów postępu technicznego w budowie samochodów jest stały wzrost ich maksymalnych szybkości, które w ostatnich latach, zwłaszcza dla samochodów ciężarowych i autobusów osiągnęły granice do niedawna uważane za niedopuszczalne, ze względu na bezpieczeństwo publiczne.

W związku z dalszym, stałym postępem techniki, z powszechnym ulepszeniem nawierzchni drogowych i z budową specjalnych dróg samochodowych, należy spodziewać się, że szybkości maksymalne samochodów będą miały tendencje do dalszego wzrastania.

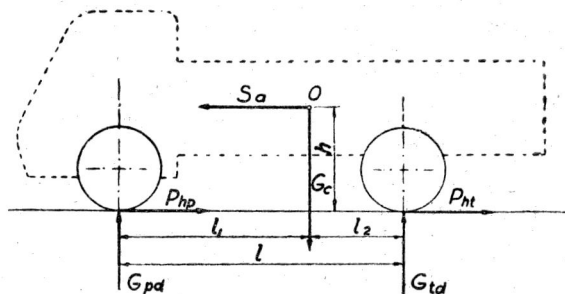
Równocześnie ze wzrostem szybkości maksymalnej, która już obecnie dla niektórych samochodów osobowych sięga 160 km/godz., wszystkie ich mechanizmy są dostosowywane do tych szybkości, w takim stopniu aby ich bezpieczeństwo ruchu nie uległo żadnemu zmniejszeniu.

Sama więc szybkość samochodów nie jest tak groźna jak wykorzystywanie jej w nieodpowiednich warunkach ruchu. Dalsze zwiększanie szybkości maksymalnych samochodu jest uzależnione od podniesienia skuteczności działania hamulców samochodowych, których dotychczasowy rozwój w niedostatecznym stopniu nadążał za wzrostem szybkości.

Do niedawna jako górną granicę opóźnienia przyjmowano 6 m/sek² dla samochodów osobowych i 4 m/sek² dla autobusów i samochodów ciężarowych. Przeprowadzone obecnie badania wykazały, że jakkolwiek opóźnienia hamowania powyżej 6 m/sek² nie należą do przyjemnych, to jednak wpływ ich na organizm ludzki i wywołane przez nie skutki, są raczej zależne od takich czynników jak: pozycji pasażera, miękkości siedzeń, amortyzacji siedzeń w kierunku działania siły opóźniającej i wreszcie szybkości przyrostu siły opóźniającej.

W kierunku zabezpieczenia pasażerów i przewożonego ładunku od nieprzyjemnych skutków stosowania wyższych opóźnień niż 6 m/sek² zrobiono dotychczas bardzo niewiele, jakkolwiek technicznie problem ten nie wydaje się zbyt trudny do rozwiązania.

Projekty przepisów drogowych, rozważane obecnie przez Międzynarodowe Biuro Normalizacji Samochodów (B.I.N.A.) przewidują, że hamulce samochodów z pełnym obciążeniem powinny dawać możliwość uzyskiwania na drodze o nawierzchni gładkiej i suchej, opóźnień hamowania nie mniejszych jak 6 m/sek² i nie stawiają żadnych zastrzeżeń, co do ich górnej granicy.



Rys. 1. Siły działające na samochód przy hamowaniu

Górną granicę stosowanych obecnie opóźnień wyznaczają przede wszystkim opony, za pośrednictwem których przenosi się siła hamowania na powierzchnię jezdni. Siła ta przy hamulcach działających na wszystkie koła nie może przekroczyć siły przyczepności opon, czyli: $P_{h\max} = \varphi \cdot G$ [kG], a maksymalne opóźnienie hamowania

$$a_{h\max} = \frac{P_{h\max}}{m} = \frac{\varphi \cdot G \cdot g}{G} = \varphi \cdot g \quad [\text{m/sek}^2]$$

gdzie φ — współczynnik przyczepności

g — przyspieszenie ziemskie m/sek²

Przyjmując najwyższą wartość dla współczynnika przyczepności $\varphi = 1,0$, otrzymamy maksymalną granicę dla opóźnień $a_{\max\max} = g = 9,81$ m/sek².

Tak więc przy dotychczasowych systemach hamowania za pomocą kół samochodu, górną granicę siły hamującej może być siła równa ciężarowi samochodu, a wywołane przez nią opóźnienia nie mogą przekroczyć ujemnego przyspieszenia ziemskiego czyli — 9,81 m/sek².

O ile jednak taki stopień skuteczności działania hamulców stanowi dla konstruktorów nie zawsze dającą się uzyskać granicę, to myśl o możliwości zatrzymania samochodu „na miejscu” nie daje spokoju wielu wynalazcom. Świadczą o tym stale pojawiające się coraz nowe pomysły urządzeń hamulcowych, opartych przeważnie na zasadach zapadki, włączanej w chwilach konieczności gwałtownego hamowania. Nierealność tych wszystkich pomysłów można łatwo udowodnić na podstawie wielkości wywołanych przez te urządzenia sił hamowania, których nie wytrzymałyby żadne elementy samochodu.

W obecnym stanie techniki konstruktor może, bez większej trudności, wyposażyć każdy samochód w hamulce, które umożliwią uzyskiwanie na kołach siły hamowania równej sile przyczepności kół do jezdni, nawet o najwyższym współczynniku przyczepności. Wykorzystanie jednak sił hamowania, wytwarzanych w bębnach hamulcowych samochodu jest związane z takim ich rozłożeniem na wszystkie koła, aby w różnych warunkach hamowania wykorzystana była przyczepność tych kół w możliwie najwyższym stopniu.

Całkowite wykorzystanie sił przyczepności kół samochodu, a zatem uzyskanie najwyższej skuteczności hamowania, może zachodzić tylko wtedy, gdy przypadające na poszczególne koła siły hamujące, będą proporcjonalne do sił przyczepności, istniejących pomiędzy tymi kołami i powierzchnią jezdni. Uzyskanie tego w istniejących obecnie układach hamulcowych samochodów jest niemożliwe z tego względu, że wzajemny stosunek momentów tarcia w bębnach hamulcowych kół przednich i tylnych, a zatem i sił hamujących na obwodach tych kół w granicach przyczepności jest wielkością stałą, dobraną przez konstruktora; natomiast stosunek przyczepności kół ulega ciągłym zmianom, w zależności od rozkładu na osie samochodu obciążeń statycznych i dynamicznych.

Konstruktor przy projektowaniu samochodu ma za zadanie nie tylko dobranie wymiarów hamulców, które zapewniałyby uzyskanie sumarycznej siły hamowania na kołach, wywołującej żądane maksymalne opóźnienie hamowania pojazdu, lecz również takiego rozdziału tej siły na koła, aby można ją było uzyskać ze względu na przyczepność kół.

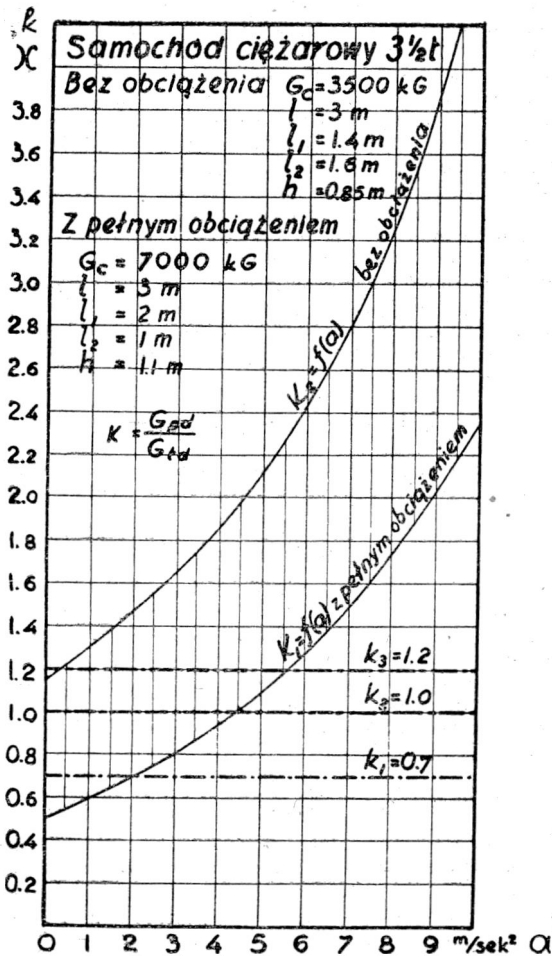
Na wykresie (rys. 2) podane są dla przykładu krzywe, przedstawiające stosunek κ przyczepności kół przednich i tylnych w zależności od opóźnień hamowania dla samochodu ciężarowego o ładowności 3^{1/2} ton oraz prostych $k = \text{const}$, przedstawiających stosunek sił hamowania na kołach przednich i tylnych.

Jak z wykresu wynika wartość stosunku κ zwiększa się wraz ze wzrostem opóźnień hamowania samochodu zgodnie z wzorem

$$\kappa = \frac{\varphi \cdot \frac{G_c}{l} \left(l_2 + h \cdot \frac{a}{g} \right)}{\varphi \cdot \frac{G_c}{l} \left(l_1 - h \cdot \frac{a}{g} \right)} = \frac{l_2 + h \frac{a}{g}}{l_1 - h \frac{a}{g}} = \frac{\frac{l_2}{g} + \frac{h}{g} a}{\frac{l_1}{g} - \frac{h}{g} a} \quad \dots [1]$$

a wartość stosunku k , rozkładu siły hamującej na koła jest stała i niezależna od opóźnień hamowania.

Na wykresie podane są dla α dwie krzywe dla różnych wartości skrajnych parametrów l_1, l_2 i h , a więc dla samochodu z pełnym obciążeniem i bez obciążenia.



Rys. 2. Wykres zmienności współczynnika k dla samochodu ciężarowego w zależności od opóźnienia hamowania

Prosta k może przecinać się z krzywą α tylko w jednym punkcie, wyznaczającym opóźnienie hamowania, przy którym siły przyczepności na kołach przednich i tylnych będą proporcjonalne do sił hamujących na tych kołach. Przy tej wartości stosunku k może być zwiększona siła hamowania aż do granic poślizgu wszystkich kół, przy czym utrata przyczepności nastąpi dla wszystkich kół jednocześnie dopiero przy opóźnieniu hamowania α_1 , przy którym będzie wykorzystana całkowita przyczepność wszystkich kół samochodu.

We wszystkich innych przypadkach będzie zachodziło tylko częściowe wykorzystanie przyczepności kół, gdyż wskutek $k \neq \alpha$ w zależności od wartości współczynnika przyczepności jezdni φ będzie występowało wcześniejsze ślizganie się bądź to kół przednich, bądź też tylnych kół samochodu. Celem całkowitego wyjaśnienia zachodzących zjawisk rozpatrzmy na wykresie charakterystyki dynamicznej hamulców (rys. 3) przebieg procesu hamowania samochodu. Linie $\varphi = 0,2; 0,4; 0,6$ itd. przedstawiają przyczepność kół osi przedniej i tylnej, zmieniającą się w miarę wzrostu opóźnienia samochodu. Linie zaś OI i OII przedstawiają wielkość sił hamowania na kołach osi przedniej i tylnej samochodu, przy czym współczynnik $k = \frac{P_{ht}}{P_{hp}}$ określa wzajemną ich zależność.

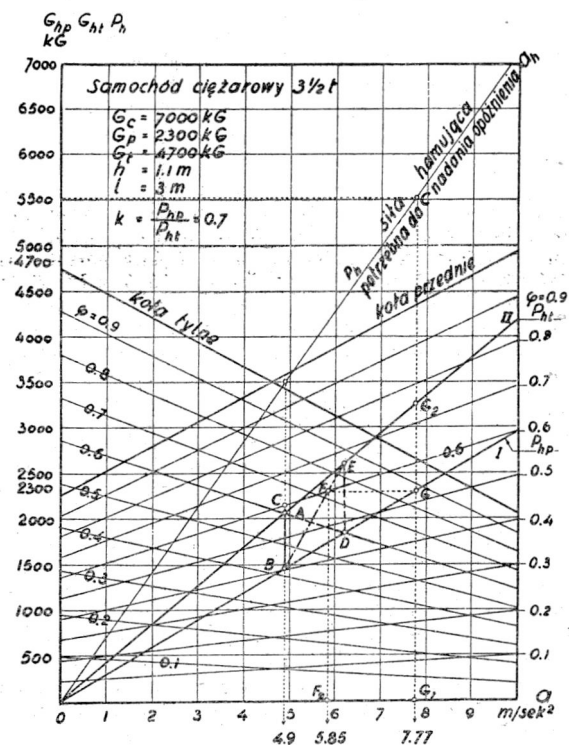
Załóżmy, że hamowanie samochodu odbywa się na nawierzchni drogowej o współczynniku przyczepności $\varphi = 0,6$. Z wykresu tego wynika, że przy rosnącej sile hamowania P_h , koła tylne samochodu utracą przyczepność (pkt. A) przy opóźnieniu $\alpha = 4,9$ m/sek², odpowiadającym sile hamowania $P_h = 3500$ kG, natomiast koła przednie (pkt. B) w tym momencie będą posiadały jeszcze nadmiar niewykorzystanej

przyczepności, wyrażającej się odcinkiem BC. Przy dalszym zwiększaniu przez kierowcę siły hamującej P_h będzie następował przyrost siły hamującej tylko na kołach przednich według prostej BE; natomiast koła tylne, unieruchomione przez hamulce, będą ślizgały się po nawierzchni drogi. Przyrost siły doprowadzonej do hamulców kół tylnych będzie zużywany na rozpięcie bębnow hamulcowych, a siła hamująca pomiędzy kołami, a nawierzchnią drogi będzie malała wraz ze spadkiem przyczepności tych kół po linii AD, spowodowanym coraz większym odciążeniem kół w miarę wzrostu opóźnienia. W celu uzyskania opóźnienia hamowania, odpowiadającego punktowi D, siła hamująca na kołach przednich powinna tak wzrosnąć, aby dała nie tylko konieczny przyrost siły hamującej, przypadającej na koła przednie, lecz również przyrost, który powinny mieć koła tylne (na wykresie wyznaczony przez odcinek DE).

Tak więc przyrost siły hamującej na kołach przednich powinien odbywać się obecnie nie według prostej OI , lecz według prostej BE. Siła hamowania na kołach przednich nie osiągnie jednak wartości odpowiadającej punktowi E, ponieważ już w punkcie F nastąpi ślizganie się kół przednich (przecięcie z prostą przyczepności kół przednich $\varphi = 0,6$), a uzyskane maksymalne opóźnienie hamowania będzie 5,85 m/sek². Aby jednak na kołach przednich uzyskać siłę hamowania, odpowiadającą odcinkowi F_2F czyli G_1G należy w bębnach hamulcowych kół przednich i tylnych wywołać takie momenty tarcia, które bez ślizgania się kół dawałyby siłę hamowania G_1G_3 . Gdyby nie występowało wcześniejsze ślizganie się kół osi tylnej, to siła ta dawałaby możliwość uzyskiwania opóźnienia hamowania $\alpha = 7,71$ m/sek², gdy przy ślizganiu się kół tylnych uzyskać można tylko $\alpha = 5,85$ m/sek². Jak widać hamowanie przy ślizgających się kołach tylnych jest mało skuteczne, gdyż przy bardzo poważnym wzroście siły hamowania daje stosunkowo bardzo mały przyrost opóźnienia. Do podobnych wniosków doprowadzi rozwiązanie przypadku ślizgania się kół przednich samochodu, które zresztą jest niedopuszczalne ze względu na bezpieczeństwo ruchu.

Powyższy przykład potwierdza więc regułę, że hamowanie skuteczne można uzyskać tylko wówczas gdy wszystkie koła samochodu toczą się bez ślizgania.

Wielkość siły hamowania i opóźnienia, przy której następuje utrata przyczepności kół jest zależna od parametrów konstrukcyjnych układu hamulcowego samochodu, a przede wszystkim od właściwego doboru współczynnika k .



Rys. 3. Charakterystyka dynamiczna hamulców samochodu ciężarowego o ładowności 3 1/2 t

Dobrze zaprojektowany układ hamulcowy samochodu powinien zapewniać:

- a) możliwie najwyższą w danych warunkach skuteczność działania hamulców,
- b) możliwie najwyższe bezpieczeństwo ruchu samochodu przy hamowaniu.

Jakie są kryteria do oceny tych właściwości?

Skuteczność działania hamulców określać można za pomocą stosunku maksymalnej siły hamującej na kołach w granicach przyczepności do dysponowanej w danych warunkach siły przyczepności φ czyli

$$\tau_{th} = \frac{P_{ht} + P_{hp}}{\varphi \cdot G_c} \dots \dots \dots [2]$$

gdzie P_{hp} i P_{ht} siła hamowania na kołach przednich i tylnych [kG]

G_c ciężar całkowity samochodu [kG]

Im bardziej stosunek ten jest zbliżony do jedności, tym hamowanie pojazdu jest skuteczniejsze.

Ustalenie kryterium dla bezpiecznego ruchu samochodu przy hamowaniu jest zagadnieniem znacznie trudniejszym i wymaga ono rozważenia pewnych charakterystycznych przypadków, mogących zachodzić przy hamowaniu samochodu.

Pojęciem ruchu całkowicie bezpiecznego samochodu przy hamowaniu, określić można taki ruch, przy którym:

- a) kierowca posiada możliwość całkowitego panowania nad kierunkiem jego ruchu,
- b) samochód porusza się ruchem statecznym, tj. nie ma tendencji do bocznego ślizgania się kół (zarzucania),
- c) samochód nie ma tendencji do utraty równowagi podłużnej lub poprzecznej.

Jest rzeczą oczywistą, że całkowite bezpieczeństwo ruchu przy hamowaniu samochód będzie posiadał wówczas, gdy wszystkie jego koła toczą się przy hamowaniu bez ślizgania. Układ hamulcowy może zapewnić to tylko w tym przypadku, gdyby współczynnik k posiadał przy każdym opóźnieniu hamowania tę samą wartość liczbowa co i α . Ponieważ jednak posiada on stałą wartość, zajdzie tylko jeden przypadek, że przy pewnej wielkości opóźnienia będzie on równy współczynnikowi α , we wszystkich zaś pozostałych będzie posiadał wartość różną od α . We wszystkich przypadkach przy zwiększaniu siły hamującej następować będzie unieruchomienie kół tylko osi przedniej lub też tylko osi tylnej, w zależności od współczynnika k i od współczynnika przyczepności φ , przy czym w granicach stosowanych zwykle wartości dla k na jezdniach o małej przyczepności, najpierw będzie występowało ślizganie się kół przednich, przy wysokości zaś najpierw ślizganie się kół tylnych.

Ze względu na bezpieczeństwo ruchu samochodu przy hamowaniu, nie jest rzeczą obojętną, które koła najpierw uzyskują poślizg.

Gdy przy ruchu samochodu zostaną przez zahamowanie unieruchomione od obrotu (zablokowane) koła tylne, przy równocześnie toczących się kołach przednich, samochód — zgodnie z teorią stateczności ruchu — będzie poruszał się niestatecznie, to znaczy w każdej chwili pod działaniem jakiegokolwiek siły bocznej może nastąpić zarzucenie jego tyłu. Tłumaczy to się tym, że przyczepność kół tylnych została całkowicie zaangażowana przez siłę hamowania i koła te nie mogą zrównoważyć już żadnej innej siły. W przypadku więc gdy na koła tylne zacznie działać jakakolwiek boczna siła, wywołana uderzeniem o nierówności nawierzchni, nachyleniem poprzecznym jezdni, bądź też składową siłą bezwładności, siła ta spowoduje przesuwanie się tyłu samochodu w kierunku działania siły czyli poprzecznym do osi podłużnej samochodu.

Natomiast gdy przy hamowaniu koła tylne toczą się bez ślizgania, a koła przednie są unieruchomione przez hamulce, samochód posiada ruch stateczny, lecz poruszać się może wyłącznie w kierunku działania siły bezwładności, tj. w kierunku geometrycznej osi samochodu bez względu na kąty skrętu kół kierowanych.

W pierwszym przypadku kierowca ma możliwość panowania nad kierunkiem ruchu pojazdu i operując kierownicą jest w stanie wyprowadzić samochód nawet gdyby zaczęło się jego zarzucanie; w drugim zaś przypadku kierowca jest zupełnie bezsilny i na zmianę kierunku ruchu nie ma żad-

nego wpływu. Z tych względów należy uznać, że bezpieczniejszy jest taki układ hamulcowy, który przy wzrastającej sile hamowania doprowadza najpierw do utraty przyczepności koła tylne samochodu, a dopiero przy dalszym jej wzroście może spowodować unieruchomienie kół przednich. Przesunięciu jednak początku ślizgania się kół tylnych w zakres opóźnień powyżej 6 m/sek² towarzyszy zwykle, zwłaszcza w samochodach ciężarowych, występowanie na nawierzchniach o niskim współczynniku przyczepności najpierw ślizganie się kół przednich i to już przy stosunkowo niskich opóźnieniach hamowania, co powoduje, że działanie hamulców samochodu na drogach oblodzonych lub śliskich jest bardzo niebezpieczne. Należy więc ustalić, jakie może być najniższe opóźnienie hamowania, przy którym zaczyna występować na śliskich jezdniach ślizganie się kół przednich, aby układ hamulcowy mógł być jeszcze uważany za bezpieczny. Granicę taką można określić, wychodząc z projektowanych warunków hamowania na nawierzchniach suchych, które ustalają, że hamulce powinny zapewniać możliwość uzyskania opóźnień co najmniej 6 m/sek². Warunek ten odnosi się do szybkości $V = 60$ km/godz. i jezdni o współczynniku przyczepności $\varphi = 0,61$, gdyż dla samochodu z hamul-

cami na wszystkich kołach: $\varphi = \frac{a}{g} = \frac{6}{9,81} = 0,61$.

Najkrótsza długość drogi hamowania, w tym przypadku gdy pominiemy opory toczenia i powietrza wyniesie:

$$s = \frac{v^2}{2 \cdot g \varphi} = \frac{60^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,61 \cdot 3,6^2} = 23 \text{ m}$$

Wydaje się, że hamowanie na oślizgłych jezdniach będzie można uznać za wystarczająco skuteczne, gdy samochód poruszający się ze zredukowaną do połowy szybkością w stosunku do założonej w projekcie międzynarodowym, tj. z szybkością 30 km/godz, będzie mógł być zatrzymany na drodze o takiej samej długości, to znaczy, aby mógł on bez ślizgania się kół uzyskiwać na jezdniach oślizgłych ($\varphi=0,2$) opóźnienie co najmniej

$$a_{min} = \frac{v^2}{2 \cdot s} = \frac{30^2}{2 \cdot 23 \cdot 3,6^2} = 1,5 \text{ m/sek}^2$$

A zatem więc za hamulce skutecznie i bezpiecznie działające należy, z konstrukcyjnego punktu widzenia, uznać takie, które:

- 1) dają możliwość uzyskania przez samochód z pełnym obciążeniem na nawierzchni suchej i równej opóźnienia hamowania co najmniej 6 m/sek² oraz na nawierzchni oblodzonej co najmniej 1,5 m/sek² bez ślizgania się kół,
- 2) przy hamowaniu gwałtownym dają możliwość uzyskania takiego momentu tarcia w bębnach hamulców, aby mógł on doprowadzić przy opóźnieniach większych od 6 m/sek² do unieruchomienia wszystkich kół samochodu, przy czym unieruchomienie kół tylnych powinno wyprzedzać w czasie unieruchomienie kół przednich,
- 3) zapewniają możliwie wysoki współczynnik skuteczności ich działania,
- 4) nie naruszają w sposób niebezpieczny zachowania równowagi poprzecznej i podłużnej pojazdu.

Parametrami konstrukcyjnymi, wpływającymi na dotrzymanie tych warunków są:

G_p i G_t — obciążenie statyczne, przypadające na koła osi przedniej i tylnej, a właściwie stosunek

$$\text{tych obciążeń } \alpha_{st} = \frac{G_p}{G_t}$$

l — rozstawienie osi [m]

h — wysokość położenia środka ciężkości nad jezdnią [m]

b — rozstawienie kół [m]

P_h — wielkość całkowitej siły hamującej

k — rozkład całkowitej siły hamującej na koła

$$\text{osi przedniej i tylnej} = \frac{P_{hp}}{P_{ht}}$$

φ — wielkość współczynnika przyczepności kół,

α — najwyższe opóźnienie hamowania w m/sek².

Przy projektowaniu układu hamulcowego samochodu, konstruktor powinien przyjąć większość z tych parametrów

jako zadane założenia, podyktowane innymi względami konstrukcyjnymi lub też warunkami pracy samochodu.

Parametrami, których dobór zależy wyłącznie od konstruktora hamulców są: P_h ; k i a_{max} . Dobierając ich wielkość powinien on jednak liczyć się z wpływem pozostałych, niezależnych od niego parametrów na przebieg procesu hamowania samochodu.

Praktycznie najważniejszy jest właściwy dobór współczynnika k , tj. rozłożenia siły hamowania na koła przednie i tylne samochodu, od czego zależy jest stopień wykorzystania siły hamującej i wielkość uzyskanego maksymalnego opóźnienia. Jeżeli potrzebna do uzyskaniażądanego opóźnienia hamowania siła wynosi

$$P_h = G \frac{a_{max}}{g} \dots \dots \dots [3]$$

a współczynnik rozkładu tej siły na osie jest k , to siły hamowania na kołach przednich i tylnych wyniosą:

$$P_{hp} = G \cdot \frac{ah}{g} \cdot \frac{k}{k+1} \text{ oraz } P_{ht} = G \frac{ah}{g} \cdot \frac{1}{k+1} \dots [4]$$

Przyczepność kół osi przedniej i tylnej jest równa:

$$\varphi \cdot G_{pd} = \varphi \left[G_p + G \cdot \frac{ah}{g \cdot l} \right] = \frac{\varphi \cdot G}{l} \left[l_2 + \frac{a}{g} \cdot h \right] \dots [5]$$

oraz dla kół osi tylnej:

$$\varphi \cdot G_{td} = \varphi \left[G_t - G \frac{ah}{g \cdot l} \right] = \frac{\varphi \cdot G}{l} \left[l_1 - \frac{a}{g} \cdot h \right] \dots [6]$$

gdzie l_1 — odległość środka ciężkości samochodu od osi przedniej [m]
 l_2 — odległość środka ciężkości samochodu od osi tylnej [m]

Ślizganie się kół przednich przy hamowaniu będzie następowowało, wówczas gdy

$$\varphi \cdot G_{pd} < P_{hp} \text{ czyli } \frac{\varphi \cdot G}{l} \left[l_2 + \frac{a}{g} \cdot h \right] < G \frac{a}{g} \cdot \frac{k}{k+1}$$

skąd wynikają wartości dla k , przy których będzie występowało ślizganie się kół przednich:

$$k \geq \frac{gl_2 + ah}{\frac{a}{\varphi} \cdot l - (gl_2 + ah)} \dots \dots \dots [7]$$

W analogiczny sposób można wyprowadzić warunek dla współczynnika k , przy którym koła tylne w czasie hamowania na nawierzchni drogowej o współczynniku przyczepności φ zaczną ślizgać się, a mianowicie

$$k \geq \frac{a \cdot l}{\varphi(g \cdot l_1 - ah)} - 1 \dots \dots \dots [8]$$

Zależność (7) i (8) przy różnych wartościach współczynnika przyczepności φ można przedstawić na wykresie w układzie $k = f(a)$ (rys. 4)

Przedstawiające te zależności krzywe będą wyznaczały początek ślizgania się kół przednich i tylnych samochodu.

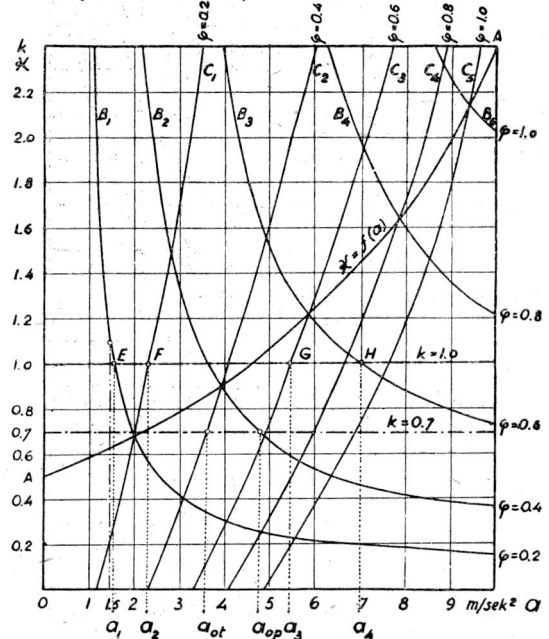
Na wykresie (rys. 4) krzywe ślizgania się kół przednich oznaczone są literami C_1 ; C_2 i C_3 itd., a krzywe ślizgania się kół tylnych literami B_1 ; B_2 ; B_3 itd. Krzywa AA przedstawia zależność rozkładu przyczepności na koła przednie i tylne zależnie od wielkości opóźnień a według wzoru (1). Współczynnik k , wyrażający rozdział sił hamowania na koła przednie i tylne na wykresie tym będzie przedstawiony przez prostą równoległą do osi oa.

Przecięcie prostej k z krzywymi ślizgania się kół C lub B będzie oznaczało początek ślizgania się bądź kół przednich, bądź też kół tylnych, przy czym odcięta punktów przecięcia będzie określała wielkość opóźnienia, przy którym poślizg ten nastąpi.

Dla przykładu rozważmy przypadek gdy współczynnik k jest równy 1.

Jak wynika z wykresu, ślizganie się kół przednich przy hamowaniu na jezdni o współczynniku $\varphi = 0,2$ nastąpi przy opóźnieniu $a_1 = 1,53 \text{ m/sek}^2$, (pkt. E), a kół tylnych przy opóźnieniu $a_2 = 2,25 \text{ m/sek}^2$ (pkt. F). Na jezdni zaś o współczynniku przyczepności $\varphi = 0,6$ najpierw wystąpi ślizganie się kół tylnych (pkt. G), przy opóźnieniu hamowania $a_3 = 5,4 \text{ m/sek}^2$, a następnie dopiero kół przednich przy opóźnieniu $a_4 = 7 \text{ m/sek}^2$ (pkt. H).

Samochód ciężarowy 3½t
 $G_c = 7000 \text{ kg}$ $l = 3 \text{ m}$ $l_1 = 2 \text{ m}$ $h = 1,1 \text{ m}$



Rys. 4. Wykres krzywych ślizgania się kół przednich i tylnych dla samochodu ciężarowego o ładowności 3½ t

Jak łatwo zorientować się z wykresu dla wszystkich punktów leżących powyżej krzywej AA, ślizganie się będą najpierw uzyskiwały koła przednie, a następnie dopiero koła tylne. Odwrotnie jest dla punktów wykresu, leżących poniżej krzywej AA, gdzie niezależnie od współczynnika przyczepności jezdni najpierw wystąpi ślizganie się kół tylnych. Zc względu na bezpieczeństwo ruchu pojazdu hamowanego, korzystne jest stosowanie możliwie najniższych wartości dla współczynnika k . Biorąc jednak pod uwagę skuteczność hamowania, pożądane są możliwie wysokie jego wartości, gdyż dają możliwość uzyskiwania wyższych opóźnień hamowania poniżej granicy ślizgania się kół tylnych.

Z załączonych dla przykładu wykresów krzywych ślizgania się kół (rys. 4 i 5) samochodu ciężarowego i osobowego wynika, że przy obecnie zwykle stosowanych rozkładach sił hamujących na koła przednie i tylne (osobowe $k = 1$; ciężarowe $k = 0,7 \div 1$ rzadziej do 1,4) w samochodach osobowych nawet na najbardziej śliskich nawierzchniach przy hamowaniu występuje najpierw ślizganie się kół tylnych, w samochodach ciężarowych zaś zawsze istnieje zakres opóźnień, przy których na nawierzchniach o niskiej przyczepności będzie najpierw zachodziło ślizganie się kół przednich. Przy hamowaniu na śliskich nawierzchniach samochody osobowe posiadają więc tendencję do „zarzucania”, natomiast samochody ciężarowe prawie nigdy. Przy tej wielkości współczynników k samochody osobowe uzyskiwać mogą niższe opóźnienia maksymalne hamowania od samochodów ciężarowych, dla których ogranicza je zwykle moment tarcia, wytwarzany w bębnach hamulców.

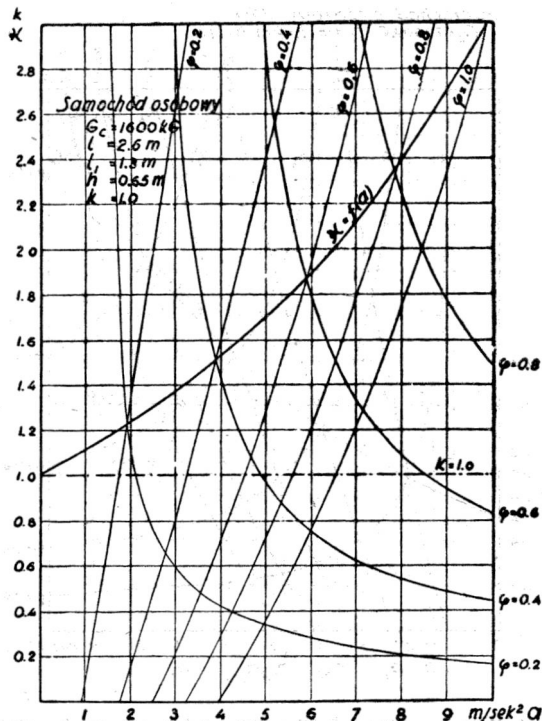
Skuteczność działania hamulców określić można stosunkiem sumy najwyższych sił hamujących samochód bez ślizgania się kół, do przyczepności kół, co wyraża wzór

$$\eta_h = \frac{P_{hp} + P_{ht}}{\varphi \cdot G}$$

Gdy wszystkie koła samochodu toczą się bez ślizgania, to wzór ten przybierze postać:

$$\eta_h = \frac{G \frac{a_0}{g} \frac{k}{k+1} + G \frac{a_0}{g} \frac{1}{k+1}}{\varphi G} = \frac{a_0}{\varphi \cdot G} \dots [9]$$

gdzie a_0 — opóźnienie hamowania, przy którym zaczyna się ślizganie kół przednich lub tylnych.

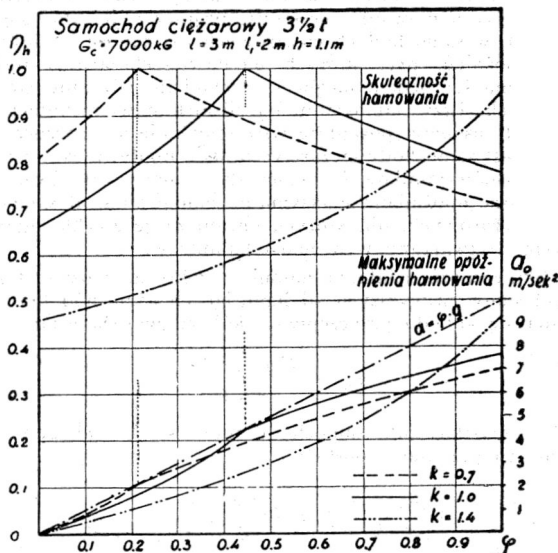


Rys. 5. Wykres krzywych ślizgania się kół przednich i tylnych dla samochodu osobowego

Skuteczność hamowania będzie więc wyrażała się stonkiem największego opóźnienia hamowania, uzyskanego na danej nawierzchni drogowej bez ślizgania się kół, do opóźnienia teoretycznego, które samochód mógłby uzyskać w przypadku gdyby została wykorzystana do hamowania całkowita przyczepność wszystkich kół na tej nawierzchni.

Wyznaczenie opóźnienia α_0 , przy którym odbywać się będzie hamowanie jeszcze bez ślizgania się kół, może być dokonane bądź to z wykresu krzywych ślizgania się kół, bądź też z wzorów:

$$\alpha_0 = \frac{\varphi \cdot g \cdot l_2}{lk - \varphi h} \dots \dots \dots [10]$$



Rys. 6. Wykres skuteczności działania hamulców i maksymalnych opóźnień hamowania na nawierzchniach o różnej przyczepności dla samochodu ciężarowego 3 1/2 t

w przypadku gdy występuje ślizganie się kół przednich lub z wzoru

$$\alpha_0 = \frac{\varphi \cdot g \cdot l_1}{lk + 1} \dots \dots \dots [11]$$

gdy zachodzi ślizganie się kół tylnych.

Podstawiając do wzoru (9) wartość dla α_0 otrzymamy w ostatecznej formie wzory na skuteczność hamowania samochodu:

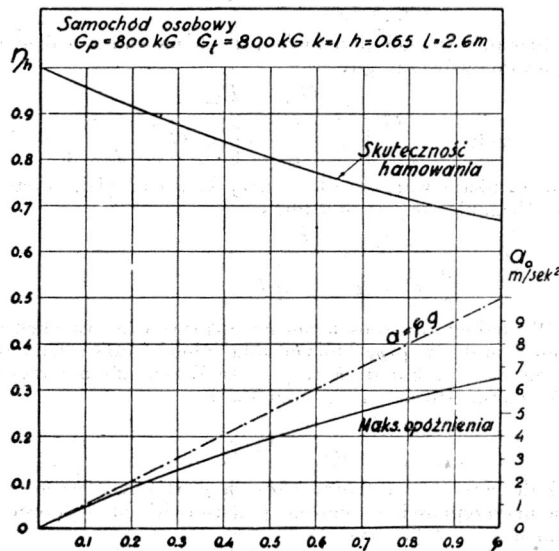
$$\eta_h = \frac{l_2}{lk - \varphi h} \dots \dots \dots [12]$$

w przypadku ślizgania się kół przednich oraz

$$\eta_h = \frac{l_1}{lk + 1} \dots \dots \dots [13]$$

w przypadku ślizgania się kół tylnych.

Na wykresach (rys. 6 i 7) przedstawione są krzywe skuteczności hamowania, obliczonej na podstawie wzorów (12) i (13) dla samochodu ciężarowego i dla samochodu osobowego, na nawierzchniach o różnych współczynnikach przyczepności. Z wykresów tych łatwo można zorientować się przy jakim rozdziale siły hamującej na koła można uzyskać najwyższą skuteczność hamowania oraz jakie opóźnienia hamowania można osiągnąć na jezdniach o różnej przyczepności np. dla omawianego samochodu ciężarowego najko-



Rys. 7. Wykres skuteczności hamowania i maksymalnych opóźnień na nawierzchniach o różnej przyczepności dla samochodu osobowego

rzystniejsze jest zastosowanie $k = 1$, gdyż przy tym stosunku rozłożenia sił hamujących na koła można uzyskać nie tylko wysoką skuteczność hamowania na nawierzchniach o najczęściej spotykanej przyczepności $\varphi = 0,5 + 0,8$, lecz również dopuszczalną jeszcze skuteczność na jezdniach oślizgłych ($\varphi \cong 0,2$).

Oprócz współczynnika k na podniesienie skuteczności hamowania, jak to wynika z wzorów (12) i (13), posiadają parametry: rozstawienie osi samochodu — l , odległość środka ciężkości od osi przedniej — l_1 i od osi tylnej — l_2 oraz wysokość położenia środka ciężkości nad jezdnią — h . Im rozstawienie osi samochodu jest mniejsze, tym łatwiej jest uzyskać wyższą skuteczność hamowania.

Wzrost wysokości położenia środka ciężkości nad jezdnią — h i odległości środka ciężkości od osi tylnej — l_2 wpływa na podniesienie skuteczności hamowania tylko w przypadku ślizgania się kół przednich, to znaczy na jezdniach oślizgłych. Natomiast przy nawierzchniach o wyższym współczynniku przyczepności, na którym decydującym warunkiem jest toczenie się kół tylnych bez ślizgania się, wzrost h i l_2 powoduje spadek skuteczności hamowania.

Stąd można wyciągnąć również praktyczny wniosek dla użytkowników samochodów, zwłaszcza ciężarowych: aby uzyskać większą skuteczność działania hamulców w samochodach, poruszających się po jezdniach oślizgłych, ładunek należy umieszczać w przodzie skrzyni samochodu i piętzyć go możliwie wysoko; natomiast w samochodach ciężarowych poruszających się po nawierzchniach suchych, ładunek należy umieszczać z tyłu skrzyni i możliwie nisko.

Rozmieszczanie ładunku w samochodzie ma jednak również wpływ na zachowanie równowagi podłużnej i poprzecznej samochodu. Im środek ciężkości samochodu jest położony wyżej nad jezdnią i im bardziej jest on przesunięty do przodu, tym większe powstają możliwości utraty równowagi podłużnej przy hamowaniu i poprzecznej przy zmianie kierunku ruchu. Ze względu jednak na dość znaczną różnicę pomiędzy rozstawieniem osi samochodu i położeniem środka ciężkości nad jezdnią, nie może nastąpić praktycznie na drodze poziomej utrata równowagi podłużnej, ponieważ nastąpi ona gdy:

$$S \cdot h > P_{hmax} \cdot l ; S = G \frac{a}{g} ; P_{hmax} = \varphi G$$

$$\text{czyli } G \frac{a}{h} > \varphi \cdot G \cdot l_1$$

$$\text{stąd } a > \varphi g \frac{l_1}{h} \dots \dots \dots [14]$$

A więc utrata równowagi podłużnej samochodu może nastąpić dopiero wówczas, gdy opóźnienie hamowania przekroczy wartość

$$\varphi g \frac{l_1}{h} \text{ oraz gdy } \varphi G \left(\frac{l_2}{l} + \frac{ah}{gl} \right) \geq P_{hp}$$

Ponieważ jednak opóźnienie hamowania a może najwyżej osiągnąć wartość $\varphi \cdot g$, nierówność (14) może być dotrzymana tylko w przypadku gdy

$$\frac{l_1}{h} < 1 \text{ czyli } h > l_1,$$

EKONOMIA ZUŻYCIA METALI W KONSTRUKCJI SAMOCHODÓW

Rozwój przemysłowienia kraju, powstawanie coraz to nowych obiektów przemysłowych oraz zwiększające się z każdym rokiem asortymenty i ilości produktów wytwarzanych z metali, czynią nader aktualnym problem oszczędnej gospodarki surowcami.

W koszcie własnym produktów zaliczanych do grupy konstrukcji średnich, koszt materiału wynosi 35 do 45% ogólnych kosztów własnych. Jest to poważna pozycja, która zmusza do zastanowienia się nad możliwością jej zmniejszenia.

Na podstawie praktyki biur konstrukcyjnych i fabrykacyjnych, doświadczeń zaczerpniętych z ruchu racjonalizatorskiego oraz na podstawie danych z książek i publikacji, można stwierdzić, że oszczędności materiałowe dadzą się uzyskać w większości konstrukcji. Drogi do tego celu prowadzą poprzez zmianę konstrukcji albo zmianę procesów technologicznych.

Nowe konstrukcje powinny być oczywiście tak przygotowane do produkcji, aby spełniony był w jak najszerszej mierze postulat oszczędnej gospodarki metalem. Natomiast dla będących już w produkcji rozwiązań konstrukcyjnych, odnośnie których nie mamy pewności czy zasady ekonomicznego zastosowania i wykorzystania metali zostały w całej pełni uwzględnione, przeprowadzenie dokładnej analizy celowości zużycia danej ilości metali przynieść może poważne oszczędności, zwłaszcza gdy produkcja danego wyrobu jest znaczna i przewidywana jest na dłuższy okres czasu.

Zasadniczą czynnością przy takiej analizie jest przestudiowanie wszystkich elementów pod względem ich rzeczywistego obciążenia, celem zniesienia zbędnych nadadków materiałowych do granic podyktowanych istotną wy-

co w obecnych samochodach może mieć miejsce tylko w wypadkach.

Przypadek utraty równowagi podłużnej samochodu może mieć miejsce tylko przy hamowaniu samochodu zjeżdżającego z pochyłości, zwłaszcza gdy nawierzchnia drogi posiada dostatecznie dużą przyczepność. Samochód w tym przypadku zachowa równowagę podłużną, gdy będzie dotrzymamy następujący warunek:

$$a < \varphi g \left(\frac{l_1}{h} \cos \alpha - \sin \alpha \right) \dots \dots \dots [15]$$

gdzie α — kąt spadku drogi.

Przeprowadzona pokrótce analiza właściwości hamulców wykazała, że skuteczność działania ich oraz bezpieczeństwo ruchu przy hamowaniu pojazdu zależy od bardzo wielu czynników i często wyprowadzone warunki dla podniesienia skuteczności działania hamulców wpływają ujemnie na bezpieczeństwo ruchu pojazdu. Konstruktor dobierając więc, przy projektowaniu, wielkość parametrów, zwłaszcza zaś współczynnika k , jest zmuszony do stosowania różnych kompromisów, aby nadanie hamulcom samochodu jednych właściwości nie odbyło się kosztem całkowitej utraty innych. Wykonać to można tylko wówczas, gdy jest on całkowicie zorientowany w przebiegu zjawisk przy hamowaniu samochodu i w skutkach jakie zmiana poszczególnych parametrów wywołuje.

Przeprowadzona tutaj analiza dynamicznych właściwości układu hamulcowego samochodu oraz podane kryteria dla ich oceny stanowią przyczynek do nowych pomysłów konstrukcyjnych takiego rozwiązania układu hamulcowego samochodu, które dawałoby możliwość podniesienia skuteczności działania hamulców, z równoczesnym zwiększeniem bezpieczeństwa ruchu pojazdu hamowanego. Próby w tym zakresie są już przez konstruktorów podejmowane i należy spodziewać się, że w niedługim czasie dadzą one pomyślnie wyniki w postaci nowych rozwiązań układu hamulcowego, zapewniającego samoczynną zmienność rozkładu na koła siły hamującej, w zależności od zmian obciążenia kół osi przedniej i tylnej samochodu.

trzymałością na rozerwanie i wyobczenie, przy zachowaniu założonego współczynnika bezpieczeństwa.

Należy dążyć przy tym do konstruowania elementów o ile możliwości jednakowo obciążonych w każdym przekroju na całej długości.

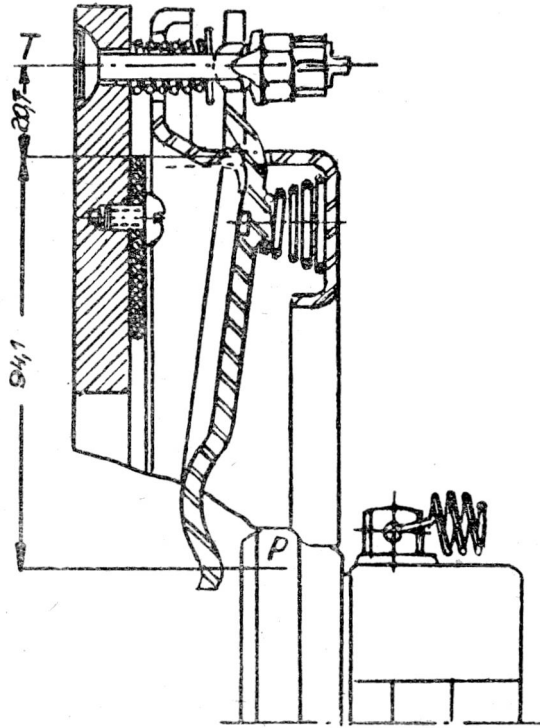
Nowoczesne metody badawcze pozwalają praktycznie określić w elementach rzeczywiste naprężenia, statycznie niewyznaczalne. Pomiary te można wykonać przy pomocy tensometrów, najczęściej elektrycznych oporowych. Pomiary tensometryczne dają możliwość ustalenia rzeczywistych naprężeń w warunkach statycznych na stanowiskach badawczych, jak również naprężeń wywołanych uderzeniami i obciążeniami dynamicznymi podczas jazdy na trasach próbnych i w terenie.

Możliwie ściśle określenie maksymalnych naprężeń, występujących w niekorzystnych warunkach, zezwala na określenie ekonomicznych wymiarów rzeczywiście potrzebnych, ze względu na pracę danego elementu i zaoszczędzenia niepotrzebnych nadadków materiału.

Jako przykład udanej lecz zbyt ciężkiej konstrukcji przytacza Ziemieliw w czasopiśmie *Awtomobilnaja Promyszennost* w nr 9 z 1950 r., samochód ZIS 150. Przeprowadza on porównanie tego samochodu z samochodem GAZ 51, z którego to porównania można przytoczyć następujące liczby: ciężar silnika suchego ZIS 150 wynosi 425 kG, co odpowiada w stosunku do pomocy 4,72 kG/kM. Ciężar nie ustępującego pod względem jakości silnika GAZ 51 wynosi 325 kG, co odpowiada w stosunku do mocy 3,65 kG/kM. Świadczy to o tym, że silnik GAZ 51 jest pod względem materiałowym o wiele ekonomiczniej zbudowany od silnika ZIS 150.

Analizując poszczególne zespoły samochodu jak: tylną oś, skrzynkę biegów, sprzęgło itd. Ziemieliw dochodzi do wniosku, że konstrukcję samochodu ZIS 150 można by uczynić lżejszą o ok. 500 kG bez wpływu na jego jakość. Jest to wielkość dająca w rocznej produkcji 100 000 sztuk samochodów, oszczędność materiału wynosząca 50 000 ton.

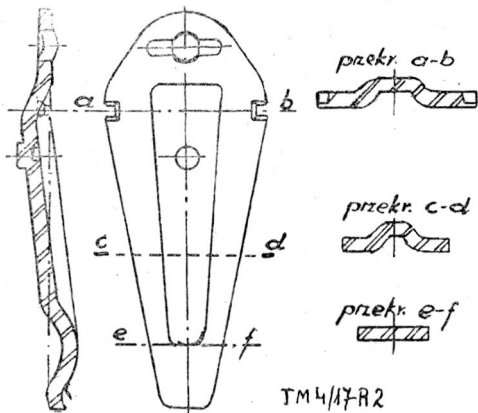
Interesujące są również konkretne przykłady, zamieszczone przez A.N. Reimersa w Nr 4 czasopisma Awtomobilnaja Promyszlennost z 1952 r. w artykule pt. „Oszczędność metalu i obniżenie ciężaru”. Podane przykłady świadczą o tym, że wiele elementów samochodu ZIS 150 może być wykonanych o zmniejszonym ciężarze.



Rys. 1.

Na rys. 1 przedstawiona jest część układu dźwigniowego mechanizmu wyłączającego sprzęgło. Dźwignia 1 przenosi maksymalne obciążenie w chwili wyłączenia sprzęgła. To obciążenie wyrażone jest siłą T, przyłożoną w miejscu zaczepienia sworznia prowadzącego tarczą dociskową i równe jest sile wywieranej przez docisk obu sąsiednich sprężyn. Siła docisku każdej sprężyny wynosi 58,5 kG sąsiednich sprężyn. Siła docisku każdej sprężyny wynosi:

$$T = 58,5 \times 2 = 117 \text{ kG.}$$



Rys. 2.

Celem wyłączenia sprzęgła należy nacisnąć na koniec dźwigni siłą

$$P = T \times \frac{20,7}{94,1} = 117 \times \frac{20,7}{94,1} = 25,7 \text{ kG.}$$

Dźwignia ma kształt pokazany na rys. 2. Jest ona tłoczona z blachy stalowej 08 grubości 4,7 mm. Jak wynika z rozkładu naprężeń, najbardziej niebezpiecznym przekrojem jest e-f. Naprężenie jednostkowe w tym przekroju przy użyciu blachy grubości 4,7 mm wynosi 476 kG/cm², przy użyciu zaś blachy grubości 3 mm — 1150 kG/cm².

Ponieważ granica dla stali 08 wynosi 18 kG/mm², współczynnik bezpieczeństwa plastyczności przedstawia się następująco:

$$\text{dla blachy grubości 4,7 mm } K = \frac{1800}{476} = 3,78$$

$$\text{dla blachy grubości 3 mm } K = \frac{1800}{1150} = 1,56$$

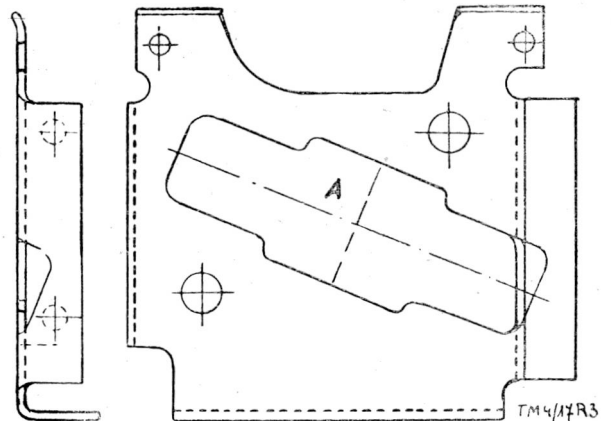
Wynika z tego, że zupełnie wystarczające jest użycie w tym przypadku blachy grubości 3 mm.

Według norm podanych przez Kurajskie Zakłady Samochodowe, na wykonanie 1 dźwigni używa się 0,254 kG blachy stalowej grubości 4,7 mm. Po zmniejszeniu grubości blachy do 3 mm otrzymuje się oszczędność materiału na 1 dźwignię wynoszącą

$$\frac{0,254 \times (4,7 - 3)}{4,7} = 0,092 \text{ kG}$$

i na jeden samochód 0,092 — 6 = 0,552 kG.

Przedni i tylny wspornik gniazda akumulatorów bez wycięcia „A” wykonuje się w samochodzie ZIS 150 z blachy grubości 5 mm.



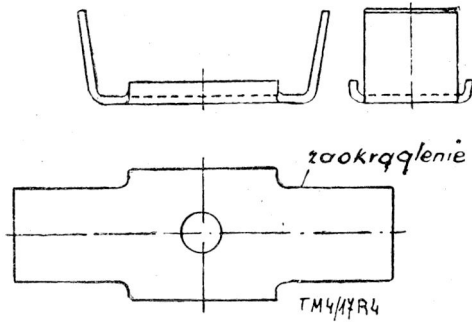
Rys. 3

Ciężar akumulatora z elektrolitem wynosi 32 kG. Każdy wspornik przejmuje swoją dolną krawędzią równomiernie rozłożone obciążenia 16 kG. Na wykonanie jednego wspornika używa się 2,663 kG stali. Przy zmniejszeniu grubości blachy do 4 mm, oszczędność metalu na 1 samochód wynosi

$$\frac{2,663}{5} \cdot 2 = 1,06 \text{ kG.}$$

Gdyby ze zbiornika wyciąć pas blachy, oznaczony na rys. 3 literą A, z którego można wykonać prowadnicę tylnej podpory silnika (2 sztuki na silnik) pokazaną na rys. 4, to uzyskać by można dalszą oszczędność 1 kG metalu na każdy samochód.

Podstawa gniazda akumulatora wykonana jest w postaci płyty zgiętej wzdłuż obu krawędzi jak na rys. 5, z blachy grubości 3 mm. Ciężar akumulatora, umieszczonego na tej podstawie, przenoszony jest w większej części bezpośrednio przez ramiona samych wsporników. Zezwala to na wycięcie w tej płycie 12 okien i wykonanie z nich płytek oporowych łożysk igłowych przegubu wału kardana, w ilości potrzebnej na 1 samochód.

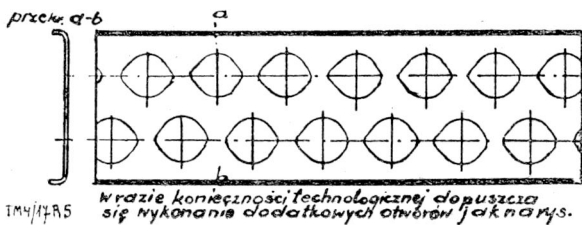


Rys. 4.

Oszczędność materiału wynosi 0,96 kG na jeden samochód.

Rys. 6 przedstawia dźwignię ręcznego hamulca, wykonaną z odkuwki. Jak podaje oddział konstrukcyjny Moskiewskiej Fabryki Samochodów im. Stalina, dźwignia ta powinna przenosić obciążenie 285 kG przyłożone na końcu dłuższego ramienia. Rozkład momentów i naprężeń w przekrojach a-b i c-d przedstawia się następująco:

Przekrój a-b	Przekrój c-d
Moment zginający kG/cm ² $285 \times 11^2 = 3135$	$285 \times 13,2 = 3762$
Wskaźnik przekr. cm ³ 1,5 4,65
Naprężenie zginające kG/cm ² 2000 810



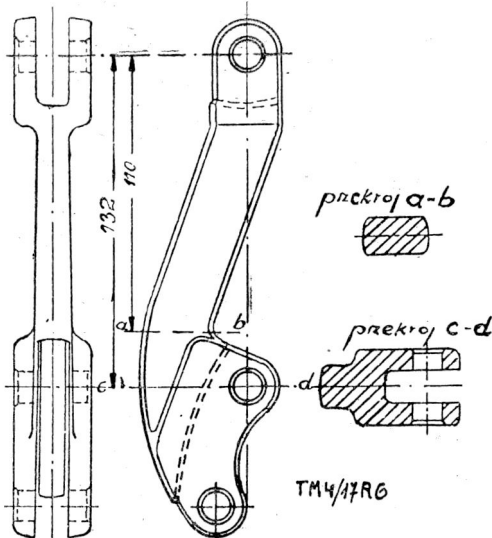
Rys. 5.

Granica plastyczności dla stali 35, z której wykonana jest dźwignia wynosi 30 kG/cm². Współczynnik bezpieczeństwa K wynosi w przekrojach:

$$a - b \quad K_1 = \frac{3000}{2000} = 1,5$$

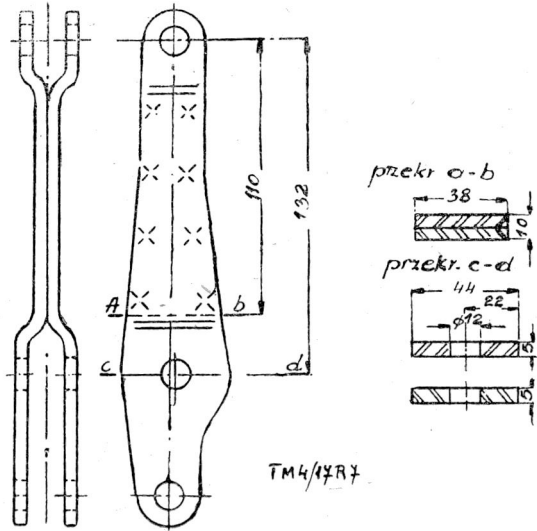
$$c - d \quad K_2 = \frac{3000}{810} = 3,7$$

Z porównania obu współczynników bezpieczeństwa wynika, że zapas materiału w przekrojach a-b jest normalny, natomiast w przekroju c-d zbyt duży.



Rys. 6.

Przy zmianie konstrukcji, polegającej na wykonaniu dźwigni w postaci spojonych ze sobą 2 części tłoczonych z blachy stalowej grubości 5 mm oraz po zmianie rozstawienia otworów, rozkład momentów i naprężeń przedstawia się następująco:



Rys. 7.

Przekrój a-b	Przekrój c-d
Moment zginający kG/cm ² $285 \times 11 = 3135$	$285 \times 13,2 = 3762$
Wskaźnik przekr. cm ³ 2,53 3,05
Naprężenie zginające kG/cm ² 1240 1240

Granica plastyczności dla stali 0,8 z której wykonana jest obecnie dźwignia wynosi 18 kG/cm². Współczynnik bezpieczeństwa wynosi w obydwu przekrojach:

$$K = \frac{1800}{1240} = 1,45$$

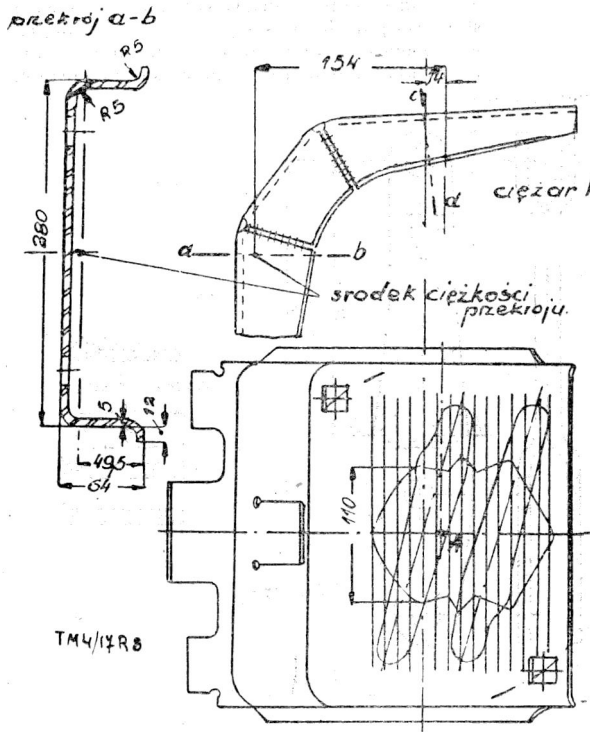
W przypadku wykonania dźwigni z 2 części tłoczonych z blachy stalowej zwiększa się skutkiem zmniejszenia tych powierzchni jednostkowy nacisk na cylindryczne powierzchnie otworu pod sworzeń o 40%. Mogłoby to jednak spowodować przedwczesne zużycie dźwigni i sworznia. Aby temu zapobiec powierzchnie pracujące utwardza się przez cyjanowanie.

Przejęcie z dźwigni kutych na tłoczone przyniosło znaczną oszczędność w koszcie własnym produkcji, nie tylko wskutek zmniejszenia zużycia metalu, ale również wskutek całkowitego wyeliminowania obróbki wiórowej. Np. dźwignie kute wykonywane były poprzednio z pręta okrągłego o średnicy 35 mm, ze stali 35. Ciężar materiału wyjściowego wynosił 1,5 kG. Na wykonanie dźwigni z blachy stalowej grubości 5 mm zużywa się obecnie 0,7 kG stali 08. Nie poprzestając na tym rozpatruje się obecnie możliwość wykonania dźwigni z blachy uzyskanej z wykrojenia otworów w poziomej płycie wspornika koła zapasowego.

Na rys. 8 pokazana jest przez zakreskowanie powierzchnia, z której można wyciąć żądany materiał bez niebezpiecznego osłabienia wspornika. W tym przypadku oszczędność materiału wynosi 1,5 kG dla każdego samochodu.

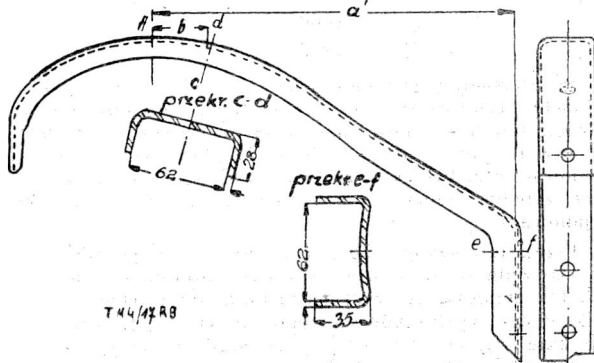
Na samochodzie doświadczalnym z dźwignią hamulca ręcznego, wykonaną z blachy tłoczonej, wykonano próby w terenie górzystym na przestrzeni około 15 000 km. Pozytywne wyniki próby spowodują wprowadzenie zmiany konstrukcji również w innych dźwigniach, jak np. w samochodach ZIS 150 i GAZ 51. Na tej drodze uzyska się oszczędność metalu wynoszącą dla samochodu ZIS 150 ok. 2,5 kG.

Rys. 9 przedstawia wspornik mocujący błotnik samochodu ZIS 150. Na podstawie przybliżonych obliczeń można przekonać się, że wytrzymałość wspornika na zginanie w przekroju e-f jest około 1,4 raza większa niż w przekroju c-d. Jeżeli przyjmujemy, że siła obciążenia skupiona jest w punkcie A, to ze stosunku odległości „a” oraz „b” prze-



Rys. 8.

krojów c-d i e-f od punktu przyłożenia siły wynika, że dla równomiernego rozłożenia naprężeń w całym wsporniku, wskaźnik przekroju w płaszczyźnie c-d powinien być około 6 razy mniejszy niż w płaszczyźnie e-f. Wskazuje to na to, że znaczna ilość materiału w poziomej części wspornika, bez



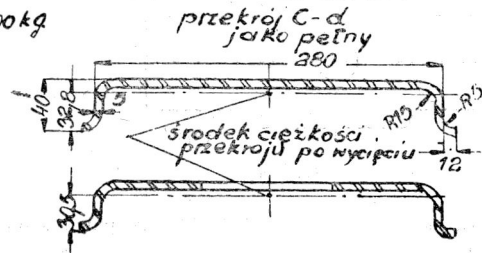
Rys. 9.

zmniejszenia jego faktycznej użyteczności, może być przeznaczona na wykonanie innych elementów. Ponieważ każdy samochód posiada 6 takich wsporników, można spodziewać się, że na tej drodze uzyska się oszczędność około 6 kG stali na każdy samochód.

Jak już wspomniano oszczędności materiałowe można uzyskać również na drodze ulepszeń technologii wykonania oraz przez stosowanie półfabrykatów w postaci odpowiednio dobranych pod względem wymiarowym tj. rur, prętów kształtowych itp.

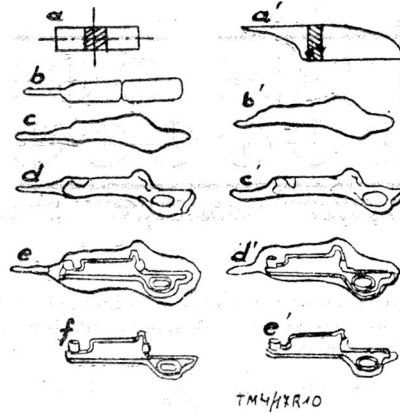
W jednym z oddziałów Fabryki Samochodów w Gorkim zastosowano w 3 przypadkach do produkcji części nadwozia samochodu GAZ 51 pręty o profilach nieco odmiennych od znormalizowanych. Spowodowało to zmniejszenie

zużycia materiałów o 30%. W innym przypadku, w tej samej fabryce wprowadzono przy wykonywaniu odkuwek zmianę kształtu materiału wyjściowego przez obcinanie pręta nożami profilowymi zamiast prostymi. Uzyskano przez to nie tylko oszczędność materiału, ale również i zmniejszenie czasu produkcji przez wyeliminowanie niektórych operacji.



W omawianym przypadku uzyskano następujące wyniki:

	dawny sposób	nowy sposób
wymiary materiału wyjściowego	35 × 36	55 × 21
ciężar	G . . 1610 1450
czas prasowania	min. . 2,1 1,5
liczba operacji 6 5



Rys. 10.

Stosowanie profili nieznormalizowanych nie zawsze jest możliwe, ze względu na warunki dostawy materiałów hutniczych i może mieć miejsce jedynie w wyjątkowych przypadkach. Zdarza się bowiem, że przeskok pomiędzy jednym i drugim znormalizowanym kolejnym wymiarem jest zbyt duży. Z konieczności więc stosuje się wówczas wymiar większy, gdyż wymiar mniejszy jest za mały. Najlepszym natomiast byłby wymiar pośredni.

Celem uzupełnienia wspomnień należy jeszcze o takich możliwościach zaoszczędzenia materiału, jak wykonanie wszelkiego rodzaju tulejek łożyskowych ze zwijanych taśm lub rur ciągnionych, zamiast wytaczania ich z wałków oraz zastępowanie materiałów drogich i deficytowych jak miedź i jej stopy, materiałami bimetalicznymi, wytwarzanymi na drodze platerowania. Zbyt małe, jak dotychczas, zastosowanie mają również w naszym przemyśle wszelkiego rodzaju materiały syntetyczne, których własności mechaniczne i eksploatacyjne niejednokrotnie nie ustępują własnościom tworzyw metalicznych, natomiast znacznie je przewyższają ze względu na efekt dekoracyjny i ekonomię procesu przetwarzania.

A.K.

Należy roztoczyć opiekę nad wykorzystaniem nowych kadr inżynieryjno-technicznych, ułatwić i zorganizować im zdobycie doświadczenia, wszechstronnie przyspieszyć ich proces dojrzenia jako techników, kierowników i organizatorów.

(Z przemówienia Prezydenta Bieruta na VII Plenum KC PZPR).

MGR INŻ. TADEUSZ WRZESIŃSKI

NORMY MOTORYZACYJNE

Po wstępnym wprowadzeniu w zagadnienie norm motoryzacyjnych, artykuł w zasadniczej części omawia wydane normy motoryzacyjne krajowe i zagraniczne, podając przy tym informacje mające na celu ułatwienie w korzystaniu z norm.

Przemysł motoryzacyjny ze względu na swój specyficzny charakter wymaga posługiwania się szerokim wachlarzem norm od surowców wyjściowych począwszy, a kończąc na określeniu własności i wymagań stawianych wysoce zróżnicowanemu asortymentowi wyrobów gotowych.

Spśród tak szeroko pojętego zbioru norm, interesujących przemysł motoryzacyjny, można wyeliminować normy mające ścisły związek z konstrukcją, technologią, eksploatacją lub metodami badań produkowanego sprzętu. Normy te nazywane samochodowymi lub motoryzacyjnymi są zwykle gromadzone w oddzielnych zbiorach, a nierzadko w ramach norm państwowych nadaje się im odrębne symbole.

Normy motoryzacyjne są również przedmiotem międzynarodowych zainteresowań i w ramach ISA (ISO)* są zatwierdzane jako normy międzynarodowe. Wreszcie instytucje badawcze, względnie zakłady przemysłu motoryzacyjnego wydają swoje własne normy, które posiadają ograniczony zasięg działania sprowadzający się do terenu branży, względnie zakładu produkcyjnego.

W dalszej części artykułu zostanie dokonany przegląd krajowych i zagranicznych norm motoryzacyjnych, celem zapoznania z ich stanem ilościowym i jakościowym oraz sposobem oznaczania. Ma to na celu ułatwienie posługiwania się normami, zwłaszcza zagranicznymi, która to konieczność wynika zarówno ze szeregu jeszcze zakresu odnoszących norm krajowych, jak też i ze względu na współpracę techniczną z innymi państwami.

Przeгляд rozpoczniemy od norm krajowych.

Normy polskie

Polskie normy motoryzacyjne wydawane przez PKN oznaczone są symbolem PN/S.** Ilość ich ok. 110 pozornie dość znaczna, pokrywa jednak częściowo tylko zapotrzebowanie przemysłu motoryzacyjnego, z uwagi na szersze opracowanie tylko 2 zagadnień, a mianowicie:

elektrotechnika samochodowa	37 norm
rowery	43 normy

Spśród innych opracowań norm motoryzacyjnych dość istotne znaczenie ma 6 norm ogólnych, precyzujących podstawowe określenia dotyczące charakterystyki pojazdów mechanicznych.

W katalogu polskich norm, normy motoryzacyjne są umieszczone w dziale komunikacyjnym (oznaczenie — K), podzielone — komunikacja kołowa i podzielone są na szereg grup, stosownie do zawartej treści. Przykład oznaczenia normy motoryzacyjnej:

PN/S — 4/11 Sworznie kuliste

Niezależnie od norm państwowych, polski przemysł motoryzacyjny korzysta z wielu opracowań norm własnych, wydawanych jako normy przemysłu motoryzacyjnego lub jako normy wewnętrzne jego przedsiębiorstw lub zakładów.

Normy radzieckie

Radzieckie państwowe normy motoryzacyjne nie posiadają specjalnego oznaczenia i noszą jak wszystkie inne normy państwowe przyjęty ostatnio jednolity symbol — GOST.***)

Prócz powyższych, zbiór norm motoryzacyjnych zawiera opracowania dawniejsze, zaopatrzone symbolami: OST, OST — HKTP, OST — CDT, OST — WKS.****)

Ilość norm państwowych motoryzacyjnych wynosi około 200. W katalogu normy te zostały przydzielone do klas oznaczonych D2 i D3.

Bardziej szczegółowy katalogowy podział norm na grupy przedstawia się następująco:

grupa	Treść
D21	— autobusy, lekkie samochody, trolleybusy
D22	— samochody ciężarowe, przyczepy
D23	— traktory
D24	— silniki samochodowe i ich detale
D25	— części pojazdów mechanicznych, zespoły i armatura
D26	—
D27	—
D28	— wyposażenie stacji obsługi — znaki sygnalizacyjne i drogowe
D29	— metody odbioru — metody badań — pakowanie — znakowanie
D30	— motocykle
D31	— rowery

Przykład oznaczenia normy

GOST 845-49 Korbowody silników samochodowych. Warunki techniczne. Ostatnie dwie cyfry oznaczenia podają datę wydania normy. Zbiór 350 norm motoryzacyjnych, zawierający oprócz państwowych również normy resortowe, oznaczone symbolami TU i N, został wydany przez Ministerstwo Budowy Samochodów i Traktorów ZSRR w 7 tomach obejmujących kolejno zagadnienia:

tom	Treść
I	— Samochody i silniki samochodowe
II	— Części i zespoły samochodów
III	— Armatura i elektrotechnika — przyrządy i akcesoria
IV	— Ciągniki i przyczepy
V	— Przepisy napraw ciągników
VI	— Silniki, zespoły i części ciągników
VII	— Motocykle i rowery

Radzieckie normy motoryzacyjne obejmują bardzo szeroki zakres zagadnień, a większość z nich, to opracowania kilka, a nawet kilkadziesiąt stronicowe, dotyczące metod badań i odbioru sprzętu motoryzacyjnego, warunków technologicznych na sprzęt, jego zespoły i części — tematy sporadycznie tylko spotykane w innych obcych normach. Z tych względów opracowania radzieckie stanowią cenny materiał do wykorzystania przy dokonywaniu opracowań własnych norm motoryzacyjnych.

Normy francuskie

Francuskie normy motoryzacyjne są wydawane przez Bureau des Normes de l'Automobile i oznaczone były symbolem stanowiącym skrót nazwy wydawcy — BNA.

Normy wydane z tym oznaczeniem nie posiadają systematyki podziału i katalogowane były według kolejnych numerów bez względu na zawartą treść.

Obecnie dla norm motoryzacyjnych obowiązuje symbol — NF/R,* z tym że włączone wyciągi z innych francuskich norm państwowych oznaczają się — EN/R**), niezatwierdzone zaś projekty — Pr/R***)

OST — CDT — Obszczesozujnyj Standart Cudotras.
OST — WKS — Obszczesozujnyj Standart Wsiesozujnyj Komitet Standarizacji.

*) NF — Norme Francaise
**) EN — Extrait de Norme
***) Pr — Projet (de Norme)

*) ISA — International Standardizing Association.

ISO — International Organization for Standardization.

**) PN — Polska norma.

***) GOST — Gosudarstwiennyj Obszczesozujnyj Standart.

****) OST — Obszczesozujnyj Standart.

OST — HKTP — Obszczesozujnyj Standart Narodnyj Komitet Tiażołoj Promysliennosti.

Zbiór norm motoryzacyjnych, wydawany rokrocznie w formie albumu, posiada następującą klasyfikację:

klasa	treść
0	— Ogólne przepisy międzynarodowe dotyczące pojazdów mechanicznych
1	— Pojazdy mechaniczne
2	— Motocykle
3	— Rowery
4	— Przyczepy
5	— Wyposażenie garaży
6	— Narzędzia
—	—
9	— Mechanika ogólna. Różne

Przykład oznaczenia normy:

NF/R 112 — 04 Pierścienie tłokowe silników spaliny-
wych. Pierwsze 3 cyfry oznaczają kolejno — klasę, grupę
i podgrupę, ostatnie zaś dwie cyfry są kolejnym numerem
normy w danej podgrupie.

Normy liczne — ok. 500 — obejmują wiele szczegółów
konstrukcyjnych, zwłaszcza w odniesieniu do pojazdów me-
chanicznych i rowerów.

Szczególną uwagę zwraca ciekawie i obszernie rozpra-
cowane zagadnienie wieloklinów ewolwentowych, numery
norm Pr/R 940-24 do 35.

Normy niemieckie

Znane szerzej w Polsce normy niemieckie oznaczone
symbolem DIN*) liczą w zakresie motoryzacji około 500
opracowań. Dawne oznaczenie norm motoryzacyjnych za-
opatrzonych w symbol Kr.**).

Dla norm motoryzacyjnych zarezerwowano w nowym
układzie numery: 70000 do 79999 bez wprowadzenia syste-
matyki.

Wydawane corocznie katalogi są niezbędnym przewodni-
kiem w tym bogatym zbiorze norm. Układ katalogu oparty
jest na systemie dziesiętnym, gdzie normy motoryzacyjne
należą do grup:

629.113 — Pojazdy mechaniczne

629.118 — Rowery

Przykład oznaczenia normy:

DIN 73401 FI Chłodnice

FI***) stanowi dodatkowe oznaczenie norm motoryzacyj-
nych za wyjątkiem rowerów.

Na podkreślenie zasługuje szeroko rozbudowany dział
norm elektrotechniki samochodowej. Również znaczna ilość

opracowań poświęcona została hamulcom, układowi paliwo-
wemu i smarowaniu pojazdów mechanicznych.

Normy czeskie

Aktualny wykaz norm motoryzacyjnych obejmuje około
100 opracowań, dotyczących przeważnie części sprzętu mo-
toryzacyjnego. Systematyka norm przeprowadzona jest wed-
ług podziału na grupy:

grupa	treść
0	— normy ogólne
1	— przepisy
2	— samochody osobowe
3	— samochody ciężarowe
4	—
5	— ciągniki
6	—
7	— pomiary

Przykład oznaczenia normy:

ČSN/AU*) 2126 — Pierścienie tłokowe

Pierwsza cyfra oznacza grupę, druga zaś podgrupę,
a dwie ostatnie są numerem kolejnym normy w danej pod-
grupie.

Normy anglo-saskie

Ilość norm państwowych jest bardzo skromna i wynosi
według danych katalogowych zaledwie kilkanaście pozycji
w odniesieniu do motoryzacji.

Istnieje natomiast wiele zbiorów norm wydawanych
przez poszczególne zakłady produkcyjne lub koncerny, jak
również normy branżowe wydawane przez Society of Auto-
motive Engineer i znaczone skrótem tego towarzystwa SAE.

W korzystaniu z norm przedmiotowych stoi na przeszkod-
zie przede wszystkim odmienny układ miar.

Należy tu również wspomnieć o obszernym zbiorze
norm amerykańskich (ASTM**), poświęconym zagadnieniom
materiałowym i metodom badań, z uwagi na zaintereso-
wanie przemysłu motoryzacyjnego tymi działaniami.

Pięcioletnie wydanie ATSM liczy około 1400 norm
i jest stale uzupełniane nowymi opracowaniami.

Jak widać z tego krótkiego przeglądu norm motoryza-
cyjnych, normalizacja na tym polu posiada już poważny
dorobek, stwarza przy tym jednak ciągle szerokie pole do
działania z uwagi na charakter konstrukcji motoryzacyj-
nych, gdzie problem całkowitej wymienności części, ujedno-
liczenia technologii i prób badawczych pozostaje wielce
żywozny i jak najściślej związany z bieżącą produkcją.

*) DIN — Deutsche Industrie Normen

**) Kr — Kraftfahrzeug

***) FI — Fahrzeugindustrie.

*) ČSN/AU — Československé Normy Automobilní

**) ASTM — American Society for Testing Materials

Ważne dla zakładów przemysłowych, urzędów, instytutów, biur projektowych i uczelni technicznych

Zwracamy uwagę na możliwość zaopatrywania bibliotek naukowo-technicznych oraz całego personelu w książki techniczne przez wprowadzenie na terenie Zakładu kolportażu zakładowego.

Główne zasady kolportażu zakładowego

1. Wybrany przez Radę Miejscową kandydat na kolportera, zgłasza się do najbliższej księgarni „Domu Książki“ — zawiera umowę kolporterską.
2. Kolporter zakładowy pobiera z księgarni książki o wartości łącznej do 1000 zł — sprzedaje je na terenie swego zakładu oraz rozlicza się raz w miesiącu z księgarnią.
3. Za pracę swoją kolporter otrzymuje 10% prowizji od sprzedanych książek. Zastosowanie kolportażu zakładowego zapewni stałą i sprawną dostawę książki technicznej.

Państwowe Wydawnictwa Techniczne

MGR INŻ. ALEKSANDER RUMMEL

NIEKTÓRE NOWE ROZWIĄZANIA KONSTRUKCJI SILNIKÓW GAŹNIKOWYCH SAMOCHODÓW OSOBOWYCH

Ciekawą analizę dotyczącą amerykańskich i zachodnio-europejskich silników gaźnikowych doby obecnej przeprowadził inż. Czistozwonow na łamach 12 numeru miesięcznika Awtomobilnaja i Traktornaja Promyszlennost. Na podstawie tej pracy opracowany został poniższy artykuł.

Artykuł podaje ogólny przegląd kierunku rozwoju konstrukcji silników samochodów osobowych w St. Zjedn. A.P. i Europie Zachodniej. Powiększenie liczby oktanowej paliw wpływa na zwiększenie stopnia sprężania i innych zasadniczych wskaźników, które omówiono z podaniem statystycznych cyfr.

Budowa silników jest bardziej sztywne i zwarta. Prawie wszystkie silniki posiadają zawory umieszczone w głowicy, a sprawność volumetryczną zwiększono. Artykuł uzupełnia tablica charakterystycznych danych silników.

W pismach technicznych państw zachodnich poświęca się w ostatnich czasach dużo uwagi powiększeniu sprawności silników gaźnikowych. Na powiększenie sprawności, a więc zmniejszenie jednostkowego zużycia paliwa, wpływa w pierwszym rzędzie możliwość powiększenia stosunku sprężania, bez wywołania występowania objawów spalania detonacyjnego. Może to być uzyskane zarówno przez specjalne ukształtowanie komory spalania wraz z odpowiednim rozmieszczeniem zaworów i świecy zapłonowej.

Dla przemysłu samochodowego najdogodniejszą drogą jest zwiększenie liczby oktanowej paliwa, gdyż w tym przypadku odpada konieczność prowadzenia żmudnych prac badawczych i konstrukcyjnych, mających na celu zwiększenie właściwości antydetonacyjnych samego silnika.

Jednakże produkcja paliw wysokooktanowych wymaga dużego nakładu kapitału, na co wskazuje poniższe zestawienie:

Liczba oktanowa	Metoda produkcyjna	Koszt urządzeń w %
70*	Destylacja bezpośrednia	100
74	Cracking termiczny	131
84	Polimeryzacja katalityczna	160
92	Cracking katalityczny	370

Z podanych cyfr można wyciągnąć wniosek o chwilowej nieopłacalności używania benzyn o liczbie oktanowej powyżej 84 jednostek, gdyż oszczędność uzyskana na zwiększonej sprawności silnika może być pochłonięta przez wyższą cenę paliwa. Tym niemniej możliwość powiększenia stosunku sprężania zarówno przez odpowiednie zmiany konstrukcyjne jak i przez obniżenie ceny benzyn wysokooktanowych, zwróciła szczególną uwagę konstruktorów na zagadnienia sztywności kadłubów oraz wałów korbowych, celem zastosowania również w wypadku wyższych ciśnień obiegu.

Coraz wyższe wymagania stawiane nowoczesnym pojazdom, w kierunku podwyższenia ich właściwości dynamicznych, powodują konieczność stałego powiększania mocy silników. Wzrost mocy silników nie może się jednak odbywać z jednej strony kosztem zwiększania objętości skokowych, gdyż pociąga to za sobą powiększenie gabarytów i ciężarów oraz ilości zużywanego paliwa — z drugiej strony zbyt wysokie obroty przyczyniają się do spadku sprawności objętościowej oraz wzrostu zużywalności wszystkich ruchomych części silników. Z tych powodów dąży się obecnie do powiększenia mocy drogą zwiększenia średniego ciśnienia efektywnego, przez podwyższenie stosunku sprężania i sprawności objętościowej.

Silniki amerykańskie

Stosunki sprężania w silnikach amerykańskich samochodów osobowych wahają się w granicach 6,4 — 8,0, z czego blisko 50% przypada na stosunki sprężania ok. 7,0. Jeden

*) Wszystkie podane benzyny posiadają dodatek tetraetylu ołowiu.

tylko silnik małowitrazowego samochodu Crossley posiada stosunek sprężania 8,0.

Przeciętna moc kształtuje się w wysokości 117 KM, przy czym ok. 50% wszystkich samochodów wyposażonych jest w silniki o tych mniej więcej mocach.

Największą moc 180 KM przy 4000 obr./min. posiada ostatni model samochodu z 8 cylindrowym silnikiem widlastym „Chrysler — Fire — Power“, najmniejszą silnik Crossley — 28 KM przy 5400 obr./min.

Pojemności skokowe wynoszą 3500 — 4000 cm³ przy 35% silników, a 4000 — 4500 cm³ przy 30% silników. Największą objętość skokową posiada silnik samochodu Packard Custom Eight (5850 cm³), najmniejszą silnik Crossley (720 cm³). Powyżej 50% silników, uzyskuje moc szczytową przy 3600 obr./min., 22% przy 3750 — 4000 obr./min. Największe obroty poza małym silnikiem Crossley posiada 8 cylindrowy rzędowy silnik samochodu Hudson, a mianowicie 4200 obr./min. dla mocy maksymalnej. Średnio ilości obrotów silników amerykańskich wzrosły od roku 1940 do 1950 tylko o 77, a mianowicie z 3580 do 3657 obr./min.

Stosunki S/D wynoszą przy 40% silników 1,2 — 1,3, przy 27% silników 1,0 — 1,2. W czterech silnikach, które stanowią 12% ogólnej ilości, a z których trzy pojawiły się na rynku w latach 1948/51, stosunek ten wyraża się wielkością 0,9 — 1,0. Cztery dalsze silniki, w tym najbardziej wysokoobrotowy silnik samochodu „Hudson Eight“ posiada S/D = 1,5. Ilości silników 6 i 8 cylindrowych są mniej więcej równe, przy czym nowo skonstruowane silniki 8 cylindrowe wykonywane są wyłącznie w układach widlastych. Silników czterocylindrowych jest zaledwie ok. 5%.

Średnie szybkości tłokowe przy 55% silników leżą w granicach 12 — 14 m/sek., przy 28% w granicach 10 — 12 m/sek., a przy 17% silników od 14 — 16 m/sek.

Moce jednostkowe odniesione do 1 litra objętości skokowej kształtują się, w większości silników, od 27 — 29 KM/l, dalej ok. 30% silników posiada moce jednostkowe od 29 — 31 KM/l, natomiast w nowych silnikach Chrysler i Willys 33 KM/l, a w silniku Crossley 39 KM/l.

Silniki europejskie

Stosunki sprężania w silnikach europejskich samochodów osobowych osiągają wielkość 9,0, lecz w większości silników (ok. 45%) kształtują się w granicach 6,75 — 7,25. Wielkość 8,0 — 9,0 spotyka się jedynie w silnikach dość nielicznych samochodów sportowych.

Moc silników waha się od 10 — 260 KM, przy czym moc 260 KM, przy 7000 obr./min. rozwija silnik samochodu wyścigowego „Maserati“. 35% samochodów posiada silniki o mocy od 10 — 50 KM, ok. 50% od 50 — 100 KM i ok. 15% od 100 — 130 KM. Silniki wyższych mocy znajdują zastosowanie jedynie w samochodach luksusowych i sportowych.

Pojemności skokowe wynoszą do 1000 cm³ przy 12%, 1500 cm³ przy 26% a 1500 — 2500 cm³ przy 34% silników. Największą objętość skokową posiada 8 cylindrowy silnik angielskiego samochodu „Daimler Eight“ (5450 cm³), najmniejszą silnik francuskiego samochodu „Julien“ (325 cm³).

CECHY CHARAKTERYSTYCZNE NIEKTÓRYCH NOWYCH SILNIKÓW SAMOCHODÓW OSOBOWYCH

Firma	Rok rozpoczęcia produkcji	Objętość skokowa l	Ilość cylindrów	Średnica cylindrów m/m	Skok tłoka m/m	S/D	Moc K.M.	Ilość obrotów n obr/min	Stos sprężania Σ	Średnia szybkość tłoka cm/sek	Moc jednostkowa KM/l	Układ cylindrów	Kraj wytwórczy
Cadillac	1949	5,420	8	96,8	92,0	0,95	160	3600	7,5	11,0	29,5	widlasty	St. Zjedn.
Oldsmobile	1948	4,970	8	95,25	87,3	0,915	135	3600	6,64	10,5	27,2	"	"
Chrysler	1950	5,427	8	96,84	92,08	0,955	180	4000	7,5	12,5	33,4	"	"
Studebaker	1950	3,6	8	85,60	82,50	0,965	120	4000	7,0	11,0	33,5	"	"
Hudson	1947	4,160	8	76,0	114,0	1,5	128	4200	6,7	16,0	31,0	rzędowy	"
Willis	1950	2,2	4	79,4	111,1	1,4	72	4000	7,2	14,8	32,6	"	"
Crossley	1946	0,725	4	63,5	57,0	0,9	28	5400	8,0	10,2	38,5	"	"
Austin 7	1951	0,800	4	58,0	76,0	1,3	30	4800	7,2	12,1	37,5	"	Anglia
Ford Consul	1951	1,508	4	79,37	76,2	0,96	47	4400	6,8	11,1	31,2	"	"
Singer	1948	1,506	4	73,0	90,0	1,23	49,5	4200	7,0	12,6	33,0	"	"
Austin 90	1947	2,66	4	87,3	111,1	1,27	88	3800	7,5	14,06	33,0	"	"
Jaguar	1949	3,442	6	83,0	106,0	1,28	160	5200	8,0	18,4	46,6	"	"
Fiat	1950	1,380	4	82,0	66,0	0,805	45	4400	6,7	9,7	32,5	"	Italia
Jowett	1947	1,466	4	72,5	90,0	1,25	50	4100	7,2	12,3	34,0	przeciwległy	Anglia
Gregoire	1946	2,00	4	76,0	76,0	1,0	64	4000	6,5	10,1	32,0	"	Francja
Panhard Dyna	1947	0,60	2	72,0	75,0	1,04	24	4000	6,0	10,0	40	"	"

Wszystkie z zaworami w głowicy.

40% silników uzyskuje moc szczytową przy 3750 — 4250 obr/min., 30% przy 4250 — 5000, a 8% przy 5000 — 6000 obr/min. Najbardziej wysokoobrotowy jest silnik wyżej wymienionego samochodu „Maserati”.

Stosunek S/D waha się od 0,8 — 1,67 i wynosi: przy 29% silników 1,0 — 1,2, przy 31% od 1,2 — 1,4, a przy 24% silników 1,3 — 1,65. 16% silników zaliczyć można do silników krótkoskokowych, z czego przy 9% S/D wynosi 0,9 — 1,0, a przy 7% od 0,8 — 0,9. Najmniejsze S/D posiada silnik Fiat 1400 (0,805), największy angielski samochód Rover 75 (1,67).

Większość, bo 54% wszystkich silników stanowią silniki 4 cylindrowe. Silniki 6 cylindrowe parzącyją w 30%, a 8 cylindrowe zaledwie w 10%. Poza tym istnieją trzy modele 2-cylindrowe, jeden jednocylindrowy i jeden 12-cylindrowy samochodu „Ferrari”.

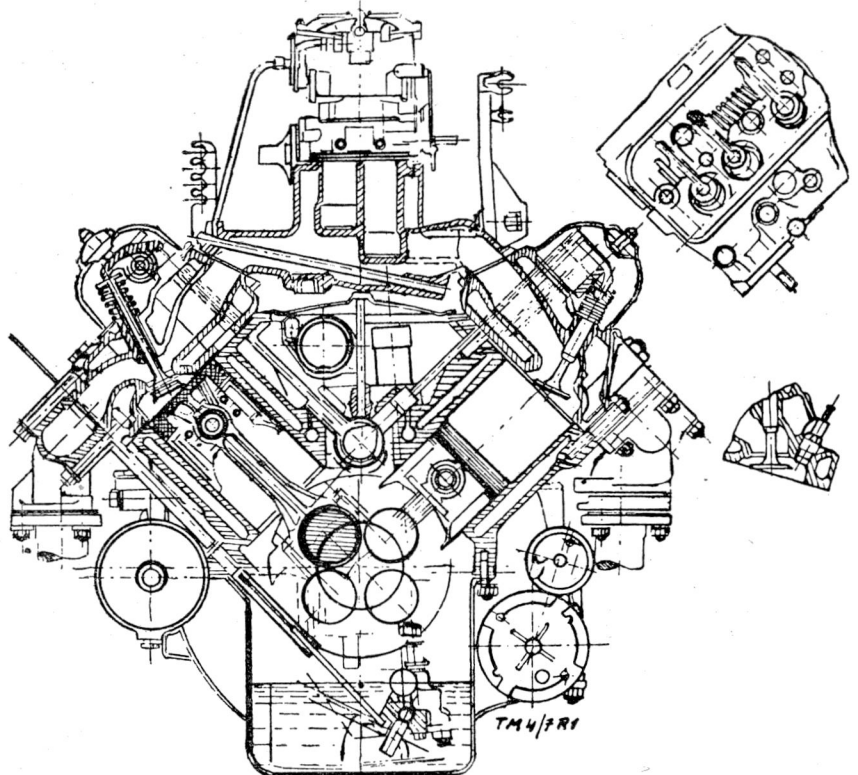
Średnie szybkości tłokowe przy 32% silników znajdują się w granicach 12 — 14 m/sek., przy 26% w granicach 14 — 16 m/sek., przy 23% od 10 — 12 m/sek., przy 13% od 7 — 10, a przy 6% od 16 — 18 m/sek.

Moce jednostkowe kształtują się przy ok. 60% silników od 27 — 37,5 KM/l, (przypisek tłum. Moc 37,5 KM/l posiada silnik nowego popularnego samochodu Austin 7), przy 20% samochodów półsportowych i sportowych od 37 — 60 KM/l.

Formy konstrukcyjne

W przewidywaniu możliwości wzrostu ciśnienia spalania w wyniku stosowania paliw wysokooktanowych oraz powiększonego stosunku sprężania, kadłuby i wały korbowe nowo skonstruowanych silników amerykańskich odznaczają się zwiększoną sztywnością. Zwiększenie sztywności kadłubów uzyskano drogą zmniejszenia ich długości przez stosowanie układów widlastych o kącie rozwidlenia równym 90°. (rys. 1).

Skrócenie kadłubów spowodowało zmniejszenie długości wałów korbowych z równoczesnym powiększeniem ich sztywności. Do dalszego wzrostu sztywności wałów przyczyniło się poza tym zmniejszenie stosunku S/D z powodu powiększenia stopnia pokrycia czopów wału korbowego. Jednocześnie skrócenie silnika poza pożądanym zwiększeniem sztywności pozwoliło na pełniejsze wykorzystanie rozstawu osi samochodu.



Rys. 1. Przekrój poprzeczny typowego silnika amerykańskiego o układzie widlastym, przewidzianego do pracy przy wysokich stosunkach sprężania.

Stosunek sprężania

Stosowanie paliw tryptanowych o liczbach oktanowych 115—125, umożliwiłoby bezdetonacyjną pracę normalnych, odpowiednio mocno i sztywno zbudowanych silników, o stosunkach sprężania rzędu 12 — 14. Wzrost sprawności silników o stosunkach sprężania 12,5 pracujących na paliwie tryptanowym wynosi wg danych fabrycznych ok. 25%. Pomimo tego, że przed 3 laty benzyny tryptanowe były szeroko reklamowane w Ameryce, żaden z silników amerykańskich nie stosuje dotąd odpowiednich dla tego paliwa wysokich stosunków sprężania, z powodu niepojawienia się dotychczas tych paliw na rynku.

Komory spalania

Przewidywany wzrost stosunków sprężania oraz mocy jednostkowych, przy obecnie stosowanych obrotach, powoduje zanik silników z zaworami bocznymi, na korzyść silników z zaworami w głowicy. Komory spalania z zaworami w głowicy, ze względu na krótszą drogę frontu ognia od źródła zapłonu do najbardziej odległych punktów komory, są mniej skłonne do spalania detonacyjnego oraz z powodu większej zwartości i mniejszego stosunku powierzchni komory do jej objętości umożliwiają uzyskanie wyższej sprawności. Poza tym, poczynając już od stosunków sprężania 7,0—7,5, komory spalania z zaworami bocznymi powodują nadmierne dławienie zasysanej do cylindra mieszanki, zmniejszając w ten sposób sprawność objętościową i moc jednostkową silnika. Komory te, które przez dłuższy okres czasu były dominujące w Stanach Zjednoczonych, obecnie nie są stosowane w całkowicie nowych konstrukcjach amerykańskich. Na zawory w głowicy przeszły w ostatnich czasach firmy: Cadillac, Chrysler, Oldsmobile, Studebaker oraz angielski Ford. Wymienione silniki amerykańskie mają wały rozrządu umieszczone w kadłubie silnika, a zawory uruchomiane są za pośrednictwem lasek popychaczy i dźwigni zaworowych, przy czym w większości przypadków zawory leżą w jednej płaszczyźnie podłużnej głowicy. Wyjątek stanowi silnik Chrysler'a, który posiada komorę półkulistą i zawory umieszczone w dwóch pod kątem do siebie ustawionych płaszczyznach. Uruchomienie zaworów odbywa się przy pomocy skośnie ustawionych lasek popychaczy (rys. 2).

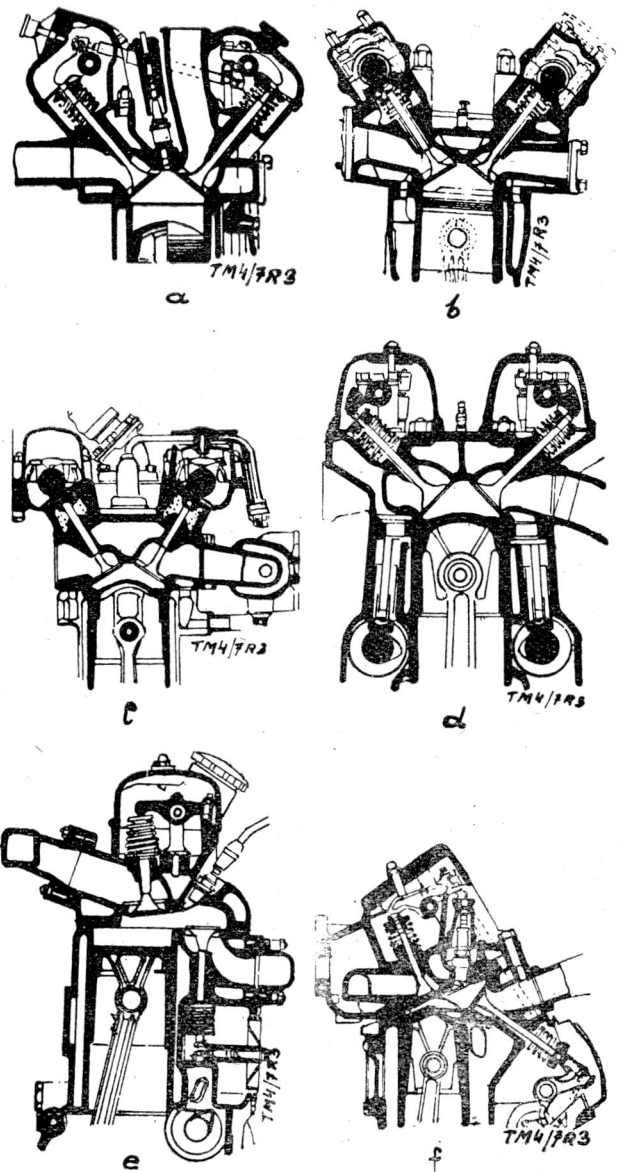


Rys. 2. Rozrząd silnika Chrysler „Fire Power“

Przy opracowywaniu komór spalania w powojennych silnikach angielskich zwrócono szczególną uwagę na uzyskanie wysokiej sprawności objętościowej w całym zakresie obrotów silnika, przy jednocześnie wysokim stosunku sprężania. Typowe komory silników angielskich przedstawione są na rys. 3.

Wszystkie te silniki posiadają zawory umieszczone w głowicy przy czym w kilku z nich zawory uruchamiane są bezpośrednio wałkiem lub wałkami rozrządu, umieszczonymi w głowicy.

Komory spalania silników Rolls-Royce, Rover i kilku innych posiadają mieszany układ zaworów: zawór ssący umieszczono w głowicy, a wydechowy w kadłubie. Przy tym układzie zawór ssący może mieć dużą średnicę, wpływając na powiększenie sprawności objętościowej silnika. Poza tym istnieje możliwość intensywniejszego chłodzenia zaworów, gniazd i prowadników z uwagi na większą swobodę w rozmieszczaniu przestrzeni wodnych i kanałów tak



Rys. 3. Komory spalania i układ rozrządu w nowoczesnych silnikach angielskich
a — Bristol, b — Jaguar, c — Lagonda, d — Riley, e — Rolls-Royce, f — Rover

w głowicy, jak i w kadłubie. Świeca zapłonowa może być umieszczana bezpośrednio nad zaworem wydechowym, co wraz ze zwartością samej komory wpływa korzystnie na powiększenie własności antydetonacyjnych silnika.

Przy takich samych stosunkach sprężania układ mieszany odznacza się mniejszym przyrostem ciśnienia na 1^o obrotu wału korbowego, a więc miększą pracą aniżeli układ z obu zaworami w głowicy.

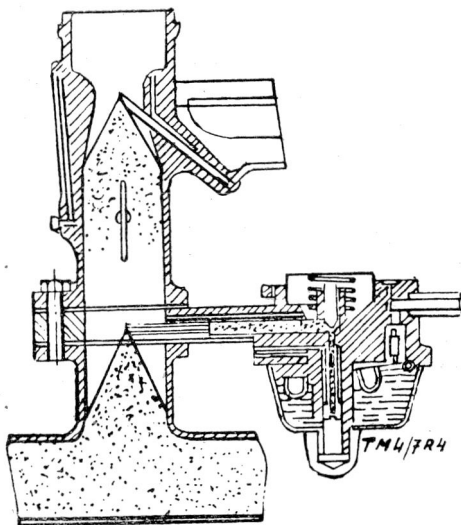
Dodawanie płynu antydetonacyjnego

W celu zmniejszenia skłonności detonacyjnych w rejonie dużych obciążeń silnika, a więc przy znacznych otwarciach przepustnicy oraz silnie zmierzonych obrotach, stosuje się w Stanach Zjednoczonych dodawanie płynu antydetonacyjnego, składającego się z 85% spirytusu, 15% wody i 0,8% tetraetylenu ołowiu.

Płyn antydetonacyjny zostaje wprowadzony do silnika ze specjalnego gaźnika, który znajduje się pomiędzy właściwym gaźnikiem benzynowym, a przewodem ssącym silnika (rys. 4).

Gaźnik dodatkowy sterowany jest automatycznie przy pomocy odpowiedniej przepony, która powoduje otwarcie igły rozpylacza przy dużym spadku podciśnienia w przestrzeni podgardzielowej gaźnika, co następuje przy dużym lub całkowitym otwarciu przepustnicy.

Oszczędność paliwa, przy stosowaniu dodatku płynu antydetonacyjnego i podniesionym stosunku sprężania do 8,5 — 9,0, wynosi dla warunków ruchu miejskiego ok. 20%, dla pozamiejskiego ok. 14%.



Rys. 4. Gaźnik dodatkowy z płynem antydetonacyjnym

Pomimo prostoty i taniości, urządzenia te nie znalazły szerszego zastosowania w samochodach osobowych, gdyż wysokie ciepło utajone płynu antydetonacyjnego, działając ujemnie na jakość rozpylania, powoduje nierównomierne zasilanie poszczególnych cylindrów, a tym samym powiększa ilość występujących niedomagań. Z tych powodów urządzenie to rozpowszechniło się głównie w przedsiębiorstwach użytkujących samochody ciężarowe. Zużycie płynu antydetonacyjnego w odniesieniu do samochodu osobowego wynosi przeciętnie 30 l. rocznie.

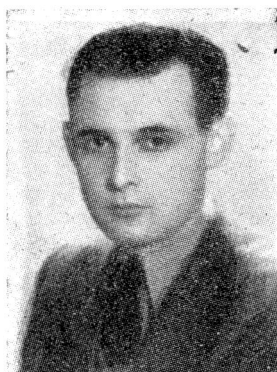
JAN WOJAKOWSKI
KIEROWNIK SEKCJI INŻYNIERA
WYNAŁAZCZOŚCI C. Z. P. MOT.

RACJONALIZATORZY MOTORYZACJI

Zmiana konstrukcji budki kierowcy samochodu ciężarowego „Star 20”

Artykuł zawiera opis dokonanego oryginalnego udoskonalenia technicznego, polegającego na zmianie konstrukcji budki kierowcy samochodu ciężarowego „Star 20”.

Twórcą udoskonalenia jest młody konstruktor inż. Andrzej Zgliczyński, z którym współpracowali: ślusarz brygadysta Marian Kowalczyk i inż. Adam Trzczyński.



Przewody ssące

Do dalszego wzrostu mocy jednostkowych przyczyniają się układy wielogaźnikowe oraz coraz częściej stosowane przewody ssące, o łagodnych przejściach i zaokrągleniach, przy których rozgałęzienia do poszczególnych cylindrów, rozpoczynają się już bezpośrednio przy samym gaźniku.

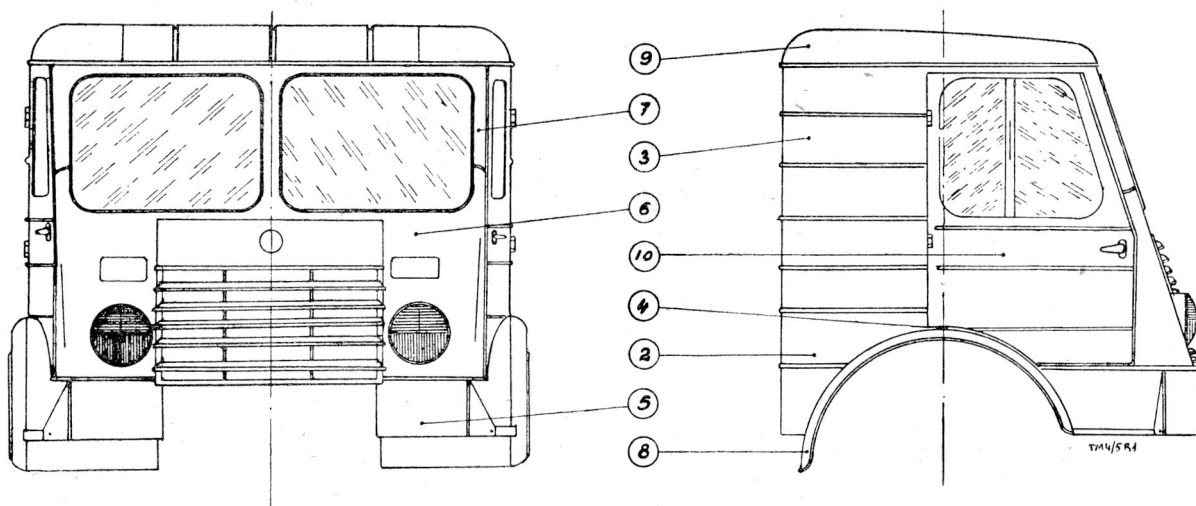
W silnikach amerykańskich zamiast dwóch gaźników stosuje się często gaźniki dwugardzielowe o wspólnej komorze pływakowej.

Jednolite przewody ssące o ostrych załamaniach są coraz rzadziej stosowane. W niektórych ostatnio skonstruowanych silnikach amerykańskich i angielskich podgrzewanie zasysanej mieszanki odbywa się nie gazami wydechowymi lecz wodą z systemu chłodzącego. Ten system używany jest w nowych silnikach Nash, Willys, Chrysler oraz przeszło dziesięciu typach silników angielskich.

Abstrahując od konieczności używania tego systemu przy obustronnym umieszczeniu przewodów ssących i wydechowych, stwierdzono; przy niektórych dość trwałych gątkach benzyn, odkładanie się smolistych osadów na powierzchni ogrzewania, przy podgrzewaniu gazem spalinywym. Odkłady te powodują zmniejszenie skuteczności podgrzewania mieszanki. Poza tym jedynie miejscowe podgrzewanie przewodu ssącego nie usuwa warstwy skroplonego paliwa znajdującego się na jego ściankach, a to szczególnie w miejscach bardziej odległych od miejsca podgrzewania i głównie w części bliższej wentylatora. Skraplanie to zakłóca prawidłowe tworzenie i skład mieszanki, wpływając ujemnie na pracę silnika.

Równomierne podgrzewanie całego przewodu ssącego wodą układu chłodzącego polepsza jakość mieszanki oraz przeciwdziała wydzielaniu się odkładów smolistych. Pewne zmniejszenie napełnienia cylindrów, z powodu wyższej temperatury mieszanki, występuje odczuwalnie dopiero w rejonie pełnych mocy silnika, może być skompensowane powiększeniem przekroju przewodów zasilających oraz średnicy zaworów ssących.

Silniki chłodzone powietrzem w samochodach osobowych nadal nie znajdują szerszego zastosowania, są natomiast stosowane w kilku typach niemieckich samochodów ciężarowych, (Deutz, Magirus i Faun, wszystkie z silnikami Deutz'a) oraz w amerykańskich wozach terenowych.



Rys. 1. Obrysie szoferki „Star 20“ przed usprawnieniem siedz., 7 — ściana odwietrznikowa, 6 — ściana przednia, drzwi, 3 — ściana tylna — góra,

10 — drzwi, 9 — dach, 8 — błotnik lewy z wspornikiem, 5 — blachownica stopnia, 4 — wieniec błotnika ze słupkiem, 2 — ściana tylna — dół.

Budka kierowcy samochodu „Star 20“ wykonywana dotychczas jest typem budki o konstrukcji szkieletowej (rys. 1). Mocny szkielet, wykonany z profili blaszanych o przekroju korytkowym, pokryty jest oblachowaniem, wytłaczanym na prasach lub ręcznie, z blachy wyższego gatunku.

Kształt oblachowania i szkieletu nie pozwala na stosowanie blachy zwykłej (w gat. B2) ze względu na to, że nie daje się ona tłoczyć. Ponadto łączenie szkieletu z oblachowaniem tylko w nielicznych miejscach można wykonać przy pomocy zgrzewania punktowego, stosowane zaś spawanie acetylenowe powoduje silne deformacje szkieletu. W tym typie budki — szkielet o dużej wytrzymałości przenosi wszystkie siły działające na budkę, oblachowanie zaś, jest pod względem wytrzymałościowym prawie zupełnie nie wykorzystane.

Odkształcenie się szkieletu podczas spawania wymaga dodatkowych operacji prostowania oraz indywidualnego pasowania poszczególnych zespołów, jak: drzwi, podłogi, dachu, chłodnicy i błotników.

Produkcja budek tej konstrukcji wymaga stosunkowo dużej powierzchni produkcyjnej, ponieważ na początku procesu powstaje duża bryła szkieletu, która przechodzi przez wszystkie dalsze punkty produkcji. Operacje tłoczenia lub wykłepywania wypukłych powierzchni oblachowania wymagają wysoko kwalifikowanych blacharzy.

Wszystkie trudności i wady konstrukcji szkieletowej, w związku z rosnącą produkcją, spowodowały konieczność wprowadzenia zmian konstrukcyjnych i usprawnień, które w efekcie dałyby możliwość zwiększenia wydajności i obniżenia kosztów produkcji.

Biuro Konstrukcyjne Przemysłu Motoryzacyjnego przystąpiło do opracowania konstrukcji uproszczonej budki kierowcy. Wiadomość ta dała inż. Zgliczyńskiemu, ówczesnemu pracownikowi Kieleckich Zakładów Metalowych — właściwemu twórcy opisanego projektu racjonalizatorskiego, bodźca do zaprojektowania budki własnego pomysłu, powodującego zmniejszenie pracochłonności i materiałochłonności.

Inż. Zgliczyński zapoznał się z zagadnieniem budowy nadwozi samochodowych podczas okupacji, pracując w warsztatach napraw samochodowych oraz po wyzwoleniu w czasie pracy w „Orbisie“ i „PKS“ jako kierowca autobusowy.

Zainteresowanie jego budową nadwozi datuje się od czasu studiów w b. Szkole Inżynierskiej im. Wawelberga i wykładów prof. Panczakiewicza. Tej specjalizacji poświęcił się inż. Zgliczyński po ukończeniu studiów, pracując jako młody konstruktor w Biurze Konstrukcyjnym Przemysłu Motoryzacyjnego, a następnie w Kieleckich Zakładach Wyrobów Metalowych.

Konstrukcja nadwozi, ze względu na swój specyficzny charakter, wymaga gruntownej znajomości warsztatu produkcyjnego i technologii wykonania. Wiele doświadczeń i wiadomości praktycznych otrzymał inż. Zgliczyński od majstrów i robotników podczas pracy w K. Z. W. Met. oraz w rozmowach z inż. Trzcinińskim z Zakładów Starachowickich, który dzielił się z nim doświadczeniami zdobytymi w Zakładach „Biggs'a“.

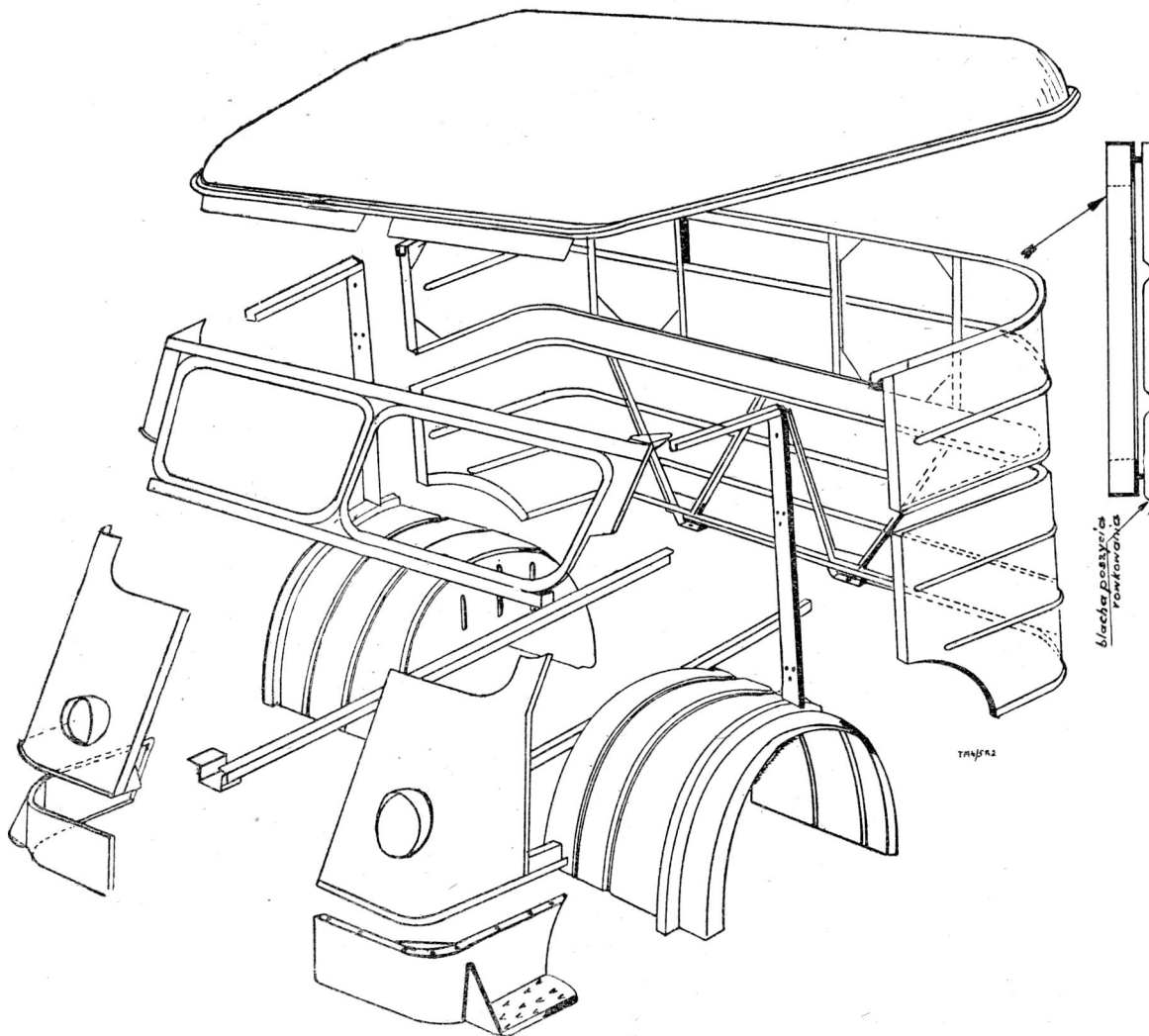
Projekt uproszczonej budki kierowcy inż. Zgliczyński oparł na następujących założeniach:

- konstrukcja budki powinna spełniać warunki produkcji masowej,
- konieczność obniżenia pracochłonności — skrócenia cyklu produkcyjnego,
- konieczność obniżenia kosztów produkcji przez zatrudnienie ok. 70% robotników przyuczonych w miejsce wysoko kwalifikowanych blacharzy, co związane jest z wypełnieniem warunku a),
- konieczność zmniejszenia zużycia materiałów o ok. 30%,
- konieczność przejścia na blachy zwykłe (B2) zamiast deficytowych wysokogatunkowych blach (B7 — B10),
- zmniejszenie potrzebnej powierzchni produkcyjnej,
- przejście ze spawania acetylenowego na zgrzewanie oporowo-punktowe w jak najszerszym zakresie.

Realizację tych zamierzeń twórca zamierzał osiągnąć przez wprowadzenie zasadniczych zmian w konstrukcji i technologii budki w porównaniu z dotychczas wykonywaną.

Przystępując do opracowania nowej konstrukcji inż. Zgliczyński przeprowadził przede wszystkim drobiazgową analizę dotychczasowej konstrukcji, celem ustalenia wad i utrudnień z punktu widzenia pracochłonności i masowości produkcji, aby uniknąć ich w nowym opracowaniu. Z analizy tej wypłynęły wytyczne do projektu nowej uproszczonej budki, a mianowicie:

- Zastąpienie typu szkieletowego typem skorupowym lub zbliżonym.
- Podział budki na kilkanaście zespołów, celem uzyskania możliwości spawania punktowego, zastosowanie prostszych i mniejszych maszyn, zmniejszenia wysiłku robotników.
- Konstrukcja powinna zezwalać na jak najszersze stosowanie zgrzewania oporowo-punktowego.
- Dla zmniejszenia ilości operacji wymagających zastosowania pras specjalnych unikać elementów wymagających tłoczenia.
- Konstrukcja drzwi powinna być typu skrzynkowego, a nie szkieletowego.
- Zastosować elastyczne trzypunktowe zawieszanie na podwoziu, które pozwala na uniknięcie przenoszenia



Rys. 2. Obrysie szoferki „Star 20” po usprawnieniu

szkodliwych drgań podwozia na połączenia zgrzewane, ponieważ budka tego typu ma cechy nadwozia samoniosącego.

Do chwili wyłonienia się ostatecznej konstrukcji nowej budki inż. Zgliczyński wykonał około 200 szkiców perspektywicznych poszczególnych zespołów budki w różnych rozwiązaniach. Każde rozwiązanie było analizowane pod względem możliwości wykonania na najprostszyc maszynach i urządzeniach. Narady te inż. Zgliczyński przeprowadzał z robotnikami, majstrami i inż. Trzcinińskim, który dawał wskazówki jak należy dostosować konstrukcję do wymagań produkcji masowej. W ten sposób powstała konstrukcja nowej uproszczonej budki, której charakterystyka jest następująca.

Nowa budka kierowcy jest typem bezszkieletowym, ale nie skorupowym.

Typ skorupowy wymaga bowiem stosowania operacji tłoczenia i użycia specjalnych pras. Konstruktor usuwając szkielet wzmocnił jednocześnie konstrukcję przez zastosowanie wzmocnień dla każdego zespołu oraz żłobkowanych płytów.

Cała budka podzielona została na kilka zespołów wykonywanych oddzielnie, a następnie w fazie końcowej montowanych ze sobą, co pozwala na łatwe zorganizowanie produkcji wielkoseryjnej, zastosowanie w głównej mierze spawania oporowo-punktowego (małe wymiary i ciężar zespołów) oraz wymaga małej powierzchni produkcyjnej.

W konstrukcji tej elementem nośnym są płyty obłachowania, które wykonuje się z blachy zwykłej (B2) zamiast z blachy wysokogatunkowej.

Nowa budka spawana punktowo wymaga elastycznego umocowania na podwoziu, aby uniknąć przenoszenia drgań

ramy. Konstruktor zastosował tak zwane zawieszanie trzypunktowe swobodne i jedno zamocowanie sztywne.

Komisja Kwalifikacyjna C.Z.P.Mot. projekt ten przyjęła.

Prototyp wykonano w ciągu 18 dni, dzięki ofiarnej pracy załogi K.Z.W.Met., a w szczególności szefa produkcji ob. Gędźsza, ślusarza brygadzysty Kowalczyka, robotników: H. Kapusty, Klepacza, Bębenka i wielu innych. Prototyp poddany został próbom, które zakwalifikowały go do produkcji seryjnej.

Nowe rozwiązanie konstrukcyjne budki kierowcy odpowiada zamierzeniom powziętym przez racjonalizatora i w stosunku do dotychczasowej budki wykazuje:

1. mniejszą pracochłonność
2. mniejsze zużycie materiałów
3. możliwość zastosowania blach zwykłych, zamiast wysokogatunkowych
4. ułatwienie stosowania metod produkcji masowej
5. produkcja jej wymaga mniejszej powierzchni
6. nie odkształca się przy spawaniu, z powodu zastosowania zgrzewania oporowo-punktowego.

Rozwiązanie to zostało uznane przez Urząd Patentowy, jako oryginalne udoskonalenie techniczne. Przyniesie ono naszemu przemysłowi duże oszczędności, między innymi obniżenie zużycia materiałów o około 30% i obniżenie kosztów robocizny o około 30%.

Z historii tego projektu racjonalizatorskiego należy wyciągnąć pouczające wnioski, a mianowicie:

1. projektowanie i wprowadzenie większych i poważniejszych zmian konstrukcyjnych nie ogranicza się jedynie do pracy biur konstrukcyjnych, ale że na osiągnięcie istotnych postulatów produkcyjnych, jaki-

mi są: obniżenie kosztów własnych i zwiększenie przepustowości — decydujące znaczenie ma również twórcza myśl racjonalizatorów i wynalazców.

2. zespołowa współtwórczość inżyniera i robotnika daje w rezultacie pełne rozwiązanie problemów konstruk-

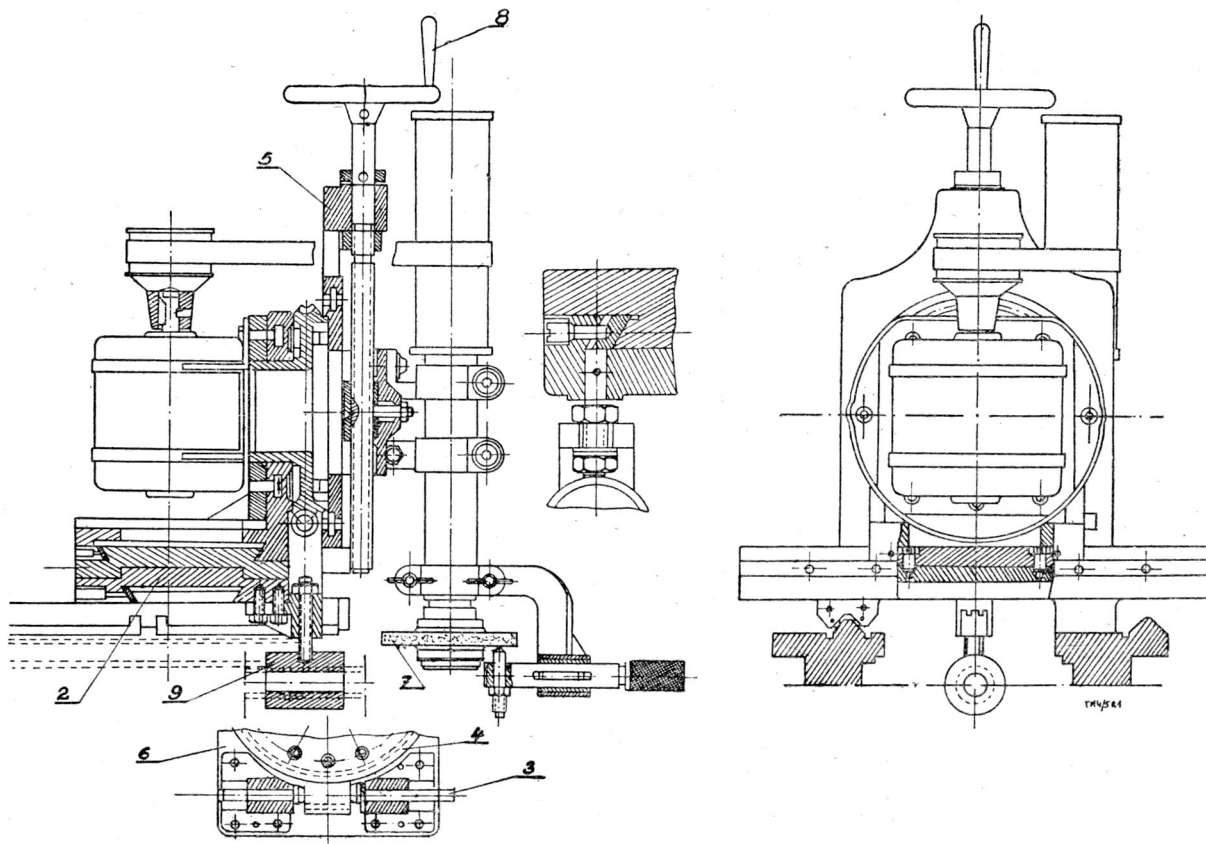
cyjnych i produkcyjnych i że taka forma współdziałania jest jednym z podstawowych celów socjalizmu — zatarcia różnicy między pracą fizyczną i umysłową.

Spośród wielu innych pomysłów racjonalizatorskich pracowników przemysłu motoryzacyjnego należy wymienić:

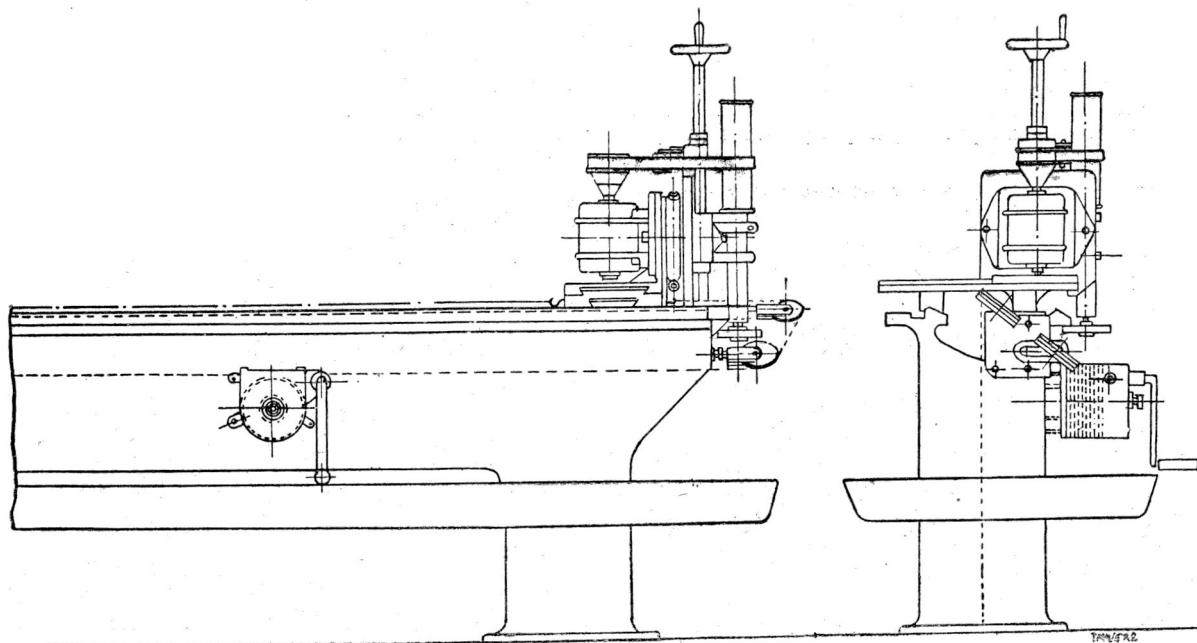
Przyrząd do szlifowania łoż tokarek

Racjonalizatorzy inż. Kowalski, Jung, Pianowski i Bednarski z C.Z.P.Mot., opierając się na doświadczeniach nabytych w Związku Radzieckim, skonstruowali przyrząd do szlifowania łoż tokarek bez zdejmowania ich z fundamentu.

Celem racjonalizatorów było zastąpienie wykonywanej ręcznie operacji docierania łoż przez zastosowanie specjalnego przyrządu, wykonującego to na drodze mechanicznego szlifowania.



Rys. 1. Przyrząd do szlifowania łoż tokarek



Rys. 2. Schemat zamocowania przyrządu szlifierskiego przy łożu tokarki

Konstrukcję podaje rys. 1. Przyrząd składa się z płyty przesuwanej się po płaszczyźnie — przemy łoża, na której umocowana jest skrętna głowica. Głowica ta składa się z silnika i wrzeciona, na której jest osadzona tarcza szlifierska. Przyrząd jest tak skonstruowany, że głowica może przyjąć dowolne kąty w różnych położeniach. Przesuwanie się głowicy po łożu odbywa się ręcznie lub mechanicznie. Ręcznie — przez obracanie korbą bębna, na który nawija się linka ciągnąca przyrząd, mechanicznie — przez posuw śrubą pociągową.

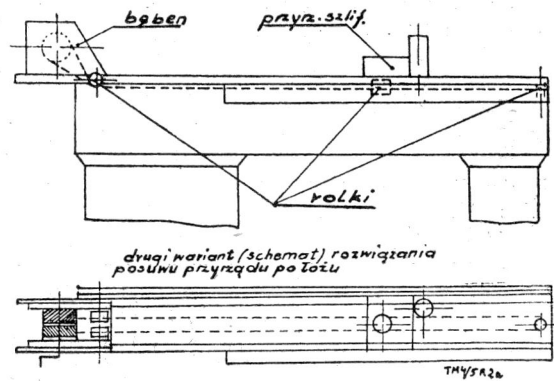
W celu szlifowania całej długości łoża bez przestawiania przyrządu, płyta 1 może obracać się o 180° , w stosunku do płyty 2, do której przymocowana jest palcami (kołkami).

Ustawienie przyrządu w płaszczyźnie prostopadłej do łoża odbywa się przez obracanie korbą, umieszczoną na kwadracie ślimaka 3, który związany jest z kołem ślimakowym 4, połączonym sztywno z karetką 5 śrubami 6.

Przesuwanie tarczy szlifierskiej 7 w kierunku prostopadłym do łoża odbywa się przez obracanie rączki 8. Do przesuwania przyrządu wzdłuż łoża służy nakrętka 9, przez którą przechodzi śruba pociągowa. Ta ostatnia opiera się o łożyska, umieszczone na końcach łoża. Przesuwanie przyrządu może odbywać się także bez śruby pociągowej, ale przy pomocy linki, jak pokazano na rys. 2.

Śrubę pociągową można obracać ręcznie przy pomocy korby lub napędzać przy pomocy silnika elektrycznego z zastosowaniem reduktora. Silnik do obracania tarczy szlifierskiej jest o mocy 0,5 KW i 2800 obr./min.

Przyrząd ten wykonany w Zakładach Starachowickich znalazł zastosowanie w wydziale remontowym przy na-



Rys. 3.

prawie obrabiarek, wpływając na znaczne skrócenie czasów wykonania, a tym samym i zmniejszenia przestojów maszyn w remoncie.

Udoskonalenie to zostanie rozpowszechnione na prawie wszystkich zakładach podległe C.Z.P.Mot., gdzie według przewidywanych obliczeń przyniesie oszczędność w pracochłonności rzędu 300 000 rob/godz. w okresie 12 miesięcy.

Nie ulega wątpliwości, że zastąpienie metody skrobienia ręcznego pracą mechaniczną posiada olbrzymie znaczenie dla większości naszych zakładów przemysłowych.

NOWY AUTOBUS PRODUKCJI NIEMIECKIEJ REPUBLIKI DEMOKRATYCZNEJ „LOWA OMNIBUS W 500“

W numerze 3 b. r. czasopisma Kraftfahrzeug Technik zamieszczono opis autobusu z nowej produkcji fabryki Wagonów Lowa w Werdau. Prototyp autobusu został wykonany w czerwcu 1951 r. i rozpoczęta już została produkcja seryjna.

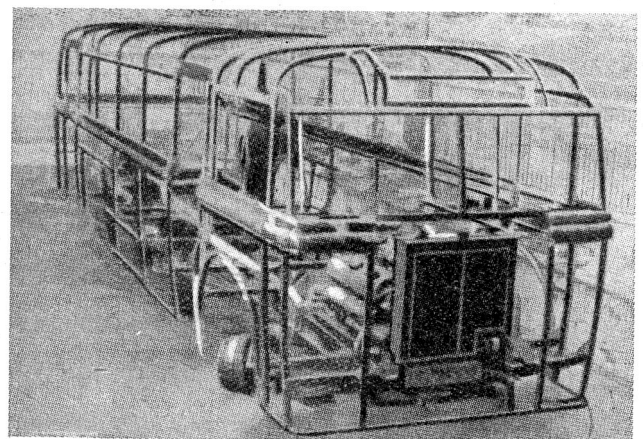
Konstruktorzy dali rozwiązanie odpowiadające nowoczesnym potrzebom eksploatacji zarówno w ruchu miejskim jak i międzymiastowym, a konstrukcję oparli na najnowszych zdobyczach techniki.

Autobus jest konstrukcji bezramowej, odznaczającej się dużą sztywnością i małym ciężarem.

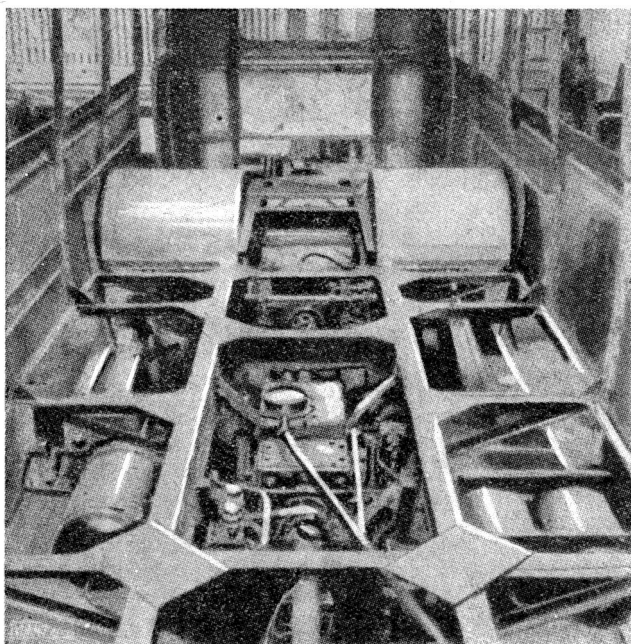
Podłogowa część szkieletu jest specjalnie wzmocniona i do niej zamontowane są: silnik, mechanizm napędowy, zawieszenie itd. Poszycie blaszane boków i dachu jest całkowicie spawane ze szkieletem utworzonym z żeber pierścieniowych poprzecznych i podłużnych, jak pokazano na rys. 2.



Rys. 1.



Rys. 2.



Rys. 3.

Przednia oś posiada belkę sztywną o przekroju dwuteowym. Autobus posiada ogumienie o wymiarach 12,00×20, resory przednie i tylne półeliptyczne zawieszono w gumie. Skrzynia biegów posiada 4 biegi normalne w przód, jeden tylny i jeden nadbieg, który może być włączany przy każdym poszczególnym biegu w przód. W sumie otrzymano 8 stopni przełożenia.

W tylnym moście przewidziane jest zastosowanie 2 rodzajów przekładni. Dla autobusów, przeznaczonych do jazdy bez przyczepy w terenie poziomym, przewidziana jest przekładnia 8,72 : 1, dla autobusów kursujących w terenie górzystym, względnie z przyczepą, przewidziana jest przekładnia 10,29 : 1.

Autobus z silnikiem Maybach HL 100, ważący z pełnym obciążeniem 14 ton i ciągnący przyczepę 8,5 tonową, posiada następującą charakterystykę jazdy:

Tabela 1

Przekładnia w tylnym moście	8,72 : 1		10,29 : 1	
	%	— km/godz.	%	— km/godz.
I bieg bez nadbiegu	26	12	36	10
I bieg z nadbiegiem	17	18	25	15
II „ bez nadbiegu	14	22	21	18
II „ z nadbiegiem	9,5	30	14	25
III „ bez nadbiegu	8	35	11,5	30
III „ z nadbiegiem	5	50	7,5	42
IV „ bez nadbiegu	3,5	66	5	56
IV „ z nadbiegiem	1,5	93	2,5	75

Hamulce są powietrzne ciśnieniowe. Powietrze spręża 2-cylindrowy kompresor, napędzany z wału przegubowego pomiędzy silnikiem i skrzynią biegów. Zainstalowane są 3 zbiorniki powietrza. Ciśnienie robocze wynosi 5 atm. Opóźnienie hamowania wynosi 3,7 m/sek².

Zasilanie hamulców przednich i tylnych jest niezależne i w przypadku uszkodzenia obwodu np. przedniego, hamowanie tylko tylnych kół daje opóźnienie — 2,4 m/sek² i odwrotnie, tylko przednich kół — 1,3 m/sek².

Hamulec ręczny działa na tylne koła. Hamowanie kół tylnych przy użyciu dźwigni pozwala na utrzymanie autobusu z pełnym obciążeniem na pochyłości 20% oraz zapewnia hamowanie z opóźnieniem powyżej 2 m/sek².

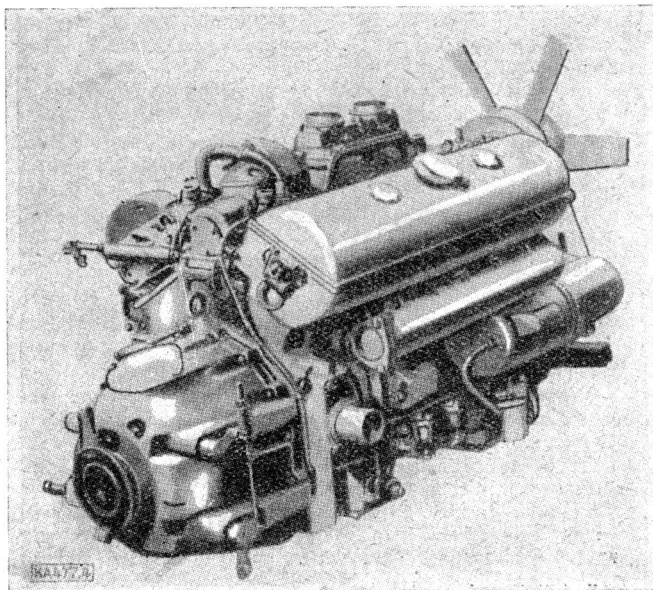
Instalacja elektryczna o napięciu 24 V, składa się z 2 akumulatorów, każdy po 165 Ah pojemności, rozrusznika 6 KM, prądnicy 600 W z regulacją napięciową i prądową.

Specjalną uwagę zwrócono na łatwy dostęp do wszystkich części instalacji oraz na oświetlenie miejsc takich jak, schowki bagażowe, pomieszczenie koła zapasowego i schowek na narzędzia.

Urządzenie wnętrza przystosowane jest do przewozu 41 pasażerów siedzących i ewentualnie 25 stojących. Razem pojemność wynosi 67 osób. Przewidziana jest również możliwość zainstalowania dodatkowych siedzeń pomocniczych. Kierowca posiada oddzielną kabinę, połączoną drzwiami z wnętrzem autobusu. Szyby przednie (odwietrzne) są podwójne i pomiędzy nimi zainstalowane są grzejniki oporowe elektryczne przeciw zamrażaniu i zamgleniom szyb.

System ogrzewania wnętrza nie jest ostatecznie ustalony, przypuszczalnie zastosowane będzie ogrzewanie ciepłem spalin.

Podnoszenie autobusu zaprojektowane jest przy pomocy hydraulicznych podnośników, zamocowanych na stałe do



Rys. 4.

przedniej i tylnej osi. Podnośniki uruchamia się centralnie. Całkowita długość autobusu wynosi 10,6 m, szerokość 2,5 m, wysokość w stanie obciążonym bez galeryjki bagażowej — 2,8 m. Rozstaw osi wynosi 5,4 m. Całkowity ciężar własny wraz z obciążeniem wynosi 14 ton, z tego na przednią oś przypada 5 ton, na tylną 9 ton.

Ciężar własny autobusu 67 osobowego wynosi 9,370 kG. Zużycie benzyny wynosi 255 G/KMh, względnie gazu sprężonego 205 G/KMh.

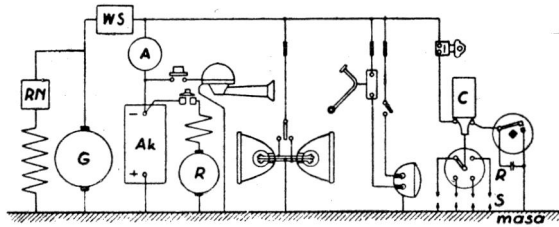
Przebieg międzynaprawczy silników Maybach wynosi w tym zastosowaniu 200 do 250 tysięcy km.

T. S.

DRUGI KONGRES INŻYNIERÓW i TECHNIKÓW POLSKICH
WRZESIEŃ 1952 r. — KATOWICE
POLSKA INTELIGENCJA TECHNICZNA W SZEREGACH
FRONTU NARODOWEGO W WALCE O POKÓJ I SOCJALIZM

DLACZEGO „+ NA MASĘ“?

W instalacji elektrycznej samochodów stosowane są układy jedno-, dwu- i trój-przewodowe. Z punktu widzenia kosztów najkorzystniejszy jest układ pierwszy, w którym ilość użytych przewodów wypada najoszczędniej. Układ ten w istocie posiada i przewód drugi, który stanowi „masa” pojazdu, a więc rama podwozia, silnik i inne metalowe części konstrukcyjne. Jego schemat elektryczny charakteryzować będzie to, że jeden biegun źródła prądu (akumulatora, prądnicy), zostaje połączony przewodem z masą pojazdu, a odbiorniki — łączone równolegle — mają jeden z zacisków „zmasowany”.



Rys. 1. RN-regulator napięcia, WS-wyłącznik smoczyny, A-amperomierz, Ak-akumulator, R-rozrusznik, G-prądnica, C-cewka zapłonowa, R-rozdziałacz, S-świece zapłonowe.

Od wielu lat w technice samochodowej istniał zwyczaj łączenia bieguna ujemnego akumulatora do „masy”. Niedawno jednak nastąpił zwrot ku stosowaniu połączenia „plusa na masę”, ponieważ metoda ta wykazała pewne niewątpliwe korzyści w stosunku do poprzedniej.

Produkowane przez nas samochody ciężarowe „Lublin” i osobowe „Warszawa” posiadają właśnie ten układ instalacji elektrycznej.

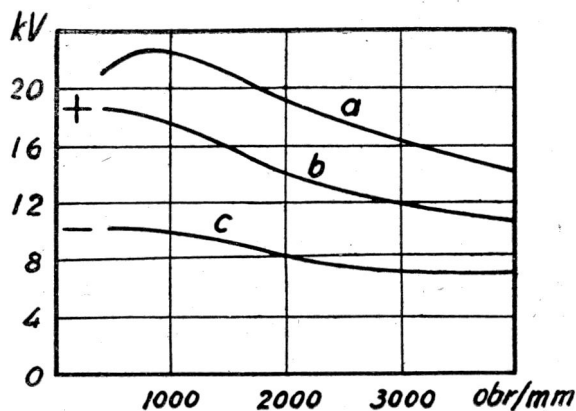
Projekt normy państwowej PN/S—02036 przewiduje również łączenie „plusa na masę”.

Jakie więc są zalety tego systemu?

Napięcie zapłonu, t.j. napięcie konieczne dla wywołania przebicia odstepu między elektrodami świecy, zależne jest — prócz wielu innych czynników — również i od biegunowości elektrody centralnej świecy zapłonowej.

Wpływ zastosowanej biegunowości na wartość koniecznego napięcia przebicia dla świecy o rozstawieniu elektrod 0,7 mm, pokazują krzywe z rys. 2.

Krzywa *a* obrazuje przebieg napięcia, wytwarzanego przez urządzenie zapłonu bateryjnego w zależności od obrotów silnika. Krzywe *b* i *c* wskazują, że wymagane jest wyższe napięcie przebicia, gdy elektroda środkowa świecy stanowi biegun dodatni (krzywa *b*), niż gdy stanowi ona biegun ujemny (krzywa *c*).



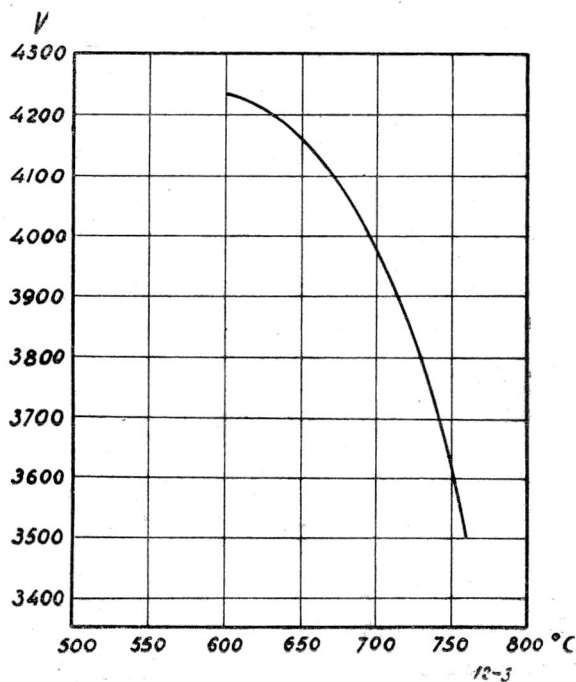
Rys. 2.

Pomiary wykazały, że efekt zmiany biegunowości centralnej elektrody świecy z dodatniej na ujemną (a więc

przy stosowaniu „plusa na masę”), daje się zaobserwować w pracy silnika w sposób wyraźny przez obniżenie koniecznego napięcia przebicia o około 25% w stosunku do układu z „minusem na masie”.

Zjawisko to należy tłumaczyć tym, że elektroda centralna świecy jest zazwyczaj znacznie gorętsza niż elektrody zmasowane. Przy wykorzystaniu masy jako bieguna dodatniego, prąd świecy płynąć będzie od elektrody zmasowanej do centralnej, a więc rzeczywisty kierunek przepływu elektronów będzie odwrotny: od elektrody centralnej do masy. Wokół gorącej elektrody tworzy się poduszka gazu o mniejszej gęstości, niż w pozostałej części drogi iskrowej. Ułatwia ona uwolnienie elektronów, które inicjują przebicie mieszanki gazowej, wypełniającej przerwy między — elektrodową. Wpływ wzrostu temperatury na obniżenie napięcia przebicia ilustruje krzywa na rys. 3.

Przyrost np. temperatury elektrody centralnej z ok. 600° do ok. 750°C powoduje niżenie napięcia przebicia przykładowo z 4230 do 3620 V. Ponadto, według niektórych badań, iskra powstała od dodatnio naładowanej elektrody centralnej, ma być o mniejszej sile zapalnej niż od naładowanej ujemnie.



Rys. 3.

Inną zaletą masowania strony dodatniej akumulatora jest zmniejszenie korozji, nie tylko samego zacisku dodatniego lecz i wszystkich styków i zacisków całej instalacji. Uzasadnieniem tego jest elektrochemiczne zjawisko rozkładu wody przy przepływie prądu elektrycznego. Obecna w atmosferze wilgoć jest rozkładana przy elektrolizie, powodując wydzielanie się wodoru na zacisku ujemnym. Jeżeli zacisk ten jest zmasowany przez dołączenie do ramy podwozia, istnieją warunki sprzyjające występowaniu tego zjawiska, szczególnie przy wilgotnej pogodzie, co zwiększa łatwość korodowania. Poza tym atmosfera przemysłowa zawiera również duże ilości dwutlenku siarki i dwutlenku węgla. Gazy te są rozpuszczalne w wodzie, tworząc słaby kwas, silnie korodujący powierzchnie stykowe przy zjawisku przepływu prądu.

Przy zastosowaniu połączenia „+ na masę” zmniejszamy w dużym stopniu szkodliwość opisanych zjawisk, a tym samym wielkość występującej korozji.

L.O.

MGR INŻ. M. BERNHARDT

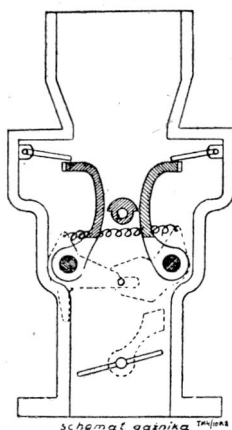
GAŹNIK K — 80

Moskiewska Fabryka Gaźników (Moskowskij Karbiurnyj Zawod) wyprodukowała ostatnio nowy gaźnik o oryginalnej konstrukcji i zasadzie działania, odznaczający się korzystniejszą charakterystyką od poprzednio budowanych, a przy tym wskutek znacznej prostoty niewątpliwie tańszy od poprzednich. Chodzi tu o gaźnik K—80, przewidziany dla samochodu ciężarowego ZIS—150, jego odmiany K—80b, dla terenowego samochodu ciężarowego ZIS—151 i K—81 dla autobusu ZIS—155.

Oryginalność konstrukcji powyższego gaźnika polega na tym, iż posiada on tylko jeden rozpylacz podający paliwo przy wszystkich obciążeniach i obrotach silnika oraz gardziel powietrzną o zmiennym przewężeniu.

Zmiana przewężenia gardzieli powietrznej może następować w zakresie otwarcia przepustnicy 4° — 22° w sposób mechaniczny, a niezależnie od tego w całym zakresie otwarć przepustnicy — samoczynnie, pod wpływem dynamicznego nacisku przepływającego powietrza.

Zasadę działania gaźnika ilustruje podany poniżej schemat. Krzywki mechanizmu sterującego skrzydła gardzieli zaprojektowano w ten sposób, aby zapewniały oszczędny skład mieszanki w przeciętnych warunkach jazdy. Jednocześnie w zakresie większych obciążeń i większych otwarć przepustnicy zapewniono samoczynną regulację rozwarcia skrzydeł gardzieli, przy czym kształt skrzydeł jak i charakterystykę sprężyny dobrano w ten sposób aby zapewnić założoną charakterystykę gaźnika.

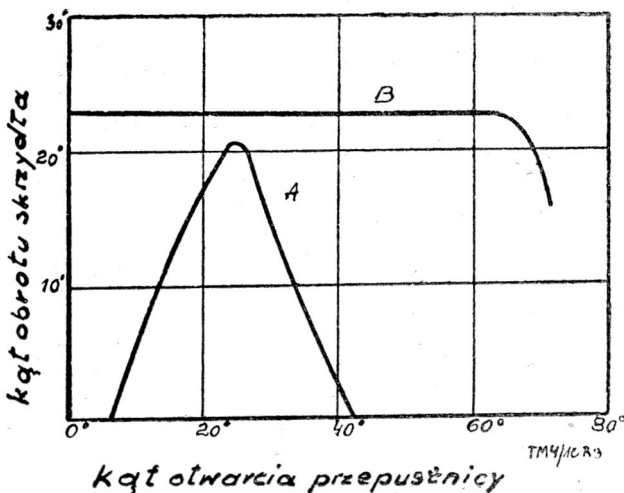


Rys. 1. Schemat gaźnika

Zapewnienie możliwości samoczynnego zwiększenia kąta obrotu skrzydeł gardzieli również i przy małych otwarciach przepustnicy, a znacznych szybkościach przyplwy powietrza (np. podczas pracy silnika z małym obciążeniem lub podczas jazdy samochodem z góry) zapobiega przed nadmiernym wzbogaceniem mieszanki, a tym samym zapewnia zmniejszenie zużycia paliwa.

Przy pełnym otwarciu przepustnicy i wysokich obrotach mogłaby zachodzić obawa, że gaźnik dostarczający tzw. „ekonomicznej” mieszanki tj. o składzie odpowiadającym minimalnemu jednostkowemu zużyciu paliwa, nie pozwoli na osiągnięcie przez silnik maksymalnej jego mocy. W celu zapewnienia dobrych dynamicznych właściwości samochodu, przy zachowaniu jednocześnie ekonomicznej regulacji jego gaźnika przy mniejszych obciążeniach, zastosowano w gaźniku K—80 na lewym skrzydle gardzieli zderzak, który zostaje naciskany przez kulaćkę przepustnicy, gdy ta ostatnia otwiera się całkowicie. Dzięki temu następuje przymusowe zwężenie gardzieli, (o ile była przed tym całkowicie otwarta) powodujące zwiększenie prędkości przepływającego powietrza, a więc i wzbogacenie mieszanki. Kąt przyknięcia skrzydeł został tak dobrany, aby wzbogacona w ten sposób mieszanka zapewniła uzyskanie mocy maksymalnej

silnika. Urządzenie to odpowiada tzw. oszczędzaczowi w innych gaźnikach, z tym jednak zastrzeżeniem, że konstrukcja jego jest bez porównania prostsza.



Rys. 2.

Oddziaływanie przepustnicy na przewężenie gardzieli w sposób mechaniczny ilustruje wykres 2, przedstawiający zależność: krzywa A — pomiędzy kątem otwarcia przepustnicy, a kątem rozchylenia skrzydeł gardzieli powietrznej, Krzywa B — przymykanie zupełnie rozwartych skrzydeł przy całkowicie otwartej przepustnicy, celem wzbogacenia mieszanki. Gaźnik ten, pomimo że nie posiada pompki przyspieszającej, zapewnia jednak płynne przechodzenie silnika z niższych obrotów na wyższe, a to dlatego, że zmiany przewężenia gardzieli, wywołane przy większych otwarciach przepustnicy przez przepływające powietrze, następują wskutek tarcia w łożyskach skrzydeł z pewnym opóźnieniem. Opóźnienie to powoduje wzbogacenie mieszanki, zapewniając z kolei dobry „zryw” silnika. Natomiast w zakresie małych otwarć przepustnicy wskutek mechanicznego powiązania jej ze skrzydłami gardzieli (przy małych i średnich obrotach silnika) nie następuje periodyczne wzbogacenie mieszanki z powodu drgań nogi kierowcy na pedale gaźnika, które w wypadku pompki przyspieszeniowej powoduje istotne zwiększenie zużycia paliwa przez samochód.

Wyniki eksploatacji powyższego gaźnika potwierdziły w zupełności jego wyższość nad poprzednio stosowanym gaźnikiem MKZ—14b. Gaźnik ten zapewnił polepszenie dynamicznych właściwości samochodu, zmniejszając równocześnie nieco rozchód paliwa.

Spotykane niekiedy zarzuty, jakoby samochody ZIS zaopatrzone w powyższy gaźnik nadmiernie zużywały paliwo, dowodzą jedynie, iż obsługa techniczna, jakiej podlegają te samochody, nie stoi na wysokości zadania i nie potrafi dać sobie rady z regulacją gaźnika o nie spotykanej dotychczas konstrukcji.

Najczęstszymi powodami nadmiernego zużycia paliwa, w przypadku gaźnika K—80, jest zbyt wysoki poziom paliwa w komorze pływakowej, zbyt wąski rozstaw skrzydeł gardzieli przy biegu luzem i zbyt krótka zaślepka wchodząca do rozpylacza uniwersalnego. Wszystkie te niedomagania są łatwe do usunięcia pod warunkiem, że obsługa techniczna jest pouczona o najczęstszych niedomaganiach powyższego gaźnika i możliwościach usunięcia ich.

Nowoczesny, prosty w konstrukcji i w obsłudze gaźnik K—80 jest jeszcze jednym przykładem właściwie pojętej współpracy przemysłu pomocniczego z przemysłem samochodowym, mającej na celu stałe podwyższanie jakości produktów — tak charakterystyczne dla gospodarki w państwie socjalistycznym.

TRWAŁE POŁĄCZENIA ALUMINIUM ZE STAŁĄ I ŻELIWEM ZA POMOCĄ WARSTWY WIAŻĄCEJ $AlFe_3$

Dzięki wynalezieniu sposobu łączenia aluminium z żelazem i ze stalą przy pomocy warstwy pośredniej $AlFe_3$, otworzono nowe drogi dla rozwoju konstrukcji maszyn i pojazdów mechanicznych

Artykuł niniejszy opracowany został na podstawie następujących publikacji: A.T.Z., IV, 1951 r.; M. G. Whitfield and U. Sheshunoff, „Aluminium bonded to Steel or Cast Iron, Materials and Methods“, Oct. 1945; M. U. Little, „Machinery“, 1950, str. 173—177; Ph. Schneider, „Über die konstruktive Gestaltung von Leichtmetallsandguss und Kokillengussteilen“, Giesserei, 1951 — Sonderausgabe Konstrukteur und Giesser.

Autor artykułu dokonał zestawienia podanych własności połączenia i przykładów jego zastosowania.

W wielu rozwiązaniach konstrukcyjnych znane jest stosowanie materiałów tak zwanych bimetalicznych. Materiał taki jest połączeniem dwu lub więcej warstw różnych metali przez platerowanie mechaniczne lub galwaniczne, przez natryskiwanie, zanurzanie itp.

Przykładem zastosowania takiego tworzywa są panewki cienkościennie, w których cienka warstwa stropu łożyskowego spoczywa na twardym stalowym podłożu o złych własnościach ślizgowych, lecz o dużej wytrzymałości mechanicznej. Połączenie takie stosuje się również dla uzyskania tworzywa składającego się z taniego materiału jako rdzenia, pokrytego drogim materiałem o własnościach specjalnych, np. przeciwkorozyjnych, przeciwciernych, żaroodpornych itp.

Związek chemiczny $AlFe_3$ posiada dostatecznie dobre własności mechaniczne dla wyrównania naprężeń wewnętrznych aluminium i stali powstałych skutkiem niejednakowej rozszerzalności cieplnej. Jego wytrzymałość na rozzerwanie wynosi 8—12 kg/mm² a wytrzymałość na ścięcie 4—6 kg/mm².

Mikrostruktura połączenia aluminium ze stalą i żelazem przedstawiona jest na rys. 1 i 2.

Przewodnictwo cieplne takiego tworzywa nie jest zakłócone obecnością związku chemicznego $AlFe_3$, co potwierdzają wyniki doświadczeń, przedstawione wykresem na rys. 3.

Wykonanie opisanego połączenia polega na odpowiednim przygotowaniu powierzchni części stalowej lub żeliwnej,



Rys. 1. Połączenie stali ze stopem aluminium ($\times 350$)

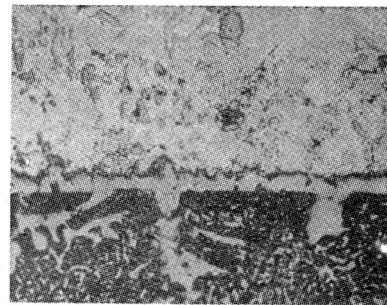
Dla niektórych rozwiązań konstrukcyjnych bardzo pożądanymi są tworzywa powstałe z połączenia żeliwa lub stali z aluminium lub jego stopami. Tworzywo takie łączy w sobie wysokie własności mechaniczne stali z odpowiednimi własnościami fizycznymi aluminium, takimi jak dobra przewodność cieplna i mały ciężar właściwy.

Do niedawna nie udawało się otrzymać trwałego połączenia międzymetalicznego stali z aluminium. Przyczyną tego były przede wszystkim znacznie różniące się współczynniki rozszerzalności cieplnej obu tych metali, zestawione w tablicy I.

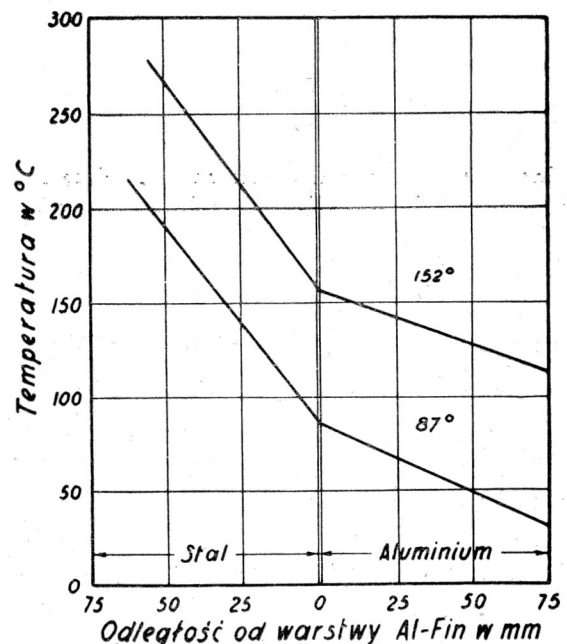
TABLICA I
SPÓŁCZYNNIKI ROZSZERZALNOŚCI CIEPLNEJ NIEKTÓRYCH METALI I STOPÓW $\times 10^{-6}$ NA 1°C

Żelazo Armco	11,5
Stal węglowa	11,0 — 14,0
Żeliwo	12,0 — 14,0
Ni-Resist (Żeliwo: 14% Ni, 6% Cu, 2% Cr)	17,0 — 19,0
Aluminium	23,8 — 24,7
Stop aluminium-miedź (4% Cu)	22,9 — 23,4
Stop aluminium-krzem (12% Si)	20,0 — 21,0
Stop aluminium-krzem (22% Si)	17,0 — 18,0

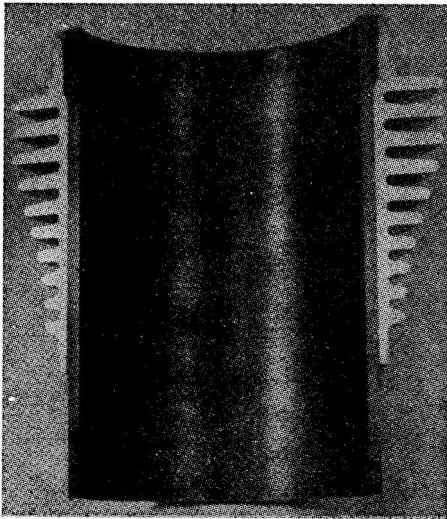
Przed kilku laty, firma Fairchild Engine & Airplane Corporation wynalazła i rozwinęła sposób trwałego międzymetalicznego połączenia żelaza z aluminium, opatentowany następnie pod nazwą „Al-Fin“. Polega on na tworzeniu pomiędzy obu metalami warstwy złożonej ze związku chemicznego $AlFe_3$. Cienka warstwa tego związku, grubości 0,2—0,3 mm, tworzy doskonałe połączenie aluminium ze stalą lub żelazem.



Rys. 2. Połączenie żeliwa ze stopem aluminium ($\times 350$) a następnie zanurzeniu jej na kilka minut w kąpeli roztopionego aluminium celem wytworzenia warstwy związku $AlFe_3$.



Rys. 3. Przewodnictwo cieplne połączenia aluminium ze stalą przy pomocy warstwy $AlFe_3$



Rys. 4. Cylinder silnika motocyklowego wykonany z żeliwa łączonego z aluminium sposobem „Al-Fin“

Część stalową, pokrytą warstwą związku chemicznego, umieszcza się następnie w formie piaskowej lub kokili metalowej i zalewa stopem aluminium*).

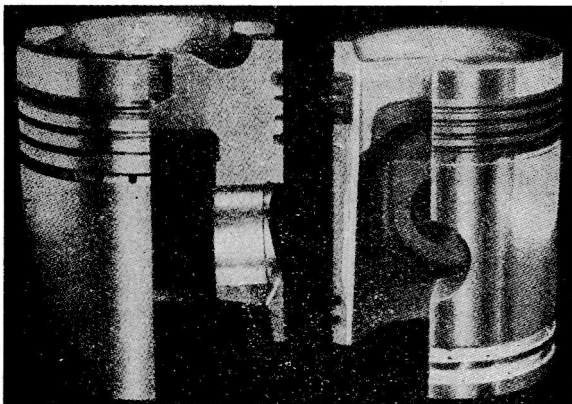
Omawiany sposób łączenia aluminium ze stalą stwarza nowe możliwości zastosowań konstrukcyjnych w budowie samochodów. Sposób ten może przynieść szczególne korzyści zwłaszcza w tych przypadkach, w których zależy na uzyskaniu:

- 1) dobrego przewodnictwa ciepła,
- 2) zwiększenia mechanicznej wytrzymałości części aluminiowych,
- 3) zmniejszeniu ścieralności,
- 4) uodpornienia na tworzenie zgorzelin w elementach narażonych na działanie wysokiej temperatury.

A oto kilka przykładów zastosowania opisanej metody w konstrukcji silników i pojazdów mechanicznych.

Cylindry silników tłokowych. Rysunek 4 przedstawia cylinder silnika motocyklowego, wykonany w części roboczej z żeliwa a w części odprowadzającej ciepło — z aluminium. Tego rodzaju cylindry były stosowane w niektórych silnikach lotniczych podczas drugiej wojny światowej. Uzyskiwano przez to zmniejszenie ciężaru, lepsze odprowadzenie ciepła, wzrost mocy silnika oraz mniejsze zużycie paliwa na KM i godzinę.

Głowice cylindrowe silników wysokoprężnych. W podobny sposób jak cylindry mogą być wykonywane głowice silników wysokoprężnych chłodzonych powietrzem, których część odprowadzająca ciepło zaopatrzona jest w żebra aluminiowe.



Rys. 5. Tłok silnika wysokoprężnego z żeliwną wkładką dla pierścieni uszczelniających

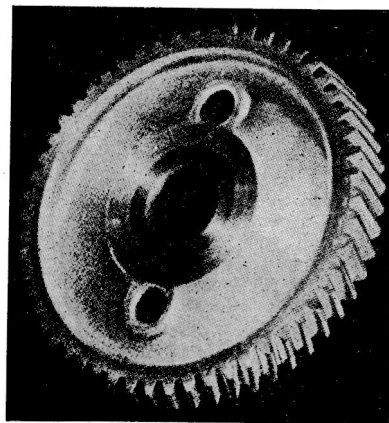
Tłoki. Bardzo korzystne zastosowanie znalazł sposób „Al-Fin“ w konstrukcji tłoków aluminiowych. Rys. 5 przedstawia tłok silnika wysokoprężnego, w którym pierścienie uszczelniające umieszczone są w pierścieniu z żeliwa austenitycznego Ni-Resist, o składzie chemicznym podanym w tablicy I. Spółczynnik rozszerzalności cieplnej tego żeliwa jest najbardziej zbliżony do współczynnika rozszerzalności siluminu.

W konstrukcji tej rowki pierścieniowe nie wykazywały widocznych zużyć nawet po przebiegu 250 000 km, podczas gdy w tłokach aluminiowych zwykłej konstrukcji zużycia te były znaczne już po przebiegu 42 000 km.

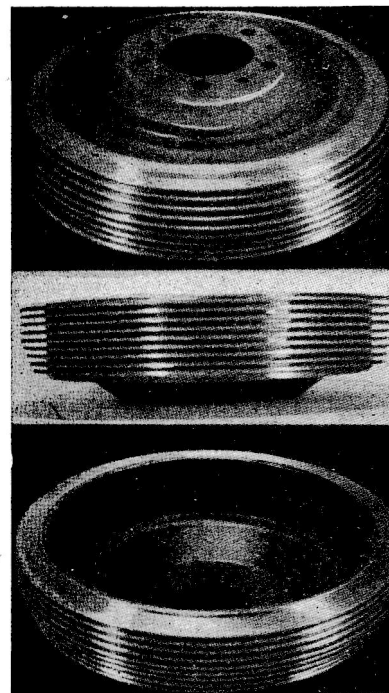
Pomiary temperatur tłoków obydwu konstrukcji wykonane podczas pracy silnika wykazały, że odprowadzenie ciepła przez pierścienie nie jest zakłócone obecnością wkładki żeliwnej.

Lepsze uszczelnienie tłoka ma duży wpływ na trwałość pracy całego silnika.

Panewki. Sposób „Al-Fin“ znajduje również zastosowanie w technologii wyrobu panewek ze stopu aluminiowego. Istnieje wprawdzie możliwość wykonania tych panewek



Rys. 6. Aluminiowe koło zębate napędu rozrzędu z piastą stalową



Rys. 7. Bębny hamulcowe wykonane z żeliwa i aluminium połączonych sposobem „Al-Fin“

*) Wymienione na wstępie publikacje nie podają szczegółów wszystkich faz procesu technologicznego.

przez platerowanie taśmy stalowej warstwą aluminium za pomocą walcowania, ale stosowanie metody tej ograniczone jest wzajemnym doborem grubości warstw obu metali. Technologia takiego wykonania wymaga poza tym specjalnych urządzeń i jest skomplikowana.

Sposobem „Al-Fin“ wykonywać można panewki różnego rodzaju: z obrzeżami i bez obrzeży, jednostronne i pływające.

Koła zębate układu rozrządu. Rys. 6 przedstawia koło zębate układu rozrządu wykonane z aluminium. Piasta jego wykonana jest ze stali. Trwałość połączenia jest dostateczna i nie wymaga dodatkowych zabezpieczeń.

Koła zębate aluminiowe są znacznie trwalsze od kół wykonywanych z materiałów plastycznych. Przy dokładnej obróbce uzyskać można taką samą cichobieżność jak przy użyciu materiałów niemetalowych.

Bębny hamulcowe. Dalsze zastosowanie znajduje sposób „Al-Fin“ w konstrukcji bębnowych hamulcowych. Istnieją tu dwa zasadnicze rozwiązania: bębny hamulcowe z nadla-

nymi aluminiowymi żebrami chłodzącymi oraz bębny aluminiowe z wkładkami żeliwnymi w miejscach pracujących na ścieranie (rys. 7). Ta ostatnia konstrukcja wymaga zastosowania stopów aluminiowych o wysokich własnościach wytrzymałościowych.

W obydwu przypadkach uzyskuje się dobre odprowadzenie ciepła, co ma wpływ na zwiększenie trwałości okładzin ciernych oraz pozwala na zwiększenie obciążeń hamulców lub zmniejszenie ich wymiarów.

Rury wydechowe. Warstwa $AlFe_3$ jest odporna na działanie wysokiej temperatury. Rury wydechowe i przewody spalinowe pokryte warstwą $AlFe_3$ zostają w znacznym stopniu uodpornione na powstawanie zgorzelin i tlenków.

Podane przykłady nie wyczerpują wszystkich możliwości zastosowania metody „Al-Fin“ w konstrukcjach silników i samochodów. Metoda ta znajduje również zastosowanie poza dziedziną motoryzacji, jak np. w przemyśle chemicznym, elektrotechnicznym itd. i coraz bardziej się rozpowszechnia.

A. K.

BADANIE ROWERU NA BIEŻNI DOŚWIADCZALNEJ

Sztuczna bieżnia doświadczalna umożliwia badanie oporów jazdy roweru oraz wytrzymałości jego ramy na wstrząsy w sposób bardziej dokładny, niż podczas normalnej eksploatacji i w czasie 100 razy krótszym.

Badanie prototypów sprzętu w celu sprawdzenia prawidłowości założeń konstrukcyjnych wymagało dawniej długotrwałych obserwacji podczas eksploatacji sprzętu.

Obecnie w wielu wypadkach przemysł i instytucje badawcze posługują się specjalnymi urządzeniami, które pozwalają na wszechstronne zbadanie sprzętu w warunkach sztucznie stworzonych, ale zbliżonych do warunków eksploatacji.

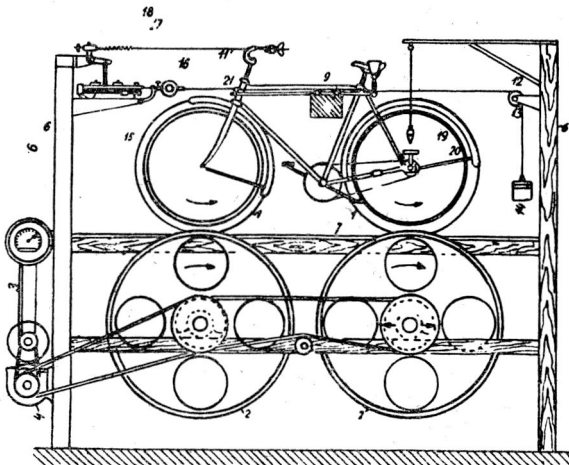
Odzworowanie rzeczywistych warunków pracy odbywa się ponadto w czasie stosunkowo krótkim, zastępującym rzeczywiste długie okresy czasu pracy całego sprzętu względnie jego elementów, aż do ich zniszczenia.

Przyrządy tego typu służą zarówno do badania prototypów, jak i sprzętu już znanego i produkowanego celem wprowadzenia w nim ulepszeń.

Jednym z przyrządów, umożliwiających tego rodzaju prace, jest laboratoryjna bieżnia doświadczalna, skonstruowana przez inż. E. A. Corneliusa i O. Dietricha do badań rowerów.

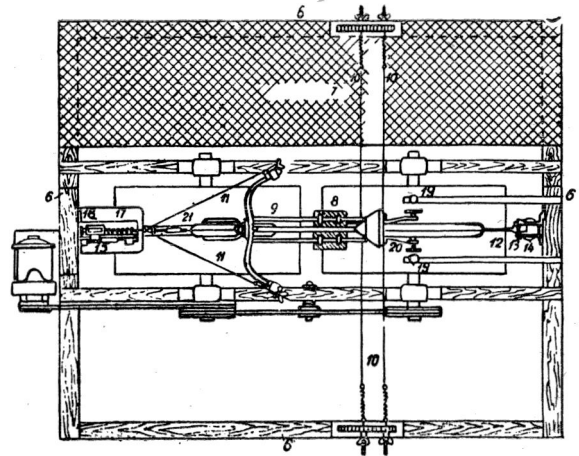
Bieżnia została zbudowana z przeznaczeniem do badań oporów, jakie występują w czasie jazdy na rowerze. Nadaje się ona również do wszelkich innych doświadczeń jak: próby wytrzymałości ramy rowerowej, zużywalności łożysk itp.

Opisany poniżej przyrząd jest zbudowany na zasadzie tzw. „rolek treningowych“, stosowanych przez kolarzy w czasie zaprawy zimowej.



Rys. 1. Bieżnia doświadczalna — widok z boku

Całość opiera się na ramie stalowej o przekroju ceowym. Na podłużnicach ramy umocowane są łożyska osi dwóch bębnow, tworzących ruchomą bieżnię roweru. Bębny są sprzężone ze sobą pasem klinowym i poruszane 3-konnym silnikiem elektrycznym przez 13-stopniową przekładnię. Uzyskiwana prędkość obwodowa daje się zmieniać w granicach od 10 do 35 km/godz., co odpowiada szybkościom praktycznie osiągalnym przez kolarza turystę na szosie.



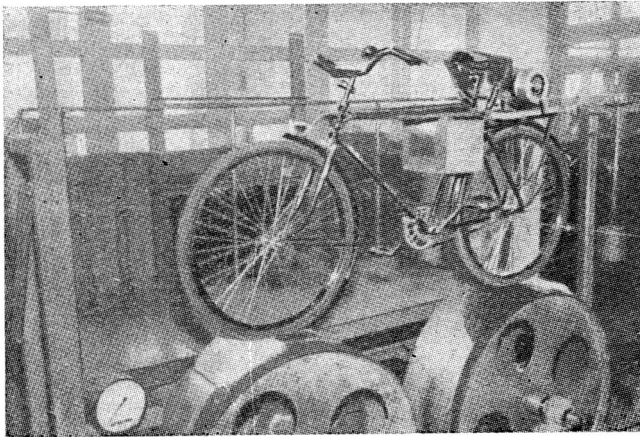
Rys. 2. Bieżnia doświadczalna — widok z góry

W celu zapewnienia dokładności badań, oprócz licznika kilometrowego i szybkościomierza, zastosowany jest również licznik obrotów bębna.

Podczas przeprowadzanych doświadczeń znaczną trudność stanowiło zagadnienie ustabilizowania roweru na ruchomych płaszczyznach walcowych bębnow. Ponieważ badania dotyczą pomiarów oporów toczenia, które z natury rzeczy muszą być odbierane wzdłuż osi roweru w postaci siły P , skierowanej przeciwnie do przyłożonego napędu, zatem umocowanie roweru musi być takie, aby umożliwiała jego swobodne ustawianie się na bieżni. Z drugiej strony należy się liczyć ze zjawiskami zbaczenia kół roweru ze środka bębna w wypadku minimalnego nawet skrótu koła przedniego w stosunku do osi bębna.

Zadanie to rozwiązano w ten sposób, że zamocowania wzdłużne roweru od przodu wykonano w postaci rozwidnionej linki stalowej, umocowanej dwoma końcami do rączek kierownicy. Drugi, pojedynczy koniec doprowadzono do przyrządu mierzącego siłę P , utworzoną przez opory tocznienia kół roweru po obwodzie bębnow.

W ten sposób koło jest samoczynnie kierowane ku środkowi bębna, a koło tylne ustawia się za nim jak chorągiewka na wietrze.



Rys. 3. Rower na bieźni doświadczalnej — na pierwszym bębnie po lewej stronie widoczny jeden z garbów

Równowagę pionową roweru zapewniają dwie poziome linki umocowane w połowie swoich długości od ramy roweru pod siodełkiem, a końcami, za pośrednictwem sprężyn amortyzacyjnych i śrub regulujących naciąg, do bocznych ścian przyrządu. Śruby regulujące są przesuwalne w płaszczyźnie poziomej, co pozwala na utrzymanie linek podtrzymujących w ściślejszemu prostokątności do osi roweru. Jest to warunek niezbędny, aby wyłączyć działanie wyżej wymienionych linek jako cięciwy, przy przesuwaniu roweru na bębnach wzdłuż jego osi.

Pomiar siły P odbywa się za pomocą wagi uchylnej z dokładnością do 1 g, na którą siła P przenosi się z linki ciągnącej rower, przy pomocy kolanka i pręta naciskającego.

Do obciążenia roweru (w przypadku przeprowadzanych prób — 75 kg) użyty jest ciężar ołowiany, umocowany na dwóch rurach w sposób pozwalający na podłużne przesuwanie go, celem uzyskania właściwego położenia środka ciężkości.

Rury te są oparte przegubowo na przedniej części ramy. Drugie końce zawieszono przy pomocy metalowego jarzma na siodełku kierowcy. Pozwala to na przeprowadzanie badań nad wpływem nierówności drogi na opory jazdy, w warunkach zbliżonych do rzeczywistych.

Opory te składają się z: oporu toczenia O_t , oporu powietrza O_p , i oporu wzniesienia O_{wz} .

Z tych trzech składowych najważniejszym jest opór toczenia. Opór wzniesienia $O_{wz} = G \cdot \sin \alpha$ można zmienić jedynie przez zmniejszenie ciężaru. W wypadku roweru jest to trudne do osiągnięcia, gdyż ciężar jego stanowi zaledwie $1/3$ ciężaru ogólnego. Gdyby więc udało się obniżyć ciężar roweru nawet o połowę, to ciężar ogólny zmniejszył się zaledwie o 10%.

Na opór powietrza $O_p = \frac{e}{2} \cdot c \cdot F \cdot \left(\frac{V}{3,6}\right)^2$ ma wpływ decydujący powierzchnia ciała kierowcy, którą w praktyce trudno jest poprawić pod względem aerodynamicznym.

Jedynie opór toczenia $O_t = \mu t : G$ przedstawia sobą możliwość zmniejszenia ogólnego oporu jazdy. Przy przeciętnej stosowanej szybkości 10 — 16 km/godz na płaszczyźnie poziomej, przy bezwietrznej pogodzie, opór toczenia stanowi 60 — 80% ogólnego oporu jazdy.

Wyniki prób wstępnych nad oporami, występującymi w seryjnym rowerze turystycznym wykazały, że przy szybkości 16 km/godz, na gładkiej asfaltowej nawierzchni, siła P wynosi około 0,7 kg. Tolerancja odczytu waha się w granicach od 10 do 15 g.

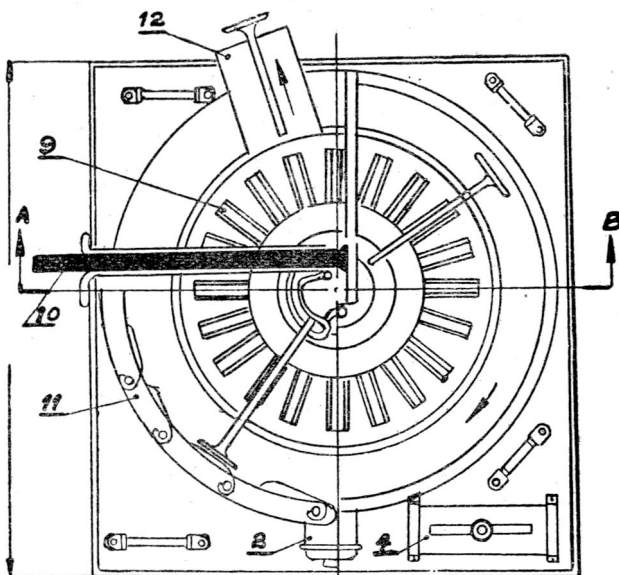
Niezależnie od pomiarów oporów jazdy, doświadczalna bieźnia rowerowa może służyć do badań wytrzymałości materiału i miejsc spawanych ram rowerowych. W tym celu zastosowano odpowiednią ilość garbów na obwodzie bębnow.

Zmieniając ilość garbów i szybkość obrotu bębnow, uzyskuje się zmianę częstotliwości i wielkości wstrząsów. Stosując czujniki wydłużeniowe (ekstensometry), umocowane w różnych punktach podwozia roweru, otrzymuje się konkretne dane o naprężeniach występujących w różnych częściach roweru, podczas jazdy po różnych rodzajach nawierzchni.

T. H.

AUTOMATYCZNE HARTOWANIE ZAWORÓW

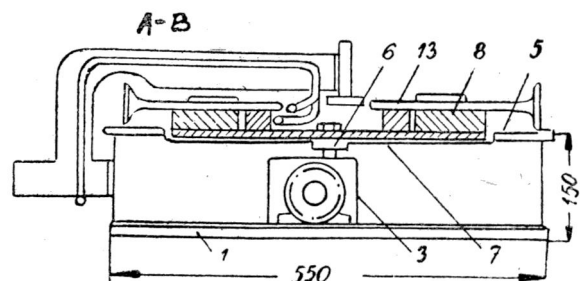
W stalingradzkiej fabryce ciągników im. F. E. Dzierżyńskiego pracuje skonstruowany przez inżynierów K. M. Arefjewa i J. S. Trubnikowa automat do hartowania końców trzonów zaworów silnikowych przy pomocy prądów wysokiej częstotliwości.



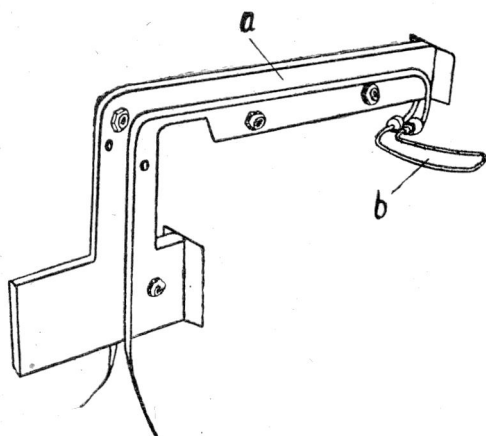
Rys. 1. Budowa automatu do hartowania końców trzonów zaworów prądami wysokiej częstotliwości

Rys. 1 podaje schemat budowy automatu. Automat do hartowania zaworów składa się z następujących głównych części: 1 — płyta z materiału izolacyjnego, 2 — silnik elektryczny, 3 — reduktor, 4 — opornik, 5 — pierścień z nieruchomej części stołu z materiału izolacyjnego, 6 — wał reduktora, 7 — tarcza obrotowa stołu z aluminium, 8 — pierścień z materiału izolacyjnego do mocowania gniazd, 9 — gniazdo ustalające położenie zaworów na stole, 10 — induktor, 11 — kołnierz nieruchomej części stołu ze sprężynującymi dociskami dla grzybków zaworów, 12 — koryto kierujące nagrzane zawory do wanny chłodzącej, 13 — pierścień ogniowatwały z materiału ceramicznego.

Induktor i jego części składowe pokazano na rys. 2 i 3, a szczęki z płytek miedzianych, izolowanych od siebie mikanitem, b — cewka grzejna z rurki miedzianej o średnicy 4 mm i grubości ścianek 0,5 mm.



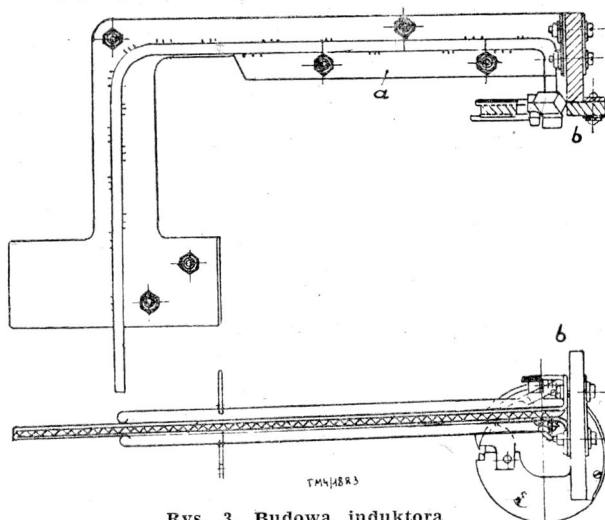
TM4/18A1



Rys. 2. Widok induktora

Opis działania automatu

Tarcza stołu z ułożonymi na niej zaworami obraca się zgodnie z ruchem wskazówek zegara, z szybkością 0,75 — 2 obr./min. Zawory spoczywające w gniazdach otrzymują ruch obrotowy dookoła swojej osi w wyniku tarcia brzegów grzybków o pierścień nieruchomej części stołu. Dzięki temu osiąga się równierne nagrzanie czoła i powierzchni bocznej końców trzonów zaworów, w czasie ich przejścia nad cewką grzejną induktora.

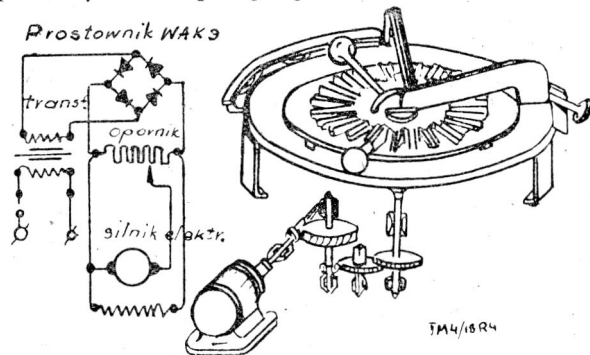


Rys. 3. Budowa induktora

Dociski sprężynujące kołnierza stołu działają na grzybki zaworowe, zapewniając w obszarze nagrzewania dobre przyleganie czoł trzonów zaworów do rurki induktora. Nad korytem automatu grzybki tracą podparcie i zawory spadają do kąpieli chłodzącej.

Na rys. 4 podany jest schemat kinematyczny i elektryczny napędu automatu.

Induktor jest zasilany prądem wysokiej częstotliwości, pobieranym z lampowego generatora AZ—48 o mocy



Rys. 4. Schemat kinematyczny i elektryczny automatu do hartowania zaworów

7,8 kW. Przy napięciu w sieci 175 V, natężeniu prądu w anodzie 1,5 — 2,0 A i w siatce 0,75 A, czas nagrzewania trzona zaworu wynosi 3 — 5 sek. Przy ochładzaniu na powietrzu twardość trzona w odległości 5 mm od czoła wynosi $R_c = 40$, a miejscu przejścia w stożek $R_c = 32$.

Opisany automat do hartowania zaworów silników spalinowych zapewnia: równierne nagrzanie powierzchni czołowych trzonów, ogrzewanie ostrych krawędzi, bez obawy wypalenia lub stopienia, uzyskanie jednakowej twardości struktury i głębokości warstwy hartowanej.

Zastosowanie automatycznego posuwu promieniowego umożliwia hartowanie zaworów różniących się długością o wielkość naddatków na obróbkę.

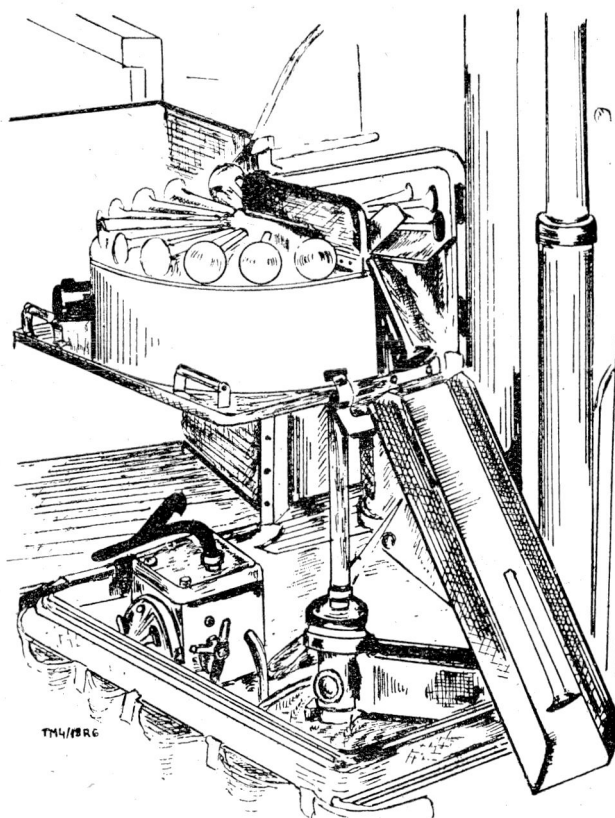
Osiągnięcie stałej temperatury i równiernej głębokości nagrzewania uzyskuje się dzięki dobremu przyleganiu czoł trzonów zaworów do górnego odgałęzienia cewki grzejnej induktora.

Ciągłość procesu nagrzewania zaworów pozwala na dobre wykorzystanie generatora, dzięki czemu osiąga się wysoką produkcję do 1200 sztuk zaworów na godzinę.

W wyniku ciągłości procesu ogrzewania i stałej szybkości tarczy automatu, zbędnym jest instalowanie przekładnika czasowego do kontroli czasu trwania nagrzewania zaworów.



TM4/16R5
Rys. 5. Makrostruktura zahartowanego końca trzonu zaworu



Rys. 6. Widok ogólny automatu w czasie pracy

Prosta konstrukcja automatu pozwala w koniecznym przypadku na szybkie (w ciągu 5 min.) zastosowanie generatora do ogrzewania innych przedmiotów, co znacznie zwiększa jego stopień wykorzystania. Automat, dzięki mało skomplikowanej konstrukcji, może być wykonany w każdej fabryce.

Ogólny widok automatu w czasie pracy pokazano na rys. 6.

A. B.

Opracowano na podstawie artykułu E. N. Nikolajewa, zamieszczonego w nr 3 z 1951 r. czasopisma „Awtomobilnaja i traktornaja promyslnost”.

Celem uniknięcia nadtapiania podczas hartowania ostrych krawędzi kanałków w części prowadzącej, opracowano specjalny ich kształt podany na rys. 4.

W Fabryce samochodów GAZ w Gorkim, przy zastosowaniu wyżej opisanej metody wykonania rozwiertaków, w niektórych przypadkach uzyskano oszczędność stali szybkołotnącej wynoszącą do 2 kg na sztuce. Średnio biorąc oszczędność w zużyciu stali szybkołotnącej po zmianie konstrukcji wszystkich rozwiertaków wyniosła około 50%. Stanowi to nader poważne osiągnięcie zarówno w kierunku racjonalnego i oszczędnego zużycia jak i obniżenia kosztów narzędzi.

Wymiary kanałków podane są w tablicy.

Ø części prowadzącej <i>D</i> mm	Szerokość kanałków <i>B</i> mm	Promień <i>R</i> mm	Liczba kanałków
— do 13,5	3,5	2,0	4
13,6 do 18,5	5,0	3,0	6
18,6 do 23,5	6,0	3,5	6
23,6 do 25,0	7,0	4,0	6
ponad 25,0	8,0	4,5	6

A. K.

ODZNACZENIA PAŃSTWOWE W PRZEMYŚLE MOTORYZACYJNYM

Z okazji Święta 1 Maja 158 pracowników zakładów, podległych Centralnemu Zarządowi Przemysłu Motoryzacyjnego, zostało odznaczonych orderami państwowymi za zasługi osiągnięte w przedterminowym wykonaniu zadań produkcyjnych.

Spśród tej liczby Złotymi Krzyżami Zasługi odznaczonych zostali:

1. Biedrzycki Karol
2. Czajka Henryk
3. Laskowski Wacław
4. Podkowa Stanisław
5. Zychliński Kazimierz

Srebrne Krzyże Zasługi otrzymali:

1. Berent Krystyna
2. Berent Stefan
3. Boguś Antoni
4. Binder Zbigniew
5. Błach Jan
6. Cichoń Michał
7. Cwieluch Karol
8. Jakubowski Antoni
9. Kassur Artur
10. Kisielow Włodzimierz

11. Krawczyk Mieczysław
12. Kurczak Jan
13. Kurek Eugeniusz
14. Lewandowski Andrzej
15. Modrzejewska Aniela
16. Okoń Jerzy
17. Pazderski Izidor
18. Pionnier Karol
19. Potz Jan
20. Prochacki Zdzisław
21. Raczek Eugeniusz
22. Romanik Eugeniusz
23. Rozetrít Józef
24. Sapigórski Józef
25. Staniak Kazimierz
26. Szczerbakow Bazyl
27. Śmieć Jan

Ponadto 126 pracowników przemysłu motoryzacyjnego zostało odznaczonych Brązowymi Krzyżami Zasługi.

Redakcja Techniki Motoryzacyjnej składa wszystkim odznaczonym Kolegom serdeczne gratulacje i życzy dalszej owocnej pracy dla dobra Polski Ludowej.

OGÓLNOPOLSKI ZJAZD NAUKOWO - TECHNICZNY POŚWIĘCONY ZAGADNIENIU „ORGANIZACJA OBSŁUGI I NAPRAW POJAZDÓW SAMOCHODOWYCH W POLSCE”

Staraniem Zarządu Głównego Stowarzyszenia Inżynierów i Techników Komunikacji i Sekcji Głównej Samochodowej, przy udziale Ministerstwa Transportu Drogowego i Lotniczego zorganizowany został ogólnopolski Zjazd Naukowo-Techniczny na temat: „Organizacja obsługi i napraw pojazdów samochodowych w Polsce”.

Obrady odbyły się w „Domu Technika” w Warszawie, w dniu 6 i 7 czerwca br., pod przewodnictwem dyr. inż. Ryszarda Gdulewskiego.

Na Zjazd przybyło z całego kraju około 200 uczestników, a wśród nich przedstawiciele Rządu, KC PZPR, świata nauki, przemysłu, wojska i CRZZ.

Przemówienie wstępne wygłosił wicepremier dr Stefan Jedrychowski, podając w krótkich słowach osiągnięcia polskiego przemysłu samochodowego, którego produkcja przekracza już 10000 samochodów rocznie i stwierdzając, że w Polsce ogólna ilość samochodów jest obecnie 3 razy większa niż przed wojną, a w przeliczeniu na jednego mieszkańca prawie 4 razy większa. Wicepremier Jedrychowski zwrócił uwagę na wielką i zasadniczą rolę, jaką odgrywa w gospodarce transportu samochodowego jego zaplecze techniczne. Stwierdził on, że „wąskim gardłem” dla utrzymania zdolności pracy całego posiadanego taboru samochodowego są obecnie braki natury technicznej i organizacyjnej tego zaplecza. Przez planową jego rozbudowę i przebudowę stworzone zostaną podstawy, gwarantujące wykonanie zadań Planu 6-letniego i dalszego rozwoju gospodarki naszego kraju. Wicepremier Jedrychowski wskazał na potrzebę ko-

zystania w tej dziedzinie z najnowszych zdobyczy nauki i postępu technicznego, a przede wszystkim osiągnięć i doświadczeń Związku Radzieckiego.

Program Zjazdu obejmował 3 referaty, 2 koreferaty, dyskusję nad referatami i koreferatami oraz przyjęcie wniosków. W ramach Zjazdu zorganizowany został również pokaz urządzeń obsługowych i diagnostycznych Zakładu Katedry Pojazdów Mechanicznych Politechniki Warszawskiej.

Referaty wygłosili: mgr inż. Paweł Solski pt. „Problemy zaplecza technicznego transportu samochodowego”; prof. mgr inż. Wiktor Sudra pt. „Zadania, zakres pracy i organizacja obsługi technicznej samochodów” oraz dyr. mgr inż. Jerzy Grodecki pt. „Organizacja napraw w państwowej gospodarce motoryzacyjnej”.

Koreferaty wygłosili: dyr. inż. Edward Laskus i dyr. inż. Andrzej Przeworski.

W ożywionej dyskusji, która wywiązała się na temat zagadnień będących przedmiotem Zjazdu, wzięło udział 25 dyskutantów, którzy uzupełniając tematykę referatów i koreferatów poddali je analizie i krytyce.

Omówiono metody przygotowania danych do planowania programu prac i wprowadzenia ich w życie, celem utworzenia koniecznego zaplecza technicznego gospodarki transportu samochodowego. Przyczyni się to w znacznej mierze do sprowadzenia obecnych i przyszłych prac w tym zakresie na właściwy kierunek, odpowiadający warunkom i potrzebom naszej gospodarki motoryzacyjnej.

Zarówno na podstawie referatów i koreferatów, jak i wypowiedzi dyskutantów tematy zostały wyczerpująco naświetlone. Stwierdzono dotychczas popełniane błędy w założeniach do opracowanego planu rozbudowy i przebudowy zaplecza technicznego motoryzacji i zebrano obszerny materiał do wyboru właściwej drogi i zaprojektowania potrzebnych środków do realizacji projektów.

Przeprowadzona w dyskusji analiza i krytyka dotychczasowych osiągnięć i projektów wykazała, że zrewidowane muszą być przyjmowane do tej pory założenia. Wskazano na konieczność rozpracowania następujących zagadnień:

określenia definicji i klasyfikacji usług i napraw samochodów; określenia przynależności środków produkcji części zamiennych; sprecyzowania kryteriów podziału terenowego i przedmiotowego produkcji obsługowej naprawczej samochodów; opracowania wskaźników, mających wpływ na prędkość produkcji i eksploatacji; opracowania planu szkolenia kadr produkcyjnych i użytkowników; opracowania normatywów naukowo-technicznych dla produkcji, eksploatacji i inne.

Problematyka organizacyjno-techniczna, dotycząca zaplecza technicznego transportu samochodowego, jest bardzo obszerna i różnorodna i w dwudniowych obradach Zjazdu nie mogła być oczywiście w całości wyczerpana. Głównym zadaniem Zjazdu było natomiast omówienie i wytyczenie podstawowych zagadnień i te zostały przedyskutowane i w formie wniosków uchwalone.

Obecny na wszystkich naradach wiceminister J. Burgin w swoim przemówieniu podkreślił, że Ministerstwo Transportu Drogowego i Lotniczego jest odpowiedzialne za kierowanie i organizowanie zaplecza technicznego transportu samochodowego.

Prace długofalowe nie powinny być wykonywane z uszczerbkiem dla prac dyktowanych potrzebami okresu obecnego. Są to zadania wielkie i trudne, a etap, na którym Polska Ludowa obecnie się znajduje oraz realizowany Plan 6-letni i potrzeby wielkiego i szybkiego rozwoju naszej gospodarki wymagają od nas skoncentrowania wszystkich sił i uwagi do ich wykonania.

Zjazd odbył się we właściwym czasie i dostarczył wiele cennego materiału dla pracy Ministerstwa Transportu Drogowego i Lotniczego, a liczny udział uczestników świadczy o ich trosce i głębokim zrozumieniu trudności i potrzeb oraz chęci podniesienia potencjału naszej gospodarki motoryzacyjnej.

Wiceminister Burgin zwrócił się z apelem do wszystkich obecnych, aby korzystali w jak najszerszej mierze z doświadczeń i nauki Związku Radzieckiego, gdzie tak wspinała rozwinięty jest przemysł samochodowy, zorganizowany transport i jego zaplecze techniczne.

W wyniku obszernej dyskusji uczestnicy Zjazdu uchwalili wiele wniosków i rezolucji, a między innymi:

Wziąwszy pod uwagę, że zaplecze techniczne istniejące obecnie nie odpowiada ani swą wielkością, wyrażającą się w ilości warsztatów i stacji obsługi, ani swą organizacją potrzebom istniejącym, Zjazd uważa za konieczne podjęcie następujących kroków:

Ministerstwo Transportu Drogowego i Lotniczego powinno ustalić potrzeby, w zakresie budowy i rozbudowy publicznych stacji obsługi i warsztatów naprawczych w okresie długofalowym oraz powinno ujawnić rezerwy tkwiące w tzw. „zapleczu technicznym własnym” i rezerwy te włączyć do ogólnego planu rozbudowy zaplecza technicznego kraju.

Ze względu na katastrofalny brak kadr technicznych i organizacyjno-eksploatacyjnych konieczne jest niezwłocz-

nie przystąpienie do jak najenergiczniejszego szkolenia i doszkalania fachowców, w zakresie eksploatacji, obsługi i napraw samochodów na wszystkich szczeblach.

Obsługę techniczną taboru należy oprzeć na zasadzie planowej profilaktyki, natomiast naprawy okresowe na zasadzie wymienności zespołów.

Publiczne zaplecze techniczne powinno się składać z sieci stacji obsługi, zakładów dla napraw głównych, pojazdów samochodowych, specjalizowanych zakładów do naprawy i regeneracji zespołów tych pojazdów oraz zakładów produkujących części zamienne i urządzenia obsługowe.

Należy opracować jednolite zasady określające:

- jakiego typu czynności powinny wykonywać poszczególne zakłady remontowe lub obsługowe,
- w jaki sprzęt powinny być wyposażone określone zakłady,
- jakie jednostki transportowe powinny posiadać jakiego rodzaju zabezpieczenie techniczne eksploatacyjnych pojazdów,
- jakie czynności konserwacyjne powinny być przeprowadzane w odpowiednich okresach eksploatacji pojazdów,
- jakie obowiązki w zakresie obsługi technicznej spoczywają na użytkownikach pojazdów.

Należy w porozumieniu z Polskim Komitetem Normalizacyjnym zunifikować pojęcia, dotyczące zaplecza technicznego i wprowadzić je jako ogólnie obowiązujące.

Rozbudowa zaplecza technicznego i prawidłowa eksploatacja taboru wymaga rozszerzenia produkcji części zamiennych w kraju i zabezpieczenia potrzeb w zakresie części zamiennych od strony importu. Ponadto wymaga ona rozszerzenia produkcji, względnie przystąpienia do nowej produkcji, koniecznego wyposażenia dla zakładów remontu i obsługi technicznej.

Należy zwiększyć wysiłek wydawniczy w zakresie obsługi i naprawy samochodów i popularyzować osiągnięcia przodowników pracy i racjonalizatorów, jak również popularyzować w szerszym zakresie fachową literaturę radziecką.

Poza tym uczestnicy Zjazdu wysłali do Prezydenta R.P. list, w którym zapewniają, że wzorując się na Jego życiu i ofiarnej pracy dla budowy socjalizmu w Polsce i na świecie, nie będą szczydzić wysiłku w budowie Planu 6-letniego i walce o pokój przez wzmoczony rozwój motoryzacji w Polsce.

Zarówno w liście do Prezydenta, jak i w uchwalonej rezolucji uczestnicy Zjazdu protestują przeciwko zbrodniom amerykańskich ludobójców w Korei, przeciwko „układowi ogólnemu”, przeciwko zbrojeniom i przygotowaniom do nowej wojny. Żądają zaprzestania wojen w Korei i Wietnamie, oraz zaprzestania zbrojeń.

Errata

W numerze 2(6) 1952 r. naszego czasopisma w artykule inż. Kazimierza Dębskiego pt. „Projektowanie zakładów naprawy sprzętu motorowego” wzór na stronie 68 został mylnie podany.

Wiersz 16 podano:	powinno być:
$N = \frac{v \cdot H \cdot B}{3600 \cdot 162 \cdot \eta \cdot n_p} \text{ kGm/sek}$	$N = \frac{v \cdot H \cdot B}{3600 \cdot 162 \cdot \eta \cdot n_p} \text{ KW}$
wiersz 22 podano:	powinno być:
— dla 1 kGm	dla 1 KW
wiersz 23	dla 2 KW
— dla 2 kGm	dla 5 KW
wiersz 27	
— dla 5 kGm	

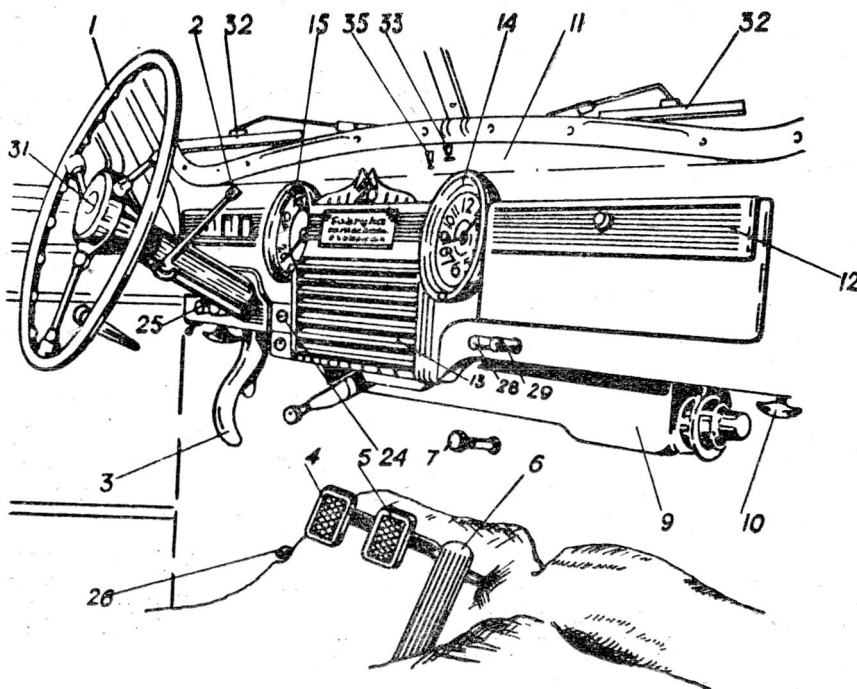
SŁOWNICTWO SAMOCHODOWE

(Ciąg dalszy)

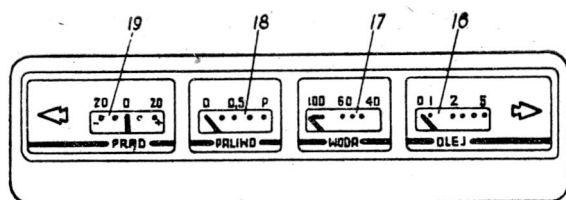
Oznaczenia znaków podane w zeszycie 1/51

IX. URZĄDZENIA WEWNĘTRZNE SAMOCHODU

1. koło (*sn*) kierownicy
рулевое колесо *sn*
accelerator pedal *s*
volant (*sm*) de direction
Lenkrad *sn*
2. dźwignia (*sf*) zmiany biegów
рычаг (*sm*) переключения передач
gear change lever *s*
levier (*sm*) de changement de vitesse
Schalthebel *sm*
3. dźwignia (*sf*) hamulca ręcznego
рычаг (*sm*) ручного тормоза
hand brake lever *s*
levier (*sm*) du frein à main
Handbremshebel *sm*
4. pedał (*sm*) sprzęgła
педаль (*sm*) сцепления
clutch pedal *s*
pédale (*sm*) d'embrayage
Kupplungsfusshebel *sm*
5. pedał (*sm*) hamulcowy
педаль (*sm*) тормоза
brake pedal *s*
pédale (*sm*) de frein
Bremsfusshebel *sm*
6. pedał (*sm*) gaźnika
педаль (*sm*) акселератора
accelerator pedal *s*
pédale (*sm*) d'accélérateur
Fahrfusshebel *sm*
7. pedał (*sm*) rozrusznika
педаль (*sm*) стартера
starter push pedal *s*
pédale (*sm*) de démarrage
Anlassfusshebel *sm*
8. przycisk (*sm*) rozrusznika
кнопка (*sf*) стартера
starter push button *s*
bouton (*sm*) de démarrage
Anlassdruckknopf *sn*
9. nagrzewnica (*sf*) (samochodowa)
отопитель *sm*
car heater *s*
radiateur *sm*
Krafwagenheizer *sm* (Krafwagenwärmer *sm*)
10. wyłącznik (*sm*) zamka maski (silnika)
рукоятка (*sf*) запора капота
bonnet lock knob *s*
bouton (*sm*) du tirant de la fermeture de la capote
Handgriff (*sm*) der Haubenverschluss
11. tablica (*sf*) rozdzielcza
панель (*sf*) приборов
dashboard (*s*) (instrument panel *s*)
tableau (*sm*) de bord
Schaltbrett *sm*
12. schowek (*sm*) tablicy rozdzielczej
ящик (*sm*) в панели приборов
dashboard pocket *s*
vide-poche *sf*
Schaltbrettasche *sf*
13. osłona (*sf*) radioodbiornika
решетка (*sf*) радиоприемника
radio grill *s*
grille (*sf*) du radio récepteur
Ziergitter (*sn*) des Rundfunkempfängers
14. zegar *sm*
часы *p*
watch *s*
montre *sf*
Zeituhr *sf*
15. szybkościomierz *sm*
спидометр *sm*
speedometer *s*
indicateur (*sm*) de vitesse
Geschwindigkeitmesser *sm*
16. wskaźnik (*sm*) ciśnienia oleju
указатель (*sm*) давления масла
oil pressure gauge *s*
indicateur (*sm*) de pression d'huile
Oeldruckmesser *sm*
17. wskaźnik (*sm*) temperatury wody (chłodzącej)
указатель (*sm*) температуры воды
water temperature gauge *s*
indicateur (*sm*) de temperature de l'eau refroidissant
Kühlwasser-Ferthermometer *sm*
18. wskaźnik (*sm*) ilości paliwa
указатель (*sm*) уровня топлива
gasoline gauge *s*
indicateur (*sm*) de niveau de combustible
Kraftstoff-Vorratszeiger *sm*



19. wskaźnik (*sm*) ładowania (amperomierz (*sm*) prądu ładowania)
амперметр *sm*
ammeter *s*
amperomètre *sm*
Strommesser *sm*
20. lampka (*sf*) kontrolna prądniczy
контрольная лампа (*sf*) генератора
ignition pilot light *s*
lampe (*sf*) témoin d'allumage
Lade-Anzeigeleuchte *sf*
21. lampka (*sf*) kontrolna świateł dalekich
сигнальная лампа (*sf*) дальнего света
main light pilot lamp *s*
lampe (*sf*) témoin des phares
Fernlicht-Anzeigeleuchte *sf*
22. lampka (*sf*) kontrolna kierunkowskazów
сигнальная лампа (*sf*) указателя поворотов
direction indicator pilot light *s*
lampe (*sf*) témoin de fonctionnement des indicateurs de direction
Fahrtrichtung-Anzeigeleuchte *sf*
23. korbka (*sf*) podnośnika szyby bocznej
ручка (*sf*) стеклоподъемника
window slide handle *s*
manivelle (*sf*) du lève-glace
Fenstensenkerhandriff *sn*
24. wyłącznik (*sm*) zapłonu
замок (*sm*) зажигания
ignition switch *s*
commutateur (*sm*) d'allumage
Zündschalter *sm*
25. przełącznik (*sm*) świateł główny
центральный переключатель (*sm*) света
lighting main switch *s*
interrupteur (*sm*) d'éclairage
Hauptlichtschalter *sm*
26. przełącznik (*sm*) świateł drogowych (nożny)
переключатель (*sm*) света фар
main and dip switch *s*
déviateur (*sm*) d'éclairage intensif et cove
Abblendschalter *sm*
27. cięgiel (*sm*) ręczny gaźnika
тяги (*sf*) ручного управления акселератора
knob (*s*) for carburettor control
bouton (*sm*) de commande de gaz (manette (*sf*) de gaz)
Vergaserzugknopf *sm*
28. cięgiel (*sm*) zasysania
тяги (*sf*) управления дроссельной заслонки карбюратора
knob (*s*) for carburettor choke
bouton (*sm*) de commande du démarreur du carburateur
Zugknopf (*sm*) der Startvorrichtung des Vergasers
29. zapalniczka *sf*
прикуриватель *sm*
lighter *s*
allume cigares *sm* (allumeur *sm*)
Zigarrenzünder *sm*
30. sygnał (*sm*) dźwiękowy
звуковой сигнал *sm*
horn *s*
avertisseur *sm*
Signalhorn *sn*
31. przycisk (*sm*) sygnału
кнопка (*sf*) сигнала
horn button *s*
bouton (*sm*) d'avertisseur
Hornruckknopf *sn*
32. wycieraczka (*sf*) szyby
стеклоочиститель *sm*
windscreen wiper *s*
essuie-glace *sf*
Scheibenwischer *sm*
33. wyłącznik (*sm*) wycieraczki
выключатель (*sm*) стеклоочистителя
windscreen wiper switch *s*
interrupteur (*sm*) d'essuie-glace
Scheibenwischerschalter *sm*
34. kierunkowskaz *sm*
указатель (*sm*) поворотов
direction indicator *s*
indicateur (*sm*) de direction
Fahrtrichtungsanzeiger *sm*
35. przełącznik (*sm*) kierunkowskazów
переключатель (*sm*) указателей поворотов
direction indicator switch *s*
interrupteur (*sm*) des indicateurs de direction
Fahrtrichtungsanzeigerschalter *sm*
36. lampa (*sf*) sufitowa
плафон *sm*
dome light *s*
plafonnière *sf*
Deckenleuchte *sf*
37. wyłącznik (*sm*) oświetlenia sufitowego
включатель (*sm*) плафона
dome light switch *s*
interrupteur (*sm*) de plafonnière
Deckenleuchtschalter *sm*
38. lusterko (*sm*) wsteczne
зеркало (*sm*) заднего вида
rear view mirror *s*
miroir (*sm*) retroviseur
Rückblickspiegel *sm*



(Ciąg dalszy)

Oparte na materiałach P.K.N.

SKŁAD KOLEGIUM REDAKCYJNEGO

Redaktor Naczelny — inż. Ryszard Gdulewski
Redaktor Techniczny — Czesław Piekarski
Sekretarz Redakcji — Krystyna Dargiel

Redaktorzy Działów: inż. Wiesław Stypułkowski, inż. Tadeusz Szujski, inż. Karol Pionnier i inż. Karol Biedrzycki.

Sekretariat Redakcji Techniki Motoryzacyjnej czynny codziennie od godz. 9-tej do 16-tej oraz dodatkowo w każdą środę od godz. 17-tej do 18-tej.

BIULETYN INFORMACYJNY

BIURA KONSTRUKCYJNEGO PRZEMYSŁU MOTORYZACYJNEGO

BADANIE WPŁYWU PODGRZANIA MIESZANKI NA MOC SILNIKA

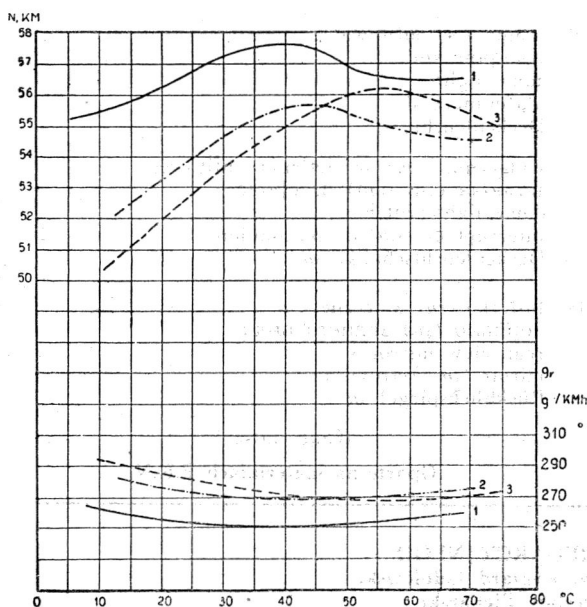
Na terenie B. K. P. Mot. przeprowadzono ostatnio próby mające na celu zbadanie wpływu podgrzania mieszanki na moc silnika S-42 w oparciu o istniejącą konstrukcję rury ssącej.

Konstrukcja ta przewiduje podgrzanie dostającego się do cylindra wymieszanego paliwa z powietrzem przez doprowadzenie spalin do ścianki rury ssącej w miejscu rozgałęzienia pionowego króćca z częścią poziomą. Ścianka ta jest zaopatrzona w szereg żeberk, ułatwiających przewodzenie ciepła.

Ponieważ nie było wiadome, czy rozwiązanie to zapewni dostateczne podgrzanie mieszanki, przeprowadzono próby na stanowisku dynamometrycznym stosując trzy rodzaje rur ssących:

- o podgrzewaniu normalnym, uzyskany przy niezmienianej konstrukcji rury ssącej,
- o zmniejszonym stopniu podgrzewania — uzyskany przez szlifowanie żeberk ze ścianki rury ssącej,
- bez podgrzewania, co uzyskano przez cieplne izolowanie rury ssącej, a mianowicie przez wypełnienie komory grzewczej azbestem i założenie podkładek klingeritowych.

Sposób przeprowadzenia prób oparto na badaniu wpływu temperatury powietrza zasysanego przez gaźnik na moc i jednostkowe zużycie paliwa.



1. - Konstrukcja rury ssącej normalna
2. - Rura ssąca z szlifowanymi żeberkami
3. - Rura ssąca izolowana cieplnie

Badania tak przeprowadzone pozwoliły na przeanalizowanie udziału w odparowaniu mieszanki ciepła udzielonego mieszance drogą przewodzenia od spalin.

W celu umożliwienia zmiany temperatury powietrza doprowadzanego do gaźnika zastosowano przy silniku urządzenie podgrzewające, które w postaci osłony rurowej umieszczono na rurze wydechowej wykorzystując ciepło zawarte w uchodzących spalinach i osiągając górną temperaturę powietrza do 80°C. Przewód łączący podgrzewacz z gaźnikiem połączono z przewodem doprowadzającym powietrze z zewnątrz pomieszczenia, co pozwoliło na osiągnięcie dolnych granic temperatury rzędu $\pm 8^\circ\text{C}$. Zasady umieszczone na przewodach pozwoliły na uzyskiwanie temperatur pośrednich. Pomiaru temperatur dokonywano przy pomocy termometru rtęciowego zainstalowanego przed wlotem do gaźnika.

Pomiary wykonywano w różnych warunkach pracy silnika przy stałych obrotach. Uzyskane wyniki pozwoliły na przeanalizowanie warunków pracy silnika przy zastosowaniu opisanych wyżej 3 typów rur ssących.

Załączona na rysunku charakterystyka wykonana została przy całkowitym otwarciu przepustnicy i obrotach silnika 1700 obr./min. Przebieg krzywych wskazuje na przesunięcie temperatur maksymalnej mocy w kierunku wyższych wartości w miarę zmniejszania intensywności podgrzewania przez spaliny (krzywa 1-2-3).

Porównując charakterystyki można stwierdzić, że przebieg krzywych uzyskanych przy normalnym oraz obniżonym stopniu podgrzewania mieszanki jest jednakowy, zachodzi tu jedynie przesunięcie w wartościach otrzymywanych mocy.

Daje się zauważyć wyraźny wpływ podgrzewania przy niskich temperaturach powietrza zasysanego w stosunku do wartości otrzymanych przy zastosowaniu rury ssącej izolowanej cieplnie (krzywa 3). Charakter krzywej 3 wskazuje na wpływ odparowania paliwa na moc silnika (wzrost mocy), oraz ograniczenie wysokości temperatury na skutek pogarszania się sprawności volumetrycznej i związanej z tym obniżce mocy po osiągnięciu wartości maksymalnej.

Przeprowadzone badania w całym zakresie obciążeń silnika pozwoliły stwierdzić, że temperatura przy maksymalnej mocy w wypadku użycia rury ssącej o konstrukcji normalnej zawiera się w granicach 25—48°C. Aby zdać sobie sprawę z wysokości temperatur jakie są osiągane w eksploatacji, dokonano pomiarów temperatur powietrza przed filtrem w samochodzie STAR 20 w warunkach jazdy miejskiej i szosowej z pełnym obciążeniem.

Przy temperaturze otoczenia $\pm 5^\circ\text{C}$ uzyskano temperaturę rzędu 24—42°C, który to zakres odpowiada wartościom uzyskanym na hamowni. Biorąc pod uwagę wzrost temperatury w okresie letnim należy liczyć się ze spadkiem mocy przy istniejącej konstrukcji rury ssącej w granicach od 1.5% przy pełnym obciążeniu do 5% przy niskich obciążeniach silnika co nie jest wielkością znaczną.

Na podstawie przeprowadzonych badań uznano istniejące podgrzewanie mieszanki za wystarczające.

OZNACZENIE WSPÓŁCZYNNIKA TARCIA OKŁADZIN CIERNYCH NA APARACIE TYPU GRASELLI

Laboratorium Materiałów Niemetalowych BKPMot. opracowało metodę oznaczania współczynnika tarcia okładzin ciernych na aparacie typu Grasselli, przeznaczonym w zasadzie do oznaczania ścieralności gumy.

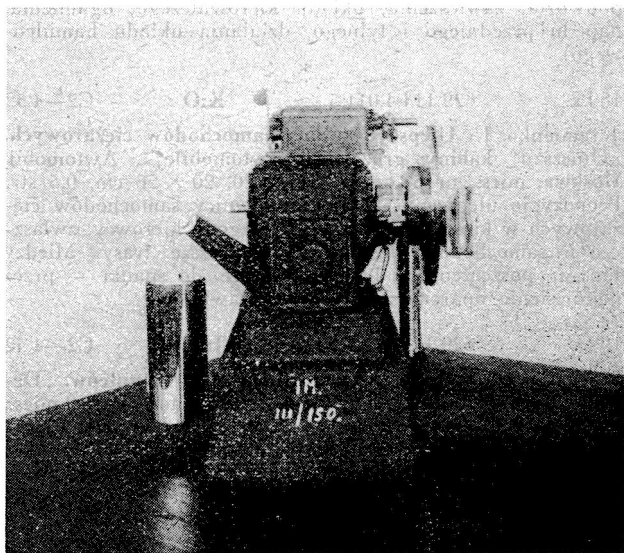
Ścieralnościomierz typu Grasselli składa się z wirującej tarczy metalowej, zamocowanej na rurowej osi, ułożyskowanej w łożyskach tocznych i napędzanej od silnika elektrycznego za pomocą przekładni ślimakowej. Przy badaniu gumy tarczę aparatu wyklada się papierem ściernym o określonej charakterystyce.

Przez osь rurową przetknięty jest drążek i połączony jednym końcem wahliwie z nierównoramienną, ale zrównoważoną dźwignią, zaopatrzoną w dwa uchwyty ramkowe do próbek, ułożone na dźwigni symetrycznie względem jej środka wahań. Na drugim końcu drążka zaczepione jest ciągło stalowe, przerzucone przez krążek obrotowy i obciążone ciężarem, dociskającym próbki do tarczy ściernej.

Gdy aparat jest w ruchu, moment tarcia usiłuje spowodować obracanie się dźwigni razem z tarczą. Obciążenie ramienia dźwigni pozwala jednak utrzymywać ją w położeniu poziomym podczas próby.

Ze znanej wartości sił równoważących dźwignię i odległości punktów ich zaczepienia od osi tarczy wirującej można obliczyć moment tarcia, a po określonej liczbie obrotów również pracę tarcia.

Ścieralność gumy wyraża się objętością gumy w cm^3 , startą na jednostkę włożonej pracy, w kGm .

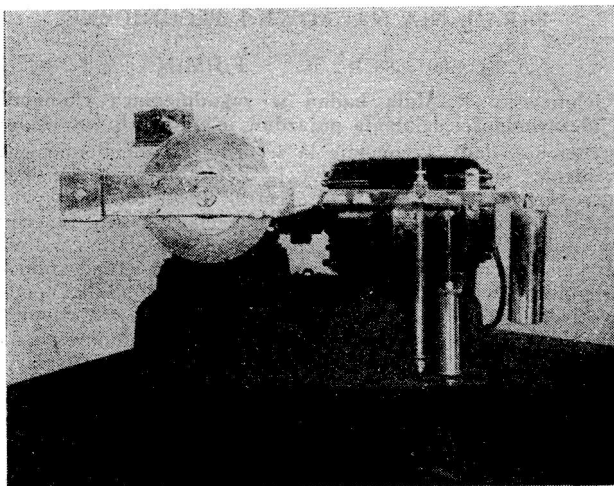


Rys. 1.

Ponieważ wartość momentu tarcia zależy od współczynnika tarcia, rozstawienia próbek na wahliwej dźwigni i siły dociskającej je do tarczy, to jeżeli znane są: moment tarcia,

rozstawienie próbek i siła nacisku, współczynnik tarcia można znaleźć na drodze rachunkowej.

Nie uwzględnia się przy tym wpływu tarcia występującego na powierzchni drążka i rurowej osi, gdyż wpływ ten,



Rys. 2.

dzięki ułożyskowaniu drążka zapomocą tulejek brązowych, jest stosunkowo nieznaczny.

Przy badaniu okładzin tarczy aparatu nie wykladano, rzecz prosta, papierem ściernym, ale zastosowano płytkę z żeliwa na bębny hamulcowe.

Współczynnik tarcia oznaczono przy temperaturze otoczenia $20 \pm 2^\circ\text{C}$, szybkości obwodowej $0,3 \text{ m/sec}$ i naciskach: $1,25$ i 5 kG/cm^2 . Zwiększenie zakresu temperatur, szybkości poślizgu i nacisków nie jest możliwe bez przeróbki ścieralnościomierza.

Stwierdzono, że najlepsze wyniki można uzyskać przy użyciu tarczy bez por, oszlifowanej i wypolerowanej, ponieważ unika się wtedy zniekształcającego wyniki badań zaciągania tarczy materiałem próbek.

Dla większości gatunków okładzin wartości współczynnika tarcia ustala się już po 2—3 minutach i pozostaje niezmienna, lub waha się nieznacznie w granicach $0,001$ w ciągu następnych kilkunastu minut.

Uzyskane wyniki po zbadaniu kilkunastu gatunków okładzin zarówno krajowych jak i zagranicznych stanowią podstawę do twierdzenia, że aparaty Grasselli mogą być w pełni przydatne do oznaczania współczynnika tarcia. Wadą ich jest to, że stwarzają jedynie wąskie możliwości zmieniania parametrów wpływających na ten współczynnik. Jeżeli jednak, pozostawiając nie zmienioną samą zasadę oznaczeń, zmieni się nieznacznie konstrukcję aparatu to można uzyskać szerokie możliwości oznaczania współczynnika tarcia w rozmaitych warunkach.

Opisaną metodę można stosować również przy badaniu gumy i tworzyw sztucznych.

PRZEGLĄD BIBLIOGRAFICZNY MOTORYZACJI

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

ROCZNIK II

Warszawa LIPIEC — SIERPIEŃ

Nr 4(8)

F. BADANIA NAUKOWE I TECHNICZNE

182 629.114.001:388:162.6 F:I:M:N C2—4.52

Vichniewsky R. **Rola badań w zagadnieniach ekonomii i niezawodności działania pojazdów użytkowych.** „Rôle des recherches dans l'économie la sécurité du fonctionnement véhicules en utilisation”. SIA. J., Paris, mies., t. 24, Numero special 51, s. 39, 18 × 25 cm, 9 str., 1 fot., 13 wykr., 3 tabl. Przyczyny powstawania i wielkości strat energii w silniku. Wyniki badań możliwości zaoszczędzenia paliwa przez: dobór składu mieszanki (paliwo-powietrze), odpowiednie rozwiązania konstrukcyjne elementów silnika i podwozia, zastosowanie wysokooktanowego paliwa. Stopień pewności działania silnika; wpływ układu zapłonowego na zużycie paliwa, zmniejszenie strat mechanicznych (smary, ich własności i wpływ na zużycie silnika i zużycie paliwa).

183.x. 621.431.73:621.56 F:L:J C2—4.52

Jardine F. **Chłodzenie tłoków.** „How to cool pistons”. SAE J., New York, mies., t. 58, N. 12, grudz. 50, s. 52, 29 × 22 cm, 4 str., 4 fot., 3 rys., 1 tabl., 2 wykr. Maksymalne temperatury badanych tłoków określono na podstawie zmian twardości. Ustalono krzywe czasu — temperatury — twardości. Tłoki chłodzono olejem stosując pięć różnych sposobów doprowadzenia oleju do najgorętszych i najbardziej narażonych na działanie temperatury części tłoka.

184.x. 621.436:662.7 F:N C2—4.52

Roensch M. M. Hughes J. C. **Paliwo silników o wysokim sprężaniu.** „Fuel needs of high compression engines”. SAE J., New York, mies., t. 58, N. 12, grudz. 50, s. 17 29 × 22 cm, 6 str., 1 tabl., 14 wykr. Badanie paliw o różnych składzie przeprowadzone w silnikach o wysokim stopniu sprężania celem określenia warunków pracy silnika w zależności od składu paliwa i wysokości stopnia sprężania. Silnik o wysokim stopniu sprężania jest uważany za silnik przyszłości.

185.x. 629.114.2.001+629.1.032 F:K C2—4.52

Spennetta P. H. **Teren doświadczalny czy próby w polu?** „Proving ground or field testing”. SAE J., New York, mies., t. 58, N. 12, grudz. 50, s. 27, 29 × 22 cm, 4 str., 4 fot. Zagadnienie przeprowadzenia prób traktorów gąsienicowych na terenie doświadczalnym czy też w warunkach normalnej eksploatacji. Próby na terenie doświadczalnym dają bardziej kontrolowane warunki oraz możliwości lepszej obsługi, próby w polu dają warunki bardziej naturalne. Najbardziej wydajnym wydaje się połączenie obu sposobów przeprowadzania prób.

186.x. 629.114.2+629.11.012.3 F:M C2—4.52

Reed I. F. Shields J. W. **Szerokie tarcze kół.** „Wide-base rims”. SAE J., New York, mies., t. 58, N. 12, grudz. 50, s. 40, 29 × 22 cm, 2 str., 1 fot., 4 rys., 3 wykr. Badania wpływu szerokości tarczy kół na pracę kół ciągnika na różnym rodzaju gruntu. Pomiar przeprowadzono na specjalnie do tego celu skonstruowanym urządzeniu na różnych rodzajach gleby. Wyniki zestawiono na wykresach.

187.x. 621.431:621.436:621.43.018.4 F:L C2—4.52

Shoemaker F. G. **Większa sprawność termodynamiczna silnika wysokoprężnego niż benzynowego.** „Thermal gains seen as Diesel edge over gasoline engine”. SAE J., New York, mies., t. 58, N. 11, list. 50, s. 56, 29 × 22 cm, 3 str.,

1 tabl., 7 wykr. Szereg przeprowadzonych prób sprawności termodynamicznej, mocy i zużycia paliwa odpowiadających sobie silników benzynowych i wysokoprężnych wykazują przewagę tych ostatnich. Wzrost mocy i ekonomii silników benzynowych ograniczony jest koniecznością wzrostu liczby oktanowej paliwa.

J. TEORIA POJAZDÓW MECHANICZNYCH, ZASADY OBLICZEŃ I KONSTRUKCJI

188.x. 629.113 J. C2—4.52

Hauvette J. **Czynniki wpływające na warunki równowagi i „trzymanie się drogi” (samochodu).** „Des facteurs qui influent sur la stabilité et la tenue de route”. Vie auto., Paris, mies., t. 46, nr 1436, nr 1437, luty, marz. 51, s. 36, i s. 70, 29 × 21 cm, 6,5 str., 3 rys. Definicje pojęć podstawowych: „trzymanie się drogi”, równowaga statyczna i dynamiczna. Rozkład mas, szczegółowa analiza warunków równowagi względem 3 osi głównych w układzie przestrzennym (ruch po linii prostej i na zakrętach). Wpływ budowy poszczególnych elementów samochodu na dobre „trzymanie się drogi” rozważania dotyczące: sztywności podwozia, zawieszenia, układu kierowniczego, ogumienia, napędu przedniego i tylnego, działania układu hamulcowego).

189.x. 629.114.4.011.5 K:O C2—4.52

Jeremienko J.: **Ulepszyć kabiny samochodów ciężarowych.** „Uluczzit' kabiny gruzowych awtomobilej”. Awtomobil, Moskwa, mies., nr 6, czerw. 51, s. 20, 20 × 26 cm, 0,5 str. Propozycje ulepszenia kabiny kierowcy samochodów ciężarowych w kierunku zwiększenia wygody kierowcy, zwłaszcza w samochodach obsługujących dłuższe trasy. Między innymi poszerzenie kabiny i miejsce do spania — przez podniesienie oparcia siedzenia (na zawiasach).

190.x. 629.113.011—59 J:M C2—4.52

R. M. **Poślizg i zrównoważenie (działania) hamulców.** „Derapage et equilibrage des freins”. Vie auto., Paris, mies., t. 46, nr 1442, sier. 51, s. 187, 29 × 21 cm, 3,5 str., 4 rys., 2 wykr. Analiza zjawiska poślizgu przy zablokowaniu kół tylnych i przednich. Rozważania dotyczące rozkładu obciążenia osi samochodu i wielkości sił hamujących. Możliwości praktycznej realizacji zrównoważenia hamulców.

191.x. 629.113×629.11.014 K C2—4.52

ME Williams R. L. **Siedzenia samochodowe.** „Automotive seating”. SAE J., New York, mies., t. 43, 29 × 22 cm, 1 str., 1 fot. Wpływ wygodnego ustawienia siedzenia kierowcy samochodu na zwiększenie bezpieczeństwa jazdy. Dyskusja nad opracowaniem założeń do najwłaściwszego zaprojektowania siedzeń samochodowych.

K. POJAZDY MECHANICZNE

192.x. 629.113+629.114.3 P:K C2—4.52

Zakin JA: **Wymagania eksploatacyjne stawiane konstrukcji przyczep.** „Ekspluatatsionnye trebovanija k konstrukcii pricepow”. Awtomobil, Moskwa, mies., nr 5 maj 51, s. 23, 20 × 26 cm., 3 str., 1 rys., 2 wykr. Propozycja dotycząca zmian konstrukcyjnych przyczep samochodowych i ciągników w celu polepszenia własności eksploatacyjnych (zmniejszenie wysokości i ciężaru własnego, zmiany konstr. osi przedniej itp.) Analiza konstrukcji popularnych przyczep radzieckich U2AP — 3.

193.x 629.113.009 W:P C2—4.52

Czudakow E., Wielikanow D. **Wymagania obsługi technicznej w stosunku do konstrukcji samochodów.** „Triebowjanja techničeskowo obslužiwanja k konstrukciji awtomobilej“ Awtomobil, Moskwa, mies., Nr 5, maj, 51, s. 18 20×26 cm, 5 str., 2 wykr., 1 tabl. Omówienie możliwości obniżenia kosztów obsługi technicznej samochodów przez uwzględnienie przy projektowaniu takich zasad jak: zmniejszenie ilości punktów wymagających obsługi i ich ujednostajnienie, ujednostajnienie, narzędzi i materiałów potrzebnych do obsługi, łatwy sposób regulacji i dostęp itp. Propozycja wprowadzenia 17 zmian konstrukcyjnych na podstawie reklamacji użytkowników samochodów GAZ-51 i 26 zmian do samochodów ZIS-150.

194.x 629.114.6.011 K:M C2—4.52

Baraszow J.: **Ku dalszemu ulepszeniu samochodu Pobieda.** „Za dalniejszoje uluščzenje awtomobila „Pobieda“ Awtomobil, Moskwa, mies., Nr 1, styc. 51, s. 11, 20×26 cm, 2 str., 2 tabl. Wyszczególnienie części występujących usterek w podwoziu i nadwoziu samochodów „Pobieda“ wyprodukowanych do dnia 1 listopada 1948 r., dokonane na podstawie obserwacji z eksploatacji taboru taksówkowego w Moskwie. Analiza porównawcza usterek przed modernizacją samochodów „Pobieda“ (1948 r.) i po ich modernizacji.

195.x 621.431.73+629.113.4:629.114.4 K:L C2—4.52

Koszkin W.: **Samochód GAZ — 51 z silnikiem napędzonym gazem sprężonym.** „Gazobalonnij awtomobil GAZ—51 s gazowym dwigatielom“ Awtomobil, Moskwa, mies., Nr 2 luty 51, s. 37, 20×26 cm, 4 str., 5 rys., 2 wykr. Charakterystyka silników na paliwo płynne, dostosowanych do napędu gazem sprężonym. Silniki budowane z przeznaczeniem tylko na gaz sprężony. Wyszczególnienie części silnika samochodu GAZ — 51, które należy zmienić przy zastosowaniu napędu gazem sprężonym. Opis i schemat instalacji na gaz sprężony w zastosowaniu do samochodu GAZ — 51.

196.x 629.118.5:658.5 K:U C2—4.52

Szwajkowskiej W.: **Współzawodnictwo w pierwszeństwie marki motocykla.** „Soriewnowanije na pierwienstwo marki motocyklow“ Awtomobil, Moskwa, mies., Nr 8, sier. 51, 20×26, 2.5 str., 2 rys., 3 tabl. Współzawodnictwo fabryk motocykli radzieckich mające na celu podniesienie jakości produkcji i ulepszenie maszyn. Udział motocykli drogowych 20 różnych marek i modeli: 15 sportowych i 12 wyścigowych. Opisy: porównania konstrukcji i dane trakcyjne nowo wypuszczonych typów. Ulepszenia poszczególnych marek motocykli w zależności od roku produkcji.

197.x 629.114.5 K C2—4.52

Red.: **Projektowanie autobusu dla komunikacji międzymiastowej.** „Projektirwanije awtobusa dla międzunarodnych soobščzenij“ Awtomobil, Moskwa, mies., Nr. 4 kw. 51, s. 44, 20×26 cm, 0,5 str. Opis projektowanego w ZSRR nowoczesnego autobusu międzymiastowego osobowo-bagażowego na 35—40 miejsc siedzących + oddział bagażowy. Silnik wysokoprężny o mocy 300—400 KM. Szczególną uwagę zwrócono przy projektowaniu nadwozia na wygodę pasażerów.

198.x 629.114.5:658.56 C2—4.52

Matwiejew J.: **Autobus GZA — 651.** „Awtobus GZA—651“ Awtomobil, Moskwa, mies., Nr. 10 paźdz. 51, s. 34, 20×26 cm, 2 str., 1 rys. Seryjna produkcja autobusów na bazie podwozia samochodu GAZ—51 (19 miejsc siedzących) przeznaczonych do komunikacji miejskiej i podmiejskiej. Wyszczególnienie zmian podwozia GAZ—51 w zastosowaniu do autobusu. Charakterystyka techniczna autobusu i opis nadwozia.

199.x 629.114.3 M:K C2—5.52

Zakin Ja., Ginzburg Z.: **Uniwersalny typ samochodowego pociągu drogowego.** „Uniwersalnyj tip awtomobilnowo

pojezda.“ Awtomobil, Moskwa, mies., Nr 11 list. 51, s. 13; 20×26 cm, 2 str., 1 rys. Opis konstrukcji samochodowego pociągu drogowego, złożonego z samochodu ciężarowego ZIS-5 bez boków skrzyni ładunkowej oraz rozsuwanej naczepy kłonicowej. Całkowite wykorzystanie pojazdu dzięki możliwości szybkiego przystosowania nadwozia do przewozu przedmiotów długich (belki, rury itp.) jak również i normalnego ładunku.

200.x 629.114.2+629.11.011 KM C2—5.52

Szapowałow I.: **Ulepszenia konstrukcyjne w ciągniku STZ-NATI.** „Konstruktivnyje uluščzenija na traktorje STZ-NATI“ Masz. Trakt. Stancja, Moskwa, mies., Nr 2 luty 51, s. 44; 17×26 cm, 1,5 str., 6 rys. Opis fabrycznych zmian konstrukcyjnych wprowadzonych do podwozia i silnika ciągnika STZ-NATI. Rysunki ilustrujące poszczególne zespoły i części po wprowadzeniu zmian.

201.x 629.114.4:621.431.73:629.11.011 K:L:M C2—5.52

Fiszbiejn P.: **Ulepszenia konstrukcyjne samochodu ZIS-5.** „Usowierszenstwowanie konstrukciji awtomobila ZIS-5.“ Awtomobil, Moskwa, mies., Nr 12, grud. 51, s. 34; 20×28 cm, 4 str., 5 rys., 2 wykr. Charakterystyka techniczna i wyszczególnienie ulepszeń konstrukcyjnych wraz z ich opisem, silnika i podwozia samochodów ZIS-5 produkowanych w 1951 r.

L. SILNIKI POJAZDÓW MECHANICZNYCH ICH MECHANIZMY I ELEMENTY SKŁADOWE

200.x 629.114.2+629.11.011 KM C2—5.52

A. V. **Przyspieszenie zapłonu a obciążenie silnika.** „L'avance a l'allumage et la charge du moteur“ Vie auto, Paris, mies., t. 46, Nr 1443, wrzes. 51, 238, 29×21 cm, 3,5 str., 2 wykr., 1 tabl. Analiza wpływu zewnętrznych czynników na wartość optymalnego kąta przyspieszenia zapłonu. Hipotezy Ricardo i Uptona, wyniki doświadczeń przy zast. różnych typów urządzeń z automatycznym przyspieszeniem zapłonu optymalne kąty przyspieszenia zapłonu w funkcji stopnia obciążenia silnika (podciśnienia w rurze ssącej).

203.x 621.431.73-24 J:L C2—4.52

Braendel H. G. **Elastyczne wąskie pierścienie opóźniają zużycie silnika.** „Flexible, narrow rings retard engine scuffing“ SAE J., New York, mies., t. 58 N. 11, list. 50, s. 29, 29×22 c., 4 str., 4 rys. Wpływ konstrukcji pierścieni tłokowych na zużycie silnika. Udowodnienie na podstawie rozważań teoretycznych i danych praktycznych, że wąskie pierścienie uszczelniające wpływają na długotrwałość pracy silnika. Podstawowym warunkiem dobrej pracy pierścieni olejowych jest ich odpowiednie przyleganie do gładzi cylindrowej na całym obwodzie, co jest możliwe tylko przy odpowiedniej ich elastyczności.

204.x 621.432.4+621.43.044.3 L C2—4.52

Pokrowskij G.: **Bezpośredni wtrysk paliwa w silnikach dwusuwowych z zapłonem iskrowym.** „Nieposredstwiennyj wprysk topliwa w dwutaknych dwigatielach s električeskim zażyganjem“ Awtomobil, Moskwa, mies., Nr. 2, luty 51, s. 41, 20×26 cm, 2 str., 2 wykr. Ogólna charakterystyka pracy silników dwusuwowych. Zalety i wady w zależności od rodzaju przedmuchiwania. Rozważania teoretyczne. Wady i zalety bezpośredniego wtrysku paliwa w zastosowaniu do silników dwusuwowych. Przedmuchiwanie powietrzem.

205.x 621.431.73+621.827 L:T C2—4.52

Calais R. **Dokładne określenie zalet korbowodów z lekkiego metalu, stosowanych w silnikach samochodowych.** „Precisions sur les avantages des bielles en metal léger dans les moteurs d'automobiles.“ Vie auto, Paris, mies., t. 46, Nr 1437, marz. 51, s. 55, 29×21 cm, 4 str., 7 wykr., 1 rys., 1 fot. Szczegółowy opis doświadczeń porównawczych przeprowadzonych z korbowodami ze stopu lekkiego i ze stali stopowej. Rozważania teoretyczne i wyniki doświadczeń: krzywe zużycia paliwa, mocy efektywnej, sił działających w układzie korbowo-tłokowym. Korzyści płynące z zastosowania korbowodu ze stopu lekkiego.

206.x. 621.43.045.001 L:F C2—4.52

Ouvriez. M. **Przegląd budowy, fabrykacji i użytkowania świec zapłonowych.** „Tour d'horizon sur la technique, la fabrication et l'utilisation des bougies d'allumage”. Vie auto., Paris, mies., t. 45, Nr 1435, styc. 51, s. 4, 29×21 cm, 10 str., 6 rys., 2 wykr., 1 tabl. Warunki pracy świecy zapłonowej. Świece „zimne” i „gorące”, tablica porównawcza świec różnych wytwórni i rodzajów. Zestawienie zastosowania typów świec w różnych typach samochodów. Parametry wpływające na temperaturę świecy. Rozważania dot. iskry elektrycznej. Części składowe świecy i ich wyrób. Znaczenie badań laboratoryjnych w odniesieniu do świec zapłonowych: Warunki właściwego montażu świec.

207.x. 621.43.045+621.431.73 L C2—4.52

Chanukow A.: **Świeca zapłonowa nowoczesnych silników.** „Zapalnyje świeczy sowremiennych dwigatielej”. Awtomobil, Moskwa, mies., Nr 5, maj 51, s. 44, 20×26 cm, 2 str. Zasady właściwej pracy i doborzenia świec zapłonowych do silników radzieckich. Znakowanie i rodzaje świec. Zalety świec nierozbieralnych i małowagarytowych (M14, M10). Rodzaje izolatorów i ich wpływ na pracę i trwałość świec.

208.x. 621.431.73 L C2—4.52

Red.: **Narada dotycząca zużycia cylindrów i pierścieni tłokowych.** Sowieszczanje po iznosu cylindrow i porsniewych kolec” Awtomobil, Moskwa, mies., Nr 8, sier. 51, s. 43, 20×26 cm, 1 str. Na naradzie z udziałem przedstawicieli fabryk samochodów i instytucji naukowo-badawczych omówiono osiągnięcia w kierunku zwiększenia trwałości silników GAZ—51, M—20 i ZIM. Poruszono konieczność wprowadzenia do produkcji szeregu już wypróbowanych ulepszeń np. tuleje cylindrowe z żeliwa austenitowego, chromowane pierścienie tłokowe, wewnętrzne sprężyny rozprężające, pierścienie tłokowe itp.

209.x. 621.431.73+621.43.038:620.1.05 L C2—4.52

Małamud A.: **Urządzenie do prób wtryskiwaczy silnika. JAZ—204.** „Ustanowki dla ispytanja nasos-forsunok dwigatiela JAZ—204. Awtomobil, Moskwa, mies., Nr 2, luty 51, s. 19, 20×26 cm, 5 str., 7 rys. Opisy stolów probierczych do badania wtryskiwaczy na szczelność, rozpylanie, kształt wtrysku oraz wydajność. Opis pracy poszczególnych urządzeń z podaniem rysunków i schematów działania oraz z wyszczególnieniem części składowych tych urządzeń.

M. MECHANIZMY PODWOZIA POJAZDÓW MECHANICZNYCH

210.x. 629.113.11.012.3+629.1.073 M:J C2—4.52

Litwinow A., Rotienberg R.: **Stabilizacja kół sterowanych i kąty ich ustawienia.** Stabilizacja uprawiających koles i ugły ich ustanowki”. Awtomobil, Moskwa, mies., Nr 4, kw: 51, s. 31, 20×26 cm, 5 str., 12 rys., 1 wykr. Rozważania dotyczące stosowanych w samochodach radzieckich i innych kątów pochylenia kół i sworzni zwrotnic oraz zbieżności kół. Zachowanie się opon i wpływ ciśnienia w ogumieniu zależnie od kątów ustawienia zwrotnic kół sterowanych. Zagadnienie samoczynnego powrotu kół sterowanych do położenia neutralnego (ruchu prostoliniowego).

211.x. 629.113.011-59 M. C2—4.52

Gandelot. H. K. **Hamulce pojazdów mechanicznych.** „Vehicle brakes”. SAE J., New York, mies., t. 58, Nr 8, sier. 50, s. 35, 29×22 cm, 0,5 str., 1 fot. Kwestia odpowiedniego doboru hamulców w zależności od rodzaju pojazdu. Skręcenie do minimum odległości hamowania przy jednoczesnym zapewnieniu bezpieczeństwa pasażerów przed skutkami dużych opóźnień. Sposób pomiaru drogi hamowania.

N. MATERIAŁY EKSPLOATACYJNE

212.x. 629.1.056.36:621.43.019.265 N:L C2—52

Kickij B.: **Paliwo dla szybkobieżnych silników z samozapłonem od sprężenia.** „Topliwo dla bystrochnodnych dwiga-

titlej s samowospłomienjem ot szatja”. Awtomobil, Moskwa, mies., Nr 12, grud. 51, s. 31; 20×26 cm, 3 str., 1 wykr. Wpływ liczby cetanowej na samozapłon i ciśnienie spalin w cylindrach 2 suwowych silników wysokoprężnych. Charakterystyka i własności fizyczno-chemiczne paliw produkowanych w ZSRR do omawianych silników.

213.x. 621.436:621.431.73+665.546.5 N C2—4.52

Szirman J., Kickij B.: **Oleje do silników wysokoprężnych.** „Dizielnyje masła” Awtomobil, Moskwa, mies., Nr 10, paźd. 51, s. 30, 20×26 cm, 4 str., 3 wykr., 3 tabl. Uzasadnienie potrzeby wysokiej jakości olejów w silnikach wysokoprężnych. Tablice porównawcze zużycia poszczególnych części silnika JAZ—204 przy pracy na różnych gatunkach olejów. Chemiczny wpływ oleju na części współpracujące, na podstawie prób i doświadczeń.

214.x. 629.113.011.012.54.001 N:O:F C2—4.52

Red.: **Narada dotycząca pracy, projektowania i badań ogumienia samochodów.** „Sowieszczanje po woprosam roboty projektowanja i ispytanja awtomobilnych szin” Awtomobil, Moskwa, mies., Nr 8, sier. 51, s. 42, 20×26 cm, 1 str. Sprawozdanie z narady dotyczącej podniesienia jakości ogumienia z udziałem przedstawicieli instytucji naukowo-badawczych, zakładów produkcyjnych i użytkowników. Omówiono potrzebę koordynacji metod badania ogumienia podniesienia trwałości, przenoszenia większych obciążeń dynamicznych, szybkości itp. jak również potrzebę zaznajomienia szerszego grona użytkowników z nowymi osiągnięciami przy projektowaniu i badaniu ogumienia.

O. OGÓLNE ZAGADNIENIA MOTORYZACJI, ZASTOSOWANIE POJAZDÓW ORAZ ICH PROWADZENIE

215.x. 658.51+629.113.001 O C2—4.52

Sztukaturow K.: **Podniesimy pewność i trwałość samochodów.** „Powysim nadziečnost' i dołgowiecznost' awtomobilej” Awtomobil, Moskwa, mies., Nr 8 sier. 51, s. 8, 20×26 cm, 1 str. Obowiązki ciężące na fabrykach samochodów w ZSRR podniesienie jakości produkcji przez większe stosowanie prac badawczych i nowej techniki produkcji. Ulepszenia konstrukcyjne samochodów już produkowanych masowo. Skasować rozbieżności z GOST i podnieść dyscyplinę technologiczną.

P. EKSPLOATACJA I GOSPODARKA TECHNICZNA

216.x. 629.114.6:656.13 P C2—4.52

Rojtman S.: **Z doświadczeń eksploatacji samochodów „Pobieda”** „Iz opyta eksploatacji awtomobilej „Pobieda” Awtomobil, Moskwa, mies., Nr 10, paźd. 51, s. 11 20×26 cm; 3,5 str. Artykuł omawia zużycie poszczególnych części samochodu M20 na podstawie doświadczeń eksploatacji taboru taksówkowego w Moskwie. Rozpatrzenie wszystkich zespołów podwozia samochodu M20 z wyszczególnieniem kolejno zużywających się części w zależności od przebiegu samochodu.

217.x. 621.431.73:629.114.6:662.753 P:F C2—4.52

Lane P. S. **Kontrola zużycia oleju w silnikach samochodów osobowych.** „Controlling oil consumption in passenger car engines”. SAE J., New York mies., t. 58, Nr 11, list. 50, s. 19, 29×22 cm, 5 str., 2 fot., 2 rys., 2 wykr. Wpływ konstrukcji silnika, stanu zużycia poszczególnych części i warunków pracy na zużycie oleju. Zależność zużycia oleju od szybkości jazdy i zużycie paliwa podano na wykresach. Najwięcej miejsca poświęcono gładziom cylindrowym, tłokom i pierścieniom tłokowym jako mającym największy wpływ na zużycie oleju.

218.x. 621.431.73:662.75+388 P C2—4.52

Boll C. R. **Oszczędność zależy od właściwego zastosowania silnika.** „Fuel economy depends on proper engine application”. SAE J., New York, mies., t. 58 Nr 12, grud. 50, s. 48, 29×22 cm, 2 str., 3 wykr. Rozważania nad doбором najekonomiczniejszych zakresów pracy silników. Porówna-

nie silników benzynowych i wysokoprężnych z punktu widzenia otrzymania najmniejszego zużycia paliwa. Dobór rozdzaju silnika w zależności od warunków pracy.

219.x. 629.11.012.54:620.179 P C2—4.52

Sprows G. M. **Wykrywanie rozwarstwienia opony przy pomocy urządzenia naddźwiękowego.** „Tire separations detected by supersonic test machine“. SAE J., New York, mies., t. 58, Nr 12, grudz. 50 s. 75, 29×22 cm, 0,5 str., 2 fot. Wykrywanie rozwarstwienia opony przy pomocy urządzenia naddźwiękowego polega na przepuszczaniu fal naddźwiękowych przez oponę. Rozwarstwienie opony jest sygnalizowane przez odchylenie strzałki wskaźnika powodowane przez odbicie fali w miejscach uszkodzonych. Urządzenie to pozwala na bezbłędne określenie przydatności opony do dalszego użytku.

T. TECHNOLOGIA I PRODUKCJA

220.x. 629.113+667.7:536 S:T C2—4.52

Kac A.: **Suszenie powłok lakierowych promieniami podczerwonymi.** „Suszka lakokrasocnych pokrytych infrakrasnymi luzami“. Awtomobil, Moskwa, mies., Nr 5, maj 51, s. 38, 20×26 cm, 3,5 str., 5 rys. 2 tabl. Zasady działania promieni podczerwonych w czasie procesu suszenia powłok lakierowanych. Charakterystyka lamp do suszenia lakierowanych powierzchni nadwozi samochodów. Opisy urządzeń i pomieszczeń do suszenia całkowitego (fabrycznego) i częściowego (zaprawki garażowe). Czas, koszty i zużycie energii elektrycznej. Szybkość wysychania różnych gatunków farb i podkładów.

221.x. 621.431.73:621.94 T C2—4.52

Kiriuchin A.: **Nowa uniwersalna obrabiarka do roztaczania panewek.** „Nowyj uniwersalnyj stanok dla rastoczki podszipnikow“. Awtomobil, Moskwa, mies., Nr 10, paźdz. 51, s. 28, 20×26 cm, 2 str., 3 rys. Opis, charakterystyka techniczna i wymiary główne obrabiarki do roztaczania panewek silników samochodowych i ciągnikowych wszystkich typów produkowanych w ZSRR. Obrabiarka dostosowana jest także do nacinania dowolnego kąta kształtu rowków oliwnych w panewkach głównych i korbowodowych. Prostota konstrukcji, duża wydajność i dokładność w pracy.

222.x. 629.113:669 T:L C2—4.52

Stevens Ch. **Łączenie dwóch metali stwarza nowe możliwości konstrukcji części.** „Bimetallic bonding gives new parts design possibilities“. SAE J., New York mies., t. 58, Nr 1, stycz. 50, s. 33, 29×22 cm, 4 str., 9 fot. Samochodowe części bimetaliczne odznaczają się dużo większą trwałością i są tańsze w eksploatacji. Proces łączenia dwóch różnych metali celem podniesienia jakości części stosowany jest głównie w produkcji tłoków, łożysk i kół zębatych.

223.x. 629.113:669.14 T:M C2—4.52

Boegehold A. L. **Dobór stali do części samochodowych** „Selection of steel for automotive parts“. SAE J., New York, mies., t. 58, Nr 1, stycz. 50, s. 47, 29×22 cm, 5 str., 7 fot., 3 wyk. Dobór materiału na części podwozia i napędu z punktu widzenia twardości, a co za tym idzie odporności na pęknięcie i złamanie. Omówienie zebranych dotąd na ten temat doświadczeń i przeprowadzonych badań.

224.x. 629.113+667:658.56 T C2—4.52

Haznadaroff, Hourlier, **Malowanie systemem taśmowym karoserii samochodowych.** „La peinture à chaîne des caroseries automobiles“. SIA. J., Paris, mies. t. 24 Nr 8, sierp. 51, s. 179, 18×25 cm, 1 str., 1 fot. Dane charakterystyczne karoserii „Vedette“. Opis budowy tunelu z ogrzewaniem promieniami podczerwonymi szczegółowy opis technologii procesu malowania karoserii i kół.

W. MASZYNOZNAWSTWO I KONSTRUKCJA

225.x. 629.113:629.1.06 W C2—4.52

Ryder F. A. **Wymagania techn. w stosunku samochodowych instalacji ogrzewczych.** „Car heater criteria“. SAE J., New York, mies., t. 58, N. 8, sierp. 50, s. 65, 29×22 cm, 5 str., 5 rys. Wytyczne w dziedzinie konstruowania różnego rodzaju instalacji ogrzewczych samochodów. Przeprowadzono zasadniczy podział instalacji ogrzewczych na wodne i paliwowe. Podstawowymi warunkami dobrego ogrzewania

samochodu jest utrzymanie odpowiedniej temperatury przy jednoczesnym, odpowiednim składzie powietrza. Poza tym ogrzewanie musi dostarczyć odpowiedniej ilości ciepła do odmrążania szyb.

226 BKP
Mot 629.114-442 rs *
C2 K Awtomobil 4

Osiepczgow W.: **Krajowe samochody samowyladowcze i metody prób.** „Otieczestwiennyje awtomobil-samoswaly i osobienosti metodiki ich ispytanja“. Awtomobil, Moskwa, mies., Nr 9, wrzes. 51, s. 34; 20×26 cm., 5 str., 1 fot., 1 wyk. — Charakterystyka techniczna 8 typów radzieckich samochodów samowyladowczych o ładowności od 2,5 do 25 t. Zastosowanie samochodów samowyladowczych do różnych celów, w zależności od rozwiązań konstrukcyjnych i własności terenowych. Wyszczególnienie samochodów ciężarowych na bazie których wykonano samochody samowyladowcze.

227 BKP
Mot 629.114.4:629.113-71 rs *
C2 M Awtomobil 3/4

Iznov T.: **Ulepszyć konstrukcję chłodnic.** „Ulucszit konstrukciju radiatorow“. Awtomobil, Moskwa, mies., Nr 12, grud. 51, s. 40; 20×28 cm., 0,3 str., 1 rys. — Wyszczególnienie najczęściej występujących usterek w chłodnicach samochodów ZIS—5 i 150 i propozycje zmian konstrukcyjnych w celu ich usunięcia.

228 BKP
Mot 629.114.6:629.1.056.36 rs *
C2 K:N Awtomobil 4

Wielikanow D.: **Własności eksploatacyjne samochodów ZIM** „Ekspluatacjonnyje kaczestwa awtomobilej ZIM“. Awtomobil, Moskwa, mies., Nr 11, list. 51, s. 4; 20×26 cm., 6 str., 1 rys., 4 wyk., 3 fot. — Porównawcze dane zużycia paliwa samochodów osobowych produkcji radzieckiej z samochodami amerykańskimi (tablica) Wykresy porównawcze ilustrujące zużycie paliwa osobowych samochodów ZIM i Pobieda. Własności dynamiczne i terenowe samochodu ZIM. Charakterystyka silnika samochodu ZIM (wykresy). Wspólne części samochodu ZIM, Pobieda i GAZ—51.

229 BKP
Mot 621.431.73:621.793 rs *
C2 T Masz Trakt. Stancja 4

Biegagojen I., Radczik A.: **Strugowe elektrolityczne chromowanie.** „Strujnoje elektrolitczeskoje chromirowanje“. Masz. Trakt. Stancja, Moskwa, mies., Nr 1, stycz. 51, s. 62; 17×26 cm., 2 str., 1 rys. — Opis konstrukcji i schemat urządzenia do chromowania za pomocą strugi elektrolitu, padającej pod ciśnieniem na część chromowaną. Zasadą jest zamknięty przez strugę elektrolitu obwód (+) z chromowaną częścią (—) Chromowanie sworzni tłokowych i stosunek wymiarowy ich zużycia do sworzni niechromowych.

230 BKP
Mot 621.431.73:621.434.1 rs *
C2 L Awtomobil 4

Lenin I., Rajkow I.: **Wpływ strumienia mieszanki na zużycie gładzi cylindrów silników.** „Wlijanje potoka goruczej smiesi na iznosy stienok cilindrow dwigatelej“. Awtomobil, Moskwa, mies., Nr 12, grud. 51, s. 16; 20×26 cm., 3 str., 4 rys. — Teoretyczne rozważania o przyczynach zużycia gładzi cylindrów silników gaźnikowych. Rysunki ilustrujące zużycie gładzi. Rysunki wskazują zwiększone zużycie gładzi zawsze od strony przeciwległej do zaworów wlotowych (zawory boczne). Opis prób z silnikami GAZ—MM.

231 BKP
Mot 621.431.73:621.43.018:621.43.016.4 rs *
C2 N:L Awtomobil 4

Diemjanow Ł.: **Zależność zużycia silnika od jego wartości cieplnej.** „Zawisimost iznosa dwigateiela od jewo tiepłowowo sostojanja“. Awtomobil, Moskwa, mies., Nr 12, grud. 51, s. 13; 20×26 cm., 3 str., 3 wyk. — Teoretyczne rozważania i wykresy ilustrujące zużycie, sprawność i moc silników w zależności od temperatury oleju i wody chłodzącej. Badania zużycia silnika samochodu GAZ—51 przy pracy w różnych temperaturach.

- 232 BKP
Mot 629.114.4 rs *
C₂ K Awtomobil 4
Jewreinow D., Ostrowskij N., Rudman M.: **Jakie samochody potrzebne są na budowach.** „Kakije awtomobili nużny na strojkach”. Awtomobil, Moskwa, mies., Nr 9, wrzes. 51, s. 6; 20×26 cm., 2 str. — Wymagania stawiane samochodem ciężarowym i specjalnym, obsługującym przemysł budowlany. Wyszczególnienie słabych stron niektórych typów samochodów radzieckich z punktu widzenia konstrukcji poszczególnych mechanizmów i wygody kierowcy. Zalety samochodów o ładowności powyżej 10 t.
- 233 BKP
Mot 629.114.3-445.75:629.11.013 5 rs *
C₂ K:M Awtomobil 4
Kogan Ju.: **Nowy sposób połączenia samochodowych pociągów drogowych.** „Nowyj sposob scepki awtopojezdow”. Awtomobil, Moskwa, mies., Nr 9, wrzes. 51, s. 14; 20×26 cm., 1,5 str., 2 rys. — Korzyści ogólne wynikające ze stosowania pociągów drogowych. Opis ciągnika siodłowego z nacząpą kłonicową do przewozu pni drzew długości 25÷30 m. Zastosowanie nowego sposobu połączenia osi nacząpy kłonicowej z ciągnikiem przy pomocy cięgieł. Uzyskanie promienia skrętu pociągu drogowego równego promieniowi skrętu samego ciągnika.
- 234 BKP
Mot 629.114.—442÷629.1.06 rs *
C₂ O Awtomobil 3 i 4
Kruglak G., Szamro W.: **Ogrzewanie nadwozia samochodu samowyladowczego.** „Obogriew kuzowa samoswala”. Awtomobil, Moskwa, mies., Nr 1, styc. 51, s. 41, 20×26 cm., 1 str., 1 schem., 1 rys. — Ogrzewanie skrzyni nadwozia samochodów samowyladowczych do przewozu zimą materiałów budowlanych jak: asfalt, beton itp. Artykuł opisuje urządzenie zapewniające utrzymanie temperatury przewożonych materiałów i zapobiegające przymarzaniu do dna skrzyni. Zasada jest podwójne dno skrzyni ładunkowej, służące jednocześnie jako tłumik gazów wydechowych.
- 235 BKP
Mot 629.113.011÷629.1.075 rs *
C₂ O:J Awtomobil 4
Zakin Ja.: **Zdolność zawracania samochodu z przyczepą dwuosiową.** „Poworotosposobnost' awtomobila s dwuchosnym pricepom”. Awtomobil, Moskwa, mies., Nr 8, sierp. 51, s. 4, 20×26 cm., 3 str., 3 rys., 1 wykr. — Artykuł rozpatruje różnice między promieniami skrętu samochodu i dozczipionej do niego przyczepy. Wzór na promień skrętu i rozważania teoretyczne. Różne wielkości promieni skrętu, zależnie od konstrukcji urządzenia skrętnego przyczepy. Stosunek promienia skrętu przyczepy z osią zaopatrzoną w zwrotnice do promienia skrętu osi obrotowej (na sworzniu).
- 236 BKP
Mot 621.43.052:62001 fr —
C₂ F:L Vie auto 4
Doładowanie (silnika) w samochodach seryjnych. Jego wpływ na moc silnika i jednostkowe zużycie paliwa. „La suralimentation pour les voitures de serie. Son influence sur la puissance du moteur et sur la consommation specifique”. Vie Auto., Paris, dwutyg., t. 45 Nr 1427-28, wrzes. 50, s. 215; 29×21 cm., 4 str., 2 wykr., 1 tabl. — Zestawienie wyników badań (krzywe charakterystyki zewnętrznej) dotyczących silników bezsprężarkowych i pracujących z doładowaniem. Porównawcze krzywe osiągow badanych silników, dane liczbowe. Zalety płynące ze stosowania doładowania.
- 237 BKP
Mot 621.436.—43:62.001 fr —
C₂ F:L Vie auto 4
Badania doświadczalne dotyczące wtrysku paliwa w silnikach wysokoprężnych. „Recherches experimentales sur l'injection du combustible dans les moteurs diesel Vie Auto., Paris, dwutyg. t. 45, Nr 1423-24, Nr 1425-26, lip. 50, s. 164, sierp. 50, s. 172; 29×21 cm., 7,5 str., 3 rys., 2 wykr., 14 fot. — Opis badań prowadzonych przez Zakład Sulzera. Określenie metodą doświadczalną praw rządzących zjawiskiem wtrysku, opis urządzeń, metoda badań, porównanie warunków badań z rzeczywistym przebiegiem zjawisk w silniku wysokoprężnym. Badania stroboskopowe przebiegu powstawania strumienia wtryskiwanego paliwa, opis aparatury, wyniki badań ilustrowane fotografiami.
- 238 BKP
Mot 629.113:629.11.012.857.2 fr —
C₂ I:M SIA J. 4
Bourcier de Carbon C.: **Teoria matematyczna i realizacja praktyczna amortyzowanego zawieszenia pojazdu.** „Theorie mathematique et realisation pratique de la suspension amortie des vehicules terrestres”. SIA J., Paris, mies., t. 23, Nr spec., paźdz. 50, s. 136; 25×18 cm., 18 str., 8 schem., 1 fot., 6 wykr. — Matematyczna teoria amortyzowanych zawieszzeń obejmująca: ustalenie optymalnego prawa tłumienia drgań zawieszenia konieczność stosowania amortyzatorów dwustronnego działania z tłumieniem proporcjonalnym do chwilowej prędkości pionowej wahań podwozia, warunki optymalnej regulacji amortyzatorów (z uwzględnieniem drgań swobodnych i wymuszonych podwozia, trzymania się drogi, bezwładności kół, zmian przyczepności; wpływ zawieszenia na komfort jazdy. Wyczerpujące omówienie zasad budowy i szczegółów konstrukcyjnych elementów amortyzatorów, spełniających podane wymagania teoretyczne.
- 239 BKP
Mot 629.113:629.11.011.5:62001:629.1.055 fr —
C₂ F:K SIA J. 4
Desfarges M.: **Dynamiczne i statyczne (badania) próby nadwozia.** „Essais statiques et dynamiques des carrosseries”. SIA J., Paris, mies., Nr spec., paźdz. 50, s. 99; 25×18 cm., 10 str., 22 rys., 1 schem. — Metody pomiarowe stosowane do wyznaczania wartości i rozkładu obciążeń, działających na nadwozie. Zasada działania i opis urządzeń do pomiarów odkształceń nadwozia (lakiery specjalne, pomiary fotoelastyczne, komparatory, ekstensometry mechaniczne i pneumatyczne. Szczegółowa analiza zasady działania i budowy ekstensometrów elektrycznych (czujniki oporowe, schematy układów elektrycznych, warunki zastosowania ekstensometru). Opis i metody przeprowadzenia badań części zespołów, całości nadwozia i całego samochodu. Wyniki prób.
- 240 BKP
Mot 629:113:629:11.0.11.5 fr —
C₂ K:W SIA J. 3
Ulrich T.: **Konstrukcja pojazdu z nadwoziem samoniosącym.** „Projekt de voiture monobloc ou monoqueue”, SIA J., Paris, mies., t. 23, Nr spec., paźdz. 50, s. 99; 25×18 cm., 6 str., 12 fot. — Określenie cech charakterystycznych konstrukcji i montażu pojazdu z nadwoziem samoniosącym. Opis istniejących rozwiązań (Nash) i ich zalety (oszczędność materiału, zwiększenie sztywności, trwałość, bezpieczeństwo jazdy, obniżenie podłogi, poszerzenie karoserii itp). Remonty, konserwacja i usuwanie uszkodzeń.

Niniejszy Przegląd Bibliograficzny zawiera jedynie część analiz dokumentacyjnych publikacji z zakresu motoryzacji. Pełna dokumentacja ukazuje się w postaci kart dokumentacyjnych wydawanych przez Centralny Instytut Dokumentacji Naukowo-Technicznej (Warszawa, ul. Ligocka 8). CIDNT przyjmuje prenumeratę kart dokumentacyjnych, która może obejmować zarówno całą dokumentację naukowo-techniczną, jak i oddzielne jej działy lub poszczególne zagadnienia i tematy techniczne. Cena karty dokumentacyjnej wynosi w prenumeracie 10 groszy.

CIDNT wykonuje (za zwrotem kosztów) fotokopie i mikrofilmy publikacji objętych zarówno przeglądem bibliograficznym jak i kartami dokumentacyjnymi

**ROZPOWSZECHNIANIE WYDAWNICTWA
„PRACE INSTYTUTÓW NAUKOWO-BADAWCZYCH“**

Departament Techniki Państwowej Komisji Planowania Gospodarczego zawiadamia, że niektóre zakończone prace instytutów naukowo-badawczych są publikowane w wydawnictwie Państwowych Wydawnictw Technicznych p. n. „Prace Instytutów Naukowo-Badawczych“

Mając na uwadze konieczność pełnego wykorzystania materiałów, zawartych w „Pracach INB“ Departament Techniki uważa za wskazane aby „Prace INB“ docierały do instytutów naukowo-badawczych, biur konstrukcyjnych, projektowych, laboratoriów i zakładów pracy i były udostępniane wszystkim zainteresowanym inżynierom, zatrudnionym w wymienionych instytucjach i zakładach pracy.

Wszystkie instytucje i zakłady pracy, doceniając znaczenie „Prac INB“ powinny zaabonować publikacje tych instytutów, które wchodzą w zakres ich zainteresowań.

W celu zapewnienia regularnej dostawy kompletów „Prac INB“ „Dom Książki“ w porozumieniu z Departamentem Techniki PKPG, wprowadził system abonamentowy rozprowadzania tego wydawnictwa.

OGŁOSZENIE

Począwszy od zeszytu 7-8/52 na łamach czasopisma „Przegląd Mechaniczny“ rozpocznie się cykl artykułów omawiających zastosowania techniczne rachunku prawdopodobieństwa i statystyki matematycznej

Omówione zostaną:

podstawowe prawa powyższych gałęzi matematyki w ujęciu praktycznym
poszczególne odcinki zastosowań do zagadnień technicznych, a mianowicie:

- wytwarzanie, pasowanie i zamienność części maszynowych
- statystyczna kontrola jakości w czasie procesu wytwarzania
- odbiór wyrywkowy
- analiza dokładności pracy maszyn i wykorzystania sprzętu
- sposoby badania wpływu poszczególnych czynników na jakość produkcji
- zastosowanie do zagadnień wytrzymałościowych i in.

Cykl ten będzie posiadał duże znaczenie ze względu na wprowadzenie tych metod do przemysłu. Powinien on zainteresować nie tylko mechaników, lecz wszystkich inżynierów i techników, bez względu na branżę, aby na jego podstawie oraz szczegółowej literatury, mogli stosować te metody do zagadnień swojej specjalności.

Administracja Czasopism Technicznych NOT zawiadamia, że posiada jeszcze następujące zeszyty czasopisma „Mechanik“

rocznik 1948 —	zeszyty 7-12
1949 —	2-12
1950 —	1-12
1951 —	4-12

Zeszyty te są sprzedawane po specjalnych ulgowych cenach w następujących kompletach

Rocznik	komplety zeszytów	cena
1948	7-12	3,60
	9-12	2,40
	10-12	1,80
1949	3-12	7,70
	4-12	6,70
	7-12	5,90
1950	1-12	9,60
	9-12	3,85
1951	4-12	16,20
	9-12	7,20

(do podanych cen dolicza się opłaty pocztowe).

Komplety zeszytów sprzedawane są na zamówienia zbiorowe, wystawiane przez kluby racjonalizatorskie, świetlice, szkoły zawodowe, wyższe uczelnie oraz instytucje państwowe i organizacje społeczne.

Zamówienia indywidualne będą przyjmowane tylko na podstawie złożonego zaświadczenia, że dana instytucja czy organizacja nie składa zamówienia zbiorowego.

Zamówienia należy kierować na adres: Administracja Czasopism Technicznych NOT, Warszawa, ul. Czackiego 3/5, Wydz. Upowszechnienia i Współpracy z „Ruchem“.

Na podstawie zamówienia Administracja wystawi rachunek i prześle blankiet PKO celem dokonania wpłaty, po nadejściu której przekaże zamówione komplety.

PAŃSTWOWE WYDAWNICTWA TECHNICZNE

KSIĄŻKI Z ZAKRESU PRZETWÓRSTWA PALIW NATURALNYCH BIBLIOTEKA PLANU SZESZCIOLETNIEGO

- Mielnikowa B.: **Paliwa płynne i oleje silnikowe**, wyd. II, 1951, str. 316, zł 23.—
- Neyman-Pilatowa E.: **Płynne paliwa silnikowe**, 1950, str. 147, zł 17.40
- Tabela polecająca oleje, smary i paliwa do samochodów, motocykli i ciągników**, instrukcja Centrali Prod. Naftowych, 1951, str. 17, tabl. 19, zł 2.40
- Bartoszewicz S.: **Materiały budowlane w Planie Sześcioletnim**, 1951, str. 71, zł 5.50
- Bryjak E.; Zacharzewski B.: **Metalurgia proszków w Planie Sześcioletnim**, 1951, str. 109, zł 8.—
- Fromer R.: **Leśnictwo w Planie Sześcioletnim**, 1951, str. 72, zł 6.—
- Kamienny M.: **Przemysł rybny w Planie Sześcioletnim**, 1951, str. 72, zł 10.—
- Krzywicki E.: **Przemysł skórzany w Planie Sześcioletnim**, 1951, str. 80, zł 4.50
- Minorski S.: **Komunikacja lotnicza w Planie Sześcioletnim**, 1951, str. 44, zł 3.—
- Rabsztyn J.: **Przemysł węglowy w Planie Sześcioletnim**, 1951, str. 95, zł 6.50
- Schabiński S.: **Przemysł drzewny w Planie Sześcioletnim**, 1951, str. 80, zł 7.50
- Sesomski K.: **Inwestycje w Planie Sześcioletnim**, 1951, str. 67, zł 4.50
- Sawaszyński J.: **Przeciwpożarowe zaopatrzenie wodne**, wyd. II, część I, 1950, str. 152, zł 9.—, część II, 1950, str. 336, zł 16.50, część III i IV, 1950, str. 203, zł 12.50
- Śladem inżyniera Kowalowa** (sprawozdanie z narady inżynierów i techników w Katowicach), 1951, str. 68, zł 4.—
- Troskolewski J.: **Matematyka w zarysie w zakresie szkół średnich**, 1951, str. 276, zł 18.50
- Weaver E. C., Foster L. S.: **Chemia otaczającego nas świata**, tłum. z ang. H. i T. Zamoyscy, 1950, str. 158, zł 10.50

R Ó Ż N E

- Architektura radziecka 1946—1949** (zbiór referatów i artykułów z prasy i fachowych czasopism radzieckich w oprac. J. Minorskiego), 1951, str. 288, zł 21.—
- Bartaszew L.: **Transport wewnętrzny w zakładach przemysłowych**, tłum. z ros. B. Mączewski-Rowiński, 1950, str. 109, zł 8.40
- Bezpieczeństwo pracy przy urządzeniach elektrycznych** (opracowanie redakcyjne SEP), 1950, str. 204, zł 14.—
- Błażewski S.: **Wytrzymałość materiałów**, 1951, str. 331, zł 28.—
- Czubiński Z., Hellwig Z., Zielonko A.: **Dobory drzew krzewów i bylin** (materiały dla potrzeb planowania i realizacji zieleni w krajobrazie otwartym i zurbanizowanym), 1951, str. 167, zł 30.—
- Dobrzański T.: **Rysunek techniczny**, wyd. III, 1950, str. 176, zł 9.—
- Dubiński P., Kostin J.: **Transport w zakładach przemysłowych**, tłum. z ros. T. Sawicki i A. Niereński, 1950, str. 349, zł 22.50
- Kierunki i założenia współczesnego budownictwa mieszkaniowego ZSRR** (zbiór artykułów z fachowych czasopism radzieckich w oprac. W. Skoczka), 1951, str. 192, zł 20.
- Pajewski K.: **Technologia i technika malarsko-lakiernicza**, tom I — Barwidła, 1951, str. 224, zł 20.—
- Palmgren A.: **Łożyska toczne**, tłum. z ang. J. Babiński, 1951, str. 238, zł 26.—
- Siedlanowski M., Zawistowski M.: **Metoda projektowania zakładów przemysłowych**, 1951, str. 184, zł 14.—
- Skibicki W.: **Słownik techniczny polsko-rosyjski** (zawiera około 22000 wyrażen z podstawowych dziedzin techniki i nauki), 1951, str. 296, zł 46.—
- Skibicki W.: **Słownik techniczny rosyjsko-polski** (zawiera około 27000 pojęć z najważniejszych dziedzin techniki), 1951, str. 450, zł 41.—

KSIĄŻKI POPULARNO — NAUKOWE

- Chmielewski H.: **Logarytmiczny suwak rachunkowy**, wyd. II, 1950, str. 46, zł 3.60
- Dobrowolski Z.: **Każdy może i powinien korzystać z dokumentacji naukowo-technicznej**, 1951, str. 61, zł 3.—
- Lisiecki L.: **Doraźna pomoc wypadkowa**, 1951, str. 168, zł 8.—
- Mierzanowski W.: **Jak walczyć z pożarami**, 1951, str. 48, zł 0.80
- Perelman J.: **Mechanika w kalejdoskopie**, tłum. z ros. J. Smolak, 1950, str. 149, zł 4.—
- Piotrowski P.: **Ślusarstwo**, 1951, str. 136, zł 7.50
- Szargut J.: **Racjonalne spalanie węgla**, 1951, str. 28, zł 2.—

Do nabycia w księgarniach technicznych Domu Książki