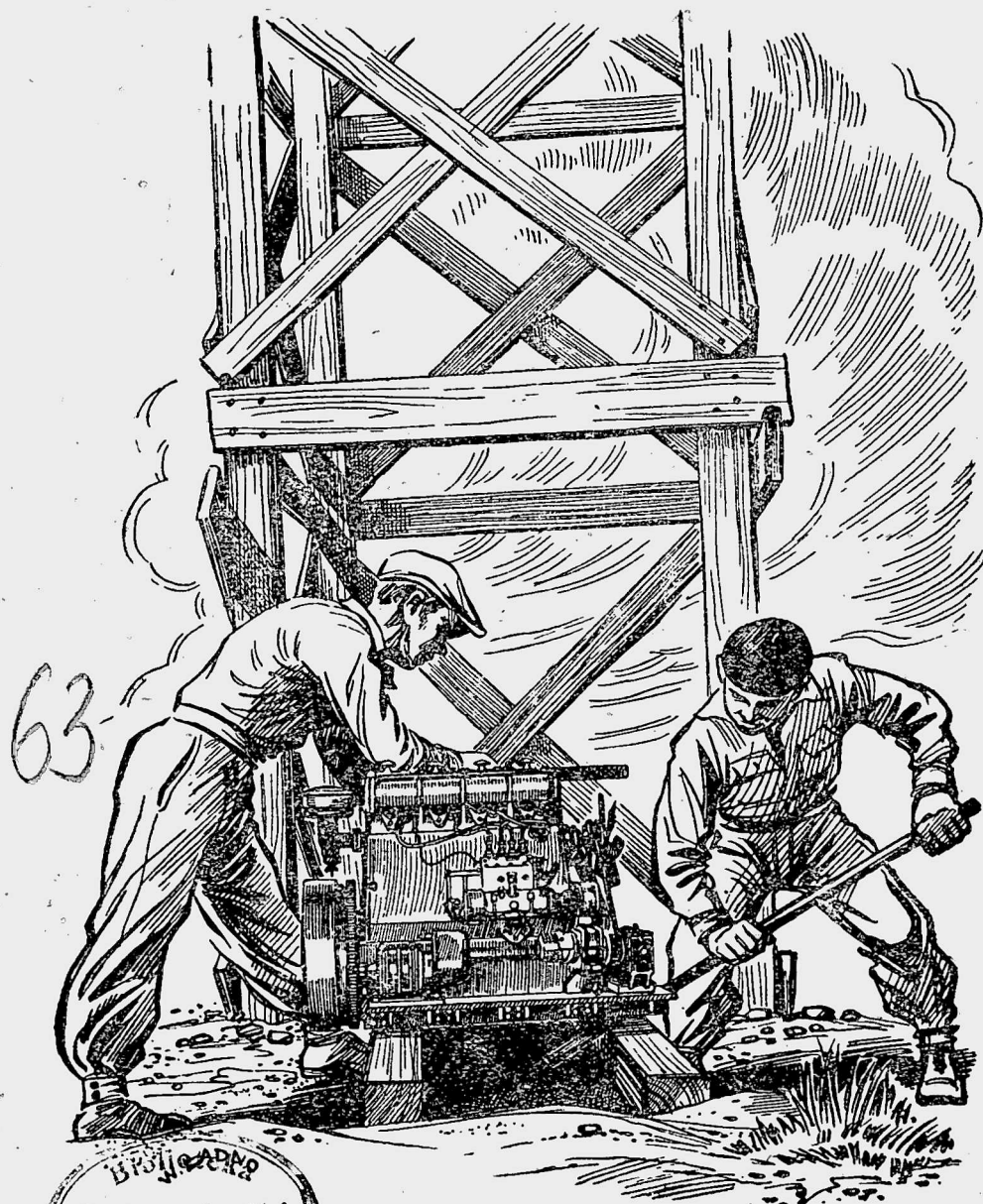


*technika*

# MOTORYZACYJNA



63  
Biblioteka  
Politechniki  
Wrocławskiej

PAŹDZIERNIK

NR 10(20)  
1953 R

WYDAWNICTWO NACZELNEJ ORGANIZACJI TECHNICZNEJ

## TREŚĆ ZESZYTU

- Uchwała Prezydium Rządu Nr 394
- *Mgr inż. Aleksander Rummel* — Doładowanie silników spalinowych (Część I)
- *Mgr-inż. Witold Leśniak* — Uszczelniacze
- *Inż. mech. Jerzy Koronkiewicz* — Porównawcze badania i analiza konstrukcji wysokoprężnego silnika „Fiat 368”
- Nowy etap rozwoju F. S. O.
- *Mgr inż. W. Matzke* — Zastąpienie gaźnika pompą wtryskową
- *Inż. Franciszek Baran* — Modyfikacja zarysu kół zębatach i sposoby jej wykonania
- *Inż. Stanisław Płatek* — Zagadnienie tłocznictwa blach nadwozi w produkcji samochodów osobowych
- *Mgr inż. Lesław Łowczyński* — Konstrukcje i badania hamulców tarczowych
- Słownictwo samochodowe
- Przegląd Dokumentacyjny Motoryzacji

„Zamówienia i przedpłaty na prenumeratę czasopism technicznych NOT, począwszy od 1 maja 1953 r., przyjmowane są w nowych terminach: od dnia 11 każdego miesiąca do dnia 10 następnego miesiąca — na najbliższy okres kalendarzowy.

Na okresy miesięczne — co miesiąc.

Na okresy kwartalne — odpowiednio od dnia 10 m-ca grudnia, marca, czerwca i września.

Na okresy półroczne — do dnia 10 m-ca grudnia i czerwca. Na okres roczny — do dnia 10 m-ca grudnia.

Analogiczne dotyczy przyjmowania prenumeraty przez urzędy pocztowe i listonoszy.“

---

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

---

### SKŁAD KOLEGIUM REDAKCYJNEGO

Redaktor Naczelny — inż. Ryszard Gdulewski

Redaktor Techniczny — Józef Iżycki

Sekretarz Redakcji — Krystyna Dargiel

Redaktorzy działów: inż. Wiesław Stypulkowski, inż. Tadeusz Szujski, inż. Karol Pionnier i inż. Karol Biedrzycki.  
Sekretariat Redakcji Techniki Motoryzacyjnej czynny codziennie od godz. 9<sup>30</sup> do 16<sup>30</sup> oraz dodatkowo w każdy piątek od godz. 17 do 18. Warszawa, ul. Czackiego 3/5, tel. 6.74.61 wew. 35.

A 1655

# TECHNIKA

# MOTORYZACYJNA

## MIESIĘCZNIK

ROK III

PAŹDZIERNIK

ZESZYT 10

### UCHWAŁA PREZYDIUM RZĄDU NR 394

*W dniu 30 maja 1953 roku Rząd Polskiej Rzeczypospolitej Ludowej w Uchwale Nr 394 uregulował stosunek władz państwowych do stowarzyszeń naukowo-technicznych inżynierów i techników zrzeszonych w Naczelnej Organizacji Technicznej (NOT).*

Cały polski świat techniczny Uchwałę tę przyjął ze szczególnym uznaniem i zadowoleniem, gdyż rozwiązuje ona szereg podstawowych zagadnień.

Na wstępie Uchwały znajduje się ocena dotychczasowej działalności stowarzyszeń, która podkreśla, że stowarzyszenia prowadzą coraz bardziej szeroką działalność w dziedzinie podnoszenia poziomu zawodowego kadr technicznych i organizowania inżynierów i techników do walki o postęp techniczny w służbie budownictwa Polski Ludowej. Dla osiągnięcia tego celu stowarzyszenia prowadzą działalność odczytową, szkoleniową, organizują narady i konferencje naukowo-techniczne, organizują udział inżynierów i techników w ogólnych akcjach socjalistycznego współzawodnictwa i pracach na terenach klubów racjonalizacji i techniki oraz działalność w dziedzinie piśmiennictwa technicznego (książki i periodyki).

Uchwała ustala obowiązek ścisłego współdziałania kierowników jednostek gospodarczych wszystkich szczebli organizacyjnych z odpowiednimi organami stowarzyszeń naukowo-technicznych w zakresie rozwijania postępu w dziedzinie techniki i organizacji produkcji.

Kierownicy uspołecznionych zakładów pracy są obowiązani do zapoznawania podległych im kadr technicznych z zadaniami planowymi, w szczególności na odcinku postępu technicznego w skali zakładów i jego wydziałów przy ścisłym współdziałaniu z kołami zakładowymi stowarzyszeń technicznych.

Uchwała nakłada obowiązek na kierowników komórek organizacyjnych uspołecznionych zakładów pracy ścisłej współpracy z ogniwami stowarzyszeń technicznych przez zapewnienie niezbędnej pomocy organizacyjnej w pracach na odcinku postępu technicznego i realizacji podejmowanych w tym celu zobowiązań, przez ocenę działalności stowarzyszeń od strony ich udziału w pracy w dziedzinie postępu technicznego i współpracy z administracją gospodarczą, pomocy w popularyzacji nowych metod pracy i doświadczeń w dziedzinie postępu technicznego oraz zapewnienie niezbędnej pomocy w organizowaniu domów inżyniera i technika.

Kierownicy resortów, w porozumieniu z przedstawicielami rządów głównych stowarzyszeń, ustala wytyczne dla prac stowarzyszeń w dziedzinie rozwoju i postępu technicznego, wynikające z planów danego resortu. Określenie tych wytycznych ma w niczym nie krępować oddolnej inicjatywy i wszelkie przejawy twórczej inicjatywy w tym zakresie będą podtrzymane.

Kierownicy zakładów łącznie z przedstawicielami zakładowego koła będą przeprowadzali ocenę działalności koła na odcinku współpracy stowarzyszenia i zakładu.

Dla pogłębienia współpracy organów stowarzyszenia z organizacją administracji gospodarczej, Uchwała wprowadza obowiązek wzajemnego udziału przedstawicieli w kolegiach, konferencjach, naradach, odprawach technicznych i zjazdach delegatów.

Kierownicy zakładów pracy oraz kierownicy wydziałów i biur mają obowiązek uczestniczenia w naradach techniczno-wytwórczych jednostki organizacyjnej stowarzyszenia, tak jak przedstawiciele zarządu koła zakładowego mają obowiązek brania udziału we wszystkich odprawach i naradach, organizowanych przez kierowników zakładów pracy, a dotyczących planu rozwoju postępu technicznego i podnoszenia poziomu zawodowego kadr technicznych.

Uchwała Nr 394 stwarza mocne podstawy dla ścisłej współpracy administracji gospodarczej i stowarzyszeń technicznych w zakresie postępu technicznego, w zakresie pogłębiania wiedzy technicznej, podnoszenia kultury technicznej oraz stałej analizy i oceny tej współpracy. Współpraca ta ma również na celu wytyczenie kierunku, w jakim z punktu widzenia potrzeb gospodarki narodowej powinien ten rozwój postępować, kierunku, w jakim powinno iść upowszechnianie wiedzy technicznej, budzenia zainteresowania techniką szerokich rzesz ludności, a w szczególności młodzieży, jako przyszłej kadry technicznej.

Uchwała usuwa szereg trudności na jakie napotykały podstawowe komórki stowarzyszeń technicznych — koła zakładowe w swojej działalności.

Dla działalności czasopism technicznych Uchwała 394 ma szczególne znaczenie, gdyż ułatwia realizację zadań, jakie stoją przed czasopismami w dziedzinie podnoszenia poziomu zawodowego, technicznego i popularyzacji techniki. Przy ścisłej współpracy z resortem, jako gospodarzem określonej dziedziny gospodarki, przy ścisłej współpracy z zakładami produkcyjnymi, w omawianiu na łamach prasy technicznej najpilniejszych zagadnień i trudności produkcyjnych, w pomocy jaką czasopisma techniczne powinny udzielać produkcji, spełnią one te zadania, jakich oczekuje przemysł i przyczynią się do realizacji planów narodowych.

Uchwała ta jest nie pierwszym przejawem pozytywnej oceny działalności stowarzyszeń przez Partię i Rząd i dalszym etapem włączania stowarzyszeń technicznych do twórczej pracy w dziele przebudowy gospodarczej i politycznej państwa. Jest ona objawem wagi, jaką Rząd przywiązuje do działalności stowarzyszeń i opieki, jaką je otacza

Na stowarzyszenia naukowo-techniczne nakłada to obowiązek przeprowadzenia akcji mobilizacyjno-werbunkowej, podnoszącej stan gotowości do realizacji zadań statutowych, usprawnienia naszych organizacji i wzmocnienia więzi organizacyjnej mas członkowskich ze stowarzyszeniami, celem wciągnięcia ich do masowego udziału w pracach stowarzyszeniowych.

Nakłada to na nas wszystkich inżynierów i techników, stowarzyszonych w organizacjach naukowo-technicznych, obowiązek jeszcze intensywniejszej pracy dla realizacji planu 6-letniego i budowy socjalizmu w Polsce.

Mgr inż. ALEKSANDER RUMMEL

## DOŁADOWANIE SILNIKÓW SPALINOWYCH

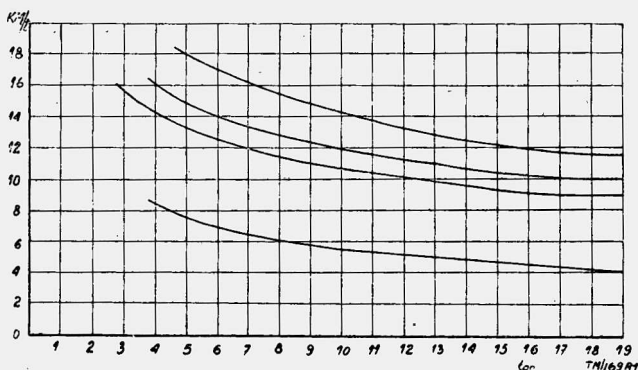
Część I

Podniesienie mocy silników spalinowych przy zmniejszeniu ciężaru jednostkowego uzyskać można najlepiej przez podniesienie średniego efektywnego ciśnienia przez zastosowanie doładowania. Autor analizuje własności sprężarek tłokowych, mimośrodowych, dwuwirnikowych (Roots), promieniowych (odśrodkowych) w zależności od wielkości i typów silników oraz rodzajów napędów: mechanicznego lub turbiną gazami wydechowymi. W konkluzji autor dochodzi do wniosku, że turbosprężarka posiada najwięcej zalet, co potwierdzają dane statystyczne.

Wzrastające wymagania stawiane odnośnie właściwości dynamicznych i szybkości maksymalnych pojazdów mechanicznych zarówno trakcji szynowej jak i bezszynowej, jak również wielkości urządzeń przemysłowych i szybkości jednostek morskich, prowadzą w dobie obecnej do stałego wzrostu mocy instalowanych silników.

Kierunki rozwojowe nie sprowadzają się jedynie do powiększenia mocy silników drogą zwiększenia wymiarów i ilości cylindrów, lecz koncentrują się w głównej mierze w dążeniu do wzrostu mocy jednostkowych uzyskiwanych z litra objętości skokowych przy równoczesnym zmniejszeniu obrysów oraz zwiększeniu sprawności silników.

Równocześnie dąży się drogą odpowiednich ukształtowań konstrukcyjnych oraz doboru stosowanych materiałów do powiększenia długotrwałości pracy silników znajdującego swój wyraz głównie w przedłużeniu okresów międzynaaprawczych.



Rys. 1. Wzrost mocy silników samochodów ciężarowych G. M. C. w czasie i ciężarze

Rys. 1 obrazuje wzrost mocy silników samochodów ciężarowych produkowanych przez G. M. w zależności od lat produkcji i całkowitego ciężaru pojazdu.

Rys. 2 — moce jednostkowe obecnych samochodów osobowych.

Rodzaje samochodów	Moc jedn. $N_j$ — KM/l	Obroty $n = \frac{1}{\text{min}}$	Śr. efekt. ciśn. przy obr. max. $p_e$ — KG/cm <sup>2</sup>	Ciężar jednostk. $G_j$ — KG/KM
Popularne	europ. 33,0 amer. 29,3	4400 3800	7,0	europ. 22,5 amer. 14,3
Użytkowe wyższej jakości	europ. 35,5 amer. 33,0	4350 4000	7,6	europ. 14,5 amer. 11,0
Sportowo-turystyczne	50,0	5350	8,3	10,6
Sportowe — będące w sprzedaży	83,5	6950	10,9	4,35

Rys. 2. Moce jednostkowe oraz inne parametry nowoczesnych samochodów osobowych

Z podstawowej zależności,

$$Ne = \frac{V_s \cdot p_e \cdot n}{m} K \cdot M$$

wynika, że moc ta zależy od objętości skokowej silnika „ $V_s$ ” w litr., średniego efektywnego ciśnienia obiegu „ $p_e$ ” w KG/cm<sup>2</sup> obrotów „ $n$ ”  $\frac{1}{\text{min}}$  oraz wielkości przeliczeniowej „ $m$ ” ustalającej zastosowany obieg i wynoszącej „900” dla silników 4-ro oraz „450” — dla silników 2-suwowych.

Rozpoczynając rozważania od wielkości „ $m$ ” należy stwierdzić, że w rzeczywistości moc silników 2-suwowych nie jest dwukrot-

nie większa od analogicznych silników 4-suwowych, lecz stosunek ten jest mniejszy ze względu na mniejszą wartość średniego ciśnienia obiegu z powodu straty pewnej części skoku na odsłonięcie szczelin wylotowych oraz wyższym procentem pozostałości gazowych, wpływających na zmniejszenie efektywnego napełnienia. W wypadku silników 2-suwowych z przepłukiwaniem ze skrzyni korbowej moc jednostkowa kształtuje się mniej więcej na tym samym poziomie, co moc jednostkowa silników 4-suwowych o zbliżonych parametrach, zmieniając się na korzyść silnika 2-suwowego przy stosowaniu przepłukania oddzielnym agregatem przepłukującym o ciśnieniu przepłukania stale wyższym od ciśnienia barometrycznego, przy czym w tych wypadkach moc 2-suwów układu się w wysokości ok. 50 — 60% powyżej analogicznych 4-suwów.

Agregatami przepłukującymi mogą być zarówno pompy tłokowe jak i dmuchawy wirnikowe o ciśnieniu przepłukania nie przekraczającym zwykle 1,3 ata, przy czym wielkość ta stanowi w wypadku silników 2-suwowych wartość graniczną pomiędzy przepłukaniem, a doładowaniem.

Zastosowanie silników dwusuwowych jest szerokie ze zdecydowanym opanowaniem obu krańców skali stosowalności tzn. małych iskrowych silników lekkich motocykli oraz wolno i średniobieżnych silników wysokoprężnych przemysłowych i morskich większych i wielkich mocy z dalszą tendencją penetracyjną w dziedzinie silników samochodów ciężarowych i autobusów dużych nośności.

Powodem dominacji w dziedzinie silników małych jest prostota i taniść bezzaworowych silników 2-suwowych z przepłukaniem ze skrzyni korbowej, natomiast w silnikach dużych przy prostocie i względnej łatwości opanowania naprężeń cieplnych z powodu relatywnie małych obrotów — znacznie większa moc jednostkowa. Dmuchawy przepłukujące stanowią normalne wyposażenie tego typu silników.

Stosowanie dwusuwów w samochodownictwie lub trakcji szynowej wymaga od tych silników wysokich mocy jednostkowych przy dużych obrotach powodujących powstawanie trudnych do opanowania naprężeń cieplnych, powiększających się znacznie w miarę wzrostu wielkości cylindrów, co prowadzi do skomplikowanej konstrukcji, wysokiej technologii wykonania, trudnego doboru materiałowego oraz konieczności bardzo starannej obsługi, a w konsekwencji do silnej jeszcze obecnej pozycji silnika czterosuwowego.

Objętość skokowa „ $V_s$ ” wpływa — rzecz oczywista — również na moc i zarisy silnika, lecz nie wpływając na moc jednostkową nie będzie nadal rozważana. Abstrahując od już omówionego wyboru obiegu pozostają powiązane niekiedy ze sobą dwa dalsze czynniki wpływające w sposób zasadniczy na wskaźniki silnika. Czynniki te są średnie ciśnienie obiegu „ $p_e$ ” oraz obroty „ $n$ ”.

Moc silnika wzrasta ze wzrostem „ $p_e$ ” i „ $n$ ”, lecz w miarę wzrostów obrotów od pewnego zakresu obniżyć się zaczyna sprawność objętościowa „ $\eta_v$ ” pociągając znów ze swej strony spadek średniego ciśnienia obiegu.

Punkt złączenia się krzywej mocy, o ile nie oddziałują na nią jeszcze inne czynniki, nastąpi w rejonie, gdzie wpływ spad-



ku „ $p_e$ ” z powodu obniżania „ $\eta_v$ ” przekroczy wpływ powiększania się obrotów.

Powiększenie ilości obrotów zarówno ze względu na wyżej powiedziane, jak również z powodu wzrostu naprężeń cieplnych i większych szybkości tłokowych wpływających na zużywalność części trących oraz innych przyczyn ruchowych lub założeniowo konstrukcyjnych nie jest pożądane i nie zawsze konieczne, w związku z czym w dążeniu do powiększenia mocy jednostkowych kładzie się główny nacisk na uzyskanie wyższych średnich ciśnień obiegu.

Zarówno średnie ciśnienie obiegu jak i moc jednostkowa mogą być drogą doładowania znacznie powiększone.

Powiększenie doładowaniem ciężaru wprowadzanego do cylindra powietrza umożliwia jednocześnie zwiększenie dawki wtryskniętego paliwa, przy jednoczesnym zachowaniu koniecznego dla prawidłowego spalania nadmiaru powietrza wyrażonego współczynnikiem „ $\alpha$ ”, co prowadzi do powiększenia ilości doprowadzanego ciepła, a więc do wzrostu mocy i średniego ciśnienia obiegu. W silnikach gaźnikowych sprawa przedstawia się analogicznie z tym, że w powiększonym ciężarze wtłaczanej mieszanki znajduje się już większa ilość paliwa.

Moc efektywna silnika wyrażona w jednostkach cieplnych wynosi

$$N_e = \frac{Q \cdot \eta_i \cdot \eta_m}{632}, \quad \text{gdzie}$$

ilość doprowadzonego ciepła

$$Q = \frac{G_p \cdot W_d}{\alpha \cdot L_{T'}}$$

Ciężar wprowadzonego do silnika powietrza

$$G_p = \frac{120 \cdot 10^{-3}}{z \cdot 3600} V_s \cdot \eta_v \cdot n \cdot \gamma \text{ KG/sek} \quad \text{gdzie}$$

$V_s$  — objętość skokowa silnika. (Przy obliczaniu mocy jednostkowej  $U_s = 1$ )

$W_d$  — wartość opałowa paliwa — dolna

$\gamma$  — ciężar wł. powietrza

$z$  — ilość suwów

$\alpha$  — współczynnik nadmiaru powietrza

$L_{T'}$  — ilość powietrza w molach niezbędna do spalania 1 kg paliwa.

Po podstawieniu

$$N_e = \frac{G_p \cdot W_d \cdot \eta_i \cdot \eta_m}{632 \alpha \cdot L_{T'}}$$

Z zależności tych wynika, że moc silnika wzrasta ze wzrostem ciężaru wprowadzanego do cylindra powietrza  $G_p$ , natomiast  $G_p$  wzrasta wraz z powiększeniem ciężaru właściwego „ $\gamma$ ” i sprawności objętościowej „ $\eta_v$ ”.

Te dwie wielkości, zakładając oczywiście niezmiennosc ilości suwów, objętości skokowej i obrotów, warunkują wzrost mocy silnika przy doładowaniu.

Można przyjąć w przybliżeniu, że moc silnika wzrasta proporcjonalnie do wzrostu ciężaru właściwego wtłaczanego powietrza, pod warunkiem nieuwzględnienia mocy traconej na napęd sprężarki oraz wzrostu temperatury wtłaczanego czynnika.

Wzrost temperatury w sprężarce promieniowej przedstawia wzór:

$$\Delta T_{ad} = T_o \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^k - 1 \right] \quad \text{gdzie}$$

$p_2$  — ciśnienie czynnika za sprężarką

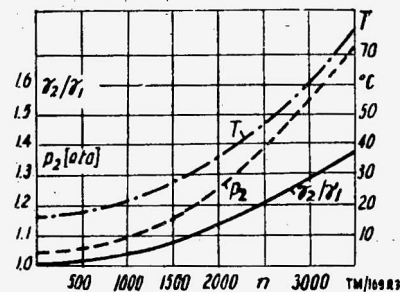
$p_1$  — ciśnienie czynnika przed sprężarką

$k$  — wykładnik politropy sprężania, średnio 1,5 — 2,0

$T_o$  — temperatura zasysania.

Temperatura wtłaczanego do silnika i zasysanego do sprężarki powietrza lub mieszanki wywierają znaczny wpływ na uzyskiwane wskaźniki powodując w wypadku czynnika niechłodzo-

nego ok. 1% spadek mocy na każde 30° wzrostu temperatury zasysania, natomiast 2,5% wzrost mocy na każde 10° schłodzenia wtłaczanego do silnika czynnika.

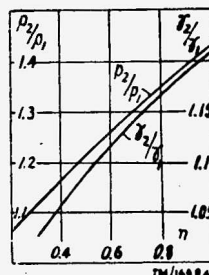


Rys. 3 Przebieg temperatur „T” w zależności od wysokości stosunku ciężarów właściwych  $\gamma_2/\gamma_1$

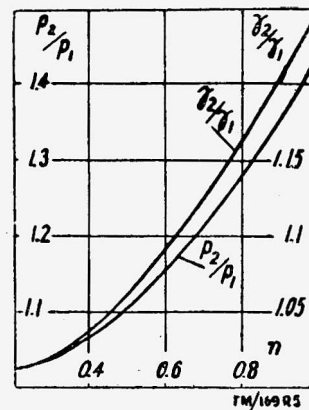
Rys. 3 przedstawia przebieg temperatur „T” wtłaczanego do cylindrów czynnika, od stosunku ciężarów właściwych za i przed sprężarką „ $\frac{\gamma_2}{\gamma_1}$ ”.

Rysunek Nr 4 i 5 — zależności ciśnienia ładowania „ $\frac{p_2}{p_1}$ ” od ciężarów właściwych „ $\frac{\gamma_2}{\gamma_1}$ ” i obrotów sprężarek Rootsa oraz sprężarek promieniowych.

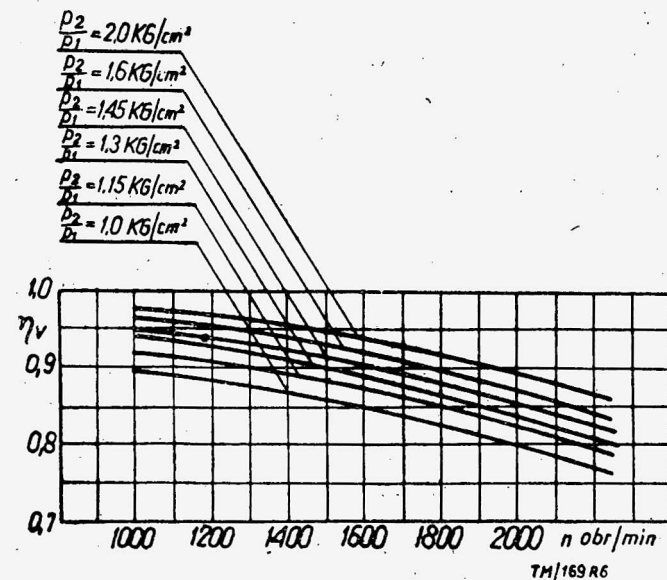
Rys. 6 — przebieg sprawności objętościowej „ $\eta_v$ ” w zależności od ciśnienia ładowania „ $\frac{p_2}{p_1}$ ” i obrotów silnika „n”.



Rys. 4. Zależności ciśnienia ładowania  $p_2/p_1$  od stosunku ciężarów właściwych  $\gamma_2/\gamma_1$  i obrotów dla sprężarek Rootsa



Rys. 5. Zależności ciśnienia ładowania  $p_2/p_1$  od stosunku ciężarów właściwych  $\gamma_2/\gamma_1$  i obrotów dla sprężarek promieniowych



Rys. 6. Zależności przebiegu sprawności objętościowej od ciśnienia doładowania i obrotów

Średnie efektywne ciśnienie obiegu

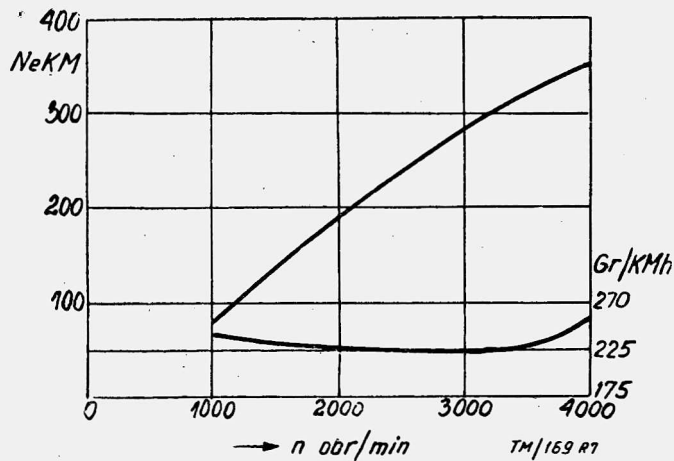
$$p_e = \frac{427}{848} \cdot \frac{W_d}{L_{T'}} \cdot \frac{\eta_i}{\alpha} \cdot \eta_v \cdot \eta_m \cdot \frac{\gamma_2}{\gamma_1}$$

wskazuje przy niezmienności dwóch pierwszych wyrazów, zależność „ $p_e$ ” od współczynnika wykorzystania obiegu „ $\frac{\eta_i}{\alpha}$ ” charakteryzującego całkowite przemieszanie, sprawność objętościową i mechaniczną „ $\eta_v$ ” i „ $\eta_m$ ” oraz stosunku ciężarów właściwych „ $\frac{\gamma_2}{\gamma_1}$ ”.

Doładowanie więc poza powiększeniem „ $p_e$ ” z tytułu wzrostu „ $\frac{\gamma_2}{\gamma_1}$ ”, a więc i ciśnienie ładowania, powoduje wzrost sprawności objętościowej oraz współczynnika wykorzystania obiegu „ $\frac{\eta_i}{\alpha}$ ”.

Wzrost tych obu wielkości przesuwają granicę załamania się krzywych mocy w kierunku wyższych obrotów, a w wypadku silników wysokoprężnych dopuszcza do znacznego wzrostu obrotów przy zachowaniu niezakłóconego spalania.

Rys. 7 przedstawia wykres mocy silnika Cummings przy 4000 obr/min.



Rys. 7. Charakterystyka zewnętrzna wyczynowego silnika wysokoprężnego Cummins  $V_s = 6,56$  l, 6 cyl.  $N_e = 345$  KM przy  $n = 4000$  obr/min.

Wysokość doładowania ograniczona jest zasadniczo wysokością opanowywalnych obciążeń mechanicznych i cieplnych, przy czym obciążenia mechaniczne mogą być opanowane w pewnych, dość wysokich zresztą, granicach przez odpowiednie ukształtowanie konstrukcyjne oraz właściwy dobór materiałowy najbardziej obciążonych części i elementów.

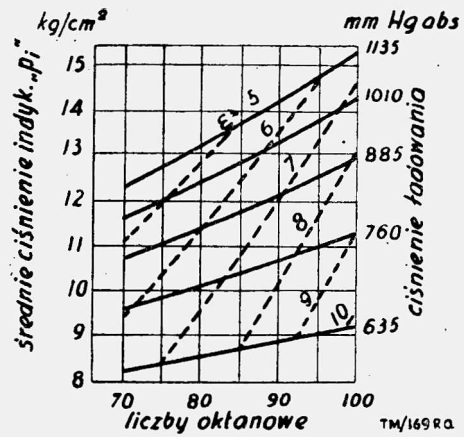
W silnikach iskrowych maksymalne ciśnienia spalania ze względu na pełną przemianę spalania w szerokim zakresie obrotów, wzrastają mniej więcej proporcjonalnie do ciśnienia ładowania, co pociąga za sobą duże obciążenie oraz konieczność stosowania wysokooktanowych paliw, o tym wyższej liczbie oktanowej, im wyższy jest stopień doładowania.

Jak wykazują badania Bartholomew oraz Roenscha, ciśnienie spalania i przeciwstukowość są od siebie współzależne i obie oddziałują równocześnie, aczkolwiek nierównomiernie na średnie ciśnienie obiegu.

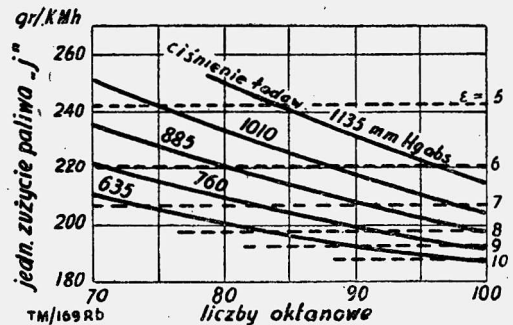
Wyniki tych badań podane na wykresach rysunków a, b, c, wykazują na rys. a wpływ stosunku sprężania „ $\epsilon$ ” i ciśnienia ładowania na średnie indykowane ciśnienie obiegu „ $p_i$ ” przy różnych liczbach oktanowych benzyn; natomiast na rys. b zależność jednostkowego zużycia paliwa „ $j$ ” od stosunku sprężania i ciśnienia ładowania.

Przebieg krzywych na rys. c wykazuje, że powiększenie ciśnienia ładowania (krzywa b) wpływa w znacznie większym stopniu na wzrost „ $p_i$ ”, a więc i na jednostkową moc silnika niż wysokość stosunku sprężania (krzywa a), natomiast stosunek sprężania decydująco na sprawność i pełne wykorzystanie paliwa.

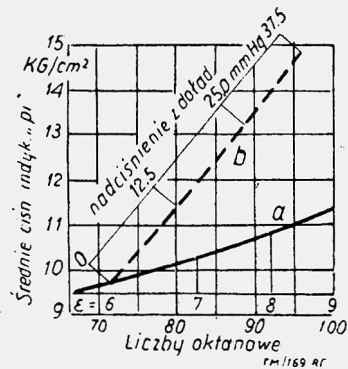
W silnikach wysokoprężnych ciśnienia spalania nie wzrastają w stosunku ciśnienia ładowania głównie ze względu na pełniejsze przemieszanie, wyższe ciśnienia oraz ew. wyższe temperatury



Rys. a. Wpływ stosunku sprężania „ $\epsilon$ ” i ciśnienia ładowania „ $p_1$ ” na średnie indykowane ciśnienie obiegu „ $p_i$ ” przy różnych liczbach oktanowych



Rys. b. Zależność jednostkowego zużycia paliwa „ $j$ ” od stosunku sprężania „ $\epsilon$ ” i ciśnienia ładowania „ $p_1$ ”



Rys. c. Zależność wzrostu mocy jednostkowego silnika od doładowania i powiększenia stosunku sprężania

skracać okres indukcyjny i obniżając współczynnik wzrostu ciśnienia „ $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$ ”.

Obciążenia cieplne występujące szczególnie ostro w układzie tłok — cylinder, mogą być znacznie obniżone przez zastosowanie odpowiedniego przedmuchiwania cylindrów powietrzem ładującym oraz chłodzeniem ładunku.

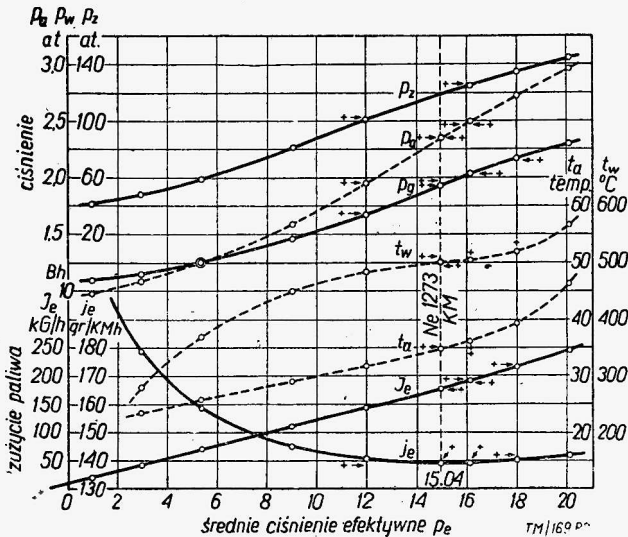
Przedmuchiwanie takie warunkuje w wypadkach wyższego doładowania konieczność powiększenia wzajemnego nakrywania się zaworów w rejonie G.M.P., do wielkości rzędu 60 — 120°, lecz umożliwia znaczne obniżenie temperatur gładzi cylindrowych, ścianek głowicy, tłoków i zaworów, powoduje również spadek temperatur spalin.

Przy zastosowaniu należytego przedmuchiwania wraz z pośrednim schładzaniem powietrza ładującego naprężenia cieplne występujące w silnikach z 50 — 60-procentowym doładowaniem mogą być utrzymane na poziomie naprężeń silników niedoładowanych.

Nadmiar powietrza przedmuchującego waha się zwykle od 10 — 25%, powietrza przewidzianego do spalania z uwzględnieniem współczynnika „ $\alpha$ ”.

Jak z powyższego wynika silniki wysokoprężne są bardziej predestynowane do pracy z doładowaniem z powodu mniejszych ciśnień spalania, wzrostów oraz z powodu przedmuchiwania cylindrów czystym powietrzem, a nie mieszanką.

W silnikach trakcyjnych, a w szczególności samochodowych, najczęściej stosowane jest doładowanie powiększające moc od 25 — 40%, natomiast w bardziej wolnobieźnych silnikach przemysłowych, a głównie morskich, wzrost mocy spowodowany doładowaniem przekracza niekiedy 100% dochodząc w pojedynczych wypadkach do 150% przy ciśnieniu ładowania „ $p_2$ ” rzędu 2,5 ata.



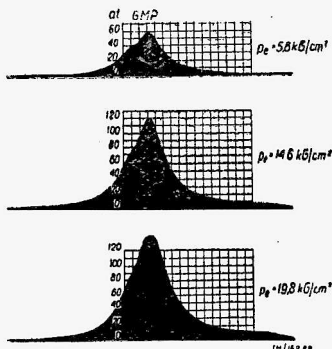
Rys. 8. Wyniki badań  $p_z$  — ciśnienie spalania w  $\text{kg/cm}^2$ ,  $p_a$  — ciśnienie ładowania w  $\text{kg/cm}^2$ ,  $p_w$  — ciśnienie wydechu w  $\text{kg/cm}^2$ ,  $t_w$  — temperatura spalin w  $^\circ\text{C}$ ,  $t_a$  — temperatura powietrza ładowania  $^\circ\text{C}$ ,  $g_e$  — godzinowe zużycie paliwa  $\text{kg/h}$ ,  $j_e$  — jednostkowe zużycie paliwa  $\text{kg/KMh}$

Rozwinięte wykresy indykatorowe (rys. 8) oraz wyniki badań morskiego silnika wysokoprężnego MAN o wysokim doładowaniu, (rys. 9), obrazują przebieg parametrów z zależności od średniego ciśnienia obiegu, przy niezmiennej ilości obrotów.

Powiększenie średniego ciśnienia obiegu wskutek doładowania wpływa na sprawność termiczną „ $\eta_t$ ”, tak jak powiększenie stosunku sprężania, a więc w kierunku wzrostu tej sprawności.

Sprawność indykowana „ $\eta_i$ ” wzrasta również przy doładowaniu z powodu omówionego już poprzednio pełniejszego przemieszania paliwa z powietrzem. Rysunek 10 obrazuje wzrost „ $\eta_i$ ” przy wzroście „ $\epsilon$ ”.

Przy rozpatrywaniu wypadku napędu dmuchawy doładującej od źródła obcego, sprawność mechaniczna samego silnika zmniejsza się nieco wskutek powiększonych oporów tarcia, mają-

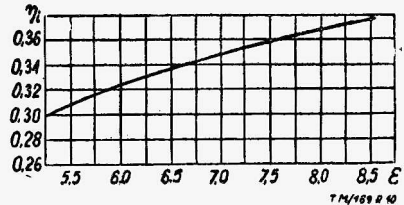


Rys. 9. Rozwinięte wykresy indykatorowe przy średnich ciśnieniach efektywnych;  $p_e = 5,6$ ,  $p_e = 14,6$ ,  $p_e = 19,8 \text{ kg/cm}^2$  i  $n = 400 \text{ obr./min.}$

cych swe źródło w zwiększonych ciśnieniach i naciskach, jednakże ten spadek sprawności mechanicznej nie równoważy wzrostu „ $\eta_t$ ” i „ $\eta_i$ ”, tak że sprawność ogólna

$$\eta_o = \eta_t \cdot \eta_i \cdot \eta_m$$

przy doładowaniu w tym wypadku zwykle wzrasta.



Rys. 10. Zależności sprawności indykowanej  $\eta_i$  od stosunku sprężania  $\epsilon$

Wyżej powiedziane ulega zmianie, gdy silnik doładowywany napędzają sam sprężarkę doładującą, pobierając na jej napęd od 6 — 12% mocy, a tym bardziej w wypadku silników gaźnikowych z przedmuchiwaniem cylindrów świeżą mieszanką.

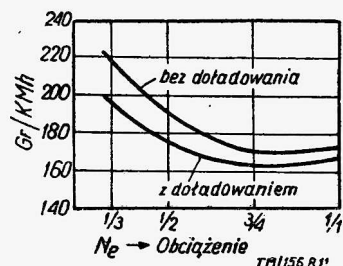
Wyniki przeprowadzonych badań wykazują, że silniki doładowywane mechanicznie napędzanymi sprężarkami posiadają sprawności kształtujące się nieco niżej od sprawności silników niedoładowywanych. Wielkość różnicy pomiędzy tymi sprawnościami zależna jest od szeregu czynników, a więc od typu zastosowanej sprężarki, wysokości doładowania, wielkości przedmuchania itp.

Wyniki badań wysokoprężnego silnika samochodu ciężarowego dużej ładowności f-my Kaelbe bez doładowania i z doładowaniem mechanicznie napędzaną sprężarką Rootsa przedstawia rys. 7 zamieszczony w Nr 6/52 Techn. Mot. — str. 229.

Wykorzystując część blisko 30% energii cieplnej zawartej w spalinach oraz energię kinetyczną gazów wydechowych na napęd turbiny napędzającej sprężarkę, zachodzi możliwość uzyskania zarówno wyższych mocy jednostkowych niż przy doładowaniu mechanicznym jak i sprawności wyższych od sprawności silników niedoładowywanych.

Wyniki badań tego samego silnika Kaelbe, lecz z doładowaniem turbosprężarkowym, na którym jednostkowe zużycie paliwa kształtuje się przy doładowaniu niżej niż bez doładowania, przedstawia rys. 5 zamieszczony w Nr. 6/52 Techn. Mot. — str. 223.

Rys. 11 obrazuje przebieg jednostkowego zużycia paliwa innego samochodowego silnika wysokoprężnego bez i z doładowaniem w funkcji obciążenia przy  $n = \text{const}$ .



Rys. 11. Zużycie paliwa w silniku bez i z doładowaniem turbosprężarką

W wypadku poprzednio omawianego silnika MAN uzyskano przy 150% wzroście mocy sprawność ogólną 45% przy jednostkowym zużyciu paliwa 139  $\text{Gr/KMh}$ .

Moc efektywna silnika doładowanego według najprostszej zależności wynosi

$$N_{ed} = N_{ij} - N_s + N_n - N_t \quad \text{gdzie}$$

- $N_s$  — moc tracona na napęd sprężarki
  - $N_n$  — moc uzyskiwana różnicą ciśnień ładowania i wydechu
  - $N_t$  — moc tracona na tarcie wewnątrz silnika
- Moc pobierana przez sprężarkę wynosi

$$N_s = \frac{G \cdot L_{ad}}{75 \cdot \eta_{ad} \cdot \eta_{md}}$$

gdzie

$G = G_p \cdot \varphi$  — ciężar powietrza podawanego przez dmuchawę do silnika w KG/sek. przy czym

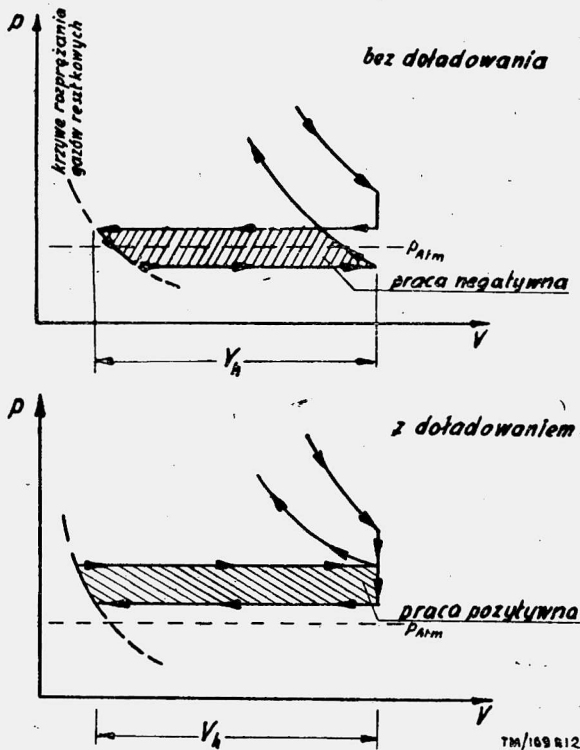
$\varphi$  — współczynnik przedmuchiwania będący stosunkiem powietrza przedmuchanego przez silnik do ilości powietrza pozostałej w cylindrze w początku suwu ssania.

$L_{ad}$  — praca adiabatyka sprężania 1 kg powietrza w dmuchawie

$$L_{ad} = \frac{k}{k-1} \cdot RT_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \frac{\text{KGm}}{\text{KG}} \quad \text{gdzie}$$

$\eta_{ad}$  — sprawność adiabatyka dmuchawy będąca stosunkiem ilości pracy koniecznej dla adiabatyka sprężenia pewnej ilości powietrza o ciśnieniu  $p_1$  do ciśnienia  $p_2$ , do ilości rzeczywiście zużytej pracy dla sprężenia tej samej ilości powietrza do tego samego ciśnienia.

$N_n$  — wykres indykatorowy silnika doładowanego różni się od wykresu silnika niedoładowanego tym, że jest on „podniesiony” w układzie współrzędnych, a powierzchnie odpowiadające pracy „ssania i wydechu” silnika niedoładowanego są wielkością dodatnią, a nie ujemną, powiększającą, a nie zmniejszającą pracę gazów, w związku z czym moc „ $N_n$ ” dodaje się w równaniu mocy. Należy zaznaczyć, że sprawność adiabatyka „ $\eta_{ad}$ ” oraz praca adiabatyka sprężania „ $L_{ad}$ ” są wielkościami charakteryzującymi sprężarki.



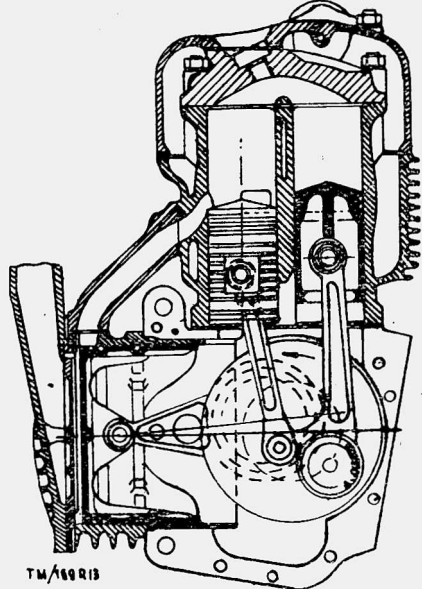
Rys. 12. Dolne części wykresu indykatorowego silnika bez i z doładowaniem

Rys. 12 przedstawia pracę ssania i wydechu oraz tłoczenia i wydechu silnika bez i z doładowaniem.

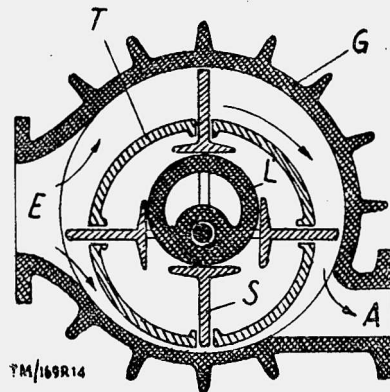
Sprężarki stosowane w silnikach podzielić można na:

1. Sprężarki napędzane mechanicznie przy pomocy kół zębatach lub pasków klinowych.
2. Sprężarki napędzane turbinami pracującymi na gazach odłotowych, zwane turbosprężarkami.

Sprężarki napędzane mechanicznie podzielić można dalej na sprężarki tłokowe, mimośrodowe typu Zollera, dwuwirnikowe typu Rootsa oraz na dmuchawy promieniowe.



Rys. 13. Silnik motocyklowy ze sprężarką tłokową



Rys. 14. Sprężarka mimośrodowa Zollera

Sprężarki tłokowe (rys. 13) oraz Zollera (rys. 14) nie znajdują już obecnie zastosowania w silnikach szybkoobrotowych, pierwsze z uwagi na kosztowny układ korbowy, szybko spadającą sprawność objętościową ze wzrostem obrotów, występowanie sił masowych oraz znaczne obrysy, drugie z powodu trudności w uzyskaniu koniecznej szczelności pomiędzy obudową a mimośrodowo umieszczonym wirnikiem. (dok. nast.)

**Przegląd Techniczny** — organ główny Naczelnej Organizacji Technicznej. — Nr 10/53 zawiera następujące artykuły:

- W trzydziestą szóstą rocznicę Wielkiej Rewolucji Październikowej.
- Technika radziecka — przodująca technika świata — inż. J. Porębski.
- Pomoc radziecka w budowie Nowej Huty wyrazem nowych stosunków międzynarodowych — inż. M. Lutteki.
- Nowe metody pracy przy budowie kombinatu Nowa Huta — inż. W. Wirski-Pękala.
- Z pracy radzieckich stowarzyszeń naukowo-technicznych — inż. D. Gajewski.
- Odlewanie tulejek brązowych przez zasycanie — opr. inż. A. Towpik.
- Pomoc nauki polskiej dla budowy Kombinatu Nowej huty — inż. W. Bielecki.

Wolna trybuna: W sprawie dystrybucji książki technicznej — mgr B. Gawin.

Niefortunna przedmowa — Rs.

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



Mgr inż. WITOLD LEŚNIAK

## USZCZELNIACZE\*)

W budowie maszyn częstokroć wylania się kwestia uszczelniania otworów przelotowych, przez które przechodzą obracające się części maszyn o kształcie walcowym. Wielokrotnie, zwłaszcza gdy chodzi o ułożyskowania wałów, osi lub wrzecion — założenia projektowe warunkują utrzymanie szczelności zarówno przy ruchu jak i podczas spoczynku — a skuteczność uszczelnienia decyduje wprost o przydatności danego mechanizmu względnie urządzenia.

Stosunkowo proste rozwiązanie problemu umożliwia zastosowanie pierścienia uszczelniającego, który dokładnie przywierając do ścianki otworu, a równocześnie ślizgając się lub przylegając do uszczelnianej powierzchni — wypełnia i całkowicie zamyka wolny przelot. W dowolnej chwili dobroć uszczelnienia zależy oczywiście od braku jakichkolwiek szpar czy szczelin pomiędzy, z reguły nieruchomym, pierścieniem uszczelniającym a czopem wału lub osi.

Spełnienie podanego wymogu drogą obróbki wiórowej nie wystarcza, nawet gdy sięga się do najdoskonalszych metod. Zadowolające wyniki dają dopiero racjonalne wykorzystanie elastyczności i sprężystości pewnych tworzyw — przy wywołaniu określonych nacisków na styku pierścienia uszczelniającego i czopa.

Najprostszym elementem uszczelniającym jest zwykła sprężysta wkładka pierścieniowa, wykonana z materiału o dostatecznej odporności na ścieranie. Przy montażu, w elastycznym tworzywie wkładki powstają jako skutek zgniecenia znaczne odkształcenia sprężyste. Wywołane w ten sposób wewnętrzne naprężenia ściskające zmuszają zewnętrzne warstwy wkładki do silnego przylegania do uszczelnianej powierzchni, zapewniając wymagany docisk zarówno przy spoczynku jak i podczas ruchu obracającej się części.

Oczywiście w miarę zużywania się pracującej ścianki i ubytku tworzywa wkładki, jak również i z innych przyczyn — z czasem zanikają wewnętrzne naprężenia ściskające, a w końcu następuje utrata szczelności. Zwykle pierścienie uszczelniające cechuje nadto szereg innych wad, z których najważniejszą jest duża wrażliwość na jakość wykończenia uszczelnianej powierzchni. Omawiany typ uszczelnień zawodzi całkowicie przy znaczniejszych prędkościach obrotowych względnie w razie nawet nieznacznej owalizacji lub mimośrodowości obracającej się części.

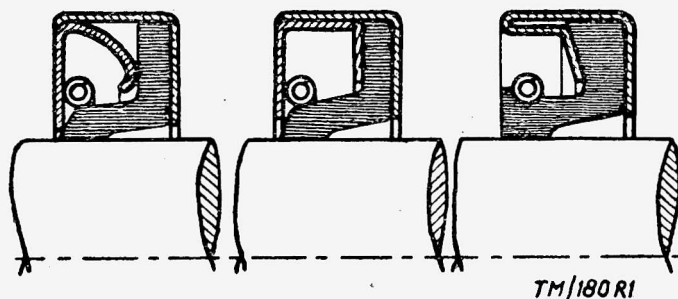
Zastosowanie pierścieni samouszczelniających — uszczelniaaczy — zaliczyć można do przelomowych osiągnięć w dziedzinie uszczelniania ruchomych elementów maszyn.

Uszczelniacze cechuje swoiste rozwiązanie konstrukcyjne, zapewniające niezależnie od wstępnych naprężeń montażowych — charakterystyczną zdolność do samoczynnego dostosowywania się do chwilowych zmian warunków uszczelniania. Odpowiednio dobrane kształt kołnierza uszczelniającego, względnie wprowadzenie dodatkowego elementu sprężynującego zabezpiecza trwałe i skuteczne uszczelnienie — nawet przy znacznie większym ubytku tworzywa ścianki pracującej, w razie niewielkiej mimośrodowości lub nieznacznej owalizacji lub mimośrodowości czopa — oraz w znacznym stopniu uniezależnia od drobniejszych błędów montażowych.

Uszczelniacze wypierają wyraźnie każdy inny rodzaj uszczelnień stosowanych dla ruchomych części, jak zwykle pierścienie

uszczelniające, rozmaite odmiany odrzutników i dławików labiryntowych — a tym samym warto poświęcić im nieco uwagi.

Typowy pierścień samouszczelniający pokazano w przekroju na rys. 1. Metalowy koszyk obejmujący elastyczny kołnierz zamknięty jest pokrywą, która służy równocześnie jako oparcie dla spiralnej sprężyny dociskającej pracującą ściankę kołnierza do uszczelnianej powierzchni. Jak widać z powyższego — uszczelniacz stanowi zwarty, zazwyczaj nierozbieralny element konstrukcyjny.



Rys. 1 — Typowe uszczelniacze, z metalowym koszykiem.

Podstawowe wymiary jak średnica uszczelnianego czopa oraz średnica zewnętrzna i szerokość koszyka powinny być wielkościami ściśle znormalizowanymi. Dobór tworzyw dla wykonania części składowych pierścienia zależy oczywiście od zakładanych warunków pracy.

Koszyk i pokrywa uszczelniacza. sporządzane są najczęściej ze stali niskowęglowej, nadającej się do głębokiego tłoczenia. Materiałem wyjściowym na sprężynę dociskającą jest przeważnie zwykła stal wysokowęglowa.

Środowiska korodujące lub aktywne chemicznie zmuszają do zabezpieczania części składowych uszczelniacza względnie wykonywania ich z dostatecznie trwałych materiałów. Powierzchniowe uodpornianie stalowych pokryw i koszyków polega najczęściej na cynkowaniu, bonderyzacji lub parkeryzacji. Wielokrotnie zachodzi jednak potrzeba wykonywania tych części z surowców wyższej jakości, jak stopy kolorowe lub lekkie, czy też stale stopowe. Podobnie przedstawia się sprawa sprężyn dociskających, które zależnie od przewidywanych warunków pracy wytwarza się ze stali cynkowanej, brązu względnie ze stali stopowych. Zwykle sprężyny dociskające ze stali wysokowęglowej skutecznie zabezpiecza nałożenie elastycznej rurki ochronnej z kauczuku syntetycznego.

Najważniejszą częścią każdego uszczelniacza jest elastyczny kołnierz, którego ścianka pracująca — zależnie od chwilowej sytuacji — przylega lub ślizga się po uszczelnianej powierzchni.

Elastyczne kołnierze uszczelniaaczy wykonuje się ze skóry chromowej albo z kauczuku syntetycznego. Użycie innego materiału należy do wyjątków. Wymienione tworzywa wymagają oczywiście odpowiedniego przygotowania i przeróbki wstępnej. Podczas szeregu procesów uszlachetniających — objętych zazwyczaj ochroną patentową — niektóre właściwości surowców wyjściowych ulegają zmianie względnie ulepszeniu. Mimo licznych odmian materiałów pochodnych — rozróżnienie tworzywa kołnierza elastycznego jako skóry chromowej względnie kauczuku syntetycznego (Perbunan lub Buna-S) — nie sprawia na ogół większych trudności.

Przy doborze uszczelniacza dla określonych warunków pracy — odgrywają dość ważną rolę pewne właściwości fizyczno-chemiczne materiału elastycznego kołnierza.

\*) Nazwa zaproponowana przez b. Podkomisję Słownictwa Samochodowego PKN w miejsce dotychczasowej — pierścienie uszczelniające typu Simmera (Simmering).

Odpowiednio garbowana i impregnowana skóra chromowa spełnia zasadnicze wymogi stawiane kołnierzom pierścieni uszczelniających — o ile problemy uszczelnienia danego czopa są proste i nieskomplikowane. Jednak konieczność uniezależnienia się od przypadkowości właściwej surowcom naturalnym oraz — charakterystyczne dla nowoczesnych rozwiązań konstrukcyjnych — podwyższanie prędkości obwodowych uszczelnianego elementu i temperatur otoczenia, zmuszają do użycia doskonalszych materiałów.

Zastosowanie kołnierzy elastycznych z kauczuku syntetycznego poważnie rozszerza zakres możliwości uszczelniania za pomocą uszczelniających. Kauczuk syntetyczny pod niektórymi względami znacznie przewyższa skórę chromową. Kołnierz elastyczny z kauczuku syntetycznego uszczelnia prawidłowo — nie wykazując zwiększonego zużycia — w podwyższonych temperaturach dochodzących do 150°C, a chwilowo z powodzeniem znosi dalszy wzrost temperatury aż do 180°C. Natomiast najlepsze gatunki impregnowanej skóry chromowej nie wytrzymują temperatur przekraczających 100°C, charakteryzując się równocześnie odpornością na krótkotrwałe przegrzanie — zaledwie w zakresie do 120°C.

Zarówno pomiar jak i kontrola rozkładu rzeczywistych temperatur na pracującej ściance kołnierza ślizgającego się po uszczelnianej powierzchni czopa — sprawia zazwyczaj sporo trudności. Można przyjąć z dostateczną dla celów praktycznych dokładnością, że przy wirowaniu czopa — po ustaleniu się stanu równowagi cieplnej — rzeczywista temperatura prawidłowo smarowanej, pracującej ścianki kołnierza elastycznego nie przekracza temperatury ścianki kołnierza stykającego się z koszykiem — więcej niż o około 50°C.

Powyższe obrazuje dobitnie korzyści płynące z użycia kauczuku syntetycznego, zamiast skóry chromowej. Przesunięcie granicznej temperatury otoczenia, dopuszczającej zastosowanie uszczelniających — z 50°C do prawie 100°C — jest bardzo ważnym osiągnięciem w budowie maszyn.

Przy porównywaniu właściwości kauczuku syntetycznego i skóry chromowej — na baczność uwagę zasługują również swoiste różnice w odporności na oddziaływanie niektórych związków chemicznych. Skóra chromowa ulega szybkiemu zniszczeniu pod bezpośrednim wpływem: amoniaku, acetyleny, benzyny, gliceryny, glikolu, wodnych roztworów soli (np. woda morska), stężonych zasad, kwasów, tłuszczów roślinnych itd., które z powodzeniem znosi kauczuk syntetyczny. Odwrotnie skóra chromowa doskonale wytrzymuje oddziaływanie pewnych związków, powodujących bardzo szybki rozpad kauczuku syntetycznego, jak: aceton, benzol, ksylol, metanol, toluol itp.

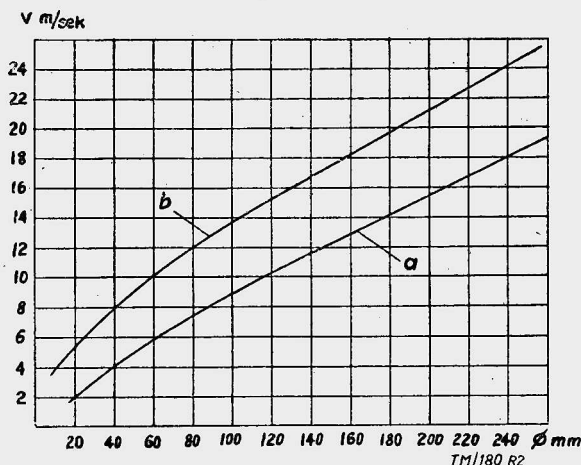
Nie należy więc przypuszczać, że kauczuk syntetyczny może zupełnie zastąpić i wyprze w przyszłości skórę chromową. Warto podkreślić, że do obecnej chwili — nawet najwyższe gatunki kauczuku syntetycznego ustępują, nawet zgoła przeciętnym rodzajom skóry chromowej, gdy chodzi o odporność na zużycie powodowane niską jakością współpracującej powierzchni uszczelnianego czopa. Kołnierze z kauczuku syntetycznego wykazują dostateczną trwałość tylko przy wysokiej gładkości uszczelnianej powierzchni, co niejednokrotnie wydatnie podwyższa koszty obróbki wiórowej.

O możliwości zastosowania danego typu uszczelniającego dla określonych warunków uszczelnienia — najczęściej decyduje największa prędkość obwodowa uszczelnianego czopa. Podczas ślizgania się pracującej ścianki kołnierza elastycznego — na skutek nieuniknionego tarcia w miejscach styku — wytwarzają się dość znaczne ilości ciepła, wzrastające ze zwiększeniem prędkości obwodowej uszczelnianego czopa.

Jak wspomniano uprzednio — swoiste właściwości tworzywa wyraźnie ograniczają dopuszczalny stopień nagrzewania się pracującej ścianki kołnierza. Dodać należy, że możliwości zwiększenia intensywności odprowadzania ciepła z uszczelniającej po-

wierzchni kołnierza — nawet przez bardzo obfite smarowanie względnie zastosowanie dodatkowego chłodzenia — są raczej niewielkie. Jedynym niezawodnym sposobem utrzymania umiarkowanej intensywności wydzielania się ciepła staje się więc ograniczenie prędkości obwodowej uszczelnianego czopa.

Dopuszczalne prędkości obwodowe polerowanych czopów współpracujących ze znormalizowanymi uszczelniającymi podano na rys. 2.



Rys. 2 — Graniczne prędkości obwodowe, zależnie od średnicy uszczelnianego czopa wykończonego przez polerowanie — dopuszczające jeszcze stosowanie standardowych uszczelniających.  
a — kołnierz pierścienia ze skóry chromowej  
b — kołnierz pierścienia z kauczuku syntetycznego

Dotychczasowe rozważania podkreślają konieczność stosowania wszelkich środków przyczyniających się do obniżenia współczynnika tarcia pomiędzy kołnierzem elastycznym a uszczelnianą powierzchnią. Każde osiągnięcie w tej dziedzinie nie tylko poprawia warunki pracy uszczelniającego i zwiększa jego trwałość — lecz równocześnie przynosi szereg dodatkowych korzyści wynikających ze zmniejszenia strat mechanicznych.

Czas życia pierścienia samuszczelniającego — a tym samym skuteczność i niezawodność uszczelnienia danego otworu przelotowego — zależy w dużej mierze od uwzględnienia szeregu ważnych czynników konstrukcyjnych i technologicznych.

O prędkości zużywania się pracującej ścianki kołnierza elastycznego decyduje stopień gładkości uszczelnianej powierzchni czopa. Ujmując ogólnie — wymagania odnośnie jakości wykończenia powierzchni czopa są tym wyższe, im większa jest prędkość obwodowa czopa względnie różnica ciśnień, przyczyniająca się do odkształcania kołnierza elastycznego.

W większości przypadków zadawalającą gładkość powierzchni współpracującej z kołnierzem uszczelniającym zapewnia zwykle, lecz bardzo dokładne toczenie wykańczające czopa.

Na uwagę zasługuje fakt, że w specjalnych okolicznościach, nawet przy prawidłowym ułożeniu się kołnierza — spiralny ślad ostrza narzędzia skrawającego sprzyja pojawianiu się zupełnie nieoczekiwanych wycieków oleju lub smaru, w związku z występowaniem charakterystycznego zjawiska „pompowania“.

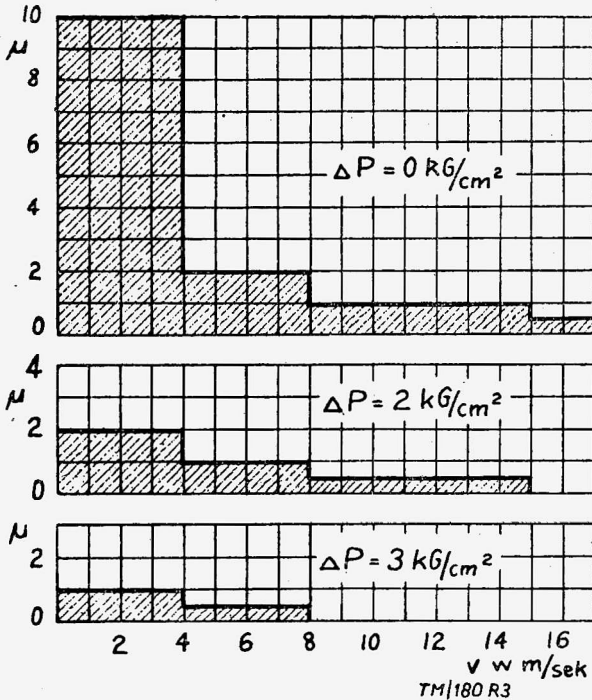
Wykańczanie powierzchni czopa przez szlifowanie wymaga zachowania pewnej ostrożności. Użycie tarczy gruboziarnistej lub średnioziarnistej nie zapewnia bynajmniej polepszenia stopnia gładkości obrabianej powierzchni. Aczkolwiek prawie niedostrzegalne gołym okiem rysy pozostające niekiedy po szlifowaniu gwałtownie przyspieszają prędkość zużywania się pracującej ścianki kołnierza elastycznego. W przypadkach gdy istnieją wątpliwości, czy szlifowanie pozostawi rys o ostrych krawędziach — należy raczej zrezygnować w ogóle ze szlifowania i ograniczyć się do bardzo dokładnego toczenia wykańczającego.

Najwyższą jakość uszczelnianej powierzchni osiąga się przez precyzyjne szlifowanie, a następnie polerowanie i honowanie, aż do uzyskania powierzchni lustrzanej.

Groźba korozji lub chemicznego oddziaływania niektórych związków zmusza niekiedy do zabezpieczania tworzywa czopa drogą nałożenia ochronnej powłoki — prawie z reguły metodą twardego chromowania na grubość w zakresie od 0,1 do 0,2 mm.

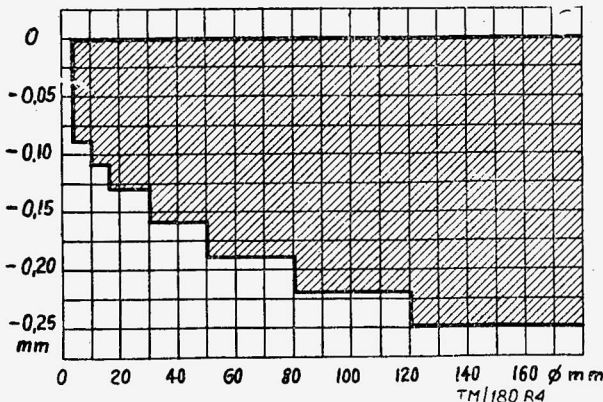
Powierzchnia uodporniona twardym chromowaniem nie wymaga jakiegokolwiek obróbki wykańczającej. Dzięki wysokiej gładkości chromowanego czopa — wielkości zużycia ścianki pracującej kołnierza elastycznego kształtują się znacznie poniżej przeciętnych.

Wymagany stopień gładkości powierzchni czopa podano na rys. 3.



Rys. 3 — Żądany stopień gładkości powierzchni czopa współpracującej z uszczelniaczem. Pole zakreskowane — dopuszczalne nierówności powierzchni (mierzone w mikronach) zależnie od prędkości obwodowej czopa i różnicy ciśnień po obu stronach kołnierza.

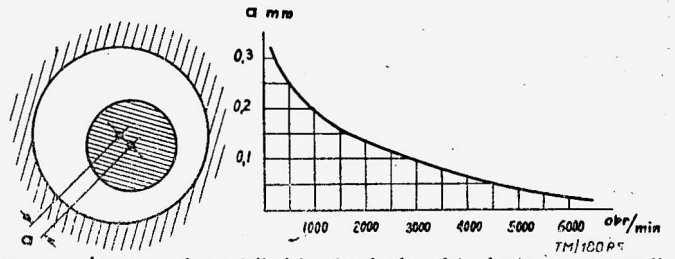
Standartowe uszczelniacze projektowane są zasadniczo dla współpracy z czopami wykonanymi w 11 klasie tolerancji średnic, przy zachowaniu zasady stałego wałka. Rys. 4 obrazuje dopuszczalne odchyłki w odniesieniu do średnic nominalnych — nie wpływające jeszcze na jakość uszczelnienia przy użyciu uszczelniaczy.



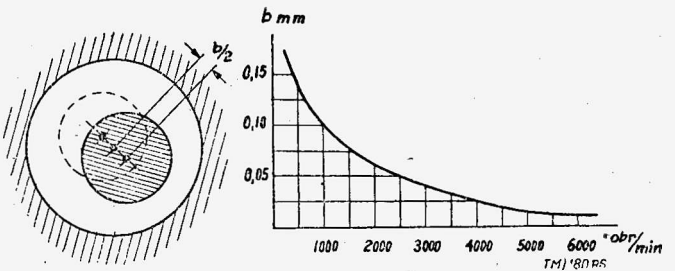
Rys. 4 — Żądana dokładność wykonania średnicy czopa współpracującego ze standartowym uszczelniaczem. Pole zakreskowane — dopuszczalne odchyłki na średnicy czopa w zależności od nominalnej średnicy czopa.

Wśród czynników utrudniających utrzymanie szczelności i przyspieszających zużywanie się uszczelniaczy jako szczególnie groźne — zasługują na baczną uwagę mimośrodowość oraz planetarny ruch czopa.

Mimośrodowość, brak sztywności, brak wyważenia, uginanie się czopa — określane popularnym pojęciem „bicia” czopa — należą do faktów często spotykanych, niekiedy wprost nieuniknionych. Okoliczność ta zmusza do zakładania uszczelniaczy możliwie blisko ułożyskowania danego czopa. Stuteczność uszczelnienia w znaczniejszej odległości od punktów podparcia obracającej się części jest raczej problematyczna.



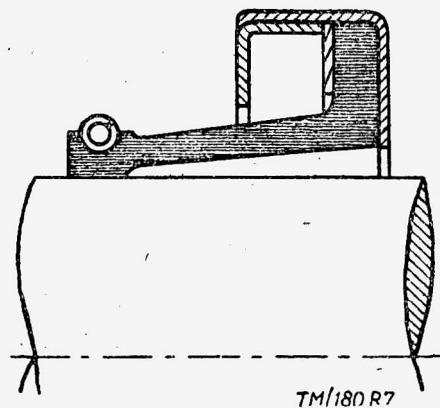
Rys. 5 — Dopuszczalne wielkości mimośrodowości obrotu czopa współpracującego ze standartowym uszczelniaczem — w zależności od nominalnych obrotów czopa, zakładanych przy określaniu warunków uszczelnienia



Rys. 6 — Dopuszczalne wielkości wychyleń przy ruchu planetarnym czopa współpracującego ze standartowym uszczelniaczem — w zależności od nominalnych obrotów czopa, zakładanych przy określaniu warunków uszczelnienia.

Nr rys. 5 i rys. 6 przedstawiono dopuszczalne wielkości mimośrodowości i planetarnego ruchu czopa, nie obniżające jeszcze trwałości uszczelniacza zwykłego typu.

W przypadkach, gdy nie udaje się zmniejszyć mimośrodowości lub ruchu planetarnego czopa do zakresu wielkości dozwolonych — należy bezwzględnie stosować specjalne uszczelniacze z wydłużonym kołnierzem elastycznym. Pierścieni taki pokazano na rys. 7.

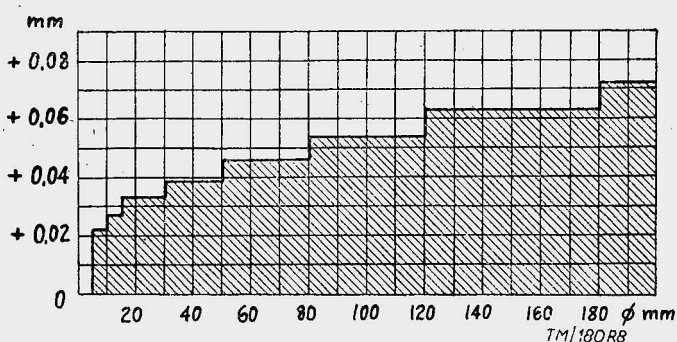


Rys. 7 — Specjalny typ uszczelniacza, stosowany w przypadkach gdy nie udaje się zredukować mimośrodowości lub ruchu planetarnego uszczelnianego czopa do wielkości dopuszczalnych dla zwykłych uszczelniaczy.

Ujmując ogólnie można stwierdzić, że skutki mimośrodowości lub planetarnego ruchu czopa są tym dotkliwsze — im wyższą jest prędkość obwodowa obracającego się czopa.

Prawidłowe zabudowanie uszczelniacza stwarza szereg swoich wymogów konstrukcyjnych. Uszczelniacz zakładany jest zazwyczaj w gniazdo otworu przelotowego drogą wtłoczenia. Zewnętrzna średnica koszyka pierścienia obrabioną zostaje (zwykle na szlifierni bezkłowej) z zachowaniem odpowiedniego nad-

miaru na wciskanie — jako ostatni etap cyklu produkcyjnego. Odbiorcy pozostaje tylko przygotowanie gniazda dla wtłaczanego pierścienia o średnicy nominalnej, przy dokładności wykonania wg 8 klasy pasowań, przy zachowaniu zasady stałego otworu. Na rys. 8 podano dopuszczalne odchyłki średnicy wewnętrznej gniazda dla standardowego uszczelnacza. Wytwórca dobiera indywidualnie wielkość potrzebnego nadmiaru dla wtłoczenia — zależnie od budowy i rodzaju pierścienia oraz od materiału koszyka. Wprowadzanie jakichkolwiek samowolnych zmian co do tolerancji wykonania otworu — w stosunku do wielkości podanych na rys. 8 — grozi zniekształceniem, a nawet zniszczeniem uszczelnacza.



Rys. 8 — Żądana dokładność wykonania średnicy otworu w gnieździe dla standardowego uszczelnacza. Pole zakresowane — dopuszczalne odchyłki na średnicy otworu, w zależności od zewnętrznej średnicy uszczelnacza.

Przy wykonywaniu koszyków pierścieni ze stopów lekkich lub kolorowych producenci dobierają tym mniejsze wielkości nadmiaru dla wciskania im niższa jest twardość użytego tworzywa. W razie uzasadnionej groźby odkształcenia lub zniszczenia koszyka przy wtłaczaniu — zaleca się zazwyczaj stosowanie pasowań obrotowych, z późniejszym unieruchomieniem uszczelnacza za pomocą odpowiedniego środka klejącego, jak np. płynny bakelit.

Operacje czołowego i wzdłużnego wytaczania ostatecznych wymiarów gniazda dla uszczelnacza należy przeprowadzać bezpośrednio po sobie, przy jednym założeniu noża. W ten sposób zapewnia się żądaną prostopadłość płaszczyzny umiejscowienia pierścienia w stosunku do osi obrotu uszczelnianego czopa, oraz prawidłowe oparcie pierścienia całym obwodem. Jakikolwiek odchylenie od prostopadłości wydatnie pogarsza warunki uszczelniania, przyspieszając równocześnie zużycie pracującej ścianki kołnierza elastycznego.

Ostre krawędzie części, które w trakcie zakładania pierścienia mogłyby spowodować uszkodzenie kołnierza — bezwzględnie wymagają odpowiedniego sfazowania lub zaokrąglenia.

Przedwczesne wypracowanie się uszczelnacza jest częstokroć skutkiem pogorszenia się warunków smarowania w rezultacie powstawania tak zwanych „poduszek powietrznych“.

Niejednokrotnie, zwłaszcza przy napełnianiu łożyska tocznego gęstym smarem lub olejem, w przestrzeni ograniczonej uszczelnaczem, obudową i skrajnym szeregiem kulek lub wałeczków łożyska pozostaje pewna ilość powietrza. Gdy czop wału zaczyna się obracać — uwięzione w obudowie powietrze stosunkowo szybko nagrzewa się i zwiększa swą objętość. Wobec wytworzenia się nadciśnienia powietrze szuka drogi ujęcia i w końcu zaczyna wydobywać się pomiędzy kołnierzem a powierzchnią czopa, odrywając pracującą ściankę kołnierza oraz unosząc z niej resztki smaru. Z drugiej strony pozostała jeszcze w obudowie objętość powietrza hamuje równocześnie dopływ świeżego smaru lub oleju.

W rezultacie wybitnie pogarszają się warunki smarowania, aż do niebezpieczeństwa zatarcia włącznie, przy czym temperatura na uszczelniającej ściance kołnierza elastycznego wzrasta

bardzo szybko i znacznie przekracza wielkości dopuszczalne. Częstsze powtarzanie się omawianego przebiegu nieuchronnie spowoduje w krótkim czasie utratę szczelności, na skutek zniszczenia kołnierza uszczelnacza.

Aby zapobiec skłonności do tworzenia się poduszek powietrznych należy nawiercać otwory odpowietrzające, łączące otoczenie z przestrzenią pomiędzy uszczelnaczami a skrajnym szeregiem elementów tocznych łożyska. Oczywiście wlot otworu odpowietrzającego winien być umieszczony ponad najwyższym poziomem smaru lub oleju w łożysku.

Innym niepożądanym zjawiskiem — pojawiającym się niekiedy, zwłaszcza w skośnych łożyskach wałeczkowych — jest swoiste „pompowanie“ oleju lub smaru, powodowane występowaniem określonego układu sił odśrodkowych.

Ponieważ takie przetłaczanie smaru względnie oleju przebiega z reguły jednokierunkowo — zjawisko pompowania może powodować wytwarzanie się zupełnie nieprzewidywanych przez konstruktora różnic ciśnienia.

W razie zaistnienia podciśnienia w przestrzeni pomiędzy uszczelnaczem a łożyskiem tocznym — powietrze atmosferyczne wyciska smar spod kołnierza elastycznego, co łącznie z utrudnionym dopływem świeżego smaru pogarsza warunki smarowania, grożąc nawet w pewnych okolicznościach — zatarciem.

Odwrotnie — pojawienie się nadciśnienia staje się niejednokrotnie przyczyną niespodziewanego wycieku smaru lub oleju, mimo nienagannego stanu uszczelnacza.

Zapobieganie zjawiskom pompowania polega na wykonaniu kanalików umożliwiających swobodny powrót przetłaczanego oleju lub smaru i natychmiastowe wyrównywanie się poziomów. W przypadkach stosowania olejów o dużej gęstości lub gdy środek smarujący dochodzi do uszczelnacza, przepływając kolejno przez kilka łożysk — wprost nieodzowne staje się nacinanie kanalików, bez których dostateczny dopływ smaru do pracującej ścianki pierścienia jest zawsze co najmniej wątpliwy.

Kanaliki rozprowadzające środek smarujący spełniają swe zadanie — o ile na całej swej długości leżą poniżej najniższego poziomu smaru lub oleju w łożysku.

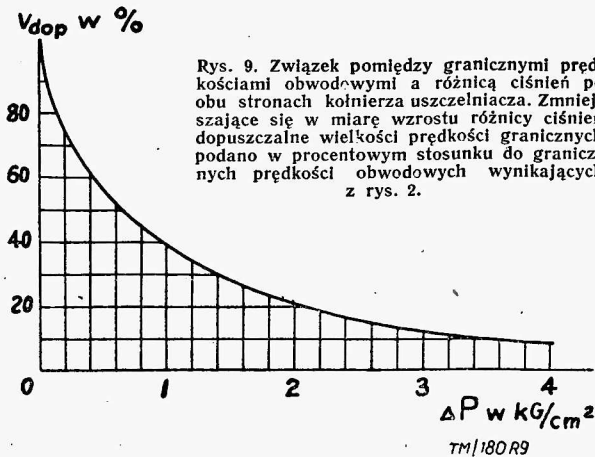
Przy długotrwałym lub stałym występowaniu nadciśnienia względnie podciśnienia po jednej stronie uszczelnacza, zasadniczym zmianom ulegają warunki uszczelnienia. Różnica ciśnień może powodować odkształcanie się elastycznego kołnierza, a z reguły oznacza się albo silniejsze dociskanie pracującej ścianki kołnierza, albo dążenie do oderwania jej od uszczelnianej powierzchni. Zasadniczo — przy stosownym założeniu uszczelnacza — występowanie umiarkowanej różnicy ciśnień sprzyja prawidłowemu przyleganiu kołnierza do czopa, a tym samym polepsza warunki uszczelnienia.

Zależnie od typu uszczelnacza oraz od tworzywa kołnierza elastycznego — dopuszczalna różnica ciśnień, nie wpływająca jeszcze na skuteczność i trwałość uszczelnienia — może wahać się w stosunkowo rozległych granicach.

Ujmując ogólnie — dla dowolnych warunków uszczelnienia — przy prawidłowym ukształtowaniu koszyka i pokrywy uszczelnacza, co decyduje o sztywności elastycznego kołnierza — dla kołnierzy z kauczuku syntetycznego dopuszczalna różnica ciśnień wynosi około 1 kG/cm<sup>2</sup>, a dla pierścieni z kołnierzem ze skóry chromowej do około 2 kG/cm<sup>2</sup>.

Podane wielkości orientacyjne ulegają nieznacznemu zwiększeniu w razie specjalnego uformowania pokrywy — wydatnie zmniejszając się w przypadkach jej braku.

O ile występuje dostrzegalna różnica ciśnień — warunki uszczelniania wymagają każdorazowo dokładnej analizy indywidualnej. Przy obfitym smarowaniu oraz niskich prędkościach obwodowych czopa — zależnie od materiału użytego na kołnierz elastyczny — można uzyskać prawidłowe i trwałe uszczelnienie



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

## PORÓWNAWCZE BADANIA I ANALIZA KONSTRUKCJI WYSOKOPRĘŻNEGO SILNIKA „FIAT 368“\*

Na tle uzyskanych wyników badań własnych oraz danych fabrycznych, autor analizuje osiągi silnika „Fiat 368“ w porównaniu z silnikami typu: Leyland „Saurer“ — CTI), MAN-D 104062, Škoda — 706 R, Irat-6 C 105. W dalszej części zostaje przeprowadzona analiza ukształtowania poszczególnych komór spalania w porównywanych silnikach. Zamieszczona tablica osiągow silników wysokoprężnych konstrukcji z 1938 r. charakteryzuje dokonany postęp w tej dziedzinie.

### A — Analiza osiągow silnika Fiat 368 na tle wyników i charakterystyk silników wysokoprężnych innych producentów

1. Porównanie osiągow silnika Fiat typ 368 przeprowadzone zostało na tle wyników uzyskanych z badań tej samej grupy silników jak: Leyland, Saurer, typ CTID, MAN typ D104062, Škoda 706 R i Irat 6C105, przy czym wielkości porównawcze silników Leyland i Škoda 706 R zostały uzyskane w wyniku badań przeprowadzonych na stanowiskach dynamometrycznych na Dziale Badań Silników BKP Mot. Wartości charakterystyczne pozostałych silników oparte są na danych zaczerpniętych z prospektów fabrycznych.

2. Zasadnicze wielkości użytych do porównania silników zestawione są w tablicy 1. Wzięte do porównania silniki, z wyjątkiem silnika Škody pracują na zasadzie bezpośredniego wtrysku. Schematyczne przekroje przez komory spalania zostały przedstawione na rysunkach od 1 do 8.

3. Porównanie osiągow silnika Fiat, Leyland i Saurer CTID na bazie charakterystyk obciążeniowych dla dwóch zakresów obrotu 1200 i 1800 obr/min.

nawet dla różnicy ciśnień 3 kg/cm<sup>2</sup> (kauczuk syntetyczny) względnie 4 kg/cm<sup>2</sup> (skóra chromowa).

Szczególnej uwagi wymagają przypadki, gdy prędkości obwodowe czopa są stosunkowo wysokie, a rzeczywiste temperatury pracy zbliżają się do wielkości dopuszczalnych. W takich okolicznościach występowanie nadmiernej różnicy ciśnień może wydatnie zwiększać intensywność wydzielania się ciepła na skutek tarcia, powodując przedwczesne zużycie kołnierza uszczelniającego.

Rys. 9 przedstawia graniczne różnice ciśnień, nie zakłócające jeszcze sprawności działania zwykłych uszczelnaczy, w zależności od prędkości obwodowych, zredukowanych w stosunku do prędkości dopuszczalnych, podanych na rys. 2.

O ile istnieje możliwość wyboru pomiędzy kilkoma różnymi średnicami — ze względu na trwałość pierścienia należy dążyć do uszczelniania średnicy najmniejszej.

a mianowicie dla silnika Fiat i dla Leylanda, są uzyskane w wyniku badań na stanowisku dynamometrycznym na Dziale Badań Silników B.K.P.Mot. Trzecia charakterystyka obciążeniowa dla silnika Saurer oparta jest na danych zaczerpniętych z prospektu tej formy — Aktiengesellschaft Adolph Saurer Arbon 1931 e -846-3000.

Analizując przebieg krzywych charakterystyk obciążeniowych widzimy, iż charakterystyczne punkty wartości mocy znamionowych znajdują się po prawej stronie optymalnych wartości jednostkowego zużycia paliwa, dla trzech typów silników. Interesujące zatem może być porównanie przesunięcia się tych charakterystycznych punktów mocy znamionowych, w kierunku zwiększenia się wartości jednostkowego zużycia paliwa, które świadczy jednocześnie o stopniu regulacji fabrycznej silnika, która związana jest ściśle z jakością przebiegu procesu spalania. Przyjmując zatem w rachunku procentowym dla każdej charakterystyki obciążeniowej przy  $n = 1800$  obr/min uzyskane minimalne wartości jednostkowego zużycia paliwa i odpowiadające im wielkości otrzymanych mocy za 100%, — otrzymamy następujące porównanie:

TABLICA 1

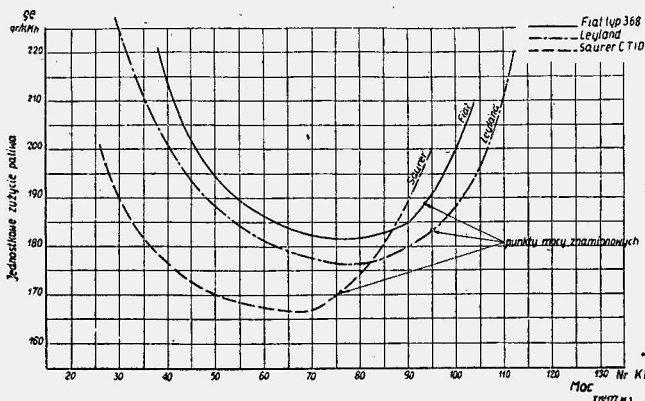
Wielkości charakterystyczne	Typy silników					
	Fiat typ 368	Leyland	Saurer CT I D	M. A. N. D 104062	Irat 6 T 105	Škoda 706 R
Liczba cylindrów	6	6	6	6	6	6
Średnica tulei cylindrowej	122 mm	122 mm	110 mm	110 mm	105 mm	125
Skok tłoka	145 mm	139,7 mm	140 mm	140 mm	125 mm	160
Pojemność skokowa silnika	10170 cm <sup>3</sup>	9 785 cm <sup>3</sup>	7980 cm <sup>3</sup>	7980 cm <sup>3</sup>	6495 cm <sup>3</sup>	11781 cm <sup>3</sup>
Moc znamionowa	123 KM	120 KM	100 KM	120 KM	115 KM	145 KM
Obroty max. znamionowe	1800 obr/min.	1800 obr/min	1900 obr/min	2000 obr/min	2500 obr/min	1800
Wartość max. momentu obr.	55,8 Kgm	57 Kgm	46 Kgm	44 Kgm	35 Kgm	65,0
Ciśnienie wtrysku	195 kg/cm <sup>2</sup>	155 kg/cm <sup>2</sup>	180 kg/cm <sup>2</sup>	135 kg/cm <sup>2</sup>	150 kg/cm <sup>2</sup>	150 kg/cm <sup>2</sup>
Kąt wtrysku	24° przed GMP	28° przed GMP	—	—	50° przed GMP	38° przed GMP
Stopień sprężania	1 : 15	1 : 15	—	1 : 17	—	21

Wykresy 1 i 2 przedstawiają charakterystyki obciążeniowe tych porównawczych ze sobą silników, przy czym dwie z nich,

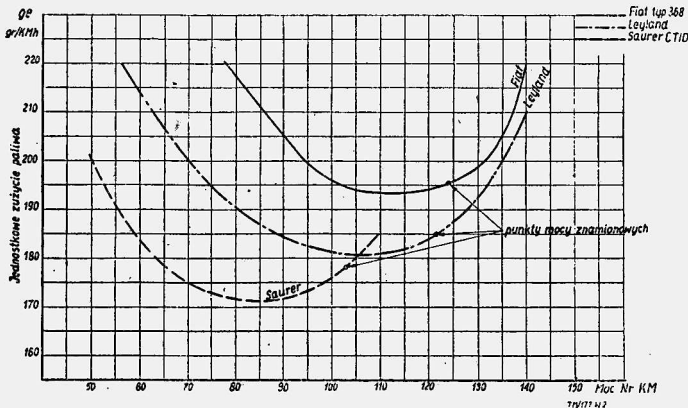
\*) Artykuł stanowi dalszą część opublikowanej w zeszycie nr 9 pracy inż. mech. J. Koronkiewicza pt. „Porównawcze badania silnika wysokoprężnego Fiat — 368“.

a — Moc znamionowa silnika Saurera wyższa jest od mocy uzyskanej przy optymalnej wartości jednostkowego zużycia paliwa o 18,25% przy jednoczesnym wzroście  $g_e$  o 4,66%.

b — Moc znamionowa silnika Leyland wyższa jest od mocy



Wykres 1. Zestawieniowe charakterystyki obciążeniowe przy  $n = 1200$  obr/min dla trzech typów silników wysokoprężnych z wtryskiem bezpośrednim



Wykres 2. Zestawieniowe charakterystyki obciążeniowe przy  $n = 1800$  obr/min dla trzech typów silników wysokoprężnych z wtryskiem bezpośrednim

otrzymanej przy  $g_e$  min. o 13,1% przy jednoczesnym wzroście odpowiadającej wartości jednostkowego zużycia paliwa o 2,21%.

c — Moc znamionowa silnika Fiat większa jest od mocy uzyskanej przy optymalnej wartości jednostkowego zużycia paliwa o 12,6% przy jednoczesnym wzroście odpowiadającego  $g_e$  nastawkowego zużycia paliwa, w porównaniu z optymalną wartością  $c$  o 1,55%.

Przeprowadzając następnie identyczne porównanie dla 1200 obr/min otrzymamy wartości w rachunku procentowym:

d — Moc znamionowa silnika Saurera wyższa jest od mocy uzyskanej przy optymalnej wartości jednostkowego zużycia paliwa o 12,6% przy jednoczesnym wzroście odpowiadającego  $g_e$  o 1,8%.

e — Moc znamionowa silnika Leyland wyższa jest od mocy otrzymanej przy  $g_e$  minimum o 18,75% przy jednoczesnym wzroście odpowiadającej wielkości jednostkowego zużycia paliwa o 3,98%.

f — Moc znamionowa silnika Fiat wyższa jest od mocy uzyskanej przy optymalnej wartości jednostkowego zużycia paliwa o 20,7% przy jednoczesnym wzroście odpowiadającego jednostkowego zużycia paliwa, w porównaniu z optymalną wartością  $g_e$  o 3,03%.

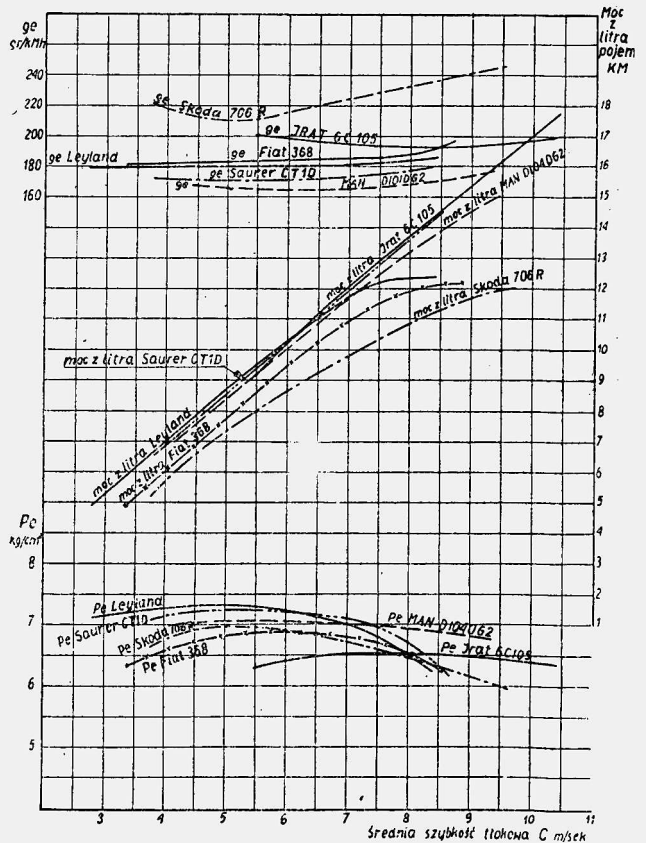
Porównanie dla 1800 obr/min, przy których fabryki dokonują regulacji silników wskazuje, iż dzięki stosunkowo dużemu zakresowi ekonomicznej pracy silnika zawartemu w granicach 180 gr/KMh firma Saurer może podwyższyć moc znamionową o większy procent, niż pozostałe firmy, bez obawy przekroczenia obszaru optymalnych warunków pracy. Pozostałe dwie charakterystyki obciążeniowe znajdują się poza przyjętym obszarem ekonomicznej pracy, zawartym w przedziale  $g_e \leq 180$  gr/KMh.

Dla silnika Leylanda dla obrotów  $n = 1800$  obr/min, zakresem ekonomicznej pracy byłby obszar mocy zawartych w przedziale  $g_e \leq 185$  gr/KMh.

Dla silnika Fiat przy tych samych obrotach za zakres ekonomicznej pracy można by przyjąć dopiero obszar mocy zawartych w przedziale  $g_e \leq 195$  gr/KMh.

Analizując uzyskane wielkości z porównania procentowego dokonanego dla 1200 i 1800 obrotów/min widzimy, iż stosunkowo wyższe wartości procentowego wzrostu mocy w porównaniu z mocami uzyskiwanymi przy optymalnych wielkościach jednostkowego zużycia paliwa, uzyskujemy w wypadku silnika Fiat i Leyland, przy obrotach 1200, niż 1800 obr/min. Zjawisko to należy wytłumaczyć między innymi tym, iż w obu wypadkach przy  $n = 1200$  obr/min zarówno sprawność mechaniczna, jak i sprawność wolumetryczna są znacznie wyższe, niż przy  $n = 1800$  obr/min. Co do przebiegu krzywych charakterystyk obciążeniowych trzech porównanych ze sobą silników należy stwierdzić, że silniki Leyland i Fiat mają je bardzo zbliżone do siebie i można je uznać jako charakterystyki współśrodkowe z tym, że charakterystyka silnika Leyland jest bardziej korzystna pod względem ekonomicznym w całym zakresie pracy silnika, zarówno przy  $n = 1200$ , jak i  $n = 1800$  obr/min.

Charakterystyka obciążeniowa silnika Saurer ma nieco inny charakter i jest bardziej korzystna w zakresie mocy niższych, co jest spowodowane między innymi mniejszą pojemnością skokową silnika. Celem bardziej dosadnego udowodnienia wpływu sprawności mechanicznej i wolumetrycznej na moc i jednostkowe zużycie paliwa silnika Fiat należy zwrócić uwagę na fakt, opierając się na wykresie 3 pierwszej części artykułu\*), że przy charakterystyce mocy maksymalnej średni wydatek pompki wtryskowej wyliczony z godzinowego rozchodu paliwa wynosi ca 152 mm<sup>3</sup> na 1 skok tłoczka, przy zmierzonym ciężarze właściwym



Wykres 3. Wykres porównawczy silników wysokoprężnych w układzie współrzędnych:

jednostkowe zużycie paliwa w funkcji średniej szybkości tłokowej  $g_e = f(c)$   
 moc z jednego litra pojemności w funkcji średniej szybkości tłokowej  $N/1 p = f(c)$   
 średnie ciśnienie efektywne  $p_e \leftarrow f(c)$

\*) patrz J. w. Technika Motoryzacyjna Nr 9.

paliwa  $0,864 \text{ gr/cm}^3$  przy  $20^\circ\text{C}$ . Natomiast przy „dopuszczalnym przeciążeniu” (również wykres 3 pierwszej części artykułu) średni wydatek pompki wtryskowej odniesiony na jeden skok tłoczka wynosi ca  $117 \text{ mm}^3$ . Porównując zatem powyższe wielkości z przebiegiem obu charakterystyk zewnętrznych widzimy, że w zakresie obrotów od 800 do 1400 obr/min osiągi silnika Fiat na zwiększonym wtrysku paliwa są nieznacznie większe. Wydatne różnice zachodzą dopiero w zakresie obrotów wyższych od 1400 do 1800 obr/min, gdzie zwiększona dawka paliwa poprawia moce maksymalne silnika. Zjawisko to świadczy zatem o pogorszeniu się zarówno sprawności wolumetrycznej silnika, jak i przede wszystkim sprawności mechanicznej.

Pokonanie zwiększonych oporów mechanicznych odbywa się zatem kosztem powiększenia dawki paliwa, przy jednakowym początku kąta wtrysku paliwa. Przy procentowym wzroście dawki paliwa o  $28,3\%$  moc wzrasta tylko o  $10\%$ .

#### 4. Porównanie sprawności mechanicznej silników Fiat i Leyland.

Tablica 2 przedstawia porównanie wartości sprawności mechanicznej obu silników. Należy dodatkowo zaznaczyć, iż moc indy-

TABLICA 2

n obr./min.	$\eta_m$ Sprawność mechaniczna	
	Fiat	Leyland
1000	0,86	0,879
1100	0,864	0,875
1200	0,87	0,87
1300	0,85	0,865
1400	0,845	0,86
1500	0,83	0,85
1600	0,806	0,84
1700	0,776	0,83
1800	0,74	0,816

kowaną w funkcji obrotów dla obu silników zdjęto za pomocą metody bezindykatorowej, przez kolejne wyłączanie cylindrów.

Jak widać z powyższego zestawienia sprawność mechaniczna silnika Fiat w porównaniu z Leylandem jest nieco gorsza. W rachunku procentowym, przyjmując wartość  $\eta_m$  Leylanda przy  $n = 1800 \text{ obr/min}$ , za  $100\%$ , otrzymamy, iż  $\eta_m$  Fiat jest niższa o  $9,3\%$ . Wydatny spadek sprawności  $\eta_m$  zachodzi od 1400 do 1800 obr/min. Widzimy zatem, że nasze przypuszczenie odnośnie konieczności powiększenia dawki paliwa w zakresie od 1400 do 1800 znalazło swoje potwierdzenie w przebiegach sprawności mechanicznej silnika Fiat. Ponadto, przyjmując osiągniętą moc znamionową silnika Leyland i odpowiadającą wartość jednostkowego zużycia paliwa przy obrotach  $n = 1800 \text{ obr/min}$  za  $100\%$ , widzimy, że moc szczytowa znamionowa silnika Fiat jest większa o  $1,64$  przy jednoczesnym wzroście jednostkowego zużycia paliwa o  $5,95\%$ . Dodatkowo, analizując ilość wtryskiwanego paliwa odniesioną na jeden skok tłoczka widzimy, że dla silnika Leyland wynosi ona  $81 \text{ mm}^3$ , a dla Fiata  $87 \text{ mm}^3$ , a zatem jest większa o  $7,4\%$ , w porównaniu z wartością Leylanda. Również może to świadczyć o nieco gorszym przebiegu spalania silnika Fiat w porównaniu z Leylandem.

Porównując ponadto ilości wtryskiwanego paliwa odniesione na jeden skok tłoczka dla trzech typów silników, przy  $n = 1800 \text{ obr/min}$  widzimy zgodnie z wykresem 2, iż silnik Saurera wymaga  $66,7 \text{ mm}^3$  paliwa, ażeby uzyskać moc  $104 \text{ KM}$ . Silnik Leylanda, ażeby tę samą moc uzyskać wymaga  $67,3 \text{ mm}^3$ . Silnik Fiat natomiast wymaga dla uzyskania tej samej mocy  $72,3 \text{ mm}^3$ .

5. Porównanie 7 typów silników wysokoprężnych na bazie wykresu 3, przedstawiającego zestawienie uzyskiwanych wartości jednostkowego zużycia paliwa, mocy z jednego litra pojemności i średniego ciśnienia efektywnego w funkcji szybkości tłokowej.

Przeprowadzając porównanie osiągniętych badanych silników na bazie wykresu 3 pod względem uzyskiwanych wartości jednost-

kowego zużycia paliwa, oraz mocy osiągniętej z jednego litra objętości skokowej można przeprowadzić następującą klasyfikację silników:

1. Silnik M.A.N. DI040G2 (wg danych z prospektu Maschinenfabrik Angsburg-Nürnberg D222005 6T5)  
Silnik Saurer CTID (wg danych z prospektu A. G. Adolph Saurer Arbon 1931e — 846 — 3000)
2. Silnik Leyland na podstawie badań
3. Silnik Fiat typ 368 na podstawie badań
4. Silnik Irat D0G6C 105' (wg danych z prospektu IRAT 21.X. 1948 r.)
5. Silnik Škoda 706 R na podstawie badań

Ogólnie można zatem stwierdzić zarówno na podstawie przeprowadzonych badań jak i danych z prospektów fabrycznych oraz analizy wyników, że w zasadzie silnik Fiat typ 368 należy zaliczyć do czołowej grupy danej kategorii silników wysokoprężnych, jednak klasyfikacyjnie nie można go postawić w tej grupie na pierwszym miejscu. Zarówno bowiem silnik M.A.N., Saurer, Leyland przewyższają go pod względem uzyskiwanych mocy z jednego litra objętości skokowej, jak i bardziej ekonomicznej pracy\*). Świadczy to zatem, że mimo dość „wyrafinowanego” konstrukcyjnie rozwiązania układu ssącego przez zastosowanie dwóch zaworów ssących, przy czym jeden z nich z przesłonką, nie zdołano rozwiązać w pełni polepszenia sprawy napelnienia cylindrów. Związane z tym jest zarówno podwyższenie sprawności wolumetrycznej jak zwiększenie intensywności zawirowania ładunku powietrza i lepszego przemieszania z wtryskiwanym paliwem. Opierając się na danych katalogowych firmy Saurer należy przypuszczać, że firma ta przez specjalne ukształtowanie komory spalania osiągnęła częściowo lepszy przebieg procesu spalania — pozostały bowiem układ ssący jest bardzo zbliżony do rozwiązania Fiata. Z drugiej strony na podstawie analizy uzyskiwanych wartości szczytowych, średniego ciśnienia efektywnego wszystkich wyżej wyszczególnionych typów silników, należy stwierdzić, że silnik Fiat ustalony jest fabrycznie na stosunkowo niższą wielkość, co zapewnia dłuższą żywotność silnika i związane z tym przedłużenie okresu międzynaprawczego, a więc i dłuższej eksploatacji. Fakt ten należy więc uznać za dodatnią stronę regulacji silnika.

Ogólnie można zatem stwierdzić, iż silnik Fiat typ 368 jest silnikiem należycie skonstruowanym i można go zaliczyć do czołowej grupy silników wysokoprężnych.

6. Porównanie jednostkowego ciężaru silników, przypadającego na 1 KM, oraz mocy przypadającej na  $1 \text{ cm}^2$  powierzchni tłoka.

Celem uzyskania pełnej i wyczerpującej analizy badanych silników podaję poniżej tablicę zestawieniową ciężarów przypadających na jednego KM mocy znamionowej oraz moc przypadającą na  $1 \text{ cm}^2$  powierzchni tłoka.

TABLICA 3

Lp.	Producent	Typ silnika	Ciężar silnika suchego z osprzętem	Ciężar na 1 KM mocy znamionowej	Moc przypadająca na $1 \text{ cm}^2$ powierzchni tłoka dla warunków szczytowych $N_e$ znamionowa przy $\eta_{max}$
1	MAN	D104062	630 kg	5,25 kg	1,264 KM/ $1 \text{ cm}^2$ pow. tłoka
2	IRAT	CT105	480 kg	4,16 kg	1,325 KM/ $1 \text{ cm}^2$ pow. tłoka
3	SKODA	705R	900 kg	6,2 kg	1,18 KM/ $1 \text{ cm}^2$ pow. tłoka
4	Saurer	CT1D	530 kg	5,3 kg	1,052 KM/ $1 \text{ cm}^2$ pow. tłoka
5	Fiat	368	—	—	1,05 KM/ $1 \text{ cm}^2$ pow. tłoka
6	Leyland	Tiger	—	—	0,785 KM/ $1 \text{ cm}^2$ pow. tłoka

#### 7 — Ocena porównawcza na tle konstrukcji 1938 r.

Celem umożliwienia oceny postępu technicznego w rozwoju silników wysokoprężnych w okresie od 1938 r. do 1950 r. podaję dodatkowo tablicę zestawieniową 4, opartą na danych zawartych w miesięczniku „Motor” Nr 5, Maj 1938, a przedstawiającą zgrupowanie 17 typów silników wysokoprężnych produkcji niemieckiej, o mocach znamionowych od  $110 \text{ KM}$  do  $150 \text{ KM}$  w zakresie obrotów od 1500 do 2000 obr/min.

\*) Oczywiście z zastrzeżeniem ścisłości podanych wielkości w prospektach omawianych firm.

Jak widać z tablicy uzyskane moce znamionowe z 1 litra pojemności są zawarte w granicach od 8,67 KM do 13,45 KM.

Wartości jednostkowego zużycia paliwa dla mocy znamionowych w zależności od typu komory wahają się od 195 gr/KMh do 230 gr/KMh.

Ciężar na 1 KM mocy znamionowej zawiera się w granicach od 6,2 do 11,2 kg. Widzimy więc, że pod względem uzyskiwanych mocy z jednego litra objętości skokowej wszystkie badane obecnie silniki jak: Leyland, Fiat, Škoda, oraz użyte do porównania silniki Saurer CIID, IRAT 6 C105 i M.A.N., są zawarte bliżej górnej granicy, a silniki takie jak M.A.N. D104062 i IRAT 6 C 105 przewyższają te wielkości i mianowicie: M.A.N. osiąga 15 KM z litra przy szybkości tłokowej 9,35 m/sek, IRAT 6 C105 osiąga 17 KM z litra przy szybkości tłokowej 10,4 m/sek, a 16 KM z litra przy tej samej szybkości tłokowej co M.A.N.

## B — Analiza ukształtowania poszczególnych komór spalania porównywanych ze sobą silników wysokosprężnych

### 1. — Komora spalania silnika M.A.N. typu D 104062 rys. 1

Komora spalania o kształcie kulistym, a więc o najmniejszej powierzchni, jest całkowicie umieszczona w tłoku. Zawory — szej powierzchni, jest całkowicie umieszczona w tłoku. Zawory —

Tak zatem „przeźrenie szkodliwa“ zredukowana jest do minimum i maksymalna jej objętość uzależniona jest tylko od wymiarów geometrycznych uszczelki. Komora spalania w osi podłużnej silnika umieszczona jest centralnie w tłoku, w przekroju poprzecznym zaś przesunięta jest z osi. Dzięki takiemu rozwiązaniu staje się możliwe zastosowanie tylko dwóch zaworów na cylinder i umieszczenie wtryskiwacza pod kątem, wyprowadza-

TABLICA 4

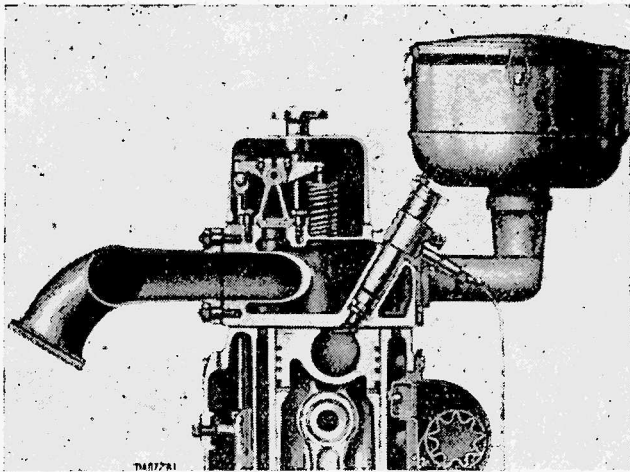
Tabela zestawieniowa silników wysokosprężnych w zakresie mocy od 110 KM do 150 KM i obroty od 1500 ÷ 2000 obr/min. oparte na danych „Motor“ Nr 5, maj 1938 r.

Lp.	Producent typ komory	Ilość suwaków	Liczba cylindrów	Ø tulei mm	Stok mm	V <sub>ss</sub> cm <sup>3</sup>	ε		Ne trwała KM	n przy Ne trwałej obr/min.	Ne max KM	n max obr/min.	Ge gr/KMh przy Ne trwałej	Zużycie oleju w gr na 1 KM	Mat. kadłuba silnika	Waga silni- ka suchego z osprzętem kg	Ciężar na 1 KM mo- cy trwałej kg	Ciężar na 1 KM Ne max. kg	Moc trwała z litra KM	Moc max. z litra KM
							ciśn. wtrysku kg/cm <sup>2</sup>	ciśn. wtrysku kg/cm <sup>2</sup>												
1	Bussing NAG wstępna	FD 6 4	6	125	170	12510	17	95	110 KM	1500	120	1500	230	8	AL.	890	8,1	7,42	8,8	9,6
2	Bussing wstępna	GD 6 4	6	130	170	13593	17	95	130	1500	136	1500	230	8	Al.	910	7	6,7	9,57	10
3	Bussing NAG wstępna	UD 6 4	6	135	160	13741	17	95	140	1600	145	1600	230	6	Żeliwo	1150	8,2	7,93	10,13	10,56
4	Hanomag wstępna	D 85 S 4	6	110	150	8550	18	115	95	1500	100	1550	210	2,3	Żeliwo	1000	10,5	10	11,1	11,66
5	Humbold Deutz wstępna	F6M 513 4	6	110	130	7412	22	130	100	2000	105	2000	205	4	Żeliwo	680	6,8	6,48	13,45	14,1
6	Humbold Deutz wstępna	F6M 516 4	6	110	160	9122	21	130	120	2000	130	2000	205	4	Żeliwo	740	6,2	5,7	13,1	14,25
7	Junkers bepośredni	5,4 2	4	85	240	5448	17	300	110	1500	120	1500	190	2	Al.	750	6,8	6,25	20	21,7
8	Kämper wstępna	6 D 12 4	6	120	170	11538	16	80	125	1500	125	1500	205	3	Si	900	7,2	7,2	10,85	10,85
9	Krupp wtrysk. bepośredni	M 422 2	4	85	240	5448	17	275	—	—	125	1500	200	3,5	Al.	900	—	7,2	—	23
10	Kaelble wstępna	GN 125 S 4	6	125	180	13260	18,6	110	115	1250	135	1250	210	2	Żeliwo	1290	11,2	9,55	8,67	10,2
11	M. A. N. bepośredni z zasob. powietrz.	D 2040 4	6	120	140	9498	15	130	105	2000	120	2000	200	6	Żeliwo	700	6,7	5,84	11,6	12,65
12	M. A. N. bepośredni z zasob. pow.	D 3555 4	6	135	155	13320	15	130	140	1700	150	1700	200	6	Żeliwo	1000	7,14	6,45	10,5	11,3
13	Mercedes Benz wstępna	OM 54 4	6	125	170	12517	17	85	135	1700	150	1700	210	2	Al.	1010	7,5	6,52	10,75	12
14	Mercedes Benz wstępna	OM 67/3 4	6	105	140	7274	17	85	90	2000	100	2000	210	2	Żeliwo	735	8,2	7,35	12,4	13,7
15	M. W. M. z zasobnikiem powietrza	SS 1179 4	6	125	170	12528	17,5	130	128	1500	135	1600	195	4,5	Al.	1050	8,2	7,8	10,2	10,75
16	M. W. M. z zasobnikiem powietrza	SS 1175	6	130	170	13536	17,5	130	140	1500	150	1600	195	4,5	Al.	1000	7,1	6,67	10,3	11
17	Vomag. wstępna	6 R 3090 4	6	130	180	14334	14,2	85	150	1500	156	1500	215	4	Żeliwo	1125	7,5	7,22	10,45	10,9

Silniki obecnie produkowane mają również niższy ciężar przypadający na 1 KM i mianowicie: M.A.N. — 5,25 kg/1 KM, IRAT 6 C105 — 4,1 kg/1 KM. Danych ciężarowych odnośnie silnika Fiata i Leylanda nie posiadamy. Wydaje się jednak, iż będą się one zawierały w granicach silników niemieckich w których to granicach leży również stosunek ciężaru do mocy silnika Škody 706 R. Ponadto należy stwierdzić, iż obecne silniki przewyższają dawne rozwiązania pod względem ekonomicznej pracy. Wartości jednostkowego zużycia paliwa zostały wydatnie obniżone.

jąc jego obudowę na zewnątrz głowicy, czyniąc go tym samym łatwo dostępnym. Dzięki umieszczeniu komory spalania wewnątrz tłoka, bardzo mała ilość ciepła przekazywana jest do czynnika chłodzącego. Używany do tego typu głowicy wtryskiwacz jest czopikowy, którego końcówka jak najdalej sięga płaszczyzny stykowej głowicy z kadłubem. Daje to w efekcie, że droga wtrysku paliwa jest możliwie jak najkrótsza i paliwo równomiernie jest rozdzielane w przestrzeni spalania. Konieczny otwór wlotowy komory spalania jest tak dobrany, ażeby straty na skutek dzia-





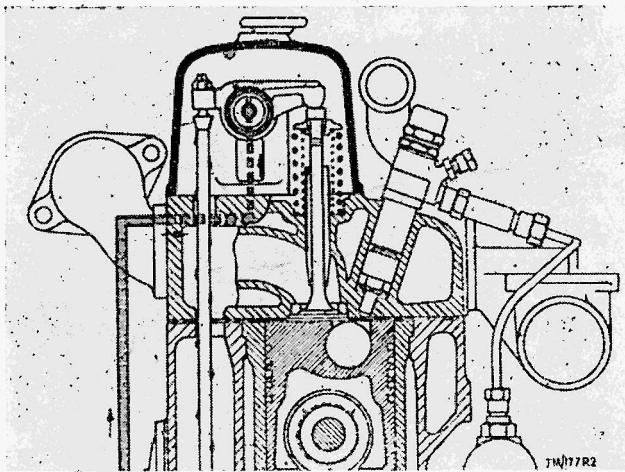
Rys. 1. Przekrój przez komorę spalania silnika M. A. N. D 10 40 62

łania dławiącego były jak najmniejsze. Jedyną wadą takiego ukształtowania komory może być zjawisko nierównomiernego nagrzewania się tłoka i pierścieni tłokowych, co może powodować niejednakowe zużycia.

W takim rozwiązaniu tłok podchodząc do GMP spręża zassane powietrze, wpędzając je jednocześnie całkowicie do komory. Szybkość spalania mieszanki paliwo-powietrze jest gwałtowna. Ze względu na małą objętość przestrzeni szkodliwej gazy spalinowe nie spotykając się z dodatkowym powietrzem nie ulegają szkodliwemu zjawisku dopalania się, co powoduje szkodliwe dymienie.

Z uwagi na osiągi silnika należy uznać rozwiązanie konstrukcyjne komory spalania za najbardziej korzystne.

2. Komora spalania silnika DOG CT 105 produkcji Irat — rys. 2.

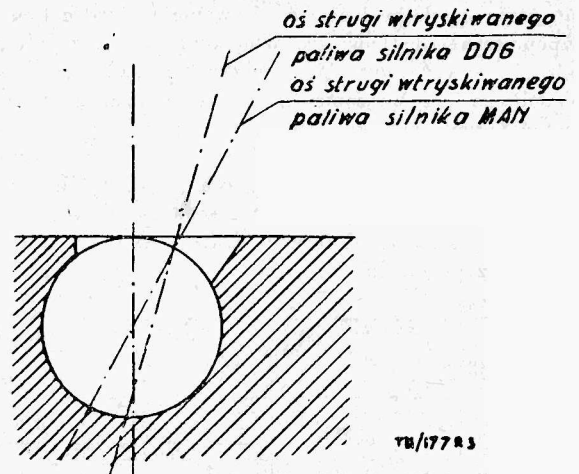


Rys. 2. Przekrój przez komorę spalania silnika IRAT typ DOG-CT 105

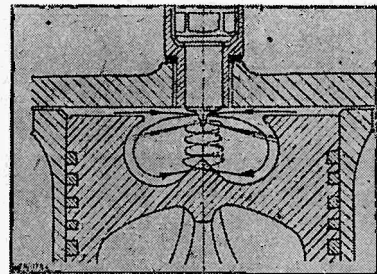
Na podstawie rysunku 2, który przedstawia schematyczny przekrój przez komorę spalania silnika DOG CT 105 widzimy, że typ tej komory jest bardzo zbliżony do rozwiązania konstrukcyjnego MAN. Dlatego też wydawać się może dziwne, iż osiągi silnika Irat pod względem ekonomicznej pracy są dużo gorsze od wyników uzyskanych na silniku MAN. Powodem tego zjawiska może być fakt bardziej pionowego umieszczenia wtryskiwanego paliwa z powietrzem co zostało zilustrowane na rys. 3.

3 — Komora spalania silnika Saurer CTID — rys. 4

Na rysunku 4 przedstawiony został przekrój przez komorę spalania silnika Saurera o wtrysku bezpośrednim i podwójnym zawirowaniu. Ze względu na charakterystyczny kształt komory spalania, jak również na stosunkowo dobre wyniki uzyskane przy jej praktycznym zastosowaniu, omówimy szerzej zasadę jej działania.

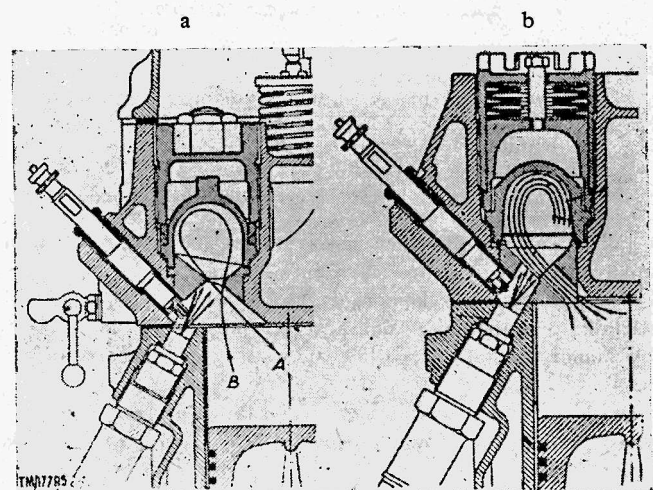


Rys. 3.



Rys. 4. Przekrój przez komorę spalania silnika Saurer typ CT 1 D

Jednym z głównych powodów tego specyficznego ukształtowania komory spalania było stwierdzenie w czasie badań, iż najbardziej optymalne warunki przebiegu procesu spalania mogą zachodzić wtedy, kiedy powietrze będzie doprowadzone rozdronionym cząsteczkom paliwa poprzecznie do kierunku wtrysku. Ponadto, ze względu na krótki okres, w którym następuje wtrysk i w celu dokładnego przemieszania powietrza z paliwem, zawirowanie powietrza musi być intensywne, co związane jest ściśle z koniecznością uzyskania bardzo dużej szybkości obrotowej powietrza. Na podstawie tych rozważań i prób konstruktorzy f-my Saurer opracowali też typ komory o tzw. „podwójnym zawirowaniu“.

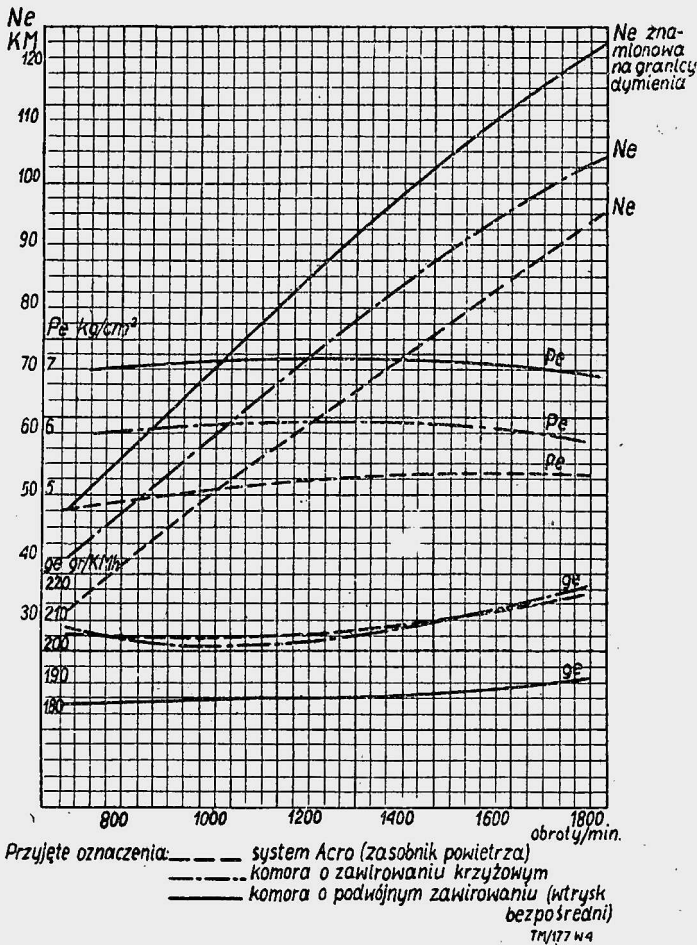


Rys. 5-a. Przekrój przez komorę spalania silnika „Aero“ z zasobnikiem powietrza.

Rys. 5-b. Przekrój przez wirową komorę spalania silnika „Saurer“

Wstępne zawirowanie dookoła osi cylindra uzyskuje się w tym wykonaniu podczas zasysania, dzięki zastosowaniu jednego z zaworów ssących z przesłonką. Powietrze układając się warstwowo w cylindrze, uzyskuje w czasie suwu sprężania ruch obrotowy w płaszczyźnie osi cylindra, a ponadto na skutek charakterystycznego progu w komorze spalania — powietrze w końcowej

fazie sprężania uzyskuje drugie zawirowanie w formie linii śrubowej, poprzecznej do końcówki wtryskiwacza. Przez połączenie obu rodzajów zawirowań, osiąga się zupełne spalanie; na skutek bardzo dobrego przemieszania cząsteczek paliwa, z wirującym w komorze ładunkiem powietrza. Próby z tym typem komory przeprowadzone przez producenta dały bardzo dobre rezultaty. Wyniki zestawieniowe uzyskane w czasie badań na silniku typu B.I.D. przy zastosowaniu trzech systemów komór spalania, zostały przedstawione graficznie w formie wykresu 4, który jest ściśle odwzorowany z prospektu producenta.



Wykres 4. Porównanie charakterystyk zewnętrznych uzyskanych w wyniku badań silnika wysokoprężnego Saurer typ B.I.D. przy zastosowaniu różnych typów komór spalania.

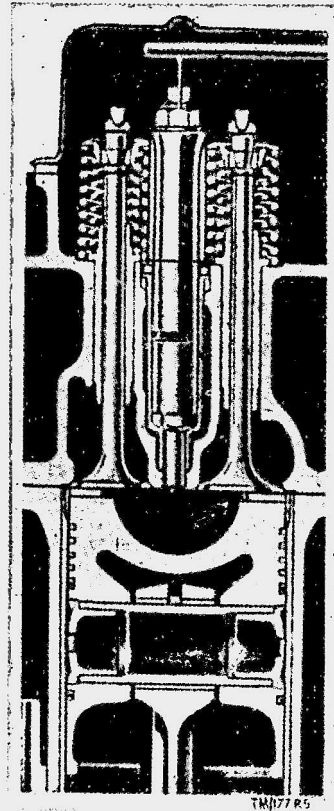
Dane charakterystyczne silnika: 6 cyl., średnica 110 mm, skok 150 m/m, pojemność skokowa 8,55 l

Jak widać wzrost mocy maksymalnej na granicy dymienia silnika pracującego z głowicą o podwójnym zawirowaniu wynosi 35% w porównaniu z komorą z zasobnikiem i 17% w stosunku do silnika pracującego z komorą o wtrysku krzyżowym. (Obydwa typy komory zostały przedstawione w ujęciu schematycznym na rys. 5).

Oszczędność na wartościach jednostkowego zużycia paliwa wynosi średnio 11% w porównaniu z wielkościami jednostkowego zużycia paliwa uzyskanymi przy pozostałych typach komór.

4 — Komora spalania silnika Fiat rys. 6

Komora spalania o kształcie półkulistym całkowicie schowana w tłoku. Zawory kryte w głowicy. Ruch obrotowy powietrza dookoła osi cylindra uzyskiwany w czasie suwu ssącego, przez zastosowanie jednego z zaworów ssących z przesłonką. Dodatkowy ruch pierścieniowy w osi cylindra uzyskuje powietrze w końcowej fazie sprężania w momencie wtłaczania go do komory spalania. Widzimy zatem, że zasada działania tego typu komory, zbliżona jest do komory Saurera. Zasadnicza różnica

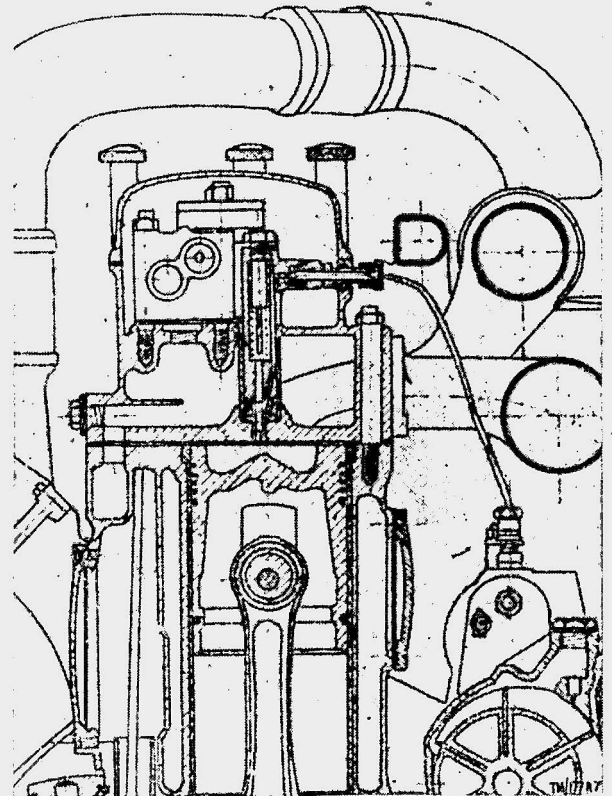


Rys. 6. Przekrój podłużny przez komorę spalania silnika FIAT typ 368

polega tylko na tym, iż z głowicy tej powietrze nie uzyskuje dodatkowego ruchu śrubowego, co może być przyczyną uzyskiwania gorszych wyników procesu spalania. Wtryskiwacze również są typu czterootworkowego.

5 — Komora spalania silnika Leyland rys. 7

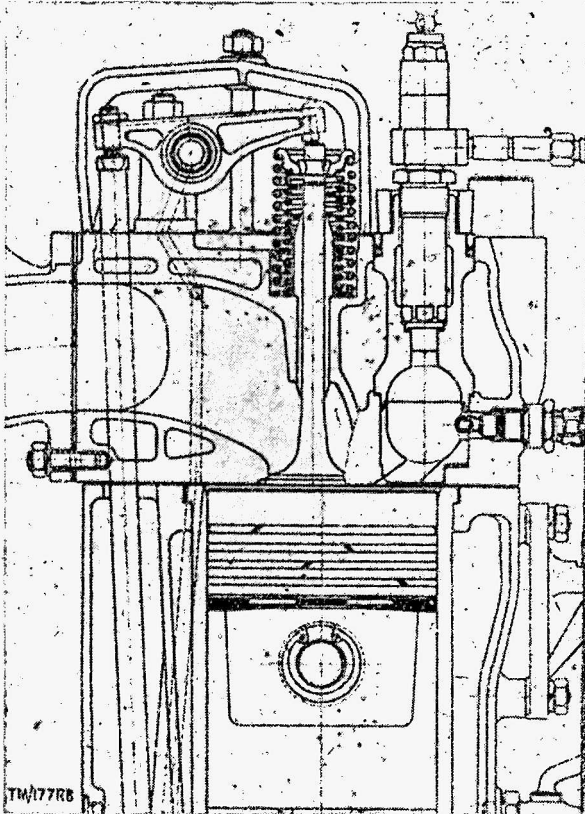
Komora spalania silnika Leyland umieszczona jest również całkowicie w tłoku, o charakterystycznym progu mającym również za zadanie nadanie powietrzu w końcowej fazie sprężania ruchu śrubowego. Ruch obrotowy powietrza uzyskany jest w czasie suwu ssącego przez specjalne ukształtowanie kanału ssącego, (tzw. kanał styczny), które eliminuje konieczne zastosowanie zaworu ssącego z przesłonką. Wtryskiwacz typu czterootworkowego umieszczony jest centralnie.



Rys. 7. Przekrój poprzeczny przez komorę spalania silnika Leyland

6 — Komora spalania silnika Škody typ 706 R rys. 8

Komora spalania silnika Škoda jest umieszczona całkowicie w głowicy, o kształcie owalu z charakterystycznym przewężaniem u dołu. Typ ten jest przykładem komory wirowej. Wtryskiwacz umieszczony z góry skośnie do osi cylindra. Kierunek wtryskiwanego paliwa jest współprądowy do kierunku zawirowań powietrza. W użyciu praktycznym tego typu komory uży-



Rys. 8. Przekrój poprzeczny przez komorę spalania silnika Škoda typ 706 R

skuje się znacznie gorsze wyniki, a ponadto do rozruchu koniecznym się staje zastosowanie świecy żarowej.

#### C — Uwagi ogólne odnośnie przedstawionych typów komór

Na podstawie analizy kształtu omawianych komór spalania i uzyskiwanych wyników, należy uznać, że bardziej korzystne jest stosowanie komór całkowicie umieszczonych w tłoku. Silniki pracujące na zasadzie bezpośredniego wtrysku są bardziej ekonomiczne, mają wyższe średnie ciśnienie efektywne, co jest równoznaczne z osiąganiem wyższych mocy z jednego litra objętości skokowej. Ponadto uzyskują wyższą sprawność termiczną, co jest ściśle związane z problemami ekonomicznymi uzyskiwania niższych wartości jednostkowego zużycia paliwa.

Temperatura spalin dla tego rodzaju silników jest również niższą, dzięki czemu użyte materiały są mniej narażone na obciążenia termiczne.

Ważnym problemem jest również sprawa rozruchu, który w silnikach o wtrysku bezpośrednim jest bardziej pewny, i nie wymaga dodatkowych urządzeń podgrzewających, jak to ma miejsce przy silnikach wyposażonych w komory wstępne, z zasobnikiem i w wirowe. Jedyną niedogodnością jest konieczność stosowania wyższych współczynników sprężania i wyższych ciśnień wtrysku. Tych niedogodności nie można jednak uogólnić, gdyż jak widzimy z tabeli zestawieniowej charakterystycznych wielkości silników, współczynniki sprężania zawierają się w granicach od 15 do 17, a więc są niższe od E silnika Škody, który wynosi aż 21.

Co do stosowanych wielkości ciśnień wtrysku, który w zasadzie dla silnika o wtrysku bezpośrednim zawiera się w granicach 180 kg/cm<sup>2</sup>, należy również zaznaczyć, iż silniki: MAN, Irat, Leyland pracują na obniżonym ciśnieniu w granicach od 135 kg/cm<sup>2</sup> do 150 kg/cm<sup>2</sup>, a więc na poziomie wartości silnika Škody, a nawet nieco niższym. Stosowanie centralnego rozmieszczenia komór spalania w tłoku, jest związane z dużymi trudnościami konstrukcyjnymi umieszczenia wtryskiwaczy i zaworów. Wtryskiwacze bowiem z reguły nie są dostępne z zewnątrz. Ponadto rozwiązanie takie wymaga zastosowania czterech zaworów: dwóch ssących i dwóch wydechowych. Chcąc uniknąć zwiększenia kosztów produkcji niektórzy producenci jak: MAN, Irat — chcąc uzyskać możliwość zastosowania odpowiedniej średnicy talerzyka zaworu, przesunęli z osi cylindra komorę spalania, wyprowadzając jednocześnie wtryskiwacz na zewnątrz skośnie do osi, czyniąc go w ten sposób łatwo dostępnym. Rozmieszczenie takie z punktu widzenia nierównomiernego rozkładu temperatur tłoka i pierścieni wydawać się może niekorzystne, na skutek możliwości powstawania niejednakowego stopnia zużywania się pierścieni tłokowych i gładzi cylindrów. Praktyka jednak wykazała, iż silniki te zdały egzamin w eksploatacji.

F-ma Leyland w swym rozwiązaniu konstrukcyjnym zastosowała rozmieszczenie centralne komory spalania i wtryskiwacza bez zastosowania czterech zaworów na cylindrze. Na podstawie tego krótkiego przeglądu widzimy zatem, że większość producentów przechodzi na stosowanie komór spalania całkowicie umieszczonych w tłoku, uzyskując tym samym lepsze wyniki przy pracy silnika.

## NOWY ETAP ROZWOJU F. S. O.

W dniu 20 września br. załoga Fabryki Samochodów Osobowych obchodziła uroczystość wyprodukowania pierwszego silnika do samochodu M-20 Warszawa. W dniu tym pierwszy całkowicie wyprodukowany w F.S.O. silnik został uruchomiony.

Uroczysty akt wybicia N° 00001 na kadłubie silnika był początkiem akademii, na której załoga podsumowała swoje osiągnięcia przy budowie silnika oraz we współzawodnictwie w II kw. br. Kilkaset części zostało obrabionych na nowoczesnych zespołowych obrabiarkach otrzymanych ze Związku Radzieckiego.

Silnik ten składający się z 550 części, z których każda wymaga wielu czynności obróbczych, trzeba było wykonać na czas.

Trzeba było tak ustawić maszyny, by z oddzielnych skomplikowanych agregatów stworzyć dobrze działającą całość. Należało każdą z osobna maszynę poznawać i opanowywać.

Największe trudności były z obróbką kadłuba. Obróbka kadłuba — to wykonanie kilkudziesięciu operacji, to konieczność uruchomienia około 60 maszyn i opanowania ich. Zaplanowany czas wyniósł 3 miesiące, wykonano to w 30 dni.

Przyśpieszenie terminu wykonania pierwszego silnika wymagało wiele wysiłku. Zdawały wówczas egzamin nie tylko maszyny, rósł nie tylko nowy silnik, ale rośli i zdawali egzamin ofiarności ludzie.

Dzięki pomocy Związku Radzieckiego nie tylko w dostarczeniu nam potrzebnych urządzeń, ale również udzielonej nam pomocy fachowej, załoga F.S.O. mogła szybciej i lepiej wykonać swoje zadanie.

Majstrowie, technicy i inżynierowie polscy wspólnie z inżynierami radzieckimi walczyli o każdą niemal godzinę w przyśpieszeniu wykonania pierwszego próbnego silnika w F.S.O., a wspólna praca była bodźcem do skrócenia tego terminu.

Pierwszy silnik wyprodukowany w Fabryce Samochodów Osobowych stał się najlepszym wyrazem przyjaźni Związku Radzieckiego dla rozwoju naszej motoryzacji.

W dniu 20 września F.S.O., dzięki tej wydajnej pomocy, wkroczyła na nowy etap rozwoju podnosząc na wyższy poziom motoryzację Polski Ludowej.

Mgr inż. W. MATZKE

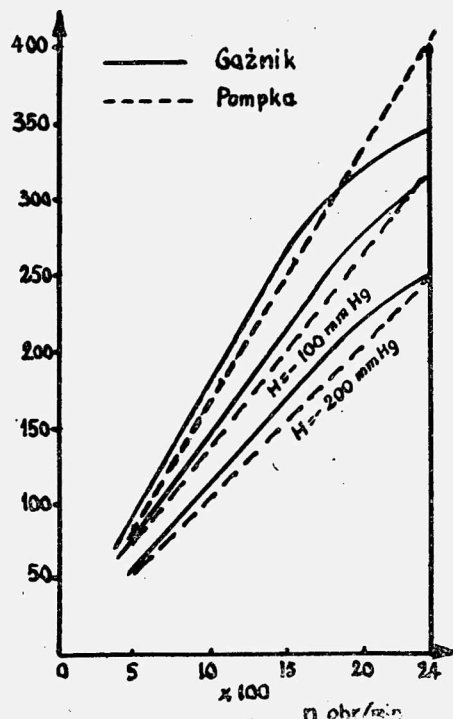
## ZASTĄPIENIE GAŹNIKA POMPĄ WTRYSKOWĄ

Problem zastąpienia gaźnika pompą wtryskową ze zrozumiałych względów interesuje zarówno tych, którzy kupują benzynę w małych ilościach jak i bardzo dużych. Celem tego artykułu jest zorientowanie czytelnika w doświadczeniach lotnictwa z czasu ostatniej wojny i w powojennych motoryzacji dotyczących wtrysku paliwa. Omówione tu będą zagadnienia wzrostu mocy, zmniejszenia jednostkowego zużycia paliwa i niektórych szczegółów konstrukcyjnych silników czterosurowych. Brak wielu parametrów utrudnia przedstawienie zagadnienia w sposób wyczerpujący, jednak materiały użyte w tym artykule wyjaśniają istotę zagadnienia.

W przewodach wlotowych wielocylindrowych silników gaźnikowych słup mieszanki pulsuje w takt otwierania się i zamykania zaworów wlotowych. W związku z tym poszczególne cylindry mają różne napełnienie i to przeważnie mniejsze od napełnienia jakie by posiadał silnik jednocyldrowy. Oprócz tego, w różnych punktach przewodów wlotowych odparowuje różna ilość paliwa wytrąconego ze strugi mieszanki, wzbogacając ją w różnym stopniu. Te dwie przyczyny składają się na to, że poszczególne cylindry znacznie różnią się mocą i zużyciem paliwa. Chcąc z silnika osiągnąć możliwie największą moc, należy najuboższemu cylindrowi zapewnić odpowiedni skład mieszanki, co powoduje, że pozostałym dostarczamy niepotrzebnie dużo paliwa. Jak różni się nadmiar powietrza  $\alpha$  (a raczej jego niedomiar) w poszczególnych cylindrach jednego z gaźnikowych sprężarkowych silników lotniczych, ilustruje tabela.

Nr cylindra	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Nadmiar pow.	0,67	0,6	0,6	0,6	0,63	0,65	0,65	0,67	0,65	0,67	0,72	0,7	0,7	0,68

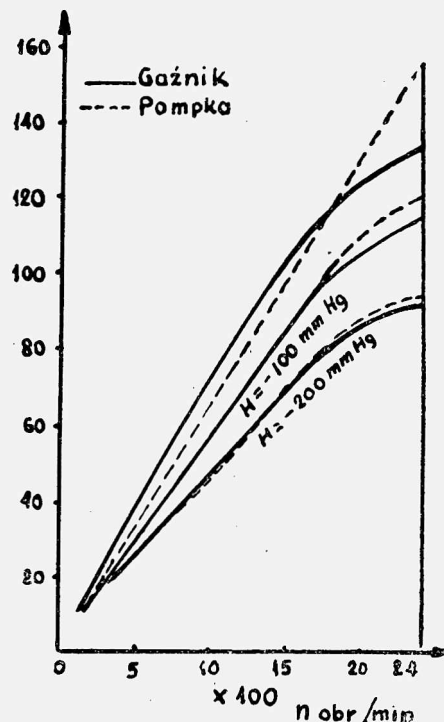
Z tabeli wynika, że zmienia się od 0,6 do 0,72, a jego średnia wartość wynosi — 0,66. Dla tego samego silnika, lecz z wtryskiem bezpośrednim, skrajne wartości wynoszą: 0,68 do 0,72, zaś jego średnia wartość — 0,7. Daje to zmniejszenie zużycia pa-



Rys. 1 — Wykres mocy silnika z bezpośrednim wtryskiem w zależności od obrotów

liwa o 5%, a wzrost mocy o 4,5%. Lepiej odpowiadałby przykład bezsprężarkowego silnika rzędowego, lecz w literaturze takiej tabeli nie znalazłem.

Podczas badań jednego z bezsprężarkowych silników lotniczych zmierzono moc, jakie otrzymano z tego samego silnika, lecz raz wyposażonego w gaźnik, a drugu raz w pompę wtryskującą paliwo wprost do cylindrów. Rys. 1 przedstawia wyniki pomiarów przy całkowicie otwartej przepustnicy i przy dwu położeniach, którym odpowiadał spadek ciśnienia w przewodzie wlotowym wynoszący: 100 Tr i 200 Tr (Tr jest to skrót Tora czyli 1 mmHg). Od razu widać, że poniżej 1 700 obr/min, pełna moc silnika w funkcji obrotów przebiega nieznacznie niżej od krzywej pełnej mocy silnika gaźnikowego. Dopiero powyżej tych obrotów moc silnika wtryskowego przewyższa moc silnika gaźnikowego i przy maksymalnej ilości obrotów nadwyżka ta staje się również największa. W tym przypadku nadwyżka mocy wynosi 14,8%. Krzywe mocy dla stałych otwarć przepustnicy mają podobny przebieg, lecz nadwyżka mocy silnika gaźnikowego poniżej 1 700 obr/min, jak i nadwyżki mocy silnika wtryskowego poniżej tych obrotów — maleją.



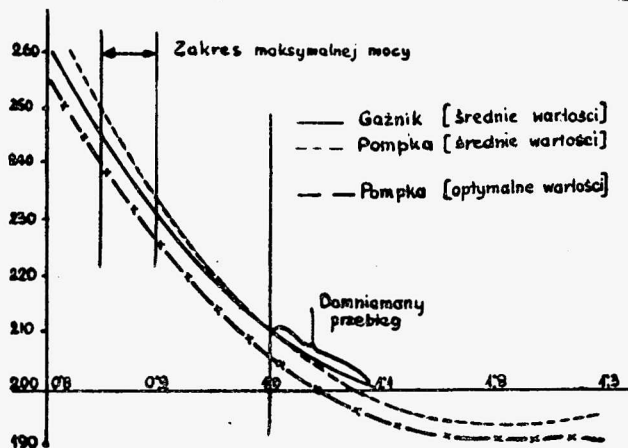
Rys. 2 — Wykres mocy silnika z bezpośrednim wtryskiem w zależności od obrotów

Na przykładzie podobnego silnika, lecz o większej mocy stwierdzamy podobny przebieg mocy przy pełnym otwarciu przepustnicy dający wzrost o 16%, co ilustruje rys. 2. Natomiast przebiegi mocy dla stałych otwarć przepustnicy są jeszcze mniej korzystne dla silnika w wtryskiem bezpośrednim.

W tych dwu konkretnych przypadkach, przyrost mocy pełnej zaczyna się przy ok.  $n = 1 700$ , co w odniesieniu do maksymalnych obrotów stanowi ok. 0,7. Być może, że dla silników o większych ilościach obrotów na minutę zjawisko to ma podobny przebieg. Należy zaznaczyć, że wszystkie krzywe mocy na rys. 1 i 2, poniżej 1 500 obr/min są krzywymy domniemanymi.

Na rys. 3 przedstawiono przebieg jednostkowego zużycia paliwa tego samego silnika lotniczego wyposażonego raz w gaźnik

a drugi raz w pompę wtryskującą paliwo bezpośrednio do cylindrów. Na osi odciętych naniesiono skalę nadmiaru powietrza  $\alpha$ . Dla silnika wtryskowego i gaźnikowego wykreślono krzywe ze średnich wartości otrzymanych z pomiarów. Ponadto dla wtrysku bezpośredniego wykreślono krzywą z najkorzystniejszych pomiarów. Na tym wykresie zaznaczono zakres  $\alpha = 0,85 - 0,9$ , w którym moce obu silników mają swe wartości maksymalne. W zakresie mocy maksymalnych, jednostkowe zużycie paliwa wynosi dla: silnika gaźnikowego 230 do 245 g/KMh, natomiast dla wtryskowego na krzywej średnich wartości — 235 do 250 g/KMh. Optymalne jednostkowe zużycie paliwa dla silnika wtryskowego jest stale niższe od średniego zużycia silnika gaźnikowego o 5 do 10 g/KMh, co stanowi 2 do 4%, gdy tymczasem zaobserwowane różnice w poszczególnych cylindrach dochodzą do 2 — 3%. Przymyślanym przykładem podany na początku, w którym jednostkowe zużycie paliwa zmalało o 5%. Widzimy, że jednostkowe zużycie paliwa silnika gaźnikowego jest nieco niższe w zakresie  $\alpha = 0,8 - 1$ , a następnie przebieg odwraca się na korzyść silnika wtryskowego, przy czym dla  $\alpha = 1,2$  osiąga swe praktyczne, czyli średnie minimum. Poniżej tej wartości krzywa optymalnego zużycia zagina się ku dołowi.



Rys. 3 — Wykres jednostkowego zużycia paliwa silnika gaźnikowego i z bezpośrednim wtryskiem w zależności od nadmiaru powietrza

Bardzo istotną zaletą bezpośredniego wtrysku jest możliwość stosowania dużych przekręć (czasów równoczesnego otwarcia obu zaworów) dochodzących w silnikach sprężarkowych do 80 — 100°. Stwarza to możliwość dobrego przedmuchiwania cylindrów ze spalin powietrzem a nie mieszkanką. Początek wtrysku w pewnym silniku przy zastosowaniu dwu różnych pomp ustalono na 46 — 65° wału korbowego po ZZ (ZZ jest to skrót Zwrotu Zewnętrznego czyli G.M.P.).

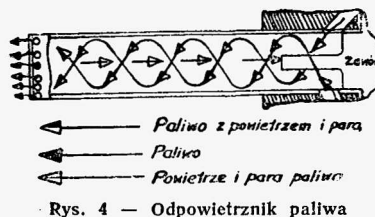
Dodatkową korzyścią wynikającą z zastosowania bezpośredniego wtrysku mającego wpływ na jednorodność składu mieszanki, jest możliwość ustalenia najwłaściwszego kąta zapłonu. W silnikach gaźnikowych kąt przyspieszenia zapłonu jest z konieczności dostosowany do średniego składu mieszanki. Kąt ten w silnikach z wtryskiem bezpośrednim dla podanych poprzednio kątów początku wtrysku wynosi 36° — 44°.

Dla utrzymania stałego nadmiaru powietrza stosuje się w lotnictwie specjalne regulatory dozujące paliwo przy zmianie gęstości powietrza.

Ważnym warunkiem niezawodnego działania pompy wtryskowej jest usuwanie powietrza i par benzyny z instalacji paliwowej. Pomysłowy samoczynny odpowietrznik (separator) przedstawiono na rys. 4. Otworami nachylenymi stycznie do obwodu i poboczniczy rury wpływa pod ciśnieniem paliwo z pompy zasilającej. Rura ta jednym końcem jest osadzona w kadłubie, a drugi jej koniec zamknięty jest denkiem. Paliwo zostaje wprowadzone w ruch wirowy (jak pokazują strzałki), tworząc powłokę, wewnątrz której powietrze i para benzyny kierują się w stronę zaworu odpływowego. Zawór ten pod ich ciśnieniem otwiera

się i para odpływa do zbiornika. Paliwo odpływa z rury otworami w niej wykonanymi w pobliżu denka. O tym zagadnieniu będzie jeszcze mowa w dalszej treści.

Z poprzednio zamieszczonych porównań wynikają cechy charakteryzujące silnik gaźnikowy i z bezpośrednim wtryskiem. Teraz zajmijmy się ich ogólną oceną.

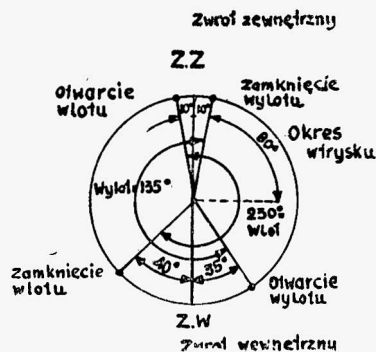


Rys. 4 — Odpowietrznik paliwa

Należy zaznaczyć, że obecnie stosowane gaźniki, a specjalnie lotnicze są urządzeniami, które śmiało mogą współzawodniczyć z pompami wtryskowymi. Dzisiejsze gaźniki mają wszystkie możliwe urządzenia służące do uzyskania najlepszych warunków przy różnych wymaganiach eksploatacyjnych.

Ciśnienia maksymalne dochodzą w pompach wtryskowych do 200 — 300 G/cm<sup>2</sup>, co pociąga za sobą konieczność nadzwyczajnie dokładnej obróbki zespołu tłoczek cylinderek. Tłoczki o średnicy  $\phi = 9$  mm, dobiera się do cylinderek tak, aby luz wynosił 2 — 4 mikronów. W małych, a zatem z założenia tanich silnikach samochodowych, wykonanie zespołu małego nie powoduje obniżki jego ceny.

Widzimy, że bezpośredni wtrysk znajdzie tam zastosowanie, gdzie zależy na szczytowej mocy silnika, a sam silnik będzie duży, aby wkład pieniężny w pompę zamortyzował się oszczędnością na paliwie. Trudno określić wielkość mocy, do której pompa staje się opłacalna, bez znajomości cen gaźników, pomp i rozpylaczy. Za przykład może posłużyć turystyczny czterocylindrowy silnik lotniczy z bezpośrednim wtryskiem. Silnik ten daje 180 KM przy  $n = 2500$  obr/min i  $\epsilon = 7$ , osiąga przy jednej parze zaworów  $p_c = 10$  kG/cm<sup>2</sup>. Ponieważ w silnikach turystycznych moc przelotowa wynosi 0,6 — 0,7 mocy maksymalnej, stąd wniosek, że przy tego rzędu mocach silników samochodowych również wtrysk bezpośredni może się opłacać.



Rys. 5 — Czasowanie silnika z wtryskiem do gniazd zaworów wlotowych

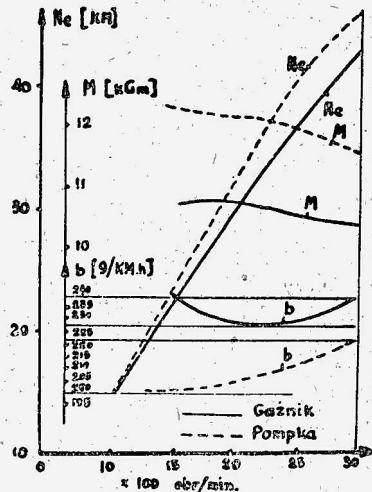
Aby uniknąć dużych kosztów związanych z wytwarzaniem pomp bezpośredniego wtrysku, zastosowano pompy dające niższe ciśnienia i wtryskujące paliwo wprost do gniazd zaworów wlotowych. Omówię wyniki badań ogłoszonych w 1947 roku.

Przedmiotem badań był silnik wysokoprężny o mocy 100 KM przy  $n = 1900$  obr/min, przerobiony na wtrysk do gniazd zaworów wlotowych. Pompa tłoczyła paliwo pod ciśnieniem 25 — 26 kG/cm<sup>2</sup> przez rozpylacze zamknięte iglicami. Zamieszczona na rys. 5 charakterystyka wskazuje, że jednostkowe zużycie paliwa prawie liniowo zmienia się od 200 przy  $n = 800$  do 240 g/KMh przy  $n = 1600$  obr/min, a następnie szybko rośnie, osiągając maksimum — 250 g/KMh przy  $n = 1900$  obr/min.

Widzimy, że jednostkowe zużycie paliwa tego silnika jest takie samo, co w poprzednim przypadku dla silnika z wtryskiem

bezpośrednim. Należy przypuszczać, że przy wyższych obrotach będzie większe. Rys. 6 przedstawia czasowanie (kąty poszczególnych faz) tego silnika.

Instalując ten silnik na podwoziu, dużo uwagi poświęcono chłodzeniu instalacji paliwowej, chłodząc ją powietrzem doprowadzonym przewodami mającymi wloty przed chłodnicą. Aby nie dopuścić do zbytniego wzrostu temperatury pod maską, przewody wylotowe były chłodzone wodą. Wszystko to miało zapobiec parowaniu paliwa w obiegu. Rozpatrzmy teraz przypadek



Rys. 6 — Charakterystyki silnika wyposażonego raz w gaźnik, a drugi raz w pompę wtryskową

silnika, w którym usunięto gaźnik i zastąpiono pompami i tylko jednym rozpylaczem umieszczonym w przewodzie wlotowym na miejsce gaźnika. Rys. 7 przedstawia charakterystyki tego samego silnika jako gaźnikowego i wtryskowego. Moc maksymalna przy użyciu pompy wzrosła o ok. 8% przy  $n = 3000$  obr/min, w stosunku do silnika gaźnikowego. Krzywa mocy pełnej stale przebiega powyżej tej krzywej silnika gaźnikowego. Jednostkowe zużycie paliwa dla mocy maksymalnych wynoszą: dla gaźnikowego 240 a dla wtryskowego ok. 220 g/KWh. Daje to oszczędność 11%. Bardzo cenną zaletą tego układu jest to, że z malejącymi obrotami silnika jednostkowe zużycie paliwa stale szybko maleje do ilości 200 g/KWh przy  $n = 1000 - 1500$  obr/min. W tym przypadku dla maksymalnej mocy osiągnięto najniższe jednostkowe zużycie paliwa, bo nieco wyższe od 220 g/KWh. Publikacja ta z 1951 roku podawała ciśnienie wtrysku. To urządzenie jest najtańsze z opisanych.

W dwu ostatnio opisanych przypadkach specjalną uwagę położono na taniść pomp wtryskowych i rozpylacz, co jest warunkiem szerokiego ich zastosowania.

Dopóki pompy będą miały tłoczki i cylinderki, tak długo będą kosztownymi ze względu na cenę i okresową wymianę zużytych części.

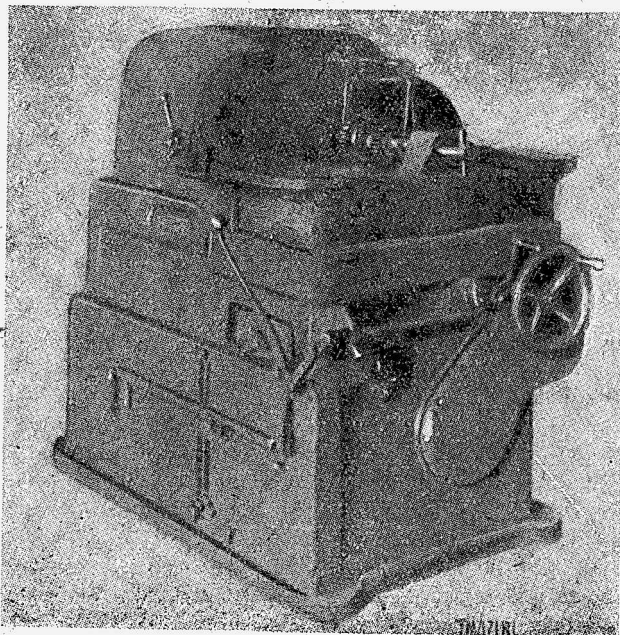
#### SPIS LITERATURY

1. M. M. Maslennikow — M. C. Rapiort „Awianionnyje porszniewyje dwigateli”
2. Rowinski Z. W. i Diurnautia „Teoria Awawigajelja”
3. O. Schey, Kraftstoffeinspritzung bei Ottomotoren
4. Badania i-my „Argus”
5. Krenbel, Kraftstoffeinspritzung für Ottomotoren: „Kraftfahrzeugtechnik”, 1951 r.
6. „Motor Transport” Thornycraft first with petrolInjection, 1947 r.

Inż. FRANCISZEK BARAN

## MODYFIKACJA ZARYSU KÓŁ ZĘBATYCH I SPOSOBY JEJ WYKONANIA

W roku 1928 została wyprodukowana pierwsza specjalna obrabiarka do wykańczania kół zębatach metodą wiórkowania. Pierwsza obrabiarka do wiórkowania (rys. 1) daleko odbiegała zarówno swoim wyglądem jak i rozwiązaniem konstrukcyjnym od stosowanych wiórkarek dzisiaj, jednakże z uwagi na swoje oryginalne założenie konstrukcyjne, warta jest szerszego omówienia. Omawiana obrabiarka nie była udana, z powodu małej wydajności i niedostatecznej gładkości obrabianych przez nią powierzchni i nie znalazła szerszego rozpowszechnienia. Stanowiła



Rys. 1. Wiórkarka pracująca dwoma nożami

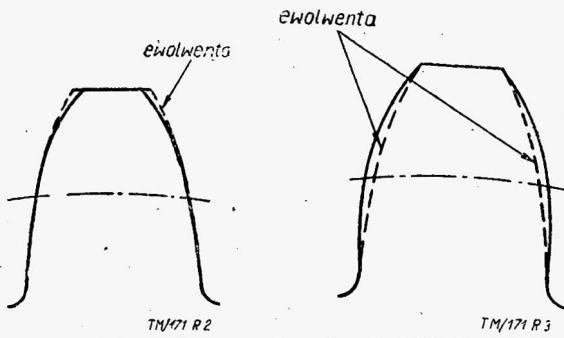
ona już wówczas (1928 r.) wynik dążeń konstruktorów zmierzających do uzyskania lepszej cichobieżności kół zębatach samochodowych skrzyń biegów drogą polepszenia jakości powierzchni obrabianych kół zębatach oraz przez zmianę wzdluznego zarysu zęba.

W wyniku szeregu prób i doświadczeń przeprowadzonych z kołami zębatymi samochodowych skrzyń biegów ustalono, że na cichobieżność kół zębatach mają wpływ czynniki związane nie tylko z dokładnością wykonania zębów, lecz również zmianą zarysu tworzącej zęba.

Powstałe w wyniku tych badań zarysy różniące się od teoretycznej ewolwenty nazwane zarysami modyfikowanymi wprowadzając pojęcie modyfikacji zarysu ewolwentowego. Podczas współpracy pary kół zębatach pod obciążeniem występuje zjawisko złożonego zginania się zębów (zęby dla uproszczenia rozważań wytrzymałościowych traktuje się jako belki przyrzątkowe umocowane u podstawy zęba i obciążone siłami u wierzchołka zęba). Zarówno punkt przyłożenia siły działającej na ząb jak i wielkości tej siły zmieniają się w czasie drogi zęba. Nieznaczne zginanie się zębów (rzędu setnych milimetra) powoduje zmiany wielkości podziałki (w obrębie współpracy kół, podziałka w kole napędzanym wzrasta, a w kole pędzącym maleje), tak że przy wejściu następnego pary zębów do współpracy z sobą powstają uderzenia powodujące zakłócenie cichobieżności.

#### Modyfikacja zarysu kół zębatach

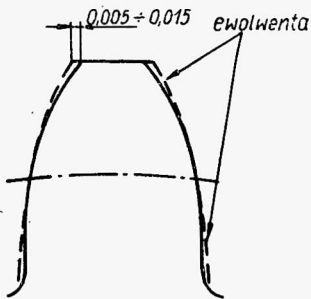
Konieczność podniesienia cichobieżności zespołu kół zębatach i zwiększenia ich żywotności spowodowały zwiększenie wysiłku konstruktorów samochodowych skrzyń biegów w kierunku polepszenia zarysu zębów. Początkowo zarys zębów modyfikowano ścinając część wierzchołków zębów kół (rys. 2) zwiększając grubości zębów na kole podziałowym, przy pozostawieniu zarysu u podstawy i wierzchołka zębów bez zmiany (rys. 3). Ten sposób modyfikacji zwiększył poważnie cichobieżność kół zębatach.



Rys. 2. Modyfikacja wierzchołka zęba

Rys. 3. Modyfikacja zarysu na kole podziałowym

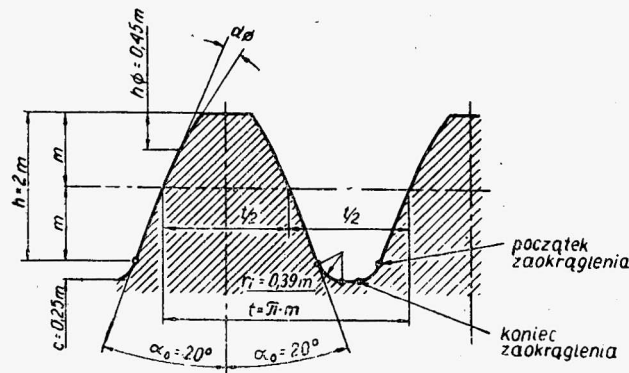
W Zakładach Samochodowych im. J. Stalina w Moskwie zastosowano inny sposób modyfikacji. Wprowadzono zarys zębów z nieco większą krzywizną, aniżeli krzywizna teoretycznej ewolwenty, przy czym profil zęba pokrywa się z zarysem ewolwentowym w okolicy koła podziałowego, w miarę zaś oddalania się od koła podziałowego (u podstawy i u wierzchołka zęba) odbiega od zarysu teoretycznej ewolwenty (rys. 4). Doświadczenie wykazało, że wspomniana modyfikacja nie powinna przekraczać wartości 15μ.



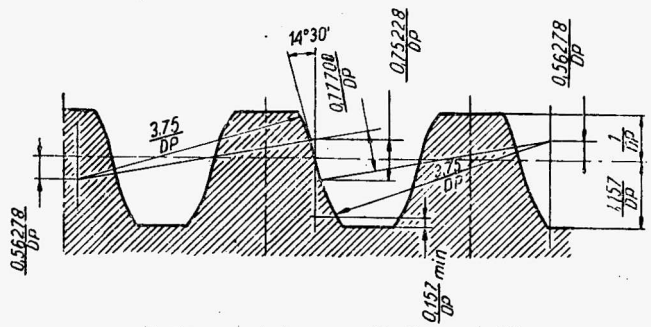
Rys. 4. Modyfikacja ZIS

Rozpatrując modyfikację pary kół zębatych będącej w zazębieniu należy stwierdzić, że wystarcza tylko jedno koło z pary wykonać z modyfikacją zarysu. Wielkość niezbędnej modyfikacji ustala się empirycznie. W niektórych krajach zarysy zmodyfikowane mające na celu poprawienie współpracy zębów, z uwagi pod wpływem obciążenia zostały znormalizowane; i tak

np.: w ZSRR norma GOST 3058—45 określa kąt modyfikacji zarysu roboczego (rys. 5), w Stanach Zjednoczonych normą AGMA\*) przewiduje zębatkę zasadniczą zmodyfikowaną przedstawioną na rys. 6. Normy angielskie (British Standard 436—1940) przewidują zmodyfikowaną nieznacznie zębatkę zasadniczą przedstawioną na rys. 7.



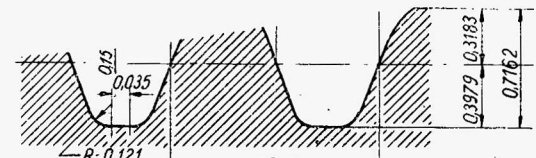
Rys. 5. Kąt modyfikacji zarysu roboczego wg GOST 3058 — 45



Wymiary w calach DP - Diametral Pitch

Rys. 6. Zębatka zasadnicza wg normy A.G.M.A.

nadaniu zębom kształtu beczkowatego (zarysu eliptycznego) w poważnym stopniu podnosi własności wytrzymałościowe i cichobieżne przekładni. Zastosowanie zarysu eliptycznego (rys. 8) eliminuje w dużej mierze błędy wykonania w rozstawieniu osi otworów w skrzyniach biegów (nierównoległość i wichrowatość), których następstwem jest obciążenie końców zębów prowadzące do nadmiernego wzrostu nacisków powierzchniowych i do wyłamania zęba. Koncentracja nacisków w częściach maszyn obniża poważnie ich trwałość. Dotyczy to zarówno naprężeń zginających jak i jednostkowych docisków. Dla zapewnienia dobrej współpracy zębów wprowadzono zarys eliptyczny tworzącej zęba. Wielkość beczkowania na jednej stronie zęba przyjmuje się około 0,02 — 0,03 mm.



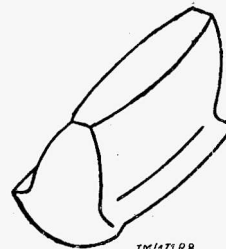
Klasa A<sub>2</sub>-B Wymiary w calach

Dla DP = 1

Rys. 7. Zębatka zasadnicza wg normy B.S. 436 — 1940

Wyniki prób przeprowadzonych z samochodową skrzynią biegów z kołami zębatymi o zarysie eliptycznym i bez zarysu eliptycznego dały następujące wyniki: stwierdzono zniszczenie kół zębatych:

a) zęby proste	b) zęby o zarysie eliptycznym
przy obciążeniu 19 kgm po przetworzeniu 85 godz.	przy obciążeniu 22 kgm po przetworzeniu 259 godz.



Rys. 8. Ząb o zarysie eliptycznym

Obok korzyści natury wytrzymałościowej stwierdzono, że zęby kół zębatych o zarysie eliptycznym w procesie obróbki cieplnej ulegają mniejszemu odkształceniu aniżeli zęby proste. Tłumaczy się to usunięciem warstwy zgniecionej na większej głębokości, aniżeli ma to miejsce przy wiórkowaniu kół zębatych o zarysie nieeliptycznym. Zjawisko zgniotu na powierzchni zę-

Klasa dokładności	1			2			3			4		
moduł	1 ÷ 1,75	2 ÷ 3,75	4 ÷ 10	1 ÷ 1,75	2 ÷ 3,75	4 ÷ 10	1 ÷ 1,75	2 ÷ 3,75	4 ÷ 10	1 ÷ 1,75	3 ÷ 3,75	4 ÷ 10
kąt modyfikacji	2°	1°20'	1°	3°20'	2°	1°20'	4°30'	3°20'	2°	nie modyfikuje się		

Rys. 5a. Modyfikacja zarysu wg GOST 3058 ÷ 45

Obok wprowadzenia modyfikacji zarysu na wysokość zęba stwierdzono, że zmiana wzdłużnego zarysu zęba polegająca na

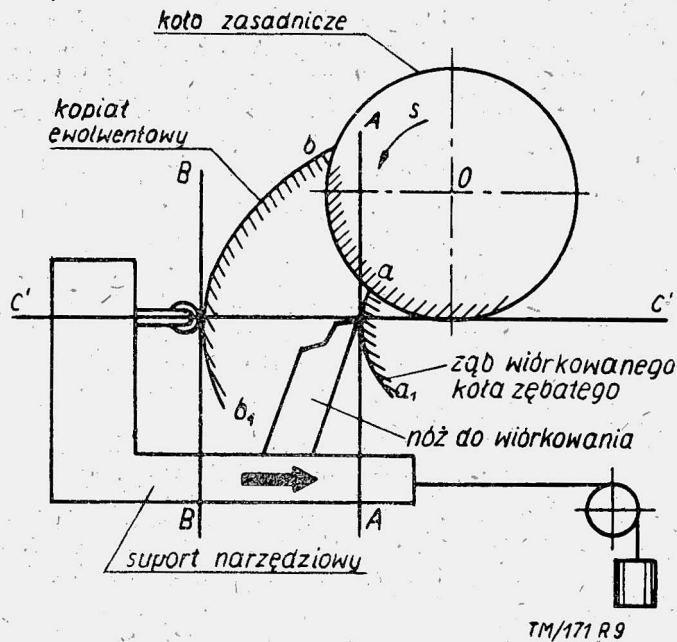
bów występuje podczas obróbki przed wiórkowaniem, szczególnie przy frezowaniu obwiedniowym i powoduje wzrost naprężeń wewnętrznych, co z kolei prowadzi do deformacji zębów kół, które nie podlegały dalszej obróbce wiórkowaniem. Proces wiór-

\*) American Gear Manufacturers Association. (Amerykańskie Stowarzyszenie Producentów kół zębatych).

kowania zębów usuwa warstwę zgniecioną i zmniejsza poważnie wielkość deformacji\*). Po stwierdzeniu korzyści, jakie uzyskano po wprowadzeniu modyfikacji zarysu, przed przemysłem stało zagadnienie opracowania metody pozwalającej na wykonanie modyfikacji zarysu przy zapewnieniu wysokiej gładkości powierzchni zębów oraz wysokiej wydajności. Tym wymaganiom odpowiada stosowana obecnie metoda wykańczania kół zębatach przez wiórkowanie\*\* (skrobanie).

#### Opis wiórkarki pracującej dwoma nożami

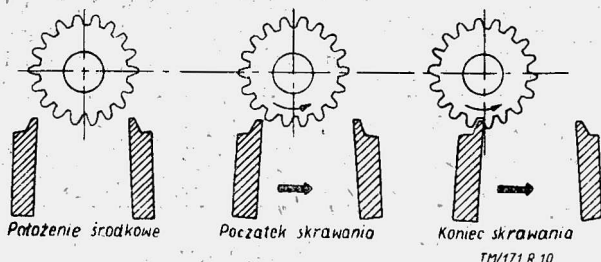
Jak wspomniano na wstępie pierwsza obrabiarka do wiórkowania wytwórni Pratt-Whitney nie znalazła szerszego zastosowania. Wymieniona wiórkarka pracowała dwoma nożami ustawionymi w jednym suporcie narzędziowym, który wykonywał ruchy na przemian zwrotne sterowane za pośrednictwem podwójnego kopiału ewolwentowego umieszczonego na wspólnej osi z obrabianym kołem zębatym. Zasada pracy wiórkarki Pratt-Whitney zbliżona jest do pracy szlifierki specjalnej National Tool do szlifowania zarysu noża Fellowsa i narzędzi do wiórkowania. Schemat działania opisanej wiórkarki przedstawiony jest na rys. 9. Koło zasadnicze obraca się równomiernie wokół swej



Rys. 9. Zasada pracy wiórkarki Pratt — Whitney

osi, a prosta tworząca  $CC$  przesuwa się po kole zasadniczym. Ewolwenty:  $aa$  i  $bb$ , są związane nieruchomo z kołem zasadniczym, a styczne  $AA$  i  $BB$  są związane nieruchomo z prostą tworzącą  $CC$ . Prosta tworząca przesuwa się bez poślizgu po kole zasadniczym, a koło zasadnicze obraca się w kierunku strzałki  $S$ .

Przy tym szybkość obwodowa w punkcie leżącym na średnicy koła zasadniczego jest równa szybkości ruchu prostoliniowego. W omawianej wiórkarce w miejsce stycznej  $AA$  zostaje umieszczone narzędzie do wiórkowania obwodzące ząb koła po ewolwencie  $aa$ , drugiej ewolwencie odpowiada dokładny kopiał ewol-

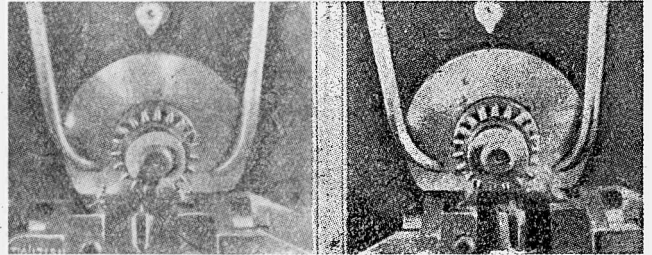


Rys. 10. Wzajemne położenia narzędzi i koła zębatego podczas wiórkowania na wiórkarce Pratt — Whitney

\* Zależy to od wielkości nadkładu pod wiórkowanie.  
\*\* Z angielskiego shawing — golenie.

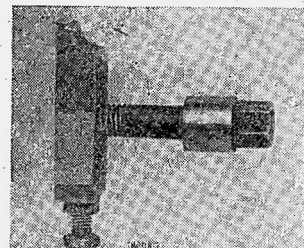
wentowy znajdujący się na wspólnej osi z wiórkowanym kołem zębatym i powodujący ruch suportu narzędziowego.

W szlifierce National Tool rolę stycznej  $AA$  spełnia płaska tarcza szlifierska, prosta tworząca  $CC$  pozostaje nieruchoma, a tym samym obie styczne  $AA$  i  $BB$  nie zmieniają swego położenia. Natomiast koło zasadnicze oprócz ruchu obrotowego wokół swej osi  $O$  odacza się bez poślizgu po nieruchomej prostej tworzącej  $CC$ .



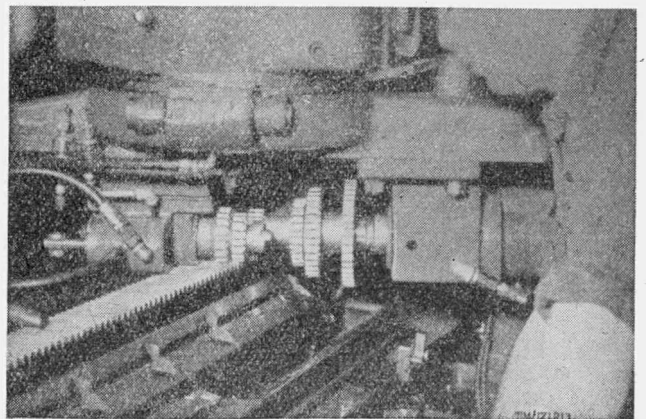
Rys. 11. Wzajemne położenie noży podczas wiórkowania

Rysunki 10 i 11 przedstawiają wzajemne położenie narzędzi i wiórkowanego koła zębatego podczas wiórkowania. Jedno z par narzędzi przedstawia rys. 12. Teoretycznie krawędź tnąca „U” powinna być linią prostą, jednakże konstruktorzy obrabiarki przewidywali możliwość wykonywania kół zębatach z modyfikacją wzdłużnego zarysu zęba (prototyp obecnie szeroko stosowanego zarysu eliptycznego) przez tworzenie wklęsłej krawędzi tnącej zapewniającej uzyskanie różnicy na grubości zęba rzędu 0,01 mm. Na całość cyklu roboczego składały się cztery wachnięcia koła zębatego wokół swej osi umożliwiające usunięcie nadkładu pod wiórkowanie wielkości 0,2 mm na grubość zęba. Po wykonaniu pierwszego ruchu skrawającego następuje przesunięcie (zbliżenie) każdego z dwóch noży o wielkości 0,05 mm. Następne 2 ruchy skrawające są wykonane przy posuwie 0,025 mm na nóż. Po ukończeniu skrawania noże powracają do położenia środkowego i następuje zatrzymanie cyklu.



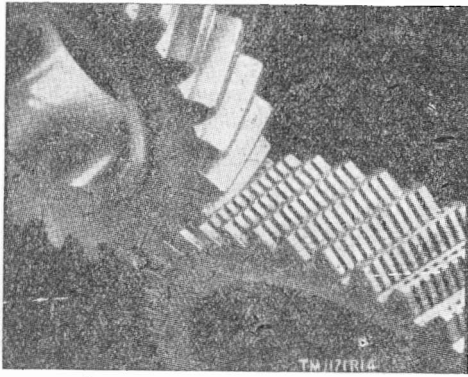
Rys. 12. Narzędzie wiórkarki przedstawionej na rys. 11.

W roku 1932 wyprodukowano wiórkarkę pracującą narzędziem w kształcie zębataki (rys. 13). W tym samym roku inna wytwórnia (National Broach Co) wprowadziła do produkcji wiórkarkę pracującą narzędziem w formie koła zębatego o śrubowej linii zębów, na którego flankach nacięto kanałki stanowiące krawędzie tnące (rys. 14).



Rys. 13. Fragment wiórkarki pracującej narzędziem — zębataką



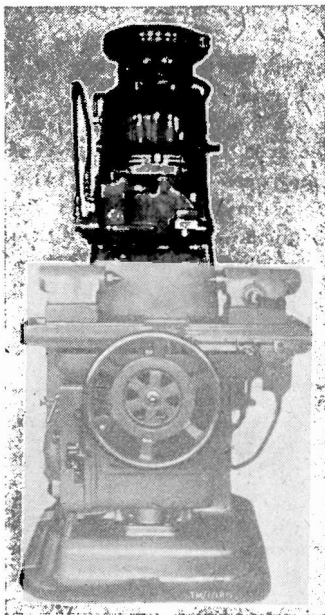


Rys. 14. Wiórkowanie narzędziem — kołem zębatym

Następne lata przynoszą dalszy rozwój budowy wiórkarek pracujących na zasadzie narzędzia — koła zębatego, wiórkarki tego układu buduje szereg wytwórni m. in. Komsomoлец — ZSRR, Hurth — Niemcy i Fellows — Stany Zjednoczone.

Wiórkarka pracująca narzędziem — zębatką posiada szereg wad, które dają przewagę wiórkarkom pracującym narzędziem — kołem zębatym.

Niemożność uzyskania zarysu eliptycznego, trudności związane z wykonaniem narzędzia — zębatki o zarysie modyfikowa-



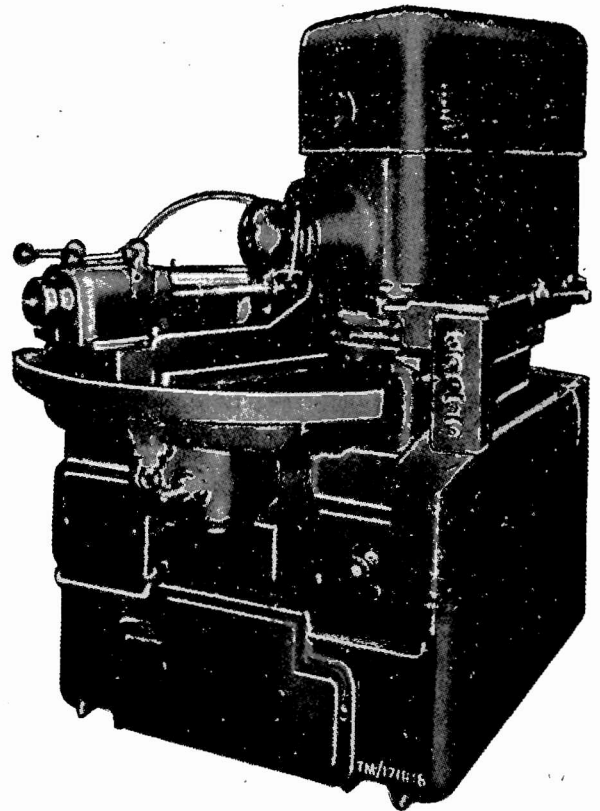
Rys. 15. Wiórkarka radziecka typ 571 b

nym oraz niemożność wiórkowania kół zębatych, o wewnętrznym zazębieniu stwarzają duże ograniczenie szerszego stosowania metody wiórkowania narzędziem — zębatką. Należy podkreślić, że zarówno pod względem wydajności (niemożność stosowania wysokich szybkości skrawania z powodu dużej masy stołu roboczego wykonującego ruchy na przemian zwrotne) jak i pod względem gładkości powierzchni wiórkarka pracująca narzędziem zębatką ustępuje metodzie wiórkowania narzędziem — kołem zębatym.

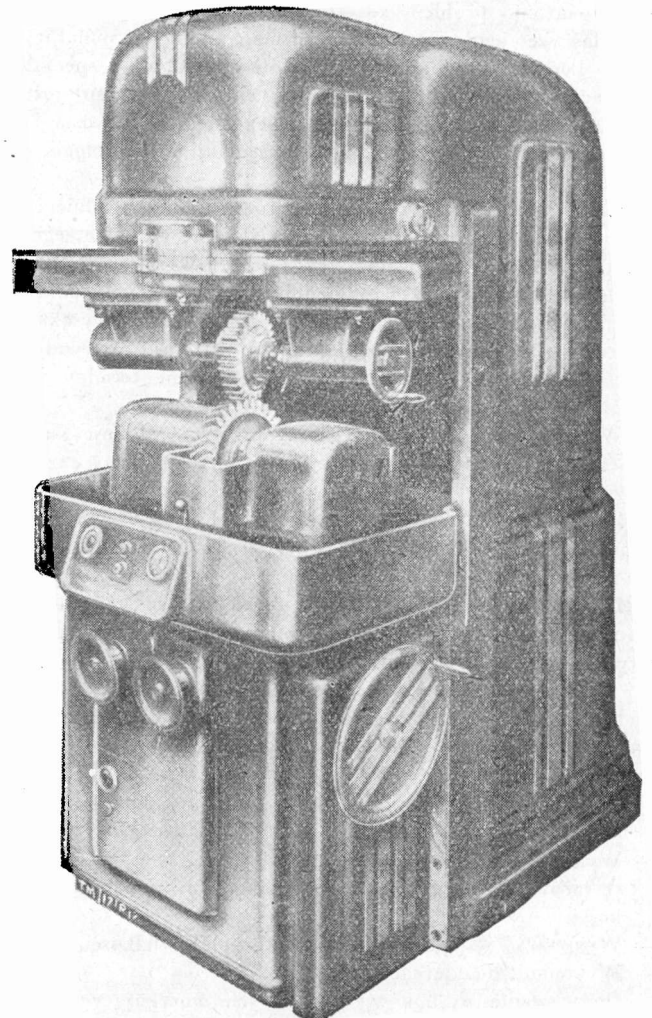
Dodatnią cechą metody wiórkowania narzędziem — zębatką jest jedynie większa łatwość wykonywania narzędzia — zębatki (w wypadku zarysu niemodyfikowanego), co jednakże przy obecnym stanie technologii wykonania narzędzi nie posiada decydującego znaczenia.

## LITERATURA

1. A New Process of Finishing Gear Teeth by Ellsworth Sheldon „American Machinist” 1928 r. str. 810—814
2. Howard R. Erhöhung der Widerstandfähigkeit „Wärkstattstechnik und Maschinenbau” zeszyt 7 lipiec 1952 r. Klepikow „Szewing Process” — Maszgly 1946 r.



Rys. 16. Wiórkarka wytwórni Fellows



Rys. 17. Wiórkarka wytwórni Sykes budowana z licencji Michigan

Inż. STANISŁAW PŁATEK

## ZAGADNIENIE TŁOCZNICTWA BLACH NADWOZI W PRODUKCJI SAMOCHODÓW OSOBOWYCH

*Zagadnienie właściwego rozwiązania produkcji blach nadwozi samochodów wymaga ścisłej współpracy konstruktora i technologa. Podkreślając konstrukcyjne, technologiczne i ekonomiczne problemy tłocznictwa blach nadwoziowych, autor omawia kolejne fazy powstawania konstrukcji nadwozia i opracowania procesu technologicznego jego wykonania. W dalszym ciągu zostają podane zasadnicze wiadomości z zakresu stosowanych przy produkcji blach nadwoziowych: pras, tłoczników, materiałów i smarów.*

W olbrzymim rozwoju przemysłu metalowego jedno z najlepszych miejsc zajęła obróbka bezwiórowa. Usilna walka o potaniecie wyrobów skierowała producentów do jak najszerszego stosowania przede wszystkim części tłoczonych z blachy, a to ze względu na:

- znacznie krótsze czasy wykonania części,
- dokładność wykonania, zapewniająca wymiennność części,
- lekkość przy dużej sztywności wyrobu,
- możliwość zatrudnienia mało kwalifikowanych pracowników.

Podane zalety nabierają specjalnego znaczenia przy seryjnej produkcji samochodów, a zwłaszcza samochodów osobowych ze względu na konstrukcyjne i technologiczne wymagania stawiane im nadwoziom. Dlatego też nowoczesny samochód osobowy posiada ponad połowę części tłoczonych.

Spśród szeregu tych części, na specjalne wyróżnienie zasługuje zagadnienie wykonawstwa tłoczonych elementów składowych nadwozia.

Nadwozie nowoczesnego samochodu osobowego, o złożonych kształtach i liniach opływowych — stanowi bowiem nader trudny do rozwiązania problem konstrukcyjny i technologiczny.

Właściwe jego rozwiązanie wymaga pełnej współpracy zarówno konstruktora nadwozia jak i technologów — specjalistów od tłocznictwa blach. Współpraca ta rozpoczyna się już przy ustalaniu zasadniczych kształtów nowego modelu nadwozia i trwa aż do pełnego rozwiązania jego konstrukcji i technologii wykonania.

Należy podkreślić, że właściwe rozwiązanie zagadnienia wykonawstwa blach nadwoziowych wymaga nie tylko pełnego opanowania samej techniki tłocznictwa, ale również musi uwzględniać stojące do dyspozycji względnie możliwe do uzyskania urządzenia wytwórcze, a w szczególności ciężkie prasy, wysokość dopuszczalnego nakładu z uwzględnieniem wielkości przewidywanej seryjnej produkcji, bazę surowcową, wymagane terminy uruchomienia produkcji itd.

Właściwe uwzględnienie tych czynników warunkuje zapewnienie zarówno odpowiednich własności wyrobu jak i racjonalne ukształtowanie się jego kosztów wytwarzania.

Ze względu na wysokie nakłady, jakie są związane z uruchamianiem produkcji blach nadwoziowych, czynnik ekonomiczny ma tu nader doniosłe znaczenie.

Dla zobrazowania zagadnienia tłocznictwa części nadwozi samochodów osobowych zostaną omówione niektóre problemy z tym związane, a mianowicie:

### Wykonywanie modelu i prototypu nadwozia samochodu

Rozpracowanie kształtu nadwozia stanowi olbrzymią pracę przy projektowaniu nowego modelu samochodu. Praca ta składa się zazwyczaj z następujących etapów:

- Wykonanie szkiców kompozycyjnych i rysunków kształtu nadwozia w skali zmniejszonej.
- Wykonanie makiet samochodu w zmniejszonej skali, np. 1:5
- Opracowanie rysunków kształtu samochodu w naturalnej wielkości.
- Wykonanie wstępnej makiety naturalnej wielkości.
- Wykonanie makiety ostatecznej.
- Opracowanie rysunków wzorcowych korygujących kształty makiety ostatecznej.

- Wykonanie modelu głównego, dzielonego na ustalone zespoły nadwozia np. bagażnik, maska przednia itp. (rys. 1)



Rys. 1. Podział modelu głównego na zespoły

- Opracowanie rysunków poszczególnych zespołów nadwozia.

Podany schemat typowego przebiegu wstępnego projektowania nadwozia jest uzupełnianie szeregiem badań aerodynamicznych, analizą konstrukcyjną i technologiczną itd.

Po zakończeniu modelowania i ustaleniu kształtu nadwozia przystępuje się do wykonania rysunków roboczych, wykonania prototypów, przeprowadzania badań i prób, a następnie opracowania rysunków roboczych dla produkcji. Opracowanie to dzieli się na:

- Rozpracowanie rysunkowe powierzchni nadwozia i wybór typu podzespołów nadwozia.
- Wstępne rozpracowanie konstrukcji nadwozia.
- Wykonanie roboczych rysunków dla wykonania prototypu.
- Wykonanie prototypów nadwozia w naturalnej wielkości.
- Badania i próby prototypu.
- Korekta i uzupełnienie rysunków prototypowych.

Przy rozpracowywaniu rysunków części nadwozia należy zachowywać całkowitą zgodność powierzchni ich z zatwierdzoną makieta (modelem).

Rysunki prototypowe wykonuje się po analizie przyjętych poprzednio rozwiązań z punktu widzenia technologii wykonania.

Poszczególne części nadwozia prototypowego wykonuje się przy pomocy prostego oprzyrządowania pomocniczego: jak formy drewniane, proste przyrządy o podobnym kształcie części (bałwanki) itp.

Niektóre operacje przy wykonywaniu części prototypowych wykonuje się na specjalnej prasie hydraulicznej (patrz Technika Motoryzacyjna Nr 6/52). Przy wykonywaniu prototypu konieczna jest dalsza ścisła współpraca pomiędzy konstruktorem a technologiem. Współpraca taka pozwala na doraźne wprowadzenie poprawek i uzupełnienia już w trakcie wykonywania prototypu. Niejednokrotnie po wykonaniu prototypu i przeprowadzeniu wstępnych badań, stwierdza się szereg niedociągnięć, wobec czego przystępuje się do wykonywania dalszych zmodyfikowanych odmian prototypu, w których zostaną wprowadzone odpowiednie korekty. Prototypy przechodzą pełny zakres badań. Wyniki badań prototypów oraz wprowadzane uzupełnienia i zmiany w trakcie prowadzenia badań są podstawą dla korekty i ostatecznego ustalenia rysunków wykonawczych nadwozia. Przy ostatecznym opracowywaniu rysunków wykonawczych konstrukcja poddawana jest jeszcze raz gruntownej analizie w zakresie technologii wykonania, doboru materiałów, normalizacji części i zespołów, po czym następuje ostateczne zatwierdzenie do produkcji prototypu oraz konstrukcji.

### Opracowanie technologii produkcji

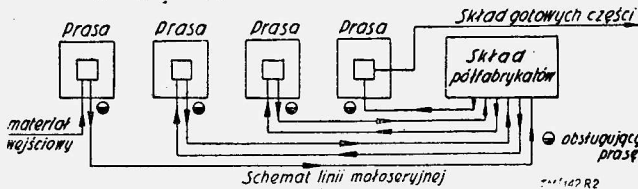
Ustalony rysunki wykonawcze poszczególnych części nadwozia na podstawie zatwierdzonego do produkcji prototypu są podstawą dla szczegółowego rozpracowania technologii wykonania, a w szczególności ustalenia planów operacyjnych, doboru właś-

ciwych pras i urządzeń produkcyjnych, opracowania konstrukcji narzędzi, sprawdzianów i pomocy, rozplanowania ustawienia pras i przebiegu materiałów itd.

**Proces technologiczny tłoczenia części nadwozia**

W zależności od wielkości produkcji zostaje ustalony rodzaj procesu produkcyjnego. Dla przykładu zostaną omówione dwa typowe rozwiązania:

1. Proces małoseryjny
2. Proces przepływowy



Rys. 2. Schemat linii pras dla produkcji małoseryjnej

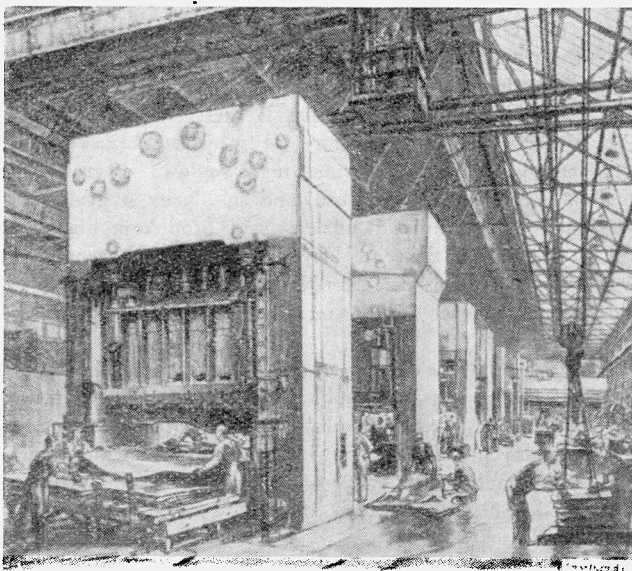
**1. Proces małoseryjny**

Przy procesie małoseryjnym linia składa się z grupy pras uniwersalnych, na których operacje produkcyjne wykonuje się przy pomocy prostych, najczęściej jednooperacyjnych tłoczników. W tym wypadku robotnik ręcznie zakłada i zdejmuje półfabrykat, obsługując jedną prasę. Części tłoczy się oddzielnie partiami i w odstępach między poszczególnymi operacjami, półfabrykaty pozostają przy prasach, zajmując dużo powierzchni produkcyjnej, bądź zostają też przewożone do składu półfabrykatów, obciążając wtedy transport.

Wykorzystanie pras przy tym rozwiązaniu jest stosunkowo niskie i wynosi w praktyce od 10 — 30%. Proces ten pozwala na produkcję różnych rodzajów części, przy stosunkowo małej ilości potrzebnych do tego pras jest on jednak mało ekonomiczny i stosowany jest przeważnie dla wykonywania małych serii.

**Proces przepływowy**

Przy procesie przepływowym linia składa się z grupy pras uniwersalnych, bądź specjalnych, rozmieszczonych według kolej-



Rys. 3. Ogólny widok hali pras dla produkcji przepływowej

ności przebiegu operacji procesu technologicznego. Części tłoczy się dużymi partiami, a półfabrykaty nie pozostają przy prasach, lecz przechodzą bezpośrednio z prasy na prasę (rys. 3). Przepływ części z prasy na prasę ułatwia się przez zastosowanie specjalnych transporterów rolkowych, taśmowych itp. Proces ten pozwala na znaczne ponad 50% wykorzystanie roboczych skoków pras, oraz zmniejsza zapasy międzyoperacyjne części. Odpady blach zostają usuwane mechanicznie specjalnymi transporterami taśmowymi umieszczonymi w kanałach podziemnych. Odpady zostają zrzucane na transporter taśmowy przez specjalne otwory w podłodze. Ogólny schemat linii przepływowej podaje rys. 4.

TABLICA 1

Typowy proces technologiczny dla wytłoczenia części przy produkcji przepływowej jest następujący:

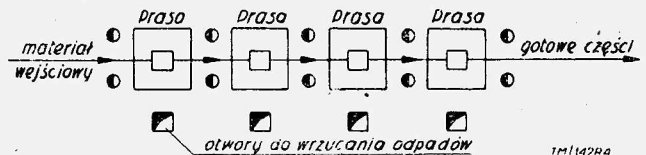
Nr operacji	Nazwa operacji	Narzędzie	Typ prasy
1	Wycinanie wykrojki	Wykrojnik	Prasa pojedynczego działania nacisk 300 ton
2	Smarowanie wykrojki smarem do tłoczenia	Pędzel specjalny	
3	Tłoczenie wstępne	Wytłocznik	Prasa podwójnego działania — nacisk 750 ton
4	Tłoczenie ostateczne	Wytłocznik	Prasa pojedynczego działania nacisk 500 ton
5	Obcinanie obrzeży	Obcinak	Prasa pojedynczego działania — nacisk 400 ton
6	Wycinanie otworów	Wycinak	Prasa pojedynczego działania — nacisk 300 ton
7	Zawijanie obrzeży	Krepownik	Prasa pojedynczego działania — nacisk 400 ton

**Prasy do tłoczenia części nadwozia**

Do tłoczenia części nadwozi samochodowych najszersze zastosowanie znajdują prasy mechaniczne korbowe, lub mimośrodowe. Współczesne prasy cechuje duża sztywność przy lekkości konstrukcji. Warunek ten spełniają dobrze konstrukcje spawane, stosowane obecnie niemal wyłącznie w budowie pras nadwoziowych.

Według rodzaju działania prasy nadwoziowe dzielą się na:

1. Prasy pojedynczego działania
2. „ podwójnego działania
3. „ potrójnego „



Rys. 4. Schemat linii pras dla produkcji przepływowej

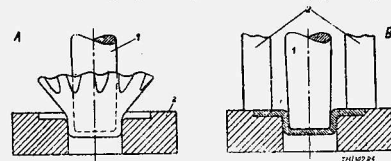
**Prasy pojedynczego działania**

- Cykl pracy prasy pojedynczego działania składa się z:
- 1) Roboczego skoku suwaka w dół
  - 2) Powrotnego skoku „ do góry

Na prasach pojedynczego działania wykonuje się operacje: wycinania wykrojki, odcinania, gięcia, zawijania obrzeży, oraz operacje tłoczenia płytkiego.

**Prasy podwójnego działania**

Na prasach podwójnego działania wykonuje się operacje głębokiego tłoczenia. Przy takim tłoczeniu blacha przed wytłaczeniem jest silnie dociśnięta do powierzchni dociskowej tłocznika a dopiero potem następuje wytłaczanie (rys. 5). Uzyskuje się



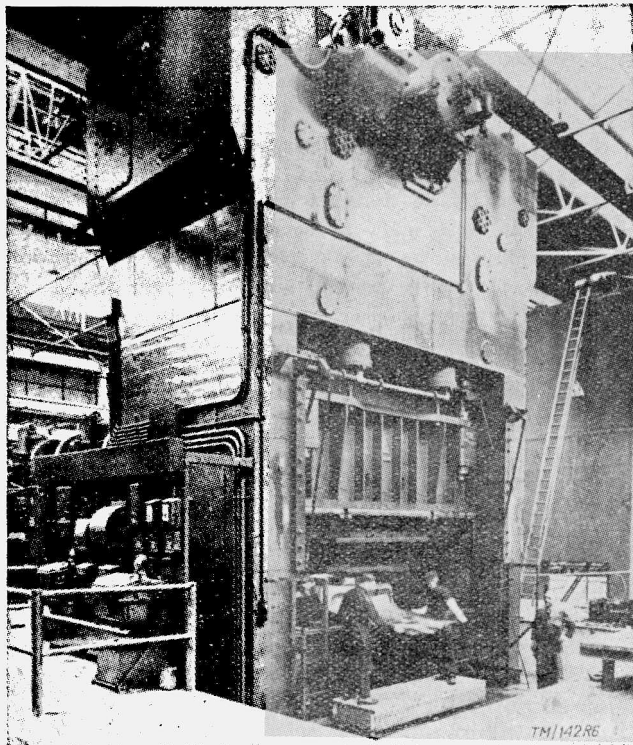
Rys. 5. A — Tłoczenie bez docisku: 1 — stempel, 2 — matryca  
B — Tłoczenie z dociskiem na prasie podwójnego działania: 1 — stempel, 2 — pierścień dociskowy

przez to równomierne płynięcie blachy wytłaczanej bez powstawania karbów, większą sztywność części oraz zmniejszenie odkształceń części po wytłoczeniu.

Prasa podwójnego działania posiada dwa suwaki: zewnętrzny dla docisku blachy i wewnętrzny tłoczący właściwy kształt części. Przy włączeniu prasy obydwa suwaki są automatycznie sterowane. Po włączeniu, pierwszy rozpoczyna ruch do dołu suwak dociskający (zewnętrzny). Po dojsciu do dolnego położenia dociska on blachę do powierzchni matrycy i pozostaje w tym położeniu. Następuje teraz ruch do dołu suwaka wewnętrznego, w końcu którego odbywa się wytłoczenie przy ciągłym docisku

blachy przez suwak dociskający. Unoszenie się do góry rozpoczyna suwak wewnętrzny, a zaraz za nim podnosi się także suwak dociskający.

Na skutek różnicy szybkości suwak dociskający wyprzedza suwak wewnętrzny i dochodzi pierwszy do górnego martwego punktu. Suwak wewnętrzny prasy podwójnego działania posiada krzywą ruchu analogiczną z krzywą ruchu suwaka prasy pojedynczego działania. Suwak wewnętrzny prasy podwójnego działania posiada mechaniczną regulację skoku przy pomocy silnika elektrycznego i przekładni.



Rys. 6. Prasa podwójnego działania o nacisku 750 t.

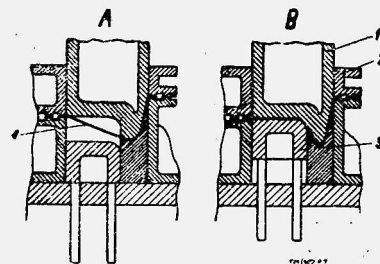
Suwak zewnętrzny posiada regulację skoku (docisk blachy większy, lub mniejszy) ręczną, przy pomocy nakrętek umieszczonych na zewnątrz suwaka w każdym rogu (rys. 6). Suwak dociskowy posiada siłę nacisku równą około 70% siły nacisku suwaka wewnętrznego, np: suwak wewnętrzny posiada siłę nacisku 450 ton, wtedy suwak dociskowy tylko 300 ton. Dla wypchnięcia wytłoczonej części z matrycy stosowane są wyrzutniki powietrzne działające do dołu poprzez trzpienie przechodzące przez otwory w stole prasy. Siła nacisku wyrzutnika wynosi około 20% siły nacisku suwaka wewnętrznego.

Dla tłoczenia złożonych części nadwozia, posiadających wgłębienia i występy na swojej powierzchni, wytłoczenie których wymaga przeciwnych kierunków tłoczenia, stosuje się prasy potrójnego działania.

Prasa potrójnego działania posiada analogiczny układ dwóch suwaków górnych jak przy prasie podwójnego działania oraz posiada dodatkowo trzeci suwak dolny mający odwrotny kierunek ruchu, z dołu do góry. Po włączeniu prasy, pierwszy rozpoczyna ruch w dół suwak dociskowy. Następuje potem ruch suwaka wewnętrznego do dołu. W położeniu dolnym suwak wewnętrzny pozostaje przez pewien czas w odróżnieniu od prasy podwójnego działania, w której suwak bezwzględnie unosił się do góry. Podczas gdy suwak wewnętrzny znajduje się w dolnym położeniu, suwak dolny unosi się do góry, wykonując operację tłoczenia w odwrotnym kierunku (rys. 7).

#### Tłoczniki i ich wykonanie

Szczelne zastosowanie tłoczonych części stało się możliwe tylko po opracowaniu zagadnienia wykonawstwa dokładnych tłoczników, jak również wprowadzenia specjalnych obrabiarek dla



Rys. 7. Schemat układu potrójnego działania:

- 1 — stempel wewnętrzny
- 2 — pierścień dociskowy
- 3 — stempel dolny
- 4 — wytłocznica

A — Położenie po dwóch taktach działania  
B — Położenie po trzech taktach działania

ich produkcji, pras pomocniczych do ich sprawdzania itd. Wiadomości potrzebne do wykonania dobrze pracujących tłoczników, ich prawidłowego wyrobu i konstrukcji musiano w większości przypadków osiągać bezpośrednio z praktyki na podstawie ścisłej współpracy konstruktorów, technologów i narzędziowców, przeprowadzanych prób i doświadczeń. Projektowanie i wykonywanie tłoczników dla części nadwozia samochodowego jest najbardziej trudną i pracochłonną czynnością w przygotowaniu fabrykacyjnym produkcji samochodu osobowego. Wykonanie pełnego oprzyrządowania dla tłoczenia nadwozia trwa niejednokrotnie 9 — 12 miesięcy i decyduje w wielu wypadkach o ogólnym okresie przygotowania produkcji nowego samochodu. Długi okres wykonywania tłoczników nadwoziowych tłumaczy się nie tylko dużą pracochłonnością, dochodzącą niejednokrotnie do 5000 rob./godzin na jeden przyrząd, ale i koniecznością stopniowego wykonywania kompletu tłoczników dla części, dla których określenie wymiarów potrzebnych do obróbki wykrojnika lub obcinaka może nastąpić dopiero po wykonaniu poprzedzających operacji. Proces wykonywania tłoczników dla nowego modelu nadwozia ujęty został już w Technice Motoryzacyjnej w artykułach: Nr 6/52, inż. Bednarczyk Anatoniusz „Technologia wykonania tłoczników nadwozi samochodowych” oraz Nr 1/53 J. A. „Nowa metoda wykonywania tłoczników do produkcji nadwozi samochodowych”.

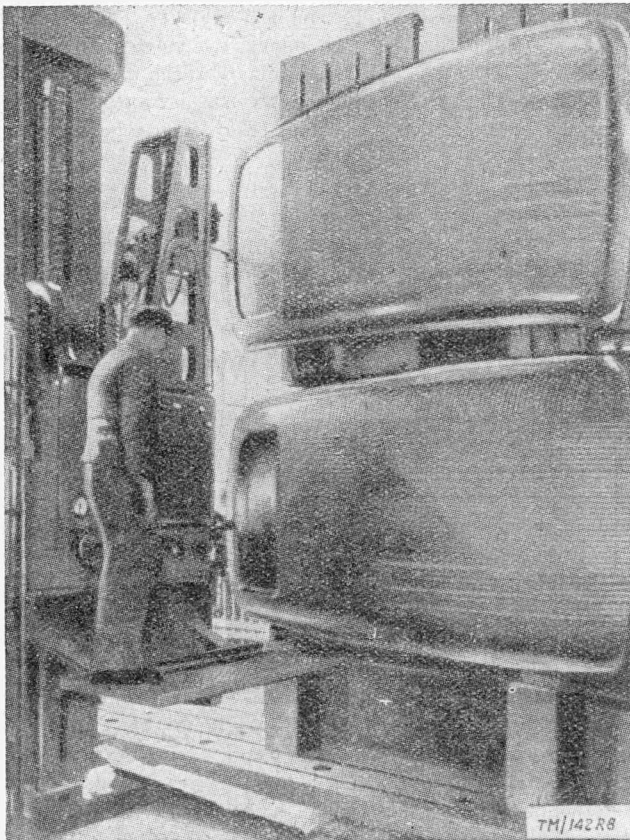
#### Blacha stalowa do produkcji części nadwozia

Na części nadwozia używana jest w przeważającej mierze blacha stalowa zimnowalcowana niskowęglowa o grubości od 0,75 do 3 mm. Najczęściej stosowane są blachy o grubości 0,8 do 1,2 mm. W ostatnim dwudziestolecu produkcja blachy stalowej do głębokiego tłoczenia uległa znacznym ulepszeniom, mającym na celu polepszenie zarówno własności tłocznych, jak i podniesienie jakości jej powierzchni oraz zmniejszenie tolerancji na grubość.

**Własności mechaniczne.** Własności mechaniczne są jednym z podstawowych czynników określających właściwości tłoczne materiału. Blacha stalowa używana do głębokich tłoczeń części o złożonych kształtach powinna posiadać następujące własności: wytrzymałość  $R_r = 28-42 \text{ kg/mm}^2$ , przy wydłużeniu  $a_{10} = 28 \text{ do } 30\%$ . Wgłębienie odcisku według Ericksena 8 do 12 mm.

**Gatunki blach tłocznych** (wg norm radzieckich). Ze względu na użyteczną wielkość arkusza rozróżnia się następujące gatunki blach:

- a) blachy I gat. o formacie i powierzchniach zgodnych z wymaganiami odnośnych norm
- b) blachy II gat., z których można wyciąć arkusz prostokątny o powierzchni nie mniejszej niż 75% powierzchni arkusza blachy I gat.
- c) blachy III gat. czyli kawałkowe, o powierzchni nie mniejszej niż  $0,16 \text{ m}^2$ , przy czym najmniejsza długość boku prostokąta powinna wynosić 400 mm
- d) blachy IV gat. czyli odpadkowe, które ze względu na wielkość powierzchni odpowiadającej wymaganiom norm nie mo-



Rys. 8. Obróbka tłoczniaka dla płatu dachu nadwozia na specjalnej frezarko-kopiarce

gą być zaliczone do innego gatunku z tym, że najmniejsza długość boku prostokąta powinna wynosić co najmniej 100 mm.

Wykończenie powierzchni blach do głębokiego tłoczenia. Przy wysokich wymaganiach stawianych powierzchniom części nadwozia — szczególnie zewnętrznym, ważnym czynnikiem jest zdolność zachowania gładkiej powierzchni, bez powstawania nierówności podczas procesu tłoczenia.

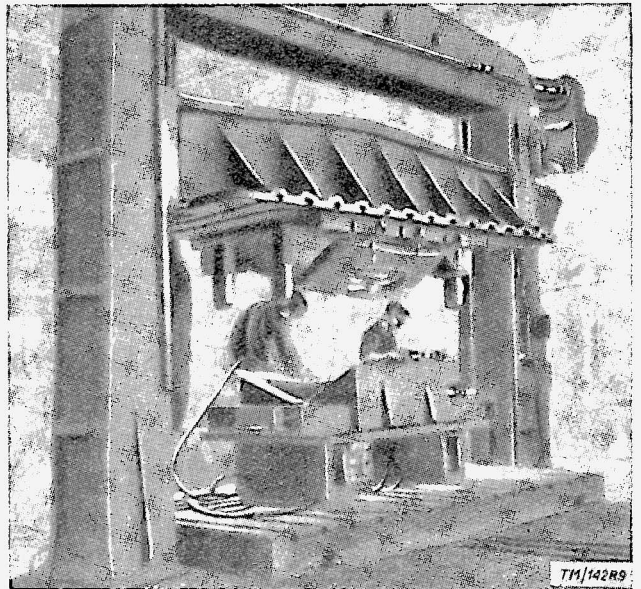
Według norm radzieckich istnieją cztery stopnie oznaczenia wykończenia powierzchni blachy:

- I — o szczególnie wysokim wykończeniu powierzchni
- II — o wysokim wykończeniu powierzchni
- III — o dobrym „ „
- IV — o normalnym „ „

Poszczególne stopnie wykończenia charakteryzują następujące wymagania:

- I — Na czolowej (lepszej pod względem jakości powierzchni) stronie blachy wady powierzchniowe są niedopuszczalne. Na stronie przeciwległej dopuszczalne są nierówności z walcowania w granicach połowy dopuszczalnej odchyłki wymiaru grubości arkusza, a mianowicie: płytka „ospowatość“, drobne pory i wżery, płytkie zadrapania.
- II — Na obydwu stronach blachy dopuszczalne są wady, jak dla strony przeciwległej I stopnia wykończenia powierzchni.
- III — Z obu stron arkusza blachy są dopuszczalne wady w granicach połowy dopuszczalnej odchyłki i arkusza, a mianowicie: ogólna płytka i miejscowa głęboka „ospowatość“, drobne pory i wżery, płytkie zadrapania oraz naloty z procesu walcowania do koloru niebieskiego włącznie i jasnożółty nalot po trawieniu.
- IV — Z obu stron arkusza blachy dopuszczalne są wady w granicach dopuszczalnej odchyłki tolerancji grubości jak: ogólna płytka i miejscowa ospowatość, pory i wżery oraz zadrapania.

Skład chemiczny stali w dużym stopniu wpływa na własności tłoczne blachy. Stale węglowe stosowane zazwyczaj do



Rys. 9. Prasa pomocnicza dla prób i dopasowywania tłoczniaków głębokiego tłoczenia posiadają następujący skład chemiczny (wg norm radzieckich):

TABLICA 2

Gat. stali	C	Mn	Si	S	P	Cr	Ni
				nie więcej			
08	0,05 — 0,12	0,25 — 0,5	≤ 0,03	0,04	0,04	0,25	0,30
10	0,05 — 0,15	0,35 — 0,60	0,15 — 0,30	0,045	0,045	0,25	0,30
20	0,15 — 0,25	0,35 — 0,60	0,15 — 0,30	0,045	0,045	0,30	0,30

Znaczny wpływ na powstawanie braków przy głębokim tłoczeniu posiadają niemetaliczne wtrącenia jak tlenki, siarczki i krzemiany. Ponadto na własności tłoczne wpływa w znacznej mierze stan strukturalny węgla. Podstawowy wpływ na plastyczność stali posiada węgiel w postaci cementytu. Jego obecność w stalach niskowęglowych w rodzaju grubych wtrąceń jest powodem dużego procentu braków. Korzystną strukturą stali zapewniającą dużą tłoczność jest struktura ferrytyczna, lub struktura ferrytyczna i ziarnistego perlitu.

Wielkość ziarna, jego charakter oraz jednorodność posiada także duży wpływ na tłoczność. Dla otrzymania wysokich własności tłocznych naturalna wielkość ziarna powinna znajdować się w granicach:

Dla grubości blachy do 2 mm — 0,037 — 0,026 mm.

„ „ „ od 3 mm i wyżej — 0,052 — 0,037 mm

Wielkość ziarna poniżej 0,018 mm obniża własności tłoczne oraz powoduje sprężynowanie blachy.

Ze względu na coraz większe wymagania stawiane dla części tłocznych oraz w trosce o przedłużenie trwałości tłoczniaków stawiane są coraz to węższe tolerancje dla grubości blachy.

Dla blach cienkich przeznaczonych do tłoczenia ustalone są następujące klasy odchyłek grubości: A — duża dokładność; B — zwiększona dokładność; C — normalna dokładność. Klasę dokładności wykonania grubości blachy stawia się przed wymiarem grubości, np. B 1,2 × 1000 × 1500 mm. Dopuszczalne odchyłki dla różnych klas, dokładności wykonania grubości są następujące:

TABLICA 3

Grubość blachy m/m	A	B	C
0,8	± 0,06	± 0,08	± 0,10
1,2	± 0,09	± 0,11	± 0,13
1,5	± 0,11	± 0,12	± 0,15
2,0	± 0,13	± 0,15	± 0,18

#### Materiały pomocnicze stosowane przy tłoczeniu

Zastosowanie odpowiednich rodzajów smarów przy różnych operacjach tłoczenia na zimno posiada znaczny wpływ na jakość tłoczonych części. Dawniej do tych celów stosowano tłuszcze roślinne jak olej palmowy oraz mieszaniny z olejów mineralnych.

Wadą ich jest to, że z dużą trudnością dają się usuwać z gotowych części, a usuwanie to jest bardzo pracochłonne. W ostatnich latach zastosowano smary będące różnymi wodnymi roztworami, mydeł, rozpuszczanymi w wodzie mieszaninami olejów, jak również smary proszkowe i suche. Dla odpowiedniego prowadzenia tłoczenia należy dobrać właściwy dla danej operacji rodzaj smaru. Smary suche jak proszek grafitowy stosuje się tylko dla tłoczenia wewnętrznych części nadwozia. Przy głębokich tłoczeniach do smarów dodaje się różne dodatki w rodzaju: kredy lub talku, które są środkami jakby mechanicznego oddzielenia me-

tału poddanego tłoczeniu od stempla i matrycy. Smary suche stosuje się przy bardzo ciężkich odmianach tłoczenia; szczególnie przy częściach z zaokrągleniami. Smary suche nanosi się drogą zanurzenia blachy w wodnym roztworze i następnie pokryte nim blachy suszy się w suszarniach. Słój smaru powinien być zupełnie suchy.

Z wytłoczeń smary należy usuwać przez zastosowanie kąpieli w 1 — 2% roztworze sody w temperaturze ok. 80° C.

Dobór właściwych smarów przeprowadza się na podstawie doświadczenia i prób.

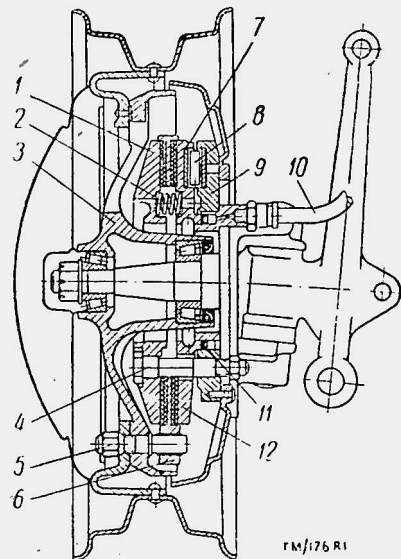
Mgr inż. LESŁAW ŁOWCZYŃSKI

## KONSTRUKCJE I BADANIA HAMULCÓW TARCZOWYCH

*Kierunki rozwojowe konstrukcji hamulców. Odmiany hamulców tarczowych. Budowa i działanie. Urządzenie samoregulujące. Badania porównawcze z hamulcami szcękowymi. Ocena wyników.*

Stały wzrost szybkości maksymalnej i eksploatacyjnej samochodów oraz warunki pracy przy ożywionym ruchu w mieście, gdzie zachodzi potrzeba częstego hamowania i to na odcinkach kilku metrów zmusiły konstruktorów do szukania nowych rozwiązań konstrukcyjnych hamulców samochodowych.

Hamulce szcękowe okazały się niewystarczające. Zużywają się one nierównomiernie, wymagają dość częstej i kłopotliwej regulacji a dając opóźnienia zależne od nacisku na pedał — wymagają w wozach ciężarowych dużego wysiłku fizycznego kierowcy, bądź dodatkowych urządzeń servo; w końcu pod wpływem grzania się bębnow spada w nich współczynnik tarcia. Próby ulepszenia hamulców szcękowych drogą zmian konstrukcyjnych dały tylko nieznaczne rezultaty, np. eksperymentalne zastosowanie pływających szcęk w samochodzie „Pobieda” przy zwiększonych kątach dolegania szcęk, dało zwiększenie momentu hamującego o 23%. Również powiększenie wymiarów szcęk i bębnow jest



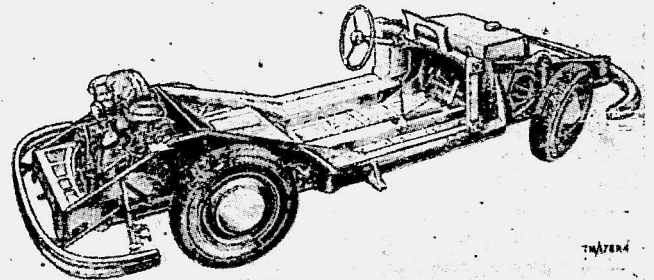
Rys. 1. Hamulec tarczowy z ruchomą tarczą

sprecznie z tendencją do stosowania małych tarcz kół przy oponach o dużych wymiarach. Radykalnie polepszyć hamowanie udało się dopiero przez zastosowanie hamulców tarczowych. Buduje się je jako hamulce tarczowe z ruchomą tarczą, lub z ruchomą obudową. Pierwszy typ pokazany jest na rys. 1. Ruchoma tarcza hamulca 6 połączona jest tu na stałe z możliwością osiowego przesunięcia pięciu sworzniami 5 z wieńcem piasty koła 3 obracającym się nałożyskach stożkowych czopa zwrotnicy lub tylnego mostu. Części stałe stanowią: tarcza wewnętrzna zwrotnicy, względnie tylnego mostu 9 i połączone z nią śrubami 4 stała tarcza zewnętrzna 1 i przesuwane 12.

Płyn hamulcowy doprowadzony jest przewodem 10 do wytłoczenia w wewnętrznej tarczy nieruchomej 9 pod gumową uszczelką przesuwanej tarczy 12. Przy naciśnięciu na pedał hamulca płyn hamulcowy dociska przesuwaną tarczę do tarczy hamulcowej 6; wyposażoną z obu stron w okładziny, a ta z kolei zostaje dociśnięta do tarczy 1. Hamowanie wskutek tarcia między okładzinami tarczy hamulcowej i tarcz nieruchomych zostaje samoczynnie wzmocniona dzięki zastosowaniu sześciu wkładek 7 i trzech wałeczków 8. W czasie hamowania, tarcza przesuwna zostaje przeciągnięta, wskutek tarcia i dzięki powiększonym

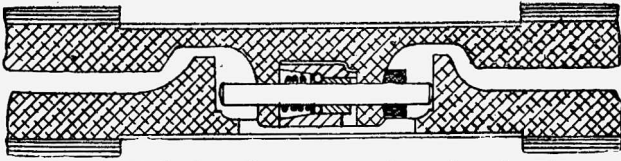
otworom na śruby, nieco się przekręca. Wałeczki 8 przekraczające się po pochylonych pod kątem powierzchniach wkładek 7, wywołują dodatkowe dociskanie tarczy 12, dzięki czemu siła na pedale przy hamowaniu może być mniejsza. Przy zwolnieniu pedału hamulcowego tarcza przesuwna zostaje odsunięta sprężynami 2.

Hamulec tarczowy z ruchomą tarczą daje zwiększenie powierzchni roboczej o 40 — 50%. Dla hamulców tarczowych 4 kół wynosi ona 1800 cm<sup>2</sup> przy 1200 — 1400 cm<sup>2</sup> w zwykłych hamulcach szcękowych samochodów tej samej klasy. Wadą tego hamulca jest złe odprowadzenie ciepła z obu tarcz nieruchomych zewnętrznej i wewnętrznej, które w wyniku daje spadek współczynnika tarcia i skuteczności hamowania w miarę rozgrzewania się okładzin ciernych. Tej wady pozbawione są hamulce tarczowe z ruchomą obudową. Na rysunku 2 pokazany jest hamulec w stanie rozmontowanym. Części nieruchome stanowią: osłona 10 i krzyżak 8 przymocowane śrubami do tarczy zwrotnicy, względnie tarczy tylnego mostu oraz cylindra hydraulicz-



Rys. 2. Hamulec tarczowy z ruchomą obudową  
nego 6. Nieznaczną swobodę ruchów mają tarcze 2 i 3 z okładzinami ciernymi 11, które prowadzone są przez cztery ramiona krzyżaka; tarcza wewnętrzna 2 może wykonać tylko nieznaczny ruch poosiowy, zaś tarcza zewnętrzna 3 nieznaczne ruchy: poosiowy i obrotowy. Pod wpływem ciśnienia płynu hamulcowego w cylindrach tarcza zewnętrzna zostaje przekręcona w czasie hamowania o pewien kąt a stalowe kulki o średnicy 22 mm znajdujące się między tarczami obracają się we wgłębieniach tarcz o kącie pochylecia 35°, powodując rozsunięcie tarcz i dociskanie ich do obudowy. Docisk zostaje spotęgowany przez działanie samohamujące, bowiem tarcza zewnętrzna przekraczająca się w kierunku jazdy zostaje pociągnięta siłą tarcia między okładziną i obudową w momencie hamowania. Działanie samohamujące ma miejsce dla kół przednich w czasie jazdy wprzód; w czasie jazdy do tyłu przeciwdziała ona hamowaniu. Dlatego hamulce kół tylnych skonstruowane są inaczej. Obie tarcze mają możliwość wykonania nieznacznego obrotu, ale w kierunkach przeciwnych. Przy hamowaniu w czasie jazdy do tyłu, zewnętrzna tarcza dociskowa 3 pozostaje nieruchoma i samowzmacnianie hamowania następuje wskutek obrotu tarczy wewnętrznej 2, zaś przy jeździe do przodu przebieg jest odwrotny. Zewnętrzna połowa obudowy posiada 5 otworów na śruby, przy pomocy których mocuje się

ją do piasty koła, dzięki czemu uzyskuje ona ruch obrotowy. Odhamowanie następuje wskutek działania czterech sprężyn spiralnych 12. Wpływ zużywania się okładzin ciernych jest wyeliminowany przez dwa mechanizmy samoregulujące 9. Mechanizm taki pokazany jest na rys. 3. Zewnętrzna tarcza posiada dwa wycięcia, w które wchodzi po dwa ucha tarczy wewnętrznej

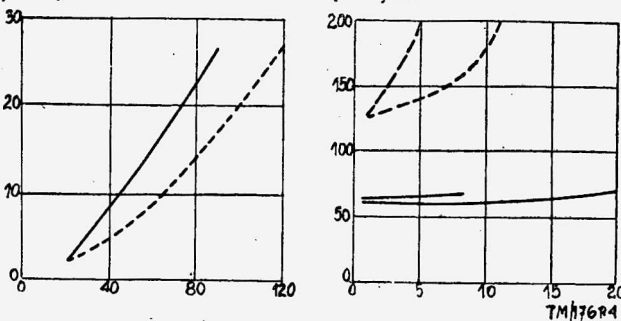


Rys. 3. Mechanizm dla samoczynnej regulacji hamulca z czopem.

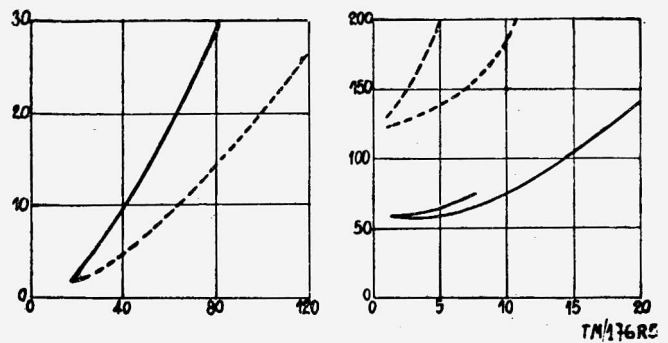
Czop ten jest o tyle krótszy od wycięcia, że powstały luz na odsunięciu się tarczy hamulcowej od obudowy, ma wartość 0,4 — 0,5 mm. Uchwyt czopa jest tak skonstruowany, że pozwala na jego przesunięcie w czasie hamowania tylko w kierunku jazdy. Dzięki temu, po każdym zahamowaniu pod naciskiem jednej strony wycięcia, czop się przesunął do chwili docięnięcia się tarczy do obudowy, zaś przy odhamowaniu tarcza nie zajmuje już pierwotnej pozycji, gdyż cofa się tylko tyle, ile wynosi luz i opiera się na czopie. Uchwyt czopa składa się z tulejki regulacyjnej ze stożkiem otwartym, w który wchodzi czop obłożony kulkami stalowymi o średnicy 2,3 mm, dociskanymi sprężyną za pośrednictwem podkładki miedzianej. Przy kierunku obrotu tarczy zewnętrznej, przeciwnym do jazdy, następuje zaklinowanie czopa przy pomocy kulek. W innym rozwiązaniu zacisk czopa składa się z płytki dociskanej sprężyną do pochylej powierzchni wewnętrznej ucha na tarczy wewnętrznej. Płytkę tę ustawia się pionowo przy przesuwaniu czopa w kierunku jazdy, przy próbie przesunięcia w kierunku przeciwnym opiera się o powierzchnię pochylą ucha i zakleszcza czop.

Hamulce tarczowe budują firmy Lambert i Chrysler. Różnią się one w szczegółach. Obudowa hamulca Lamberta, jak i próbnych hamulców Chryslera wykonana jest z aluminium z żeliwnymi pierścieniami hamulcowymi, przymocowanymi śrubami wpuszczanymi lub nitami. Zaletą tego rozwiązania jest doskonałe odprowadzenie ciepła, wadą trudność utrzymania dobrego styku między pierścieniami i obudową, wskutek deformacji pierścieni. Seryjny hamulec Chryslera ma obudowę żeliwną. Obie połowki obudowy połączone są w hamulcu Lamberta dwudziestu śrubami dociskowymi, zaś w hamulcu seryjnym Chryslera dziesięciu, przy dwudziestu w hamulcu prototypowym. Obudowa pierwszego posiada 40 usztywniających żeber, które zwiększają powierzchnię chłodzenia o 100%, obudowa drugiego posiada również 40 żeber, lecz te zwiększają powierzchnię tylko o 50%. Tarcze hamulcowe ze stopu aluminium o dobrej przewodności cieplnej, średnicy 300 mm i grubości 13 mm, mają przyklejone okładziny cierne specjalnym klejem. Jest to sześć segmentów o długości 100 mm i grubości 3 mm. Hamulce tarczowe mają o 30% większą powierzchnię okładzin i o 31% większą powierzchnię cierną bębna niż w hamulcach szczękowych.

Sumaryczna zewnętrzna powierzchnia chłodząca jest w hamulcu Lamberta  $2\frac{1}{2}$  raza większa, zaś w hamulcu Chryslera  $1\frac{3}{4}$  razy większa niż w hamulcu szczękowym.



Rys. 4. Porównanie hamulca tarczowego aluminiowego Lamberta ze seryjnym hamulcem szczękowym



Rys. 5. Porównanie hamulca tarczowego żeliwnego z seryjnym hamulcem

Z hamulcami tymi wykonano szereg prób. Waga wozu wyniosła 1040 kg. Cylinderki hamulcowe w hamulcu Chryslera wyniosły dla kół przednich  $1\frac{1}{4}$  i 1 dla kół tylnych, co odpowiada rozdzielowi momentu hamującego 61% na przód i 39% na tył wozu. Zastosowano jednocalowy cylinder pompki hamulcowej, zaś stosunek przełożenia pedału hamulcowego 8,2 do 1. Wyniki badań ilustrują wykresy porównawcze 1 — 2 dla hamulców aluminiowego tarczowego Lamberta i normalnego szczękowego oraz 3 i 4 dla hamulców — żeliwnego tarczowego Chryslera i szczękowego. Z wykresu 1 i 3 wynika, że hamulce Chryslera dają średnio opóźnienie większe od hamulców Lamberta o około 20%, zaś około 100% więcej od zwykłych hamulców szczękowych. Wykresy 2 i 4 ilustrują wzrost nacisku na pedał w funkcji ilości zahamowań, związany z rozgrzewaniem się okładzin. Hamowanie odbywało się w odstępach minutowych a szybkości 110 km/godz. oraz w odstępach 320 m z szybkością 80 km/godz. Założono opóźnienia 5,5 m/sec<sup>2</sup>. Z wykresów tych wynika, że gdy w hamulcach szczękowych już po pięciu zahamowaniach z szybkości 110 km/godz. i po siedmiu z szybkości 80 km/godz., hamowanie przestaje być skuteczne, to w hamulcach tarczowych aluminiowych Lamberta nie ma prawie zupełnie spadku współczynnika tarcia i nacisk na pedał nie zmienia się (w granicy 20%). Natomiast hamulce tarczowe żeliwne Chryslera wykazują maksymalny wzrost nacisku na pedał 100%.

Dla konstruktora ciekawe jest przełożenie wewnętrzne hamulca, to jest stosunek siły tarcia do siły na tłoczku hamulcowym. Wynosi on 2 dla kąta wgłębienia pod kulki 35° i współczynnika tarcia, 0,35 w hamulcu prototypowym, oraz 2,44 dla kąta 32° 30' w hamulcu produkcyjnym Chryslera. Współczynnik samohamowności, który wg definicji określaną jest wzorami:

$$A = \frac{P' - P}{P'} = \frac{U}{\text{tg } \varnothing} \quad (\text{wielkość niezmiennicza})$$

gdzie:

- P' — nacisk na pedał bez samohamowności w kg.
- P — nacisk na pedał przy samohamowności w kg.
- t — współczynnik tarcia
- $\varnothing$  — kąt pochylenia wgłębienia kulki.

Współczynnik samohamowności wyniósł dla hamulca prototypowego z kątem wgłębienia pod kulki 35° i przy współczynniku tarcia 0,35 — 0,50 dla produkcyjnego 0,55 przy kącie wgłębienia pod kulki równym 32° 30'.

Wartość ostatnia współczynnika samohamowania zdaje się być granicą, której nie można przekraczać ze względu na bezpieczeństwo jazdy. Oprócz wyżej wykazanych zalet zwiększenia powierzchni tarcia, zwiększenia powierzchni doprowadzenia ciepła, małego wzrostu temperatury, nawet przy częstym i ostrym hamowaniu, samoczynnej regulacji, likwidacji skutków cieplnej rozszerzalności i minimalnych odkształceń, mimo dużych sił hamowania, hamulce tarczowe mają poważną wadę — a to wysokie koszty wykonania. Wada ta powoduje, że w budowie samochodów nie znalazły hamulce tarczowe szerokiego rozprzestrzenienia i próby nad ich ulepszeniem ciągle jeszcze są prowadzone.

## SŁOWNICTWO SAMOCHODOWE

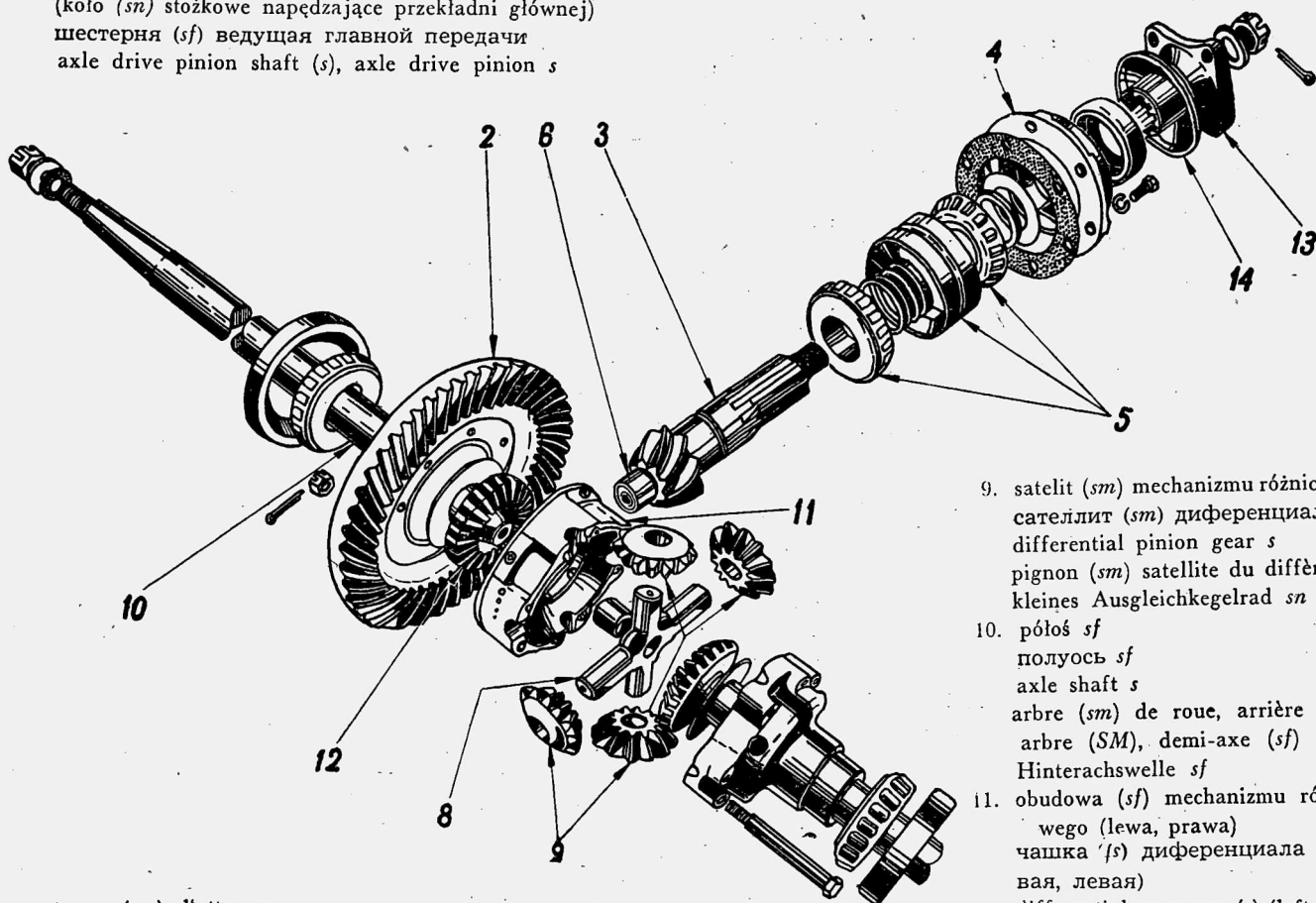
(ciąg dalszy)

## Objaśnienia znaków podano w zeszyte 1/51

Tylny most (ciąg dalszy)

1. przekładnia (sf) główna stożkowa  
Главная передача (sf) коническая  
bevel gear final drive s  
commande (sf) par engrenage conique  
Kegelradachsantrieb sm
2. koło (sn) talerzowe przekładni głównej  
шестерня (sf) ведомая главной передачи  
drive gear (s), ring gear s  
grande couronne (sf) du différentiel  
Tellerrad sn
3. wałek (sm) napędzający przekładni głównej  
(koło (sn) stożkowe napędzające przekładni głównej)  
шестерня (sf) ведущая главной передачи  
axle drive pinion shaft (s), axle drive pinion s

- roulement (sm) arrière du pignon d'attaque  
Stützlager (sn) für Antriebskegelrad
7. mechanizm (sm) różnicowy  
дифференциал sm  
differential s  
différentiel sm  
Ausgleichgetriebe sm
  8. krzyżak (sm) satelitów mechanizmu różnicowego  
крестовина (sf) сателлитов дифференциала  
differential spider s  
croisillon (sm) des pignons satellites du différentiel  
Ausgleichstern sm



- pignon (sm) d'attaque  
Antriebskegelrad sn
4. pokrywa (sf) łożysk wałka napędzającego przekładni głównej  
крышка (sf) переднего подшипника ведущей шестерни  
pinion bearing and oil seal retainer s  
couvercle (sm) des roulements de pignon d'attaque  
vorderer Deckel (sm) zum Hinterachsgehäuse
  5. łożysko (sn) wałka napędzającego przekładni głównej zewnętrzne  
подшипник (sm) ведущей шестерни заднего моста передний  
pinion shaft front bearing s  
roulement (sm) du pignon d'attaque  
vorderes Antriebskegelradlager sn
  6. łożysko (sn) podpierające wałka napędzającego przekładni głównej  
подшипник (sm) ведущей шестерни заднего моста задний  
pinion pilot bearing s

9. satelit (sm) mechanizmu różnicowego  
сателлит (sm) дифференциала  
differential pinion gear s  
pignon (sm) satellite du différentiel  
kleines Ausgleichkegelrad sn
10. półoś sf  
полуось sf  
axle shaft s  
arbre (sm) de roue, arrière demi-arbre (SM), demi-axe (sf)  
Hinterachswelle sf
11. obudowa (sf) mechanizmu różnicowego (lewa, prawa)  
чашка (sf) дифференциала (права, левая)  
differential gear case (s) (left, right)

- carter (sm) de différentiel  
Ausgleichgehäusehälfte (sf) (linke, rechte)
12. koronka (sf) mechanizmu różnicowego  
шестерня (sf) полуоси  
differential side gear s  
pignon (sm) planétaire du différentiel  
grosses Ausgleichkegelrad (sn), Hinterachswellenrad sn
  13. końcówka (sf) kołnierzowa wałka napędzającego przekładni głównej  
фланец (sn) ведущей шестерни  
propeller shaft pinion flange s  
moyeu (sm) à flasque du pignon d'attaque  
Flansch (sm) zur Gelenkwelle
  14. pierścień (sm) osłaniający wałka napędzającego  
отражатель (sm) салника ведущей шестерни  
pinion shaft dust shield s  
disque (sm) de moyeu du pignon d'attaque  
Spritzblech (sn) zum Flansch



# PRZEGLĄD DOKUMENTACYJNY MOTORYZACJI

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

Rocznik III

Warszawa — październik

Nr 10

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

## F. BADANIA NAUKOWE I TECHNICZNE

482\* 621.431.73:621.43.018.7 F:L:P 20  
CLEVELAND A. E., ENOCH O.: **Nagar w komorze spalania a strata mocy.** „Combustion chamber deposits and power loss”. SAE J., mies. t. 60, Nr 12, grudz. 52, s. 56; 30 × 21 cm., 8,5 str., 5 fot., 13 wykr.  
Omówienie wykresów i fotografii otrzymanych w wyniku badań szeregu silników nad przyczynami powstawania nagaru sposobem jego osadzania się i wpływem na stratę mocy. Krótki opis stosowanych metod zapobiegania w powstawaniu nagaru i usuwania jego. Powstawanie nagaru w różnych warunkach eksploatacyjnych.

## J. TEORIA POJAZDÓW MECHANICZNYCH ZASADY OBLICZEŃ I KONSTRUKCJI

483\* 631.372:621.431.73:621.43.018.7 J 20  
AGRACZEW G. S.: **Wybór mocy silnika elektrycznego dla traktora.** „Wyber moszcznosti elektrowigatiela traktora”. Awtom. i Trakt. Promysl., Moskwa, mies., Nr 8, sierp. 51, s. 17; 29 × 22 cm., 1,5 str., 1 rys., 1 wykr.

Przykład liczbowy wyboru mocy silnika elektrycznego asynchronicznego zwartego dla traktora. Moc znamionowa silnika asynchronicznego dla traktora powinna być mniejsza od mocy znamionowej silnika cieplnego, przy pracy w jednakowych warunkach, o 15%.

484\* 621.431.73 J 20  
JANTE A. **Kierunki rozwojowe silników spalinowych.** „Über Verbrennungsmotoren Entwicklung”. Kraftfzgtechn., Berlin, mies., t. 2, Nr 5 — 6 maj — czerw. 52, s. 133 — 170; 29 × 21 cm., 9,5 str., 1 fot., 8 rys., 9 wykr.

Analiza rachunkowa wielkości i współczynników charakteryzujących silniki spalinowe. Rozpatrzenie możliwości otrzymania wyższych mocy z 1 l. objętości skokowej. Wpływ wartości średniej ciśnienia efektywnego, sprawności ogólnej, ilości cylindrów oraz dwu- lub czterosuwowego cyklu na wielkość mocy. Rozpatrzenie problemu i wykazanie niekorzystnego skutku nadmiernego zwiększania ilości cylindrów. Omówienie układów wielocylindrowych specjalnych. Tendencje do zwiększania liczby silników w miejsce wielocylindrowej rozbudowy. Wpływ współczynnika wyrażającego stosunek wielkości skoku do średnicy cylindra na ilość obrotów, moc, napęd rozrządu oraz przepłukanie w silnikach dwusuwowych. Określenie głównych wymiarów silnika na podstawie przeprowadzonych rozważań wraz z przykładem przeliczeniowym silnika wagonu motorowego o mocy 900 KM.

485\* 629.113:534.83 J 20  
**Zmniejszenie hałaśliwości. Część I. Rozważania nad czynnikami konstrukcji pojazdu.** „Noise reduction. Part I. Consideration of vehicle design factors”. Auto Engr., London, mies., t. 41, Nr 546, list. 51, s. 421; 29 × 21 cm., 5,5 str., 5 rys., 4 wykr.

Zmniejszenie hałaśliwości pojazdu jest zagadnieniem skomplikowanym. Podane określenia jednostek miar dźwięków: decibel i fon. Aspekt psychologiczny hałaśliwości. Charakter hałaśliwości. Wpływ rezonansu i izolowania konstrukcji podwozia i nadwozia. Zasady montażu i zawieszenia silnika na ramie. Hałaśliwość nadwozia płyt. Materiały izolujące absorbujące i tłumiące hałas.

486\* 629.113:534.83 J 20  
**Zmniejszenie hałaśliwości. Część II. Środki stosowane w stadium rozwojowym.** „Noise reduction. Part II. Measures applicable during the development stage”. Auto Engr., London, mies., t. 41, Nr 548, grud. 51, s. 514; 29 × 21 cm., 5 str., 2 fot., 2 rys.—

Wymagania stawiane pomieszczeniom przeznaczonym do badania hałaśliwości. Czynniki wpływające na dokładność pomiarów. Obszerny opis kilku przyrządów do badań stopnia hałaśliwości z podaniem sposobów przeprowadzania doświadczeń. Przyrządy mogą być również używane do badań pojazdu w czasie przebiegu na drodze. Podane wzory na równanie częstotliwości w zamkniętej

ruście odpowiadającej częstotliwości szumu przy jeździe po równej drodze. Sposoby sprawdzania akustyczności materiałów z opisem aparatury używanej do tego celu. Dla uzyskania własności akustycznych nowo konstruowanego pojazdu musi być podjęta planowa akcja i współpraca z oddziałem doświadczalnym powołanym do badań hałaśliwości. Badania te są mozolne i wymagają długiego czasu, a nie dadzą się przeprowadzić w ciągu kilku dni.

487\* 629.1.056.36.004.62 - 20  
BELKE C.: **Zużycie paliwa w czasie praktycznego użytkowania pojazdu.** Der Kraftstoffverbrauch im praktischen Fahrbetrieb”. A.T.Z. Stuttgart, mies., Nr 4, kw. 53, s. 93; 30 × 21 cm., 3,5 str., 12 wykr. —

Wysiłki kolei związkowej dla ustalenia norm zużycia paliwa w eksploatacji pojazdów parku samochodowego. Rodzaje i wyniki prób z nowym samochodem ciężarowym 8 t. Szczegółowa charakterystyka pojazdu, wyposażenia dla prób, opis trasy próbnej i sposób przeprowadzenia prób. Wyniki przedstawione na wykresach obrazują zużycie paliwa w zależności od szybkości, trasy, obciążenia oraz charakterystyczne dane pojazdu pod względem eksploatacji. Sposoby planowania poszczególnych stopni obciążenia pojazdu w zależności od trasy przy uwzględnieniu potrzeb ekonomicznych i wymaganej szybkości przewozu.

## K. POJAZDY MECHANICZNE

488\* 629.114.6:629.113.011 K:J 20  
MOZOCHIN N. G., WASSIERMAN G. M.: **Terenowy samochód osobowy GAZ — 69.** „Legkovej awtomobil powyszennoj prochodimosti GAZ — 69”. Awtom. i Trakt. Promysl., Moskwa, mies., Nr 1, stycz. 53, s. 3; 29 × 22 cm., 3,5 str., 0 rys. —

Opis terenowego samochodu osobowego GAZ-69, opartego w 60% na częściach i zespołach istniejących samochodów radzieckich, w szczególności samochodu M20 (silnik, sprzęgło, skrzynka biegów, hamulce itp.). Ulepszenia konstrukcyjne w stosunku do samochodu terenowego GAZ-67B i dane porównawcze obu samochodów, dotyczące własności trakcyjnych, zużycia paliwa, wygody prowadzenia jak też i łatwości obsługi. Kozwiązania konstrukcyjne poszczególnych zespołów samochodu.

489\* 629.114.6 K 20  
**Vauxhall typ „E”. Nowa wersja popularnego samochodu osobowego.** „The „E” type Vauxhall. A new version of a popular family saloon”. Auto Engr., London, mies., t. 41, Nr 546, list. 51, s. 395; 29 × 21 cm., 10 str., 5 rys., 8 fot., 2 wykr.

Opis i charakterystyka samochodu osobowego typ „E” firmy Vauxhall z silnikiem czterocylindrowym o mocy 33 KM przy 3400 obr/min. Szczegółowy opis niektórych elementów z podaniem ich rozmieszczenia, materiałów użytych do produkcji oraz zmian przeprowadzonych w stosunku do poprzednich typów firmy Vauxhall: silnik wraz z urządzeniami pomocniczymi, sprzęgło, tylna oś, tylne zawieszenie, hamulec i nadwozie.

490\* 629.113.011.1:621.431.73 K:L:M 20  
**Podwozie Palm Beach firmy Allard. Lekki samochód z ramą rurową napędzany silnikiem Forda Zephyr lub Consul.** „Allard Palm Beach chassis. A light car of a tabular frame, powered either by the Ford Zephyr or Consul engines”. Auto Engr., London, mies., t. 43, Nr 566, maj 53, s. 177; 29 × 21 cm., 0,5 str., 7 rys., 7 fot.

Dane techniczne i charakterystyka lekkich samochodów osobowych firmy Allard model 21C z silnikiem Forda 4-cylindrowym typ Consul o mocy 47 KM przy 4400 obr/min i model 21Z z silnikiem Forda sześćcylindrowym typ Zephyr o mocy 68 KM przy 4000 obr/min. Opis elementów konstrukcyjnych: silnik, skrzynia przekładniowa, wał pędny, mechanizm przekładni tylnego mostu, tylne zawieszenie, przednie zawieszenie i mechanizm kierowniczy, hamulce, ramy. Rozmieszczenie elementów oraz rodzaje materiałów użytych do produkcji.

491\* 629.113.032:631.372.001.24 K:J 20  
MATIUCHOW G. F.: **Pochylenie ciągnika gąsienicowego w płaszczynie pionowej przy pracy z narzędziami wiszącymi.** „Prodolnyje ugłowyje pieriemieszczenija gusienicznowo traktora pri rabotie s nawiesnymi orudijami”. Awtom. i Trakt. Promysl., Moskwa, mies., Nr 4, kw. 53, s. 17; 29 × 22 cm., 4,5 str., 9 rys.—

Założenia konstrukcyjne zmierzające do zmniejszenia pochylenia

ciągnika gąsienicowego, spowodowanego przez zwis narzędzi rolniczych. Przesunięcie środka ciężkości ciągnika z narzędziami wiszącymi w zależności od pochylenia ciągnika i głębokości orki. Wyniki w postaci obliczeń i wykresów. Rozważania teoretyczne. 492\* 629.113.2.001.4:629.114.4 K 20

**SZEBALIN Ju. A.: Badania parowych samochodów NAMI-012.** „Ispytanja parowych awtomobilej NAMI-012”. Awtom. i Trakt. Promyszl., Moskwa, mies., Nr 12, grud. 52, s. dod.; 29 × 22 cm, 2 str., 10 fot.—

Ogólna charakterystyka techniczna parowego ciężarowego samochodu NAMI-012. Opisy badań i prób drogowych z podaniem własności dynamicznych i trakcyjnych samochodu. Dane zużycia paliwa (drewna) i wody przy różnych szybkościach samochodu i na różnych nawierzchniach jezdni. Wpływ wilgotności drewna na pracę silnika. Fotografie ilustrujące przykłady zastosowania samochodów parowych w terenie. 493\* 629.114.6(061.4) K 20

**Salon paryski. Intensywny rozwój małych samochodów osobowych. Wyraźny postęp w zmniejszeniu ciężaru.** „The Paris salon. Intensive development of small cars. Marked progress in weight reduction”. Auto Engr., London, mies., t. 41, Nr 548, grud. 51, s. 481; 29 × 21 cm, 1,5 str., 38 fot.—

Pomimo ujawniającego się dążenia do ograniczenia nowych konstrukcji i rozwinięcia starych wzorów pokazano wiele interesujących innowacji. Wystawiono również prototypy nowych konstrukcji. Ze względu na ekonomię pojemności silników ulega zmniejszeniu, stąd konieczność zmniejszenia ciężaru, a z tym zmieniona odpowiednio budowa samego nadwozia. Przy drogich i luksusowych pojazdach zwraca się — z małymi wyjątkami uwagę raczej na wielkie osiągi, niż na luksusowe pomieszczenie pasażerów. Charakterystyka i opisy techniczne konstrukcji wystawionych samochodów wraz ze szczegółami budowy i podaniem materiałów użytych do wykonania części dla zmniejszenia ciężaru. Obszerniejszy opis prototypu zwracającego największą uwagę, samochodu osobowego „Le Sabre” w wykonaniu firmy General Motors z silnikiem 8-cylindrowym o pojemności 3,5 l. Wielciężarowego o napędzie turbiną gazową o 2400 obr/min. przy ciężarowego o napędzie turbiną gazową o 2400 obr/min. przy użyciu paliwa 450 g/KMgodz.

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

494\* 629.113.01:621.984.54:621.3.023 L:T 20  
**SZEPIELAKOWSKI K. Z., SZKLAROW J. N.: Automatem do spęczania części przy nagrzewaniu prądami wysokiej częstotliwości.** „Awtomatizieskaja ustanowka dla wysadki diatalej pri nagriewie tokami wysokoj czastoty”. Awtom. i Trakt. Promyszl., Moskwa, mies., Nr 11, list. 52, s. dod.; 29 × 22 cm, 2 str., 5 fot., 1 rys., 1 schem.—

Opis automatycznego urządzenia do spęczania łoża popychacza zaworowego, w zakładach ZIS. Schemat instalacji do podgrzewania materiału prądami wysokiej częstotliwości. Oszczędność na materiale i czasie przy wykonaniu popychaczy nowym sposobem. 495\* 621.431.73:621—33:621.98 L:T 20

**RUSANOW F. F.: Wykonanie zaworu metodą tłoczenia.** „Sztampowka kłapania mietodom wydawliwanja”. Awtom. i Trakt. Promyszl., Moskwa, mies., Nr 4, kw. 53, s. 21; 29 × 22 cm, 2,5 str., 7 rys.—

Nowy sposób tłoczenia zaworu silnika samochodu „Moskwicz” z pręta Ø 19 mm zamiast dotychczasowego spęczania główki z pręta Ø 8 mm. Technologia wykonania zaworu nowym sposobem. Opis matryc i pras do tłoczenia zaworów. Kolejność i przebieg operacji. 496\* 629.113:621—578.222.2(061.4) L:X 20

**Wystawa w Earls Court. Krytyczny przegląd bieżących konstrukcji. Sprzęgła. Istotna normalizacja typu jednotarczowego.** „Earls Court exhibition. A critical review of current design. Clutches. Virtual standardisation of single disc type”. Auto Engr., London, mies., t. 41, Nr 547, list. 51, s. 452; 29 × 21 cm, 1,5 str., 3 fot.—

Z wyjątkiem sporadycznych wypadków użycia sprzęgła z okładzinami korkowymi, znormalizowanym typem jest sprzęgło jednotarczowe suche. Zastosowanie sprzęgła hydraulicznego nie daje spodziewanej miękkości sprzęgania, gdyż przy dużej ilości obrotów staje się ono sprzęgłem sztywnym. Opisy konstrukcji kilku typów sprzęgła ze szczegółami dotyczącymi materiałów i części jak pedały, dźwignie, okładziny itd.

497\* 621.431.73:621—224.621.9:658.561 L:T 20  
**Obróbka głowic cylindrów. Metody produkcji dla silników Forda: Zephyr i Consul.** „Cylinder head machining Production methods for Ford Zephyr and Consul engines”. Auto Engr., London, mies., t. 41, Nr 545, paźdz. 51, s. 373; 29 × 21 cm, 6 str., 12 fot.—

Szczegółowy opis produkcji głowic do silników Forda sześciocylindrowego Zephyr i czterocylindrowego Consul w zakładach Forda. Obróbki głowic obu silników dokonuje się na tej samej linii obrabiarek i bez zmiany uchwytów i narzędzi. Opisane typy stosowanych obrabiarek oraz rodzajów narzędzi i uchwytów. Obszernie omówiony cały przebieg operacji frezowania, wiercenia, rozwiercania, gwintowania oraz przesuwania głowicy na poszczególne stanowiska.

498\* 621.431.73:621—233.1:621.785.6:621.365:658.281 L:T 20  
**Hartowanie powierzchniowe. Urządzenia do nagrzewania indukcyjnego prądem wysokiej częstotliwości dla hartowania wałów.** „Surface hardening. High frequency induction equipment for treating shafts”. Auto Engr., London, Mies., t. 41, Nr 546, list. 51, s. 412; 29 × 21 cm, 1 str., 1 fot.—

Szczegółowy opis pionowego pieca indukcyjnego do hartowania wałów wyrabianego przez firmę Birlec Ltd. w Birmingham. Trwała moc 25 KW przy około 350000 cyklów/sek. Zaletą pieca zajmującego około 40 stóp kwadratowych powierzchni, jest możliwość ustawienia go na linii produkcyjnej. Wydajność pieca 100 wałów, o wymiarach 20 cali długości i 3/4” średnicy, na godzinę. Piec nadaje się specjalnie do hartowania takich części jak wałki dźwigni zaworów, wałki skrzynki przekładniowej.

499\* 621.431.73:621—242.3 L 20  
**BRAENDEL H. Ważna jest „przystosowalność” pierścieni odoliwiających.** „Conformability” of oil rings is important”. Diesel Pwr., New York, mies., t. 30, Nr 1 stycz. 52, s. 76; 29 × 21 cm, 2 str., 1 fot., 3 rys.—

Działanie i własności pierścieni odoliwiających. Typowe objawy przedczesnego zużycia pierścieni i tulei cylindrowych, mimo dostatecznego smarowania gładzi. Analiza odkształceń tulei cylindrowej i niewłaściwe doleganie pierścieni odoliwiających jako przyczyny niernomieralnego ich zużycia. Opis pierścieni nowego typu o konstrukcji pozwalającej na „przystosowanie” się ich kształtu do zmiennych kształtów cylindra.

500\* 621.43:629.114.2:621—233.1 L 20  
**DJACZKOW A. K., OSTROWSKI J. W.: Podniesienie jakości pracy panewek i szypek wału głównego silnika ciągnikowego D-35.** „Powyszenie kaczestwa raboty wkładyszzej i szypek kolenchatowo wała traktornowo dwigatiela D-35”. Awtom. i Trakt. Promyszl., Moskwa, mies., Nr 11, list. 52, s. 10; 29 × 22 cm, 3,3 str., 4 rys., 2 fot.—

Rozwiązania konstrukcyjne zmierzające do zmniejszenia siły tarcia w panewkach wału głównego silnika D-35. Znaczenie właściwego rozmieszczenia kanałów olejowych w wale głównym rowków olejowych w panewkach. Zależność temperatury układu korbowego od obciążenia pojazdu. Zmiany wprowadzone w systemie olejenia panewek silnika D-35. Rezultaty prób i osiągnięte korzyści.

501\* 621.431.73:621—242:621.9 L:T:W 20  
**BARTH H.: Przyczynę do obróbki tłoków silników spalinowych.** „Zur Bearbeitung vom Kolben für Verbrennungsmotoren”. A. T. Z. Stuttgart, mies. t. 54, Nr 4, kw. 52, s. 88; 30 × 21 cm, 2 str., 4 fot.—

Znaczenie dokładności kształtu, tolerancji wymiarów i gładkości powierzchni. Wpływ temperatury nie ma znaczenia przy porównaniu z tłokiem wzorcowym. Różne metody obróbki poszczególnych części i osiągnięta przez nie gładkość powierzchni zilustrowana fotografiami obrazów uzyskanych na gładkościomierzach. Zbyttna gładkość powierzchni nośnej tłoków utrudnia docieranie i smarowanie.

502\* 621.431.73:621.43.0 L:P 20  
**N. N. Obsługa wtryskiwaczy „Bendix — Scintilla”.** „Servicing Bendix — Scintilla nozzle valves”. Diesel Pwr., New York, mies. t. 30, Nr 2, luty 52, s. 61; 29 × 21 cm, 3 str., 2 fot., 2 rys.—

Rozważania na temat wstępnych przygotowań wtryskiwaczy do naprawy, lub sprawdzenia. Opis wyposażenia zakładu obsługowego. Analiza możliwych uszkodzeń. Opis sposobu rozbioru wtryskiwaczy, ich czyszczenia: przegląd i naprawa poszczególnych części oraz ostateczne badanie sprawdzające.

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

CIDNT wykonuje (za zwrotem kosztów) fotografie i mikrofilmy publikacji objętych zarówno Przeglądem Dokumentacyjnym, jak i kartami dokumentacyjnymi.—



# Warunki prenumeraty czasopism technicznych na rok 1954

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

## PRENUMERATA NORMALNA

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

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

Lp.	Nazwa czasopisma	A b o n a m e n t					
		Opłata normalna			Opłata ulgowa		
		roczna	półroczna	kwartalna	roczna	półroczna	kwartalna
1	2	3	4	5	6	7	8
<b>CZASOPISMA NAUKOWO-TECHNICZNE</b>							
1.	Architektura	180,—	90,—	45,—	90,—	45,—	22,50
2.	Budownictwo Przemysłowe	108,—	54,—	27,—	54,—	27,—	13,50
3.	Gazeta Cukrownicza	54,—	27,—	13,50	36,—	18,—	9,—
4.	Gaz, Woda i Techn. Sanit.	72,—	36,—	18,—	36,—	18,—	9,—
5.	Gospodarka Wodna	96,—	48,—	24,—	54,—	27,—	13,50
6.	Gospodarka Ciepła (dwumiesięcznik)	48,—	24,—	—	—	—	—
7.	Inżynieria i Budownictwo	108,—	54,—	27,—	54,—	27,—	13,50
8.	Materiały Budowlane	72,—	36,—	18,—	36,—	18,—	9,—
9.	Odzież	54,—	27,—	13,50	—	—	—
10.	Ochrona Pracy	72,—	36,—	18,—	—	—	—
11.	Polligrafika (dwumiesięcznik)	36,—	18,—	—	18,—	9,—	—
12.	Przegląd Budowlany	108,—	54,—	27,—	54,—	27,—	13,50
13.	Przegląd Elektrotechn.	108,—	54,—	27,—	54,—	27,—	13,50
14.	Przegląd Geodezyjny	72,—	36,—	18,—	36,—	18,—	9,—
15.	Przegląd Mechaniczny	108,—	54,—	27,—	54,—	27,—	13,50
16.	Przegląd Papierniczy	60,—	30,—	15,—	36,—	18,—	9,—
17.	Przegląd Skórzany	60,—	30,—	15,—	36,—	18,—	9,—
18.	Przegląd Spawalnictwa	54,—	27,—	13,50	36,—	18,—	9,—
19.	Przemysł Chemiczny	108,—	54,—	27,—	54,—	27,—	13,50
20.	Przegląd Techniczny	108,—	54,—	27,—	54,—	27,—	13,50
21.	Przegląd Telekomunik.	72,—	36,—	18,—	36,—	18,—	9,—
22.	Przemysł Drzewny	72,—	36,—	18,—	36,—	18,—	9,—
23.	Przemysł Rolny i Spoż.	90,—	45,—	22,50	54,—	27,—	13,50
24.	Przemysł Włókienniczy	108,—	54,—	27,—	54,—	27,—	13,50
25.	Szkło i Ceramika	54,—	27,—	13,50	36,—	18,—	9,—
26.	Technika Lotnicza (dwumiesięcznik)	54,—	27,—	—	36,—	18,—	—
27.	Technika Motoryzacyjna	72,—	36,—	18,—	36,—	18,—	9,—
28.	Cement, Wapno, Gips	54,—	27,—	13,50	36,—	18,—	9,—
29.	Drogownictwo	72,—	36,—	18,—	36,—	18,—	9,—
30.	Energetyka (dwumiesięcznik)	72,—	36,—	—	36,—	18,—	—
31.	Hutnik	108,—	54,—	27,—	54,—	27,—	13,50
32.	Nafta	72,—	36,—	18,—	36,—	18,—	9,—
33.	Przegląd Górniczy	108,—	54,—	27,—	54,—	27,—	13,50
34.	Przegląd Odlewnictwa	72,—	36,—	18,—	36,—	18,—	9,—
<b>CZASOPISMA POPULARNO-TECHNICZNE</b>							
35.	Chemik	54,—	27,—	13,50	18,—	9,—	4,50
36.	Horyzonty Techniki	36,—	18,—	9,—	—	—	—
37.	Mechanik	108,—	54,—	27,—	36,—	18,—	9,—
38.	Motoryzacja	60,—	30,—	15,—	18,—	9,—	4,50
39.	Technik Przem. Spożyczc.	36,—	18,—	9,—	—	—	—
40.	Gospodarka Węglem	36,—	18,—	9,—	—	—	—
41.	Wiadomości Elektrotechn.	36,—	18,—	9,—	18,—	9,—	4,50
42.	Wiadomości Telekomunik.	36,—	18,—	9,—	18,—	9,—	4,50
43.	Wiadomości Górnicze	54,—	27,—	13,50	18,—	9,—	4,50
44.	Wiadomości Hutnicze	54,—	27,—	13,50	18,—	9,—	4,50
45.	Włókiennictwo	36,—	18,—	9,—	—	—	—
46.	Kinotechnik	36,—	18,—	9,—	—	—	—

## PRENUMERATA ULGOWA

### A. CZASOPISMA NAUKOWO-TECHNICZNE

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

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

### B. CZASOPISMA POPULARNO-TECHNICZNE

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

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

#### Sposób zamawiania prenumeraty ulgowej.

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

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

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

#### Terminy składania zgłoszeń na prenumeratę ulgową.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

# PAŃSTWOWE WYDAWNICTWA TECHNICZNE

## Nowości wydawnicze

- Borkowski K.: **Automatyczne centrale telefoniczne.** 1953, s. 487, zł 21.— Zatwierdzono do użytku szkolnego przez CUSZ.
- Cykin G. S.: **Transformatory małej częstotliwości.** Teoria, obliczanie i budowa. Tłum. z ros. A. Kiliński. 1953, s. 308, zł 33.50
- Cyprian T.: **Fotografia.** Technika i technologia. 1953, s. 412, zł 31.50 (w oprawie)
- Goćkowski S.: **Badania mechanicznych własności metali.** 1953, s. 159, zł 10.70
- Hattowski J., Mandeccki S.: **Materiałoznawstwo ogólne.** 1953, s. 280, zł 12.— Zatwierdzono do użytku szkolnego przez CUSZ.
- Jabłoński St., Skupiński S., Walewska Z.: **Szybkie metody analizy jakościowej stali i stopów.** Analiza kropłowa. Wyd. 2 poprawione. 1953, s. 128, zł 10.—
- Kahl T.: **Zasady projektowania sieci elektroenergetycznych niskich i średnich napięć.** 1953, s. 378, zł 17.— Zatwierdzono do użytku szkolnego przez CUSZ.
- Lidmanowski W.: **Technika wysokich napięć.** 1953, s. 203, zł 9.10. Zatwierdzono do użytku szkolnego przez CUSZ.
- Łapiński J.: **Metalizacja natryskowa.** Wyd. 2 uzupełnione. 1953, s. 143, zł 13.40 (w oprawie). Zatwierdzono do użytku szkolnego przez CUSZ.
- Nieupokojew W.: **Aparaty telefoniczne.** 1953, s. 310, zł 27.— (w oprawie)
- Nowacki P.: **Linie dalekosiężne.** 1953, s. 210, zł 22.— (w oprawie)
- Nowakowski B.: **Zasady wietrzenia i ogrzewania zakładów pracy.** 1953, s. 232, zł 15.60
- Poniatowski S., Wyganowski Z.: **Płyty pilśniowe w budownictwie.** 1953, s. 114, zł 7.70
- Rościszewski S.: **Tymczasowe instalacje elektryczne w budownictwie.** 1953, s. 96, zł 6.40
- Sledziwski E.: **Trasowanie konstrukcji przestrzennych z blach.** 1953, s. 67, zł 5.50
- Sobolew G. A.: **Lniarskie maszyny przędzalnice.** Tłum. z ros. K. Brzezicki. 1953, s. 188, zł 17.50 (w oprawie)
- Straszewski A.: **Projektowanie urządzeń elektrycznych niskiego napięcia.** 1953, s. 307, zł 14.80. Zatwierdzono do użytku szkolnego przez CUSZ.
- Szachraj M. Ł.: **Przodujące procesy technologiczne w przemyśle budowy maszyn.** Tłum. z ros. S. Tomaszewski. 1953, s. 184, zł 20.80
- Urządzenie terenów zielonych. Praca zbiorowa. Instytut Urbanistyki i Architektury. 1953, s. 371, zł 54.— (w oprawie)
- Wołek W.: **Poradnik dla maszynistów offsetowych.** 1953, s. 113, zł 6.—
- Zięborakowa M.: **Zasady ochrony dróg oddechowych.** Wiadomości ogólne. 1953, s. 35, zł 2.20

## Książki wydane poprzednio

- Bielow M. W., Kartaszew L. P.: **Mechanizacja pracochłonnych operacji.** Tłum. z ros. W. Natanson. 1953, s. 32, zł 1.50
- Bogdanow S. G.: **Metaloznawstwo i obróbka cieplna stali.** Tłum. z ros. W. Chitruk. 1953, s. 260, zł 20.— (w oprawie)
- Bołchowitinow N.F.: **Metaloznawstwo i obróbka cieplna.** Tłum. z ros. C. Niewiadomski. 1953, s. 310, zł 29.— (w oprawie)
- Bruins D. H.: **Obrabiarki do metali.** Tłum. z niem. T. Pietrzkiwicz. 1953, s. 305, zł 19.— (w oprawie) Zatwierdzono do użytku szkolnego przez CUSZ.
- Cynowanie galwaniczne. Tłum. z ang. K. Tarnowski. 1953, s. 32, zł 2.50
- Dobrowolski J.: **Polerowanie elektrolityczne.** 1953, s. 96, zł 11.—
- Dobrzański T.: **Rysunek techniczny.** Wyd. 4 uzupełnione. 1953, s. 168, zł 9.—
- Klimienko K. I.: **Sposoby podniesienia wydajności pracy w przemyśle maszynowym ZSRR.** Tłum. z ros. E. Koch. 1953, s. 172, zł 10.90
- Kowalczyk S.: **Tolerancje pasowania w budowie maszyn.** 1953, s. 128, zł 12.50 (w oprawie)
- Łukaszek J.: **Poradnik tokarza-metalowca.** 1953, s. 316, zł 25.20
- Mackiewicz S.: **Gwintowniki. Konstrukcje.** 1953, s. 68, zł 5.80
- Mackiewicz S.: **Narzynki. Konstrukcje.** 1953, s. 68, zł 5.—
- Modliński W.: **Mycie części maszyn.** 1953, s. 34, zł 2.50
- Moszyński W.: **Wytrzymałość zmęczeniowa części maszynowych.** 1953, s. 280, zł 24.60 (w oprawie)
- Szczukariew B. A.: **Metody potokowe w produkcji wielkoseryjnej.** Tłum. z ros. Kamiński. 1953, s. 151, zł 14.10
- Tuszyński J.: **Szlifowanie bezkłowe.** 1953, s. 110, zł 5.60
- Wołek R.: **Planowanie zużycia narzędzi.** 1953, s. 200, zł 21.50 (w oprawie)
- Zochowski M. K.: **Pomiary ciśnienia.** 1953, s. 220, zł 13.80

Do nabycia w księgarniach technicznych Domu Książki i u kolporterów zakładowych

