

A 16557/2

technika

MOTORYZACYJNA



NR 11 (45)
1955 R.



LISTOPAD

WYDAWNICTWO NACZELNEJ ORGANIZACJI TECHNICZNEJ

TREŚĆ ZESZYTU

- Inż. Bolesław Miszułowicz* — Metoda obniżania kosztów własnych w przemyśle maszynowym przez uproszczoną analizę wyników produkcyjnych
Mgr inż. Maciej Bernhardt — Cechowanie czujników indykatorów elektrycznych
Mgr inż. Czesław Pużyna — Wyniki badań siedzisk ciągników rolniczych
Mgr inż. Maciej Bernhardt — Zagadnienia doładowania czterosuwowych silników gaźnikowych — Część I
Inż. mech. Jerzy Koronkiewicz — Metody porównywania właściwości roboczych silników wysokoprężnych — Część II
Inż. Stanisław Płatek — Blachy tłoczne i gospodarka nimi
S. T. — Dwa nowe sprzęgła półautomatyczne
S. K. — Stopy lekkie w budowie samochodów
S. K. — Szybkościowe nawęglanie przy użyciu prądów wysokiej częstotliwości
Przegląd Dokumentacyjny Motoryzacji
Biuletyn Informacyjny ITS

UWAGA PRENUMERATORZY

Sposób zamawiania prenumeraty na rok 1956 czasopism technicznych NOT (z wyjątkiem „Horyzontów Techniki”) pozostaje bez zmian.

Prenumeratę należy zgłaszać zarówno w miastach jak i na wsi za pośrednictwem urzędów pocztowych jak i listonoszy.

Warunki prenumeraty ulgowej na rok 1956 pozostają bez zmian.

Uwaga czytelnicy „Horyzontów Techniki”

Począwszy od stycznia 1956 r. „Horyzonty Techniki” w miastach będą do nabycia we wszystkich punktach sprzedaży prasy (kioskach), a jedynie na wsi i w miejscowościach nie posiadających kiosków gazetowych zachowuje się prenumeratę, którą zgłaszać należy za pośrednictwem placówek pocztowych i listonoszy.

SKŁAD KOLEGIUM REDAKCYJNEGO

Redaktor Naczelny — inż. Ryszard Gdulewski
Sekretarz Redakcji — Krystyna Dargiel
Redaktor Techniczny — Bronisław Gierczyński

Redaktorzy działów: inż. Karol Biedrzycki, inż. Wiesław Stypulkowski, inż. Tadeusz Szujski i inż. Karol Pionnier.
Sekretariat Redakcji Techniki Motoryzacyjnej czynny codziennie od godz. 9⁰⁰ do 16⁰⁰. Warszawa, ul. Czackiego 3/5, tel. 6.74.61 wew. 35.

NOT — Naczelna Organizacja Techniczna, Warszawa 1955.

Nakład 2.900 egz. Papier druk. sat. kl. V, 60 g, 86×122/16

Oddano do skład. 7.10.55. Podp. do druku 22.11.55. Druk uk. 28.11.55

Druk. im. Rewolucji Październikowej, W-wa. Zam. 1321c/55. B-6-125973.

TECHNIKA MOTORYZACYJNA

M I E S I Ę C Z N I K

ROK V

LISTOPAD 1955

ZESZYT 11

Inż. BOLESŁAW MISZUŁOWICZ

METODA OBNIŻANIA KOSZTÓW WŁASNYCH W PRZEMYŚLE MASZYNOWYM PRZEZ UPROSZCZONĄ ANALIZĘ WYNIKÓW PRODUKCYJNYCH

Zagadnienie stałego obniżania kosztów produkcji stanowi jedno z naczelných zadań postępu techniczno-ekonomicznego naszego przemysłu.

Praca inż. B. MISZUŁOWICZA omawia jeden z instrumentów pomocniczych przy jego realizacji, jakim jest właściwa analiza uzyskiwanych wyników produkcji

Publikując podaną pracę redakcja ma nadzieję, że będzie ona pomocna przy rozwiązywaniu bieżących problemów związanych z realizowaną obniżką kosztów w przemyśle motoryzacyjnym, jak i przyczyni się do wypośrodkowania najbardziej właściwych i operatywnych form analizy.

Redakcja prosi jednocześnie czytelników o nadesłanie ew. uwag krytycznych jak i obserwacji oraz wyników z doświadczeń własnych, co niewątpliwie przyczyni się do udoskonalenia podanej metody.

Podane w artykule przykłady wykraczają w szeregu przypadków poza produkcję typowo motoryzacyjną. Biorąc jednak pod uwagę jasność wykładu oraz to, że zakłady przemysłu motoryzacyjnego wykonają w pewnych przypadkach i produkcję innych asortymentów — rozszerzenie tematyki uznano za celowe. (Redakcja).

Część I

Streszczenie

Autor, po naświetleniu przedmiotu i celu badania wyników produkcyjnych, omawia stosowane wskaźniki techniczno-ekonomiczne i ich wzajemną współzależność oraz zakresy stosowania. Wskazując na wpływ szeregu czynników na kształtowanie się stosowanych wskaźników, podaje uwagi co do możliwości ich porównywania. W oparciu o doświadczenia własne autor podaje i omawia metodę analityczno-graficzną badania wyników produkcyjnych w budownictwie maszyn.

W celu zilustrowania praktycznego zastosowania wskazanej metody, przytoczono i omówiono konkretne przypadki badań i uzyskane wyniki, w czterech zakładach przemysłu metalowego o typowej strukturze produkcyjnej. W oparciu o uzyskane praktyczne wyniki i doświadczenia autor wskazuje na celowość pogłębienia i rozszerzenia omawianej metody.

1. Przedmiot i cel badania wyników produkcyjnych

Przedmiotem badania wyników produkcyjnych jest żywy organizm gospodarczy złożony z kierownictwa, załogi oraz bazy technicznej i materiałowej zorganizowanej w postaci przedsiębiorstwa uspołecznionego, przeznaczonego do spełnienia zadań produkcyjnych wyznaczonych dla niego w ogólnonarodowym planie gospodarczym.

Celem badania wyników produkcyjnych jest:

1) Stwierdzenie, w jaki sposób w badanym czasokresie zostały wykonane zadania produkcyjne pod względem:

- ilości
- jakości
- terminów i rytmiczności
- zużycia środków

2) Ustalenie odchyleń od wielkości planowanych we wszystkich wskaźnikach planu PTF. *)

3) Stwierdzenie przyczyn powstania wykazanych odchyleń. Określenie ewentualnych rezerw bez względu na: niewykonanie, wykonanie lub przekroczenie zadań planowych.

4) Ustalenie na podstawie punktów 1, 2, 3, 4 wniosków w zakresie:

*) Plan Techniczno-Finansowy przedsiębiorstwa.

a — Usunięcia usterek i błędów, które spowodowały ujemne odchylenia we wskaźnikach planu PTF w badanym czasokresie.

b — Usunięcia ewentualnych błędów w budowie planu na okres następny.

c — Usunięcia dysproporcji pomiędzy środkami produkcji i zadaniami produkcyjnymi.

d — Usunięcia dysproporcji pomiędzy poszczególnymi elementami mocy produkcyjnej zakładu.

e — Podniesienia zdolności produkcyjnej i sposobu wykorzystania posiadanych rezerw.

f — Planu rozwoju techniki na okres następny lub doraźnych przedsięwzięć usprawniających techniczne i organizacyjne metody wytwarzania.

g — Planu inwestycyjnego na następny okres lub doraźnych przedsięwzięć w zakresie modernizacji środków produkcji.

h — Polepszenia jakości produkcji.

i — Obniżki kosztów własnych.

Dla spełnienia powyższych celów badania konieczna jest dokładna znajomość warunków, w jakich odbywa się produkcja oraz dokładne poznanie charakteru podstawowych wielkości i wskaźników ekonomiczno-technicznych.

II. Wskaźniki ekonomiczno-techniczne, jako odbicie właściwej organizacji produkcji

Liczba wskaźników i podstawowych wielkości ekonomiczno-technicznych charakteryzujących całokształt działalności gospodarczej zakładu przemysłowego jest duża. Przy kompleksowej analizie można wyodrębnić około tysiąca różnych wskaźników i zależności. Oczywiście operowanie tak wielką ilością wskaźników i ich wzajemna korelacja są nader utrudnione i praktycznie stosowane jedynie w wypadkach wyjąt-



kowych. W zależności od celu i zakresu prowadzonych badań należy dobierać odpowiednie zestawy wskaźników, istotne z punktu widzenia wykonywanego zadania.

W naszych rozważaniach ograniczymy się do wskazania jedynie najbardziej charakterystycznych i podstawowych wskaźników, które uszeregujemy następująco:

1. Wskaźniki z zakresu produkcji:

- a — kształtowanie się produkcji globalnej,
- b — " " " towarowej,
- c — " " " w asortymencie.

2. Wskaźniki z zakresu wydajności:

- a — kształtowanie się wydajności załogi,
- b — " " " powierzchni produkcyjnej,
- c — " " " maszyn i urządzeń produkcyjnych.

3. Wskaźniki z zakresu gospodarki finansowej:

- a — kształtowanie się normatywów na środki obrotowe,
- b — " " " na zapasy materiałowe,
- c — " " " na zapasy wyrobów gotowych.

4. Wskaźniki z zakresu ekonomiczno-organizacyjnego:

- a — kształtowanie się rytmiczności przebiegu produkcji,
- b — " " zatrudnienia i wydajności,
- c — " " wyrobienia norm pracy,
- d — " " kosztów własnych,
- e — " " wskaźnika strat i rezerw.

5. Wskaźniki z zakresu działań inwestycyjnych:

- a — kształtowanie się wartości produkcji w stosunku do wartości nakładów inwestycyjnych,
- b — kształtowanie się wartości przyrostu produkcji w stosunku do wartości nakładów na modernizację bazy materialno-technicznej,
- c — kształtowanie się wskaźnika efektywności gospodarczej nakładów inwestycyjnych.

Najistotniejsze dla wyzwolenia rezerw i obniżki kosztów własnych są wskaźniki wydajności. One bowiem wyrażają zdolność produkcyjną poszczególnych elementów oraz zakładu jako całości. Niemniej jednak wskaźniki wydajności są najbardziej złożone pod względem ich porównywalności, a tym samym nie stanowią łatwego sprawdzianu dla określenia stopnia doskonałości organizacji zakładu.

Istnieje bowiem szereg czynników wywierających zasadniczy wpływ na kształtowanie się tych wskaźników, utrudniających, a w szeregu nawet przypadków uniemożliwiających bezpośrednie ich porównywanie, ze względu na błędy oceny, jakie mogłyby wynikać przy stosowaniu tego rodzaju metody.

Na wielkość i charakter omawianych wskaźników wywierają bowiem zasadniczy wpływ: charakter wykonywanej produkcji i jej asortyment (np. produkcja jednostkowa, seryjna i masowa, wielkość serii i ich powtarzalność), wartość umowna jednostek naturalnych dla określenia wartości produkcji w tzw. „cenach niezmiennych” (ceny te dają często zupełnie różną ocenę istotnej wartości produkcji nawet w obrębie jednej grupy asortymentowej), przyjęty podział wykonania pomiędzy zakład macierzysty i zakłady kooperujące itd.

Równie istotny będzie wpływ konstrukcji, jej charakteru i stopnia technologiczności, rozporządzalnej bazy środków i urządzeń wytwórczych oraz ich kompleksowości, warunków bhp itd.

Podane tu czynniki nie wyczerpują naturalnie całości zagadnienia. Wskazują jednak na to, że zarówno przy doborze

wskaźników, jak i ocenie wyników, nie można przeprowadzać porównań i wyciągać wniosków w sposób mechaniczny, bez uwzględnienia całokształtu czynników i warunków, mogących mieć wpływ na ich kształtowanie się.

Przechodząc do zagadnień praktyki przemysłowej, celowe będzie podanie typowych zestawień wskaźników, pozwalających na przeprowadzenie w sposób uproszczony badania działalności przedsiębiorstwa.

Dla celów okresowego np. miesięcznego analizowania ekonomiki przebiegu produkcji, jak również dla przeprowadzenia doraźnej — wstępnej analizy działalności gospodarczej zakładu budowy maszyn, wystarczy praktycznie badanie 34 podstawowych wielkości i wskaźników techniczno-ekonomicznych zestawionych w tablicy 1. Właściwa analiza tych wielkości przeprowadzona w sposób wnikliwy i kompleksowy, uwzględniający ich wzajemne powiązanie oraz zależności kierunkowe i ilościowe — daje dla praktyki przemysłowej wystarczająco dokładny obraz przebiegu produkcji i organizacji zakładu. W pewnych przypadkach dla badań o ograniczonych zakresach można stosować dalsze uproszczenia przez zmniejszenie ilości badanych wskaźników.

Przy wszelkiego jednak rodzaju uproszczeniach, a w pewnych przypadkach i rozszerzeniu zakresu badanych wskaźników, należy mieć na uwadze zarówno cel przeprowadzanego badania, jak i miarodajność dobranych wskaźników, a w szczególności ich kompleksowość.

Badanie i wyciąganie wniosków na podstawie wskaźników dobranych w sposób nie przemyślany, wzajemnie nie powiązanych — prowadzi często do mylnych lub zgoła fałszywych opinii.

Dobór więc wskaźników należy przeprowadzać na podstawie dokładnej analizy zarówno celu badania jak i warunków, w jakich przebiega badana działalność.

III. Metoda analityczno-graficzna badania działalności przedsiębiorstw budowy maszyn

Istnieje szereg technik przeprowadzania badań przedsiębiorstw przy zastosowaniu omówionych wskaźników.

Jako jedną spośród nich omówimy opracowaną i wypróbowaną praktycznie przez autora metodę analityczno-graficzną.

Metoda ta polega na graficznym przedstawieniu kształtowania się podstawowych wskaźników, w powiązaniu z analitycznym przedstawieniem liczbowym czynników wywierających bezpośredni wpływ na przebieg poszczególnych krzywych wykresów wskaźników.

Ujęcie takie ułatwia zarówno analizę kształtowania się wskaźników, wzajemnego ustosunkowywania się występujących współzależności oraz dynamiki rozwoju, jak i wyciąganie wniosków co do oceny działalności badanego przedsiębiorstwa oraz wypośredkowania wzorców dla przedsiębiorstw o analogicznych warunkach działania. Należy jednak pamiętać, że wzorzec służy nie tylko do badania wyników realizacji planu, ale również i to przede wszystkim do planowania produkcji i podstawowych wskaźników ekonomicznych. Jeśli plan był prawidłowo ustawiony, to sprawdzian graficzny wskazywać będzie prawidłowość kierunków przekroczenia zadań planowych. Jeśli jednak plan był ustawiony błędnie, to oczywiście realizacja zadań zgodnie z błędnym planem również nie da pożądaných efektów ekonomicznych. Dlatego też analiza wskaźników planu powinna spełnić podwójne zadanie tj.

- a — wskazywać błędy w realizacji planu
- b — wskazywać błędy w budowie planu.

W taki sposób analiza będzie nie tylko czynnikiem kontrolującym, ale również będzie czynnikiem organizującym, podnoszącym na coraz wyższy poziom nasze plany produkcyjne wg rzeczywistych kryteriów ekonomicznych eliminujących błę-

Zakład

TABLICA 1
UPROSZCZONA ANALIZA WSKAŹNIKÓW PLANU TFP.

195 r.

Lp.	Wskaźniki	Kalendarz	Jednostka miary	I									II									III									IV									U w a g i																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																													
				1			2			3			1			2			3			1			2			3			1			2			3																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																
				1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																				
1	Produkcja globalna w każdej dekadzie	%																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																			

W skali rocznej średnia ilość godzin pracy

a) 1 obrabiarki

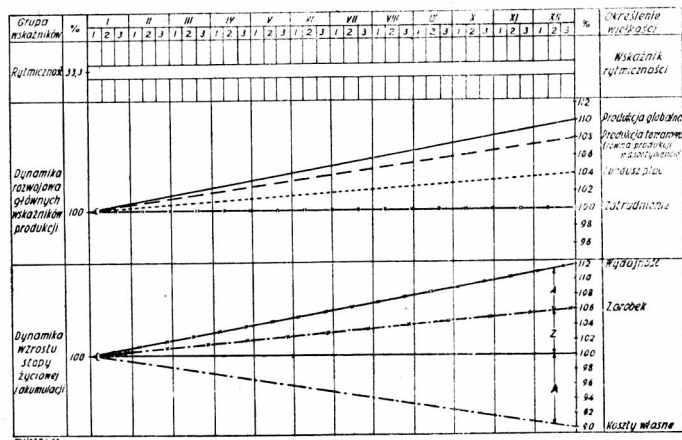
c) Wartość produkcji rocznie z 1 obrabiarki w zł

e) Tonaż produkcji rocznie z 1 obrabiarki ton

b) 1 robotnika

d) Wartość produkcji z 1 m² pow. produkc. w złf) Tonaż produkcji z 1 m² pow. produkc. ton

dy i niedokładności, wynikające często z mechanicznego podejścia do zagadnień planowania.



Rys. 1. Wykres teoretyczny prawidłowego rozwoju dobrze zaplanowanej i zorganizowanej produkcji

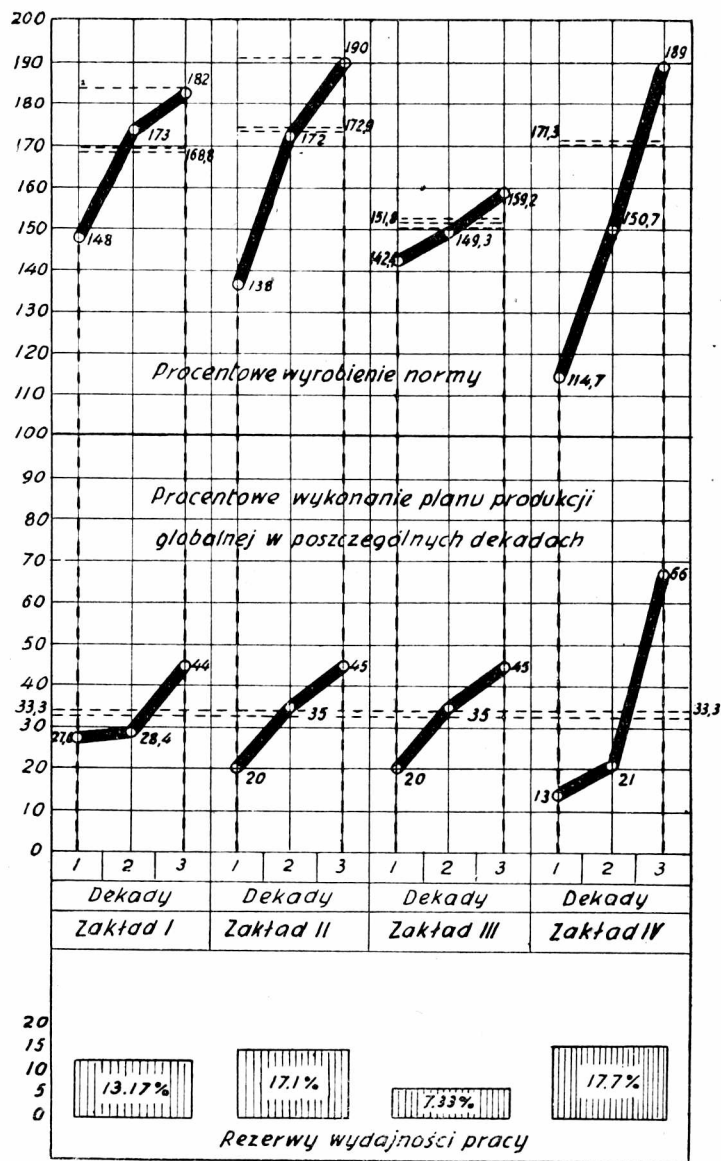
Wzorzec prawidłowego rozwoju produkcji i podstawowych wskaźników ekonomicznych przedstawia rys. 1. Na rysunku tym dzielimy podstawowe wskaźniki na trzy grupy a mianowicie:

1. — Rytmiczność produkcji
2. — Dynamika rozwoju głównych wskaźników produkcji
3. — Dynamika wzrostu zarobku i akumulacji.

Rytmiczność przebiegu wykonania stawiamy na pierwszym planie jako odbicie właściwej organizacji produkcji. Można bowiem produkować wolniej lub szybciej za cenę podniesienia kosztów własnych, nawet przy nie dość dobrej organizacji zakładu. Nie można jednak produkować rytmicznie przy złej organizacji produkcji. Rytmiczność bowiem jest wyrazem zorganizowanego ruchu i, jeśli jest osiągnięta przy jednoczesnym pełnym wykorzystaniu bazy technicznej i dysponowanego potencjału pracy, to jest to równoznaczne z osiągnięciem wysokiego poziomu organizacji produkcji. Wskaźnik rytmiczności jest szczególnie ważny przy produkcji seryjnej i masowej z uwagi na to, że porównując np. w skali dekadowej kształtowanie się rytmiczności wpływu zakończonej produkcji wydziałów produkcyjnych i wydajności pracy mierzonej procentem wyrobienia norm pracy (wg kalkulowanych godzin) — możemy w najbardziej uproszczony sposób wykrywać rezerwy efektywne i mierzyć ich wielkość. Jeśli bowiem przy takich samych warunkach technicznych i przy jednakowym programie produkcyjnym ta sama załoga potrafi w każdej trzeciej dekadzie miesiąca osiągać ilość produkcji własnej dwukrotnie większą od osiągnięć w pierwszych dekadach, to bez żadnych złożonych obliczeń można stwierdzić, że w pierwszych dwóch dekadach każdego miesiąca kryją się niewykorzystane rezerwy wewnętrzne.

Rys. 2 przedstawia zestawienie rytmiczności produkcji i wydajności pracy w okresach dekadowych oraz określenie rezerw ukrytych tylko z powodu nierytmiczności produkcji. Wykres ten zestawiono na podstawie doświadczeń radzieckich organizatorów produkcji w 4 fabrykach budowy maszyn. Tak więc wzrost produkcji powinien być uwzględniony przy budowie planu, a natomiast w realizacji rytmiczność powinna być 100-procentowa, to znaczy że w każdej dekadzie należy wykonać jedną trzecią planu miesięcznego. Dlatego też teoretyczny wykres rytmiczności przedstawia linia prosta przebiegająca na wysokości 33,3% planu miesięcznego w każdej dekadzie.

Jeśli chodzi o grupę wskaźników obrazujących dynamikę rozwojową produkcji, to stan zatrudnienia nie powinien być przekroczony. Ze wszystkich bowiem elementów planowania praca ludzka jest tym elementem, który w skali gospodarki



Rys. 2. Wykres rezerw produkcyjnych ukrytych w nierytmiczności przebiegu wykonania

narodowej bardziej jeszcze od innych nie może być oparty na dowolności. Tego rodzaju bowiem praca limitowana jest dyspozycyjnym stanem ludzi i dlatego powiększenie zatrudnienia w jednym zakładzie pracy może się odbyć w gospodarce planowej tylko kosztem zmniejszenia przewidywanego stanu zatrudnienia w innym zakładzie lub w innej gałęzi gospodarki państwowej.

Przy analizie dalszych wskaźników należy podkreślić, że prawidłowy kierunek przekraczania planów produkcji wymaga, ażeby wzrost produkcji globalnej wyprzedzał nieznacznie wzrost produkcji towarowej. Jeżeli bowiem odwrotnie, wzrost produkcji towarowej będzie wyprzedzał wzrost produkcji globalnej, to zapasy robót w toku będą się zmniejszały, a po przekroczeniu minimum niezbędnego dla utrzymania ciągłości i równomierności splotu produkcji zagrożona będzie również i sama produkcja towarowa. Na skutek bowiem „zjedzenia” zapasów robót w toku, dalszy wzrost produkcji towarowej nie będzie możliwy, ale jej ilość zacznie się zmniejszać.

Wzrost produkcji globalnej wolniejszy od wzrostu produkcji towarowej może być usprawiedliwiony tylko w takim przypadku, gdy stanowi on świadomą korektę planu, błędnie zakładającego niepotrzebnie dużą ilość produkcji w toku. Należy również podkreślić, że przy produkcji seryjnej zmniejsz-

szenie normatywu na wielkość robót w toku może być nieraz podyktowane opanowaniem produkcji i zmniejszeniem koniecznych zapasów ubezpieczających.

Poza omówionymi przypadkami korekty planów, z reguły wzrost produkcji globalnej powinien wyprzedzać wzrost produkcji towarowej. Nieprzestrzeganie tej zasady powoduje ujemne skutki, jak to wykażą dalej przedstawione przykłady.

Przy właściwym kształtowaniu się dynamiki rozwojowej głównych wskaźników produkcji, również w prawidłowy sposób powinny się kształtować wskaźniki dynamiki wzrostu stopnia zarobkowości i akumulacji, to znaczy że wzrostowi produkcji przy tej samej liczbie załogi musi towarzyszyć wzrost zarobków pracowniczych. Nieodzownym jednak warunkiem jest, ażeby wzrost wydajności wyprzedzał wzrost zarobków. Różnica bowiem pomiędzy wzrostem zarobków i wzrostem wydajności pracy stanowi o wielkości akumulacji niezbędnej dla stałego rozwoju techniczno-gospodarczego.

Przy takim prawidłowym kształtowaniu się wskaźników ekonomicznych w sposób zupełnie naturalny musi nastąpić również obniżka kosztów własnych. Koszty bowiem wydziałowe i ogólnofabryczne nieznacznie tylko wzrastają przy znacznym nawet wzroście produkcji osiągniętym dzięki zwiększonej wydajności pracy. Dlatego też na jednostkę produkcji koszty pośrednie (wydziałowe i ogólnofabryczne) będą malały i wpłyną na obniżkę ogólnych kosztów wytwarzania.

Posługując się wykresem teoretycznym prawidłowego rozwoju dobrze zaplanowanej produkcji jako wzorcem, możemy analizować poszczególne wskaźniki badanych przez nas zakładów i wyciągać właściwe wnioski.

W celu zilustrowania praktycznego zastosowania omówionych wskaźników i podanej analityczno-graficznej metody badań, zostaną podane przykłady z przeprowadzonych prac badawczych w kilku zakładach budowy maszyn.

IV. Analiza wyników produkcyjnych dużego zakładu budowy maszyn ciężkich

Rys. 3 przedstawiający rytmiczność produkcji za drugie półrocze 1953 r. i pierwsze półrocze 1954 r. wskazuje wahanie od 70% do 80% spływu zakończonej produkcji wydziałów, co świadczy o wadliwej organizacji produkcji i dużej skali niewykorzystanych rezerw wewnętrznych. Zamiast poziomej prostej linii ilustrującej prawidłową rytmiczność produkcji, wykres wskazuje na gwałtowne jej wahania, obrazujące gorącz-



Rys. 3. Wykres rytmiczności produkcji

kową i nieekonomiczną pracę źle zorganizowaną. W celu niekomplikowania zagadnienia, w tym przykładzie ograniczymy się przede wszystkim do analizy przyczyn wadliwej rytmiczności oraz kształtowania się kosztów własnych produkcji.

Zestawienie kosztów własnych produkcji towarowej podaje rys. 4. Jak widzimy na wykresie koszty odniesione bezpośrednio do produkcji towarowej wynoszą zaledwie 38% ogólnych kosztów wytwarzania, podczas gdy koszty pośrednie wynoszą 62% a mianowicie:

Koszty bezpośrednie:

a — robocizna produkcyjna bezpośrednia	14%
b — materiały	22%
c — koszty specjalne	2%
Razem:	38%

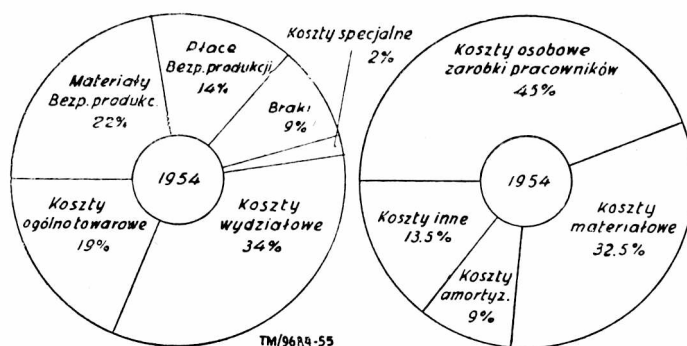
Koszty pośrednie:

a — koszty wydziałowe	34%
b — koszty ogólnofabryczne	19%
c — braki	9%
Razem:	62%

Z dalszej analizy widzimy, że robocizna bezpośrednio-produkcyjna wynosi ok. jednej trzeciej części kosztów osobowych. Stosunek ten nie może być uznany za korzystny, zwłaszcza jeśli się zważy, że produkcja zakładu jest w małym jedynie stopniu zmechanizowana.

Również zaznacza się dysproporcja w zużyciu materiałów. Na ogólną bowiem wartość materiałów 32,5% materiały bezpośrednio produkcyjne stanowią zaledwie 22% ogólnych kosztów wytwarzania, to znaczy że ponad 10% kosztów wytwarzania stanowią materiały pośrednie, co stanowi jedną trzecią część materiałów bezpośrednich. Taki duży udział kosztów materiałów pośrednich nie może być uznany za prawidłowy i ekonomiczny. Dlatego też suma kosztów wydziałowych i ogólnofabrycznych stanowi $34\% + 19\% = 53\%$. Taka wysokość kosztów pośrednich przy słabo zmechanizowanej produkcji świadczy o dużych rezerwach nie wykorzystanych z powodu błędnego planowania i złej organizacji. W wyniku więc przeprowadzanej analizy należy zacząć obniżkę kosztów własnych od zmniejszenia przede wszystkim kosztów wydziałowych.

Pokazana na rys. 4 struktura kosztów własnych wskazuje również na niedopuszczalnie duże straty spowodowane złą jakością produkcji.



Rys. 4. Koszty własne produkcji towarowej

Jeśli porównamy dwie wielkości: procent braków i koszty amortyzacji, to musimy zwrócić uwagę na fakt, że przypadkowo obydwa te wskaźniki w danym przypadku są tej samej wielkości i wynoszą po 9% ogólnego kosztu wytwarzania. Oznacza to, że straty na złej jakości produkcji kosztują tyle, ile amortyzacja bazy technicznej. Znaczący to, że gdyby produkcja była dobra, to za zaoszczędzone pieniądze moglibyśmy

opłacić za korzystanie z drugiej takiej samej fabryki, czyli że za oszczędności na brakach w okresie amortyzacyjnym moglibyśmy zbudować drugą taką samą fabrykę. Jeśli ponadto zbadamy samą wysokość kosztów amortyzacji, to okaże się, że rezerwy są znacznie większe. Podobne bowiem zakłady produkcyjne przy takim stopniu mechanizacji wydają na amortyzację ok. 4 do 5%. A więc w okresie amortyzacyjnym za oszczędności na brakach moglibyśmy zbudować nie jedną, ale dwie takie same fabryki. Wskazuje to, że w planie produkcji ukryte są olbrzymie rezerwy, że zakład wykorzystuje małą zaledwie część posiadanej mocy produkcyjnej. Istotnie bliższa analiza wykazała, że zarówno pomieszczenia produkcyjne, jak i park maszynowy nie są wykorzystane.

Również analiza nakładów inwestycyjnych potwierdziła istnienie dużych rezerw, gdyż na każdą wydaną złotówkę na inwestycje produkcyjne zanotowano przyrost zaledwie 40 groszy wartości produkcji globalnej, podczas gdy przy podob-

nych innych inwestycjach osiąga się ok. 1 zł 35 gr przyrostu wartości produkcji za każdą zainwestowaną złotówkę.

Zaznaczyć przy tym należy, że w rozpatrywanym przypadku wchodziły w grę duże kapitałowe inwestycje realizowane w ciągu wielu lat z rzędu. Dla omawianego przypadku została następnie przeprowadzona kompleksowa szczegółowa analiza, która w zupełności potwierdziła słuszność wniosków wstępnie wyciągniętych. Świadczy to o tym, że stosowanie uproszczonych metod analizy wyników ekonomicznych może oddać duże usługi kierownictwu zakładu, jak również kierownictwu centralnych zarządów i ministerstw przy małym stosunkowo nakładzie pracy. Na podstawie doświadczeń praktycznych można podać orientacyjnie, że dla przeprowadzenia uproszczonej analizy po raz pierwszy wystarczą dwa dni pracy. Dalsze miesięczne porównania mogą być natomiast przeprowadzane w ciągu kilku zaledwie godzin.

(D. c. n.)

Mgr inż. MACIEJ BERNHARDT

CECHOWANIE CZUJNIKÓW INDIKATORÓW ELEKTRYCZNYCH

Indykatory silników spalinowych o czujnikach pojemnościowych, indukcyjnych i piezokwarcowych stanowią podstawowe urządzenie badawcze dla badania i analizy przebiegu procesów zachodzących w cylindrze szybkoobrotowego silnika spalinowego.

W celu przeprowadzenia analizy wykresu indykatorowego niezbędna jest znajomość skali, w jakiej na ekranie oscylografu pętlicowego lub katodowego odwzorowane są ciśnienia panujące w indykowanym cylindrze silnika.

Ustalenie skali ciśnień uzyskuje się drogą cechowania indykatora. Ze względu na występującą zmienność skali ciśnień cechowanie to należy przeprowadzać periodycznie (szczególnie dla czujników pojemnościowych).

Cechowanie czujników piezokwarcowych i pojemnościowych możliwe jest zarówno w sposób statyczny jak i dynamiczny. Cechowanie czujników indukcyjnych możliwe jest jedynie w sposób dynamiczny.

Jak wykazały próby z czujnikiem piezokwarcowym przeprowadzone przez autora cechowanie statyczne przeprowadzane przy pomocy prasy olejowej i wzorcowego manometru prowadzi do znacznych błędów wskutek nieuwzględnienia zmian modułu sprężystości stalowej przepony przekazującej nacisk gazów na kryształ kwarcu w czujniku.

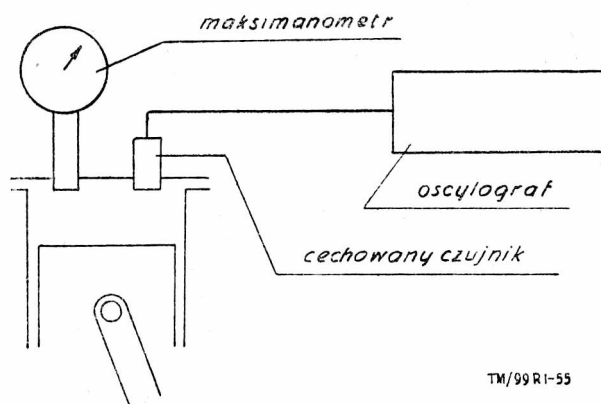
Istotną zmianę stałej cechowania można tu stwierdzić już przy prymitywnym podgrzaniu czujnika z zewnątrz przy pomocy kolby do lutowania do temp. ok. 100°C, mimo że temperatura jego wnętrza wypełnionego chłodnym olejem jest znacznie niższa.

Należy spodziewać się, że odpowiednie zmiany stałej cechowania są dla czujników pojemnościowych jeszcze większe wskutek wpływu temperatury (poza sprężystością przepony) na pojemność kondensatora czujnika.

Akademik E. A. Czudakow i K. S. Genkin proponują w swej pracy pt. „Transportnyj gazowyj dwigatel s wnutriennym smiesoobrazowanjem” dynamiczną metodę cechowania na gorąco przedstawioną schematycznie na rys. 1.

Jak wynika ze schematu w cylindrze silnika umieszczony jest obok czujnika indykatora (dowolnego systemu) maksimanometr. Metoda ta pozwala na cechowanie czujnika w warunkach pracy silnika przez porównanie wskazań maksimanometru z położeniem szczytowych punktów równocześnie uzyskanych wykresów indykatorowych.

Wyższość opisanego sposobu cechowania nad cechowaniem statycznym na zimno jest niewątpliwa i opisana jest szczegółowo w wyżej wspomnianej pracy.



TM/99 RI-55

Jednakże, zdaniem autora, metoda ta również obciążona jest pewnym błędem wynikającym stąd, że maksimanometr wskazuje ciśnienie maksymalne w pewnym okresie czasu, indykator zaś notuje wartość chwilową ciśnienia szczytowego w jednym lub pewnej ilości kolejno uzyskanych wykresów. Nie ulega wątpliwości, że ciśnienie maksymalne może się znacznie różnić od ciśnienia szczytowego jednego obiegu. Różnica pomiędzy ciśnieniem maksymalnym a średnim spośród pewnej ilości ciśnień szczytowych będzie niewątpliwie mniejsza, lecz jednak będzie istnieć. Dla ilustracji powyższego przytaczam tzw. „zgęszczony” wykres indykatorowy silnika S-42 pracującego w ustalonych warunkach przy pełnym otwarciu przepustnicy, po osiągnięciu równowagi cieplnej¹⁾. Współczynnik składu mieszanek wynosił tu od 0,85 do 0,88. Przy pracy na uboższych mieszanekach nierównomierność pracy jest znacznie większa.

Uzyskanie wykresów tego typu jak przedstawione na rys. 2 i 3 możliwe jest przez ustalenie odpowiedniej podstawy czasu w oscylografie. W przypadku gdy oscylograf nie pozwala na uzyskanie odpowiednio dużej podstawy czasu można wykres taki uzyskać przez ręczne, poziome przesunięcie obrazu za po-

¹⁾ Por. rys. 9 w II części artykułu inż. M. Bernhardtta pt.: „Zagadnienia doładowania czterosuwowych silników gaźnikowych.”

Mgr inż. CZESŁAW PUZYNA

WYNIKI BADAŃ SIEDZISK CIĄGNIKÓW ROLNICZYCH

Uwagi wstępne

Zagadnienie występowania drgań najczęściej jest rozpatrywane z punktu widzenia ich wpływu na daną konstrukcję, natomiast obecność człowieka i w związku z tym przenoszenie się tych drgań na jego organizm nie jest brane przeważnie pod uwagę, mimo że organizm człowieka jest nie mniej czuły na wpływ drgań niż materiały używane do konstrukcji.

Motoryzacja, mechanizacja procesów produkcyjnych w przemyśle jak i rolnictwie stwarzają niekiedy warunki, w których ze względu na szkodliwe działanie na człowieka zachodzi konieczność walki z drganiami. Z praktyki wiadome jest jednak, że w wielu przypadkach usunąć drgań zupełnie nie można, natomiast możliwe jest albo zmniejszenie ich intensywności, albo zmiana zakresu ich działania. Dla tych przypadków chodzi więc o to, aby ustalić zależności pomiędzy poszczególnymi parametrami występujących drgań a reakcjami fizjologicznymi człowieka i na tej podstawie wskazać zakresy drgań, które dla organizmu człowieka są mniej szkodliwe. Badania prowadzone w tym kierunku nie zostały do tej chwili uwieńczone ostatecznymi rezultatami, niemniej jednak istnieje szereg wskaźników, które ujmują cyfrowo zależności pomiędzy poszczególnymi parametrami drgań a subiektywnymi odczuciami człowieka.

Kryteria oceny

A. Drgania. Przede wszystkim w badaniach prowadzonych w omawianej dziedzinie inne kryteria oceny stosuje się dla określenia szkodliwego działania drgań, a inne dla działania wstrząsów, tzn. drgań o charakterze udarowym. Z punktu widzenia fizjologicznego podstawę do podziału między drganiami a wstrząsami stanowi częstotliwość, przy czym przypadek, kiedy częstotliwość impulsów działających na dany organizm jest na tyle wysoka (a amplituda tych impulsów przeważnie na tyle mała), że narząd równowagi, układ nerwowy i mięśnie nie nadążają reagować na każdy impuls oddzielnie, uważa się za granicę (próg) pomiędzy drganiami i wstrząsami, a impulsy do tej częstotliwości nazywa drganiami. W przypadku, kiedy częstotliwość impulsów jest na tyle mała, że organizm reaguje na każdy impuls oddzielnie, nie tylko biernie swymi sprężystymi własnościami, ale i czynnie odruchami i pracą mięśni, mamy do czynienia z wstrząsami.

Dla oceny wpływu drgań, a więc wpływu, który w wyniku długotrwałego biernego reagowania organizmu potęguje ogólne zmęczenie, przyjmuje się przeważnie wskaźniki zawierające w sobie zespół parametrów. Takim wskaźnikiem określającym intensywność drgań jest np. wskaźnik energetyczny ξ . Wskaźnik ten jest ilorazem, którego licznik E oznacza energię odniesioną do jednego okresu drgania i jednostki masy ($E_1 = 2\pi^2 a^2 n^3 \text{ cm}^2/\text{sek}^3$), a mianownik E_0 energią drgań, których wielkość leży na progu odczuwania ($E_0 = 0,1 \text{ do } 0,5 \text{ cm}^2/\text{sek}^3$); przyjmuje się $E_0 = 0,5 \text{ cm}^2/\text{sek}^3$. Ponieważ między intensywnością odczuwania drgań przez organizm a siłą, z jaką one działają, istnieje w pewnych zakresach zależność logarytmiczna, intensywność drgań określa się przez $\xi = 10 \lg \frac{E_1}{E_0} = 10 \lg. 3120 a^2 n^3 \text{ cm}^2/\text{sek}^3$, a za jednostkę tej intensywności uważa się $\xi = 1$. Dla przyjętej jednostki istnieje skala zależności między wartością przyjętego wskaźnika a doznawanymi odczuciami. Zależność tę ilustruje tablica 1.

TABLICA 1

Charakterystyka odczuwania	Wartość wskaźnika intensywności drgań
Słabe drgania znajdujące się na progu odczuwania	10
Drgania dopuszczalne dla pomieszczeń mieszkalnych	20
Drgania nieprzyjemne	33—40
Drgania przykre	40 i więcej
Drgania wywołujące morską chorobę	55—70

Innego rodzaju wskaźnikiem określającym wpływ drgań na organizm jest np. prędkość drgań ($v = a \cdot n$). Ponieważ zmiana częstości drgań n wpływa na organizm w większej mierze niż zmiana amplitud a , przy ocenie intensywności drgań uwzględnia się ją z większym potęgowym współczynnikiem niż amplitudy. Wspólny wpływ amplitudy i częstotliwości określa wtedy wskaźnik (stosowany w kolejnictwie) $C_n = 2,7 \cdot a \cdot n^{0,5}$ największa wartość dozwolona dla wagonów pasażerskich powinna wynosić $C = 3$, a dla towarowych $C = 4$.

B. Wstrząsy. Dla oceny wpływu wstrząsów przyjmuje się przeważnie pojedyncze parametry. Takim parametrem jest np. amplituda. Wg wyników badań radzieckich tłumiące działanie kręgosłupa amortyzuje przemieszczenia głowy przy przemieszczeniach dolnej części kręgosłupa dochodzących do 35, a nawet 40 mm. Wskazuje to graniczne wartości amplitud dopuszczalne ze względu na przemieszczenia pionowe głowy.

Innym parametrem określającym stopień szkodliwości działania wstrząsów są przyspieszenia. Jak wiadomo, iloczyn przyspieszenia przez masę wyraża siłę działającą w związku z ruchem danej masy. Rozpatrując organizm człowieka z czysto mechanicznego punktu widzenia, można układ kostny człowieka uważać za pewnego rodzaju konstrukcję sztywną, na której zostały „zawieszone” przy pomocy mięśni, więzadeł, otrzewnej, kresiek itp. różne narządy wewnętrzne o określonej masie. Pojawienie się przyspieszeń wywołanych np. ruchem pojazdu po nierównościach terenu powoduje przemieszczenia i ruchy względne poszczególnych narządów wewnętrznych, a tym samym w systemie utrzymującym te narządy napięcia wywołane obciążeniem tego układu utrzymującego siłą równą iloczynowi masy danego narządu przez przyspieszenie występujących wstrząsów. Większe przyspieszenia wywołują, rzecz prosta, występowanie większych sił i napięć, które mogą w przypadku zbyt dużych przyspieszeń być szkodliwe dla organizmu i wystąpić w postaci mechanicznego uszkodzenia tkanek. Graniczne wartości przyspieszeń można przyrównać do skali określającej intensywność odczuwania wstrząsów. Przykład takiej skali ilustruje tablica 2.

Jeszcze innym parametrem, którym bywają oceniane wstrząsy, są zmiany przyspieszeń $\left(\frac{d^3 s}{dt^3} \text{ w cm/sek}^3\right)$. Działanie samego przyspieszenia wywołuje występowanie sił bezwładności i w konsekwencji napięcia w tkankach podtrzymujących. Aby takie napięcia utrzymać, niezbędna jest praca mięśni, przy czym mięśnie wykonują podświadome ruchy, które mają na celu zmniejszenie oraz uprzedzenie pojawienia się napięć wywołanych wstrząsami. Ponieważ brak opisanych reakcji tego systemu utrzymującego mógłby spowodować uszkodzenia mechaniczne tkanek tego systemu, reagowanie jego powinno wyprzedzać narastanie napięcia. Wtedy, kiedy taka reakcja ze

TABLICA 2

Stopień skali	Określenie intensywności wstrząsów	Możliwość czytania lub pisanie	Pionowe przyspieszenia w cm/sek ²
I	Spokojny, łagodny chód pojazdu	Można czytać i swobodnie pisać trzymając blok na kolanach	Mniejsze od 200
II	Nieznaczne drgania i wstrząsy	Można czytać i swobodnie pisać trzymając blok w rękach	Od 200 do 300
III	Odczuwa się drgania i wstrząsy średniej siły	Czytać można; pisać bardzo trudno	Od 300 do 500
IV	Silne wstrząsy i poprzeczne pochylanie pojazdu	Czytać bardzo trudno; pisać zupełnie nie można	Od 500 do 700
V	Bardzo silne wstrząsy pojazdu	Pasażerowie zmuszeni są trzymać się za oparcie i poręcze siedzeń	Od 700 do 1000 i więcej

względem na szybkość narastania napięć (innymi słowy ze względu na szybkość zmian przyspieszenia) jest spóźniona, może nastąpić uszkodzenie mechaniczne tkanek; uszkodzenie takie następuje więc wtedy, kiedy wartość zmian przyspieszenia wstrząsów jest tak wielka, że tempo narastania reakcji układu mięśniowego na te wstrząsy nie może prześcignąć szybkości zmian w narastaniu występujących obciążeń. Naturalnie, że zdolność układu mięśniowego i nerwowego do nadążania w reagowaniu na zmiany przyspieszeń obniża się przy długotrwałych zmianach przyspieszeń w wyniku zmęczenia układu mięśniowego; zdolność ta nie jest u wszystkich ludzi jednokowa.

Zastosowanie przyjętych kryteriów do badań

Interesujące może być zastosowanie podanych powyżej wskaźników i parametrów dla oceny drgań i wstrząsów występujących w konkretnych rozwiązaniach technicznych. Naturalnie, że bardziej widoczne wyniki takiej oceny otrzymamy tam, gdzie drgania i wstrząsy występują w ostrzejszej formie. Dlatego też dobrym przykładem nadającym się do takiego celu jest ciągnik. Podczas ruchu ciągnika praca jego silnika lub poszczególne impulsy przenoszone od drobnych nierówności drogi są przyczyną drgań ciągnika, a nierówności terenu, po których on przejeżdża, wywołują większe wychylenia w postaci wstrząsów, z których zarówno jedne jak i drugie mogą udzielać się kierowcy. Specjalnie ciągniki rolnicze są narażone na takie drgania i wstrząsy, ponieważ ich silniki posiadają przeważnie niewielką — trudniejszą do wyważenia — ilość cylindrów, a praca samego ciągnika odbywa się przeważnie w terenie nierównym i często na złych drogach o nierównej nawierzchni.

Ponieważ ocena dotyczy warunków pracy kierowcy ciągnika, analiza występujących drgań i wstrząsów odnosi się do stanowiska roboczego kierowcy, a więc pomostu, na którym opiera on nogi, oraz siedziska. Ze względu na to, że siedzisko przenosi około 76% ciężaru kierowcy, stanowi ono główny element ciągnika amortyzujący drgania i wstrząsy; oprócz siedziska jedynym elementem amortyzującym są ogumione koła, a w niektórych ciągnikach uresorowanie przodu.

Wyniki badań siedziska siodłowego ciągnika Ursus 45

A. Drgania. Ponieważ silnik ciągnika jest sztywno związany z pomostem, praca silnika powoduje drgania tego pomostu (jak również kierownicy oraz dźwigni i pedałów, na których kierowca opiera nogi); drgania te przenoszą się od stóp (względnie dłoni) nie dalej niż do kolan (względnie łok-

ci), nie dochodząc do organów jamy brzusznej lub głowy. Rozpatrując dla przykładu drgania ciągnika Ursus 45 można stwierdzić, że jeżeli silnik tego ciągnika uruchomimy na postoju, środek masy całego układu będzie się przesuwiał wraz z ruchami tłoka (ciągnik Ursus 45 posiada silnik dwusuwowy jednocylinndrowy poziomy), wywołując powstanie w ciągniku sił masowych przeciwstawiających się tym ruchom. Działaniu okresowo zmiennych sił masowych tłoka, sworzni tłokowego i części korbowodu występujących podczas jałowego biegu silnika będzie więc przeciwdziałała siła masowa ciągnika, przy czym środek masy tego całego układu będzie dążyć do pozostawania w spoczynku, a ciągnik w związku z tym będzie wykonywać skoki przesunięte w fazie o 180° w stosunku do poziomych ruchów tłoka. Przyjmując, że amplituda skoków ciągnika jest odwrotnie proporcjonalna do jego całkowitego ciężaru, a wprost proporcjonalna do iloczynu ciężaru układu wykonującego ruch posuwisty wewnątrz silnika i amplitudy ruchu tłoka, zależność tę możemy wyrazić równaniem:

$$S_c = S_t \frac{G_t}{G_c}$$

w którym: S_c — szukana przez nas amplituda poziomych skoków ciągnika,

S_t — amplituda ruchu tłoka, która dla ciągnika Ursus wynosi 26 cm,

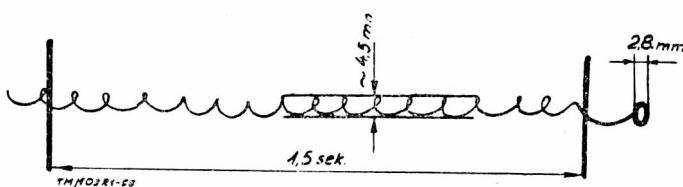
G_c — ciężar ciągnika (w naszym przypadku 3680 kg),

G_t — ciężar układu wykonującego ruchy poziome wewnątrz silnika — 37,9 kg.

Podstawiając podane wartości do podanego równania otrzymamy:

$$S_c = S_t \frac{G_t}{G_c} = 26 \frac{37,9}{3680} = 0,28 \text{ cm} = 2,8 \text{ mm}.$$

Ponieważ oprócz sił masowych posuwistych działają jeszcze siły odśrodkowe pochodzące od wirujących mas korby oraz części korbowodu, ciągnik Ursus będzie wykonywał równocześnie drgania pionowe, których amplituda będzie zależeć od wartości tych sił odśrodkowych, od ciśnienia i rozmiarów opon, od wielkości współczynnika ugniecenia koła i szeregu innych wielkości.



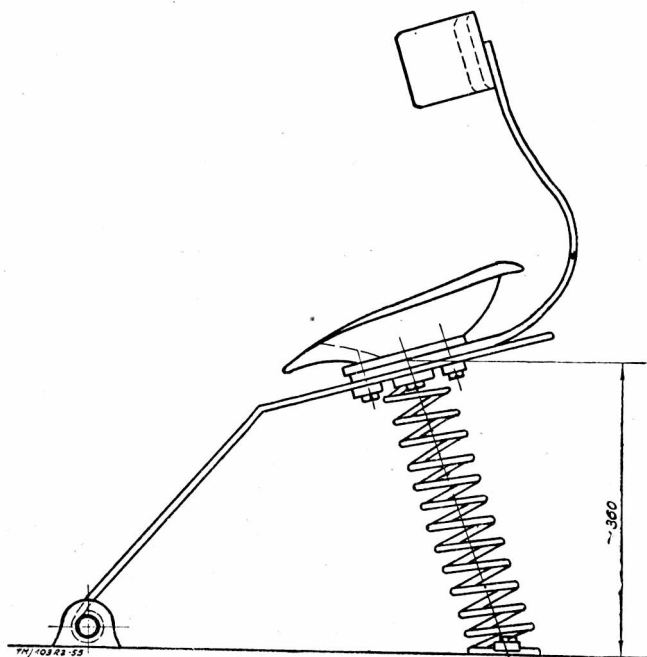
Rys. 1

Potwierdzenie wyżej podanych założeń ilustruje rys. 1, na którym przedstawiono drgania pomostu ciągnika Ursus wywołane pracą jego silnika. Krzywą przedstawioną na tym rysunku rysował na kartce papieru, przesuwającej się poziomo, ołówek zamocowany do pomostu ciągnika; z prawej strony wykresu widoczna jest mała elipsa, którą ołówek wyrysował po zatrzymaniu kartki. Wymiary elipsy odpowiadają poziomym i pionowym skokom pomostu ciągnika podczas pracy jego silnika na postoju.

Jeżeli teraz w sposób podobny do opisanego wyżej zdjęmiemy krzywą wychyleń siodła siedziska ciągnika Ursus (rys. 2), to przekonamy się, że jego drgania są przesunięte w fazie w stosunku do drgań pomostu, a amplituda tych drgań wynosi około 1,5 — 2 mm (rys. 3).

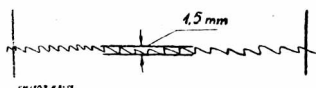
W obu omówionych przypadkach, a więc drgań pomostu oraz siedziska, częstotliwość tych drgań jest równa chwilowej licz-

bie obrotów silnika i wynosi podczas normalnej pracy przeciętnie ok. 11,25 okr./sek.



Rys. 2

Na podstawie przytoczonych powyżej wyników pomiarów jest już możliwa wstępna ocena tych wyników z porównania z podanymi wskaźnikami oceny drgań. Jeżeli więc pomost ciągnika Ursus wykonuje drgania pionowe o amplitudzie $a_p \cong 4,5$ mm, a siódło o amplitudzie $a_s \cong 2$ mm, a oba te drgania od-



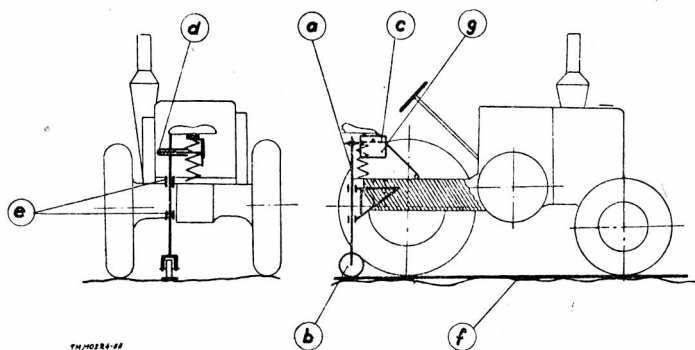
Rys. 3

bywają się z tą samą częstotliwością wynoszącą podczas pracy silnika średnio $n \cong 675$ okr./min. = 11,25 okr./sek, wymienione wartości mogą posłużyć do obliczenia wskaźników ξ i C_n . Podstawiając te wartości można więc obliczyć, że dla pomostu ciągnika $\xi_p = 10 \lg \cdot 3120 \cdot a^2 \cdot n^3 = 10 \lg \cdot 3120 \cdot 0,45^2 \cdot 11,25 \cong 10 \lg \cdot 902000 \cong 10 \cdot 5,96 \cong 59,6$ oraz $C_n \cdot p = 2,7 \cdot a^{0,3} \cdot n^{0,5} = 2,7 \cdot 0,45^{0,3} \cdot 11,25^{0,5} = 7,07$. Dla siedziska kierowcy oba wskaźniki przyjmą wartości: $\xi_s = 10 \lg \cdot 3120 \cdot 0,2^2 \cdot 11,25^3 \cong 52,5$ oraz $C_n \cdot s = 2,7 \cdot 0,2^{0,3} \cdot 11,25^{0,5} = 5,6$.

Otrzymane wartości wskaźnika ξ , porównane ze skalą zależności między wartością tego wskaźnika a doznanyymi odczuciami (tablica 1), wskazują na to, że zarówno drgania pomostu jak i siedziska siódlowego powinny wywoływać odczucia przykre. Z obliczonych wartości wskaźnika C_n okazuje się, że są one wyższe od dopuszczalnych.

B. Wstrząsy. Przytoczona wstępna ocena siedziska siódlowego (rys. 2) dotyczyła własności amortyzujących tego siedziska ze względu na działanie drgań. Ocenę taką ze względu na działanie wstrząsów można wykonać rejestrując krzywe wychyleń badanego siedziska wtedy, kiedy ciągnik porusza się w terenie. W terenie zupełnie dowolnym pomiar taki można wykonać np. przy pomocy urządzenia (schemat takiego urządzenia ilustruje rys. 4) składającego się z pręta a zakończonego od dołu kółkiem b ; w górnej części pręta prostopadle do jego osi znajduje się prowadnica c , na której jest osadzona

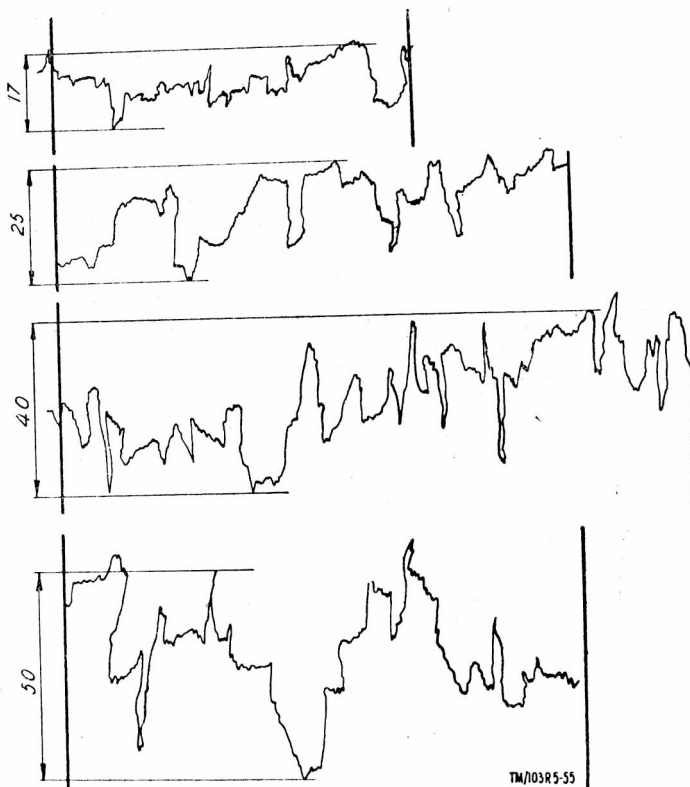
obsada d z ołówkiem w środku. Pręt razem z prowadnicą i obsadą umieszcza się w dwóch łożyskach e zamocowanych na



Rys. 4

stałe pod pomostem ciągnika. Popod siódłem siedziska w specjalnych prowadnicach jest osadzona deszczulka g z rozpiętym na niej papierem. W terenie, na którym pomiar jest wykonywany, układa się kilka desek jedna za drugą (lub też szynę) w ten sposób, aby podczas przejazdu ciągnika leżały one pomiędzy jego kołami, a kółko przyrządu pomiarowego toczyło się po deskach (lub szynie). Ponieważ ołówek za pośrednictwem pręta a i kółka b znajduje się w stałej odległości od ułożonych poziomo desek, na deszczulce g umieszczonej popod siódłem siedziska są rejestrowane wychYLENIA tego siódlu wywołane impulsami od nierówności danej drogi.

Krzywe wychyleń siedziska ciągnika Ursus rejestrowane opisanym powyżej przyrządem ilustruje rys. 5; krzywe te

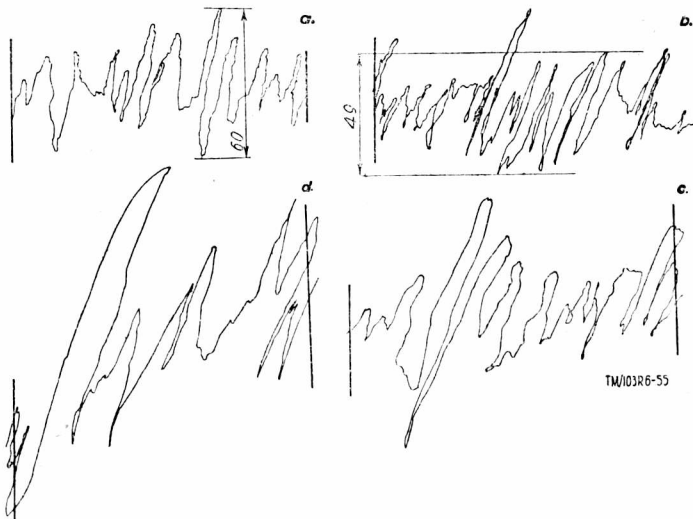


Rys. 5

przedstawiają kolejno wychYLENIA siódlu podczas przejazdu ciągnika po asfalcie, betonie, drodze kamienistej („kocich łbach”) i drodze polnej z prędkością ok. 1 m/sek. Ze względu na mało dokładny sposób wykonywania pomiarów trudno tu analizować charakter poszczególnych krzywych, niemniej jednak podane wykresy wskazują, że amplitudy rejestrowanych

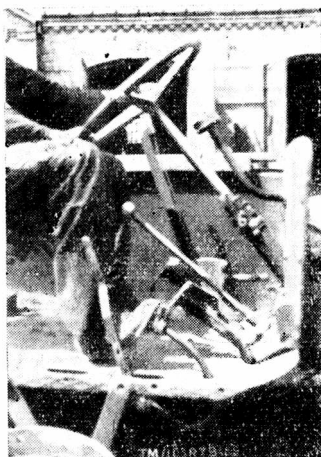
wstrząsów wynoszą kolejno 17, 25, 40, 50 mm. Należy się spodziewać, że amplitudy wychyleń uzyskane podczas przejazdu po tych samych rodzajach dróg, ale z większymi prędkościami, będą większe. Nawiązując do podanych już wyników badań radzieckich widać więc wyraźnie, że wychylenia dolnej części kręgosłupa są większe od 40 mm, a więc mogą w związku z tym powodować wychylenia głowy szkodliwe dla człowieka.

Celowe jest nieraz w sposób podobny do opisanego wykonać pomiary wychyleń danego siedziska względem pomostu



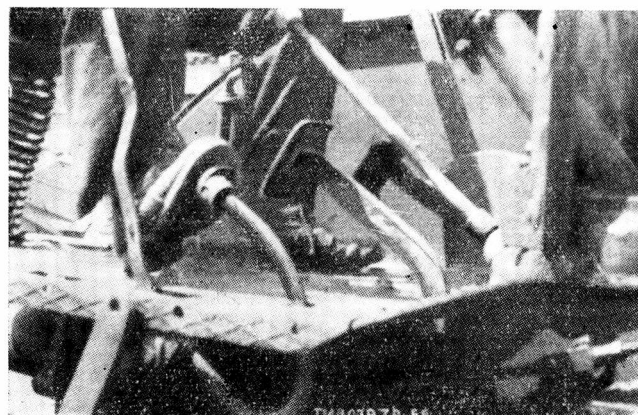
Rys. 6

pojazdu. Uzyskanie takich wykresów wychyleń pozwala na określenie skrajnych położenia ciała kierowcy w okresie działania na dane siedzisko impulsów wywołanych nierównościami drogi. Rys. 6 ilustruje takie względne wychylenia siedziska

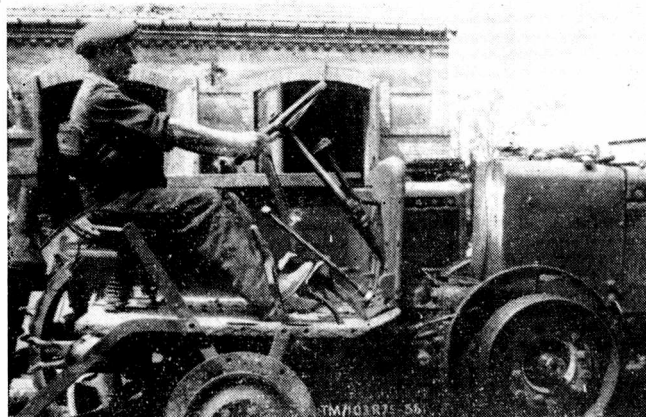


Rys. 7a

ska siodłowego (rys. 2) podczas przejazdu ciągnika Ursus po szosie asfaltowej a, drodze kamienistej (kocich łbach) c i drodze polnej d na III biegu. Analiza położenia ciała kierowcy względem kierownicy, dźwigni i pedałów dla skrajnych wychyleń omawianego siodła pozwala np. stwierdzić, że kierowca w położeniu najwyższym i najniższym uderza kolanami o kierownicę (rys. 7a), jest zmuszony do trzymania prawie w powietrzu lewej nogi opartej przednią częścią stopy na pedale gazu (rys. 7b), musi trzymać ręce na kierownicy w pozycji wyprężonej (rys. 7c) itp. Naturalnie, tak intensywne wychylenia będą oddziaływały niekorzystnie na widoczność przedpola ciągnika.



Rys. 7b

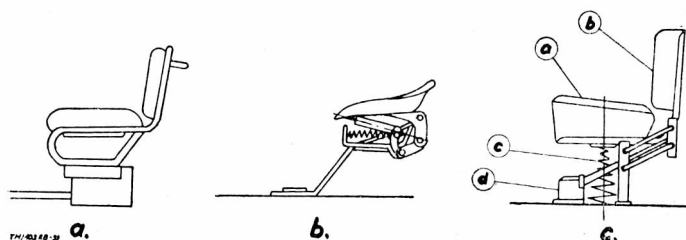


Rys. 7c

Badania porównawcze kilku typów siedzisk

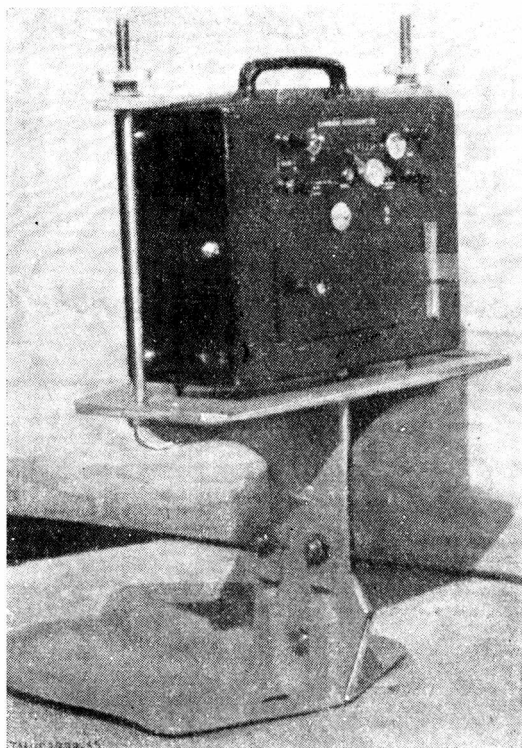
Przeprowadzona konfrontacja wyników pomiarów zarówno drgań jak i wstrząsów siedziska siodłowego ciągnika Ursus z przyjętymi kryteriami oceny stanowi przykład metody postępowania dla tego rodzaju badań. Przykład ten dla omawianego przypadku wskazuje na szereg ujemnych cech siedziska siodłowego i w związku z tym na konieczność wprowadzenia zmian konstrukcyjnych celem usunięcia tych cech.

Można więc przystąpić do drugiego etapu badań, których zadanie polegałoby na znalezieniu właściwego rozwiązania konstrukcyjnego siedziska. W tym celu najwygodniej jest wykonać badania porównawcze różnych typów siedzisk, aby na tej podstawie określić, które z nich wykazuje najlepsze własności amortyzujące, zarówno na drgania jak i wstrząsy. Rys. 8 przedstawia schematy siedzisk stosowanych na ciągnikach rolniczych kołowych Zetor 25 K (rys. 8a), LB 28 (rys. 8b); jako trzeci pokazano prototyp siedziska kanapkowego zaprojektowanego do ciągnika Ursus 45 (rys. 8c). Do zbadania, razem z dotychczas stosowanym siedziskiem siodłowym (rys. 2), mamy więc cztery typy siedzisk.



Rys. 8

Ponieważ każde z tych siedzisk zostało przystosowane do użytkowania na określonym typie ciągnika, badania danego



Rys. 9a

siedziska powinny odbywać się na tym właśnie typie ciągnika.

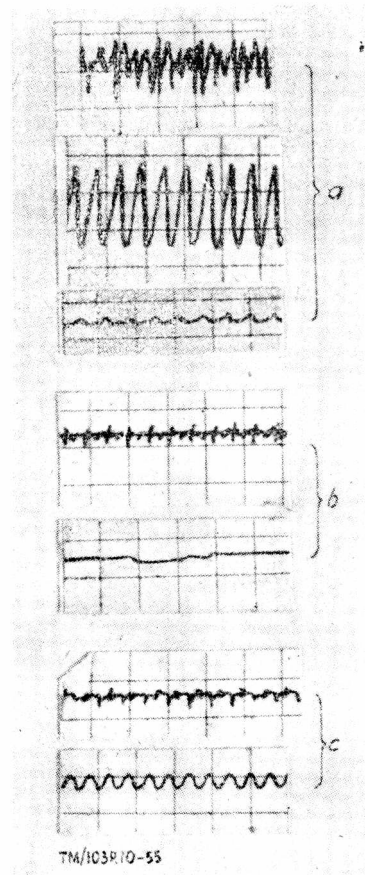
Ze względu na wykonywanie samych pomiarów, jak i porównanie wyników tych pomiarów z granicznymi dopuszczalnymi wartościami, wygodnie jest określać zarówno drgania jak i wstrząsy wielkością występujących przyspieszeń rejestrowanych na pomoście lub też na płaszczyźnie siedzenia danego siedziska. Naturalnie, że sztywne zamocowanie przyspieszoniomierza np. do pomostu ciągnika nie nastręcza trudności, natomiast umieszczenie tego przyrządu np. na miękkiej powierzchni siedzenia może być przy porównywaniu pomiarów źródłem błędów. Dlatego też do rejestrowania przyspieszeń występujących na płaszczyźnie siedzenia wygodnie jest stosować specjalną półeczkę (rys. 9a) przymocowaną do blaszanej podstawy ukształtowanej tak, aby kierowca mógł wygodnie na niej siedzieć (rys. 9b).

A. Drgania. Pomiary drgań wywołanych pracą silnika łatwo można wykonać, uruchamiając silnik danego ciągnika i, podczas gdy pracuje na normalnych roboczych obrotach, re-

jestrować przyspieszenia występujące na jego pomoście i na siedzisku. Rys. 10 ilustruje wykresy przyspieszeń rejestrowanych w opisanych powyżej warunkach dla pomostu, siedziska siodłowego (rys. 2) i prototypu siedziska kanapkowego (rys. 8c) ciągnika Ursus 45 (rys. 10a), dla pomostu i siedziska (rys. 8a) ciągnika Zetor 25 K (rys. 10b) oraz dla pomostu i siedziska (rys. 8b) ciągnika LB 28 (rys. 10c). Porównując zestawione wykresy można przede wszystkim stwierdzić, że intensywność przyspieszeń pomostu jest największa w ciągniku Ursus i dochodzi do ok. $+ 127,5 - 343,5 \text{ cm/sec}^2$. Trzeba tu dodać, że obserwuje się u poszczególnych ciągników tego typu różnice w charakterze krzywych przyspieszeń pomostu; należy przypuszczać, że dokładniejsza analiza mogłaby wskazać na przyczyny tego zjawiska, które niewątpliwie mają związek z prawidłowością wyważenia wirujących mas silnika i równomiernością jego pracy.

Dalej można również stwierdzić, że w siedzisku siodłowym ciągnika Ursus impulsy drgań pomostu wywołują wzrost przyspieszeń, kiedy u pozostałych siedzisk obserwujemy ich tłumienie. Liczbowe zestawienie wartości przyspieszeń dodatnich i ujemnych występujących podczas pracy silników porównywanych ciągników ilustruje rys. 11.

B. Wstrząsy. Badanie charakteru i wielkości wstrząsów wywołanych nierównością jezdni musi dla każdego z po-

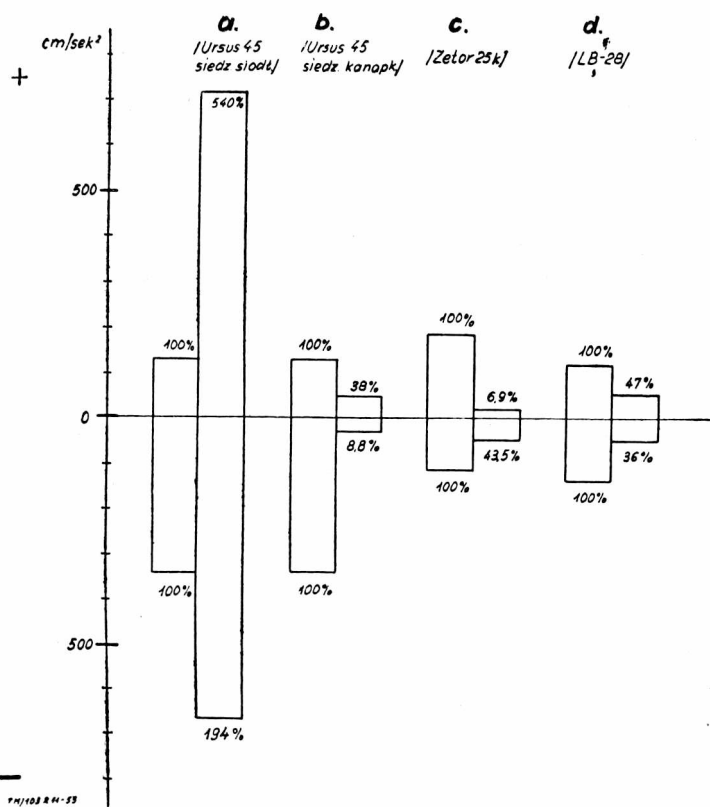


Rys. 10

równywanych ciągników odbywać się w dokładnie jednakowych warunkach. Dlatego też najwłaściwsze pod tym względem jest przeprowadzenie takich badań na torze ze sztucznymi nierównościami. Rodzaj takiego toru zależy od tego, co chcemy uzyskać z przeprowadzanych badań. Stosowanie toru płaskiego z pojedynczą parą nierówności pozwala np. na określanie częstotliwości drgań własnych ciągnika, dekrementu tłumienia drgań i wstrząsów lub też zależności pomiędzy wysokością względnie długością stosowanych nierówności, a wiel-



Rys. 9b



Rys. 11

kością amplitudy lub przyspieszenia impulsów wywołanych tymi nierównościami. Dla badań porównawczych siedzik stosowanie takiego toru jest zupełnie wystarczające.

Stosowanie zupełnie dowolnego profilu sztucznej nierówności utrudniałoby usystematyzowanie i porównywanie materiału uzyskanego z badań, dlatego też do tego celu przyjmuje się najczęściej nierówności o profilu sinusoidalnym, ponieważ przez dobranie wysokości oraz długości danego profilu można w sposób dostatecznie zbliżony dobrać ten profil do spotykanych nierówności; stosowanie profilów sinusoidalnych ułatwia również wykonywanie obliczeń teoretycznych, które nieraz wykonuje się równoległe z badaniami. Najczęściej stosuje się nierówności, których profil określa równanie:

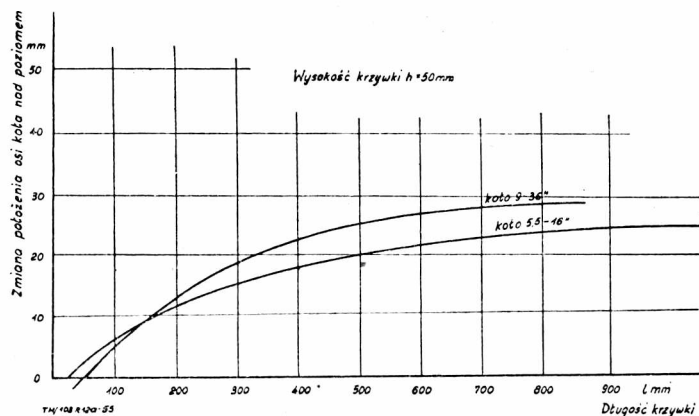
$$x = \frac{h}{2} \left(l - \cos \frac{2\pi y}{l} \right)$$

gdzie h — wysokość (względnie głębokość) nierówności,
 l — jej długość.

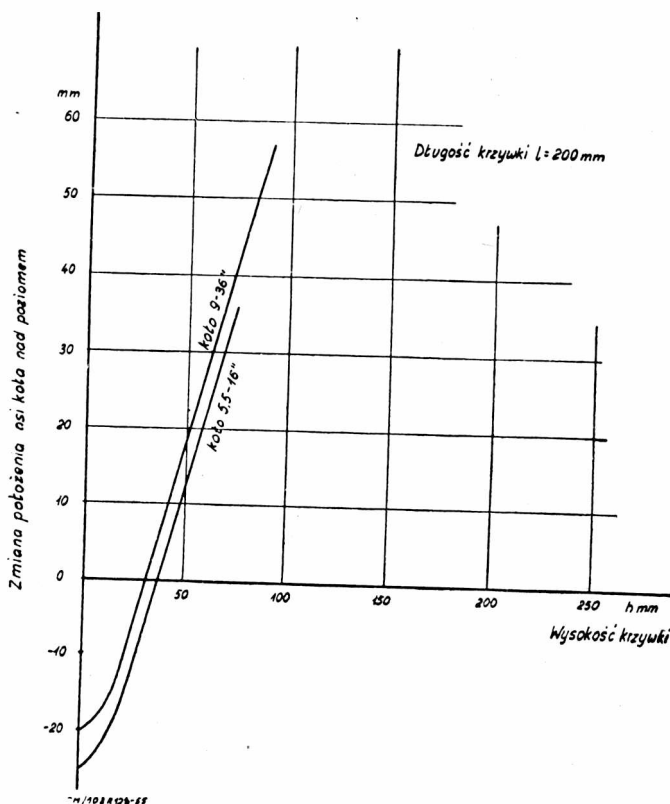
Dla danych l i h oraz dobieranych kolejno wartości y można łatwo określić poszczególne punkty profilu szukanej nierówności przy założeniu, że $y = v \cdot t$, gdzie v — prędkość przejazdu (dla ciągników $v_{max} = 20$ km/godz.), a t — czas.

Wybór wysokości h oraz długości l danej nierówności zależy od średnicy koła ciągnika. W badaniach porównawczych ciągników, a o takich w tej chwili mówimy, chodzi o to, aby impuls wywołany przez tę nierówność nie został zmniejszony wskutek częściowej miejscowej deformacji opony, a przyniósł się w całości na ciągnik. Osiągniemy to wtedy, kiedy różnica pomiędzy położeniem osi koła stojącego na szczycie (lub na dnie) nierówności i położeniem tej osi, kiedy koło po stoczeniu się z nierówności stoi na płaszczyźnie, będzie równa rzeczywistej wysokości (lub głębokości) tej nierówności. Chcąc określić wymiary nierówności, która by odpowiadała w przybliżeniu podanym powyżej wymaganiom, można np. ustawiać koło ciągnika na szczytach nierówności o profilach sinusoidalnych, tak aby nierówności te posiadały stałą wysokość h

i zmieniając kolejno długość l lub też odwrotnie — stałą l i zmieniając kolejno wysokość h . Wyniki takich pomiarów dla nierówności wypukłych ilustruje rys. 12a. Jak widać, przy nierówności o stałej wysokości $h = 50$ mm, mniej więcej już przy długości krzywki $l = 600$ mm uzyskuje się zarówno dla kół przednich jak i tylnych ugięcie równe ugięciu opony stojącej na płaszczyźnie; dla nierówności o stałej długości $l = 200$ mm przemieszczenie osi koła równe wysokości danej krzywki uzyskuje się przy wysokości krzywki $h = 75$ mm (rys. 12b).



Rys. 12a

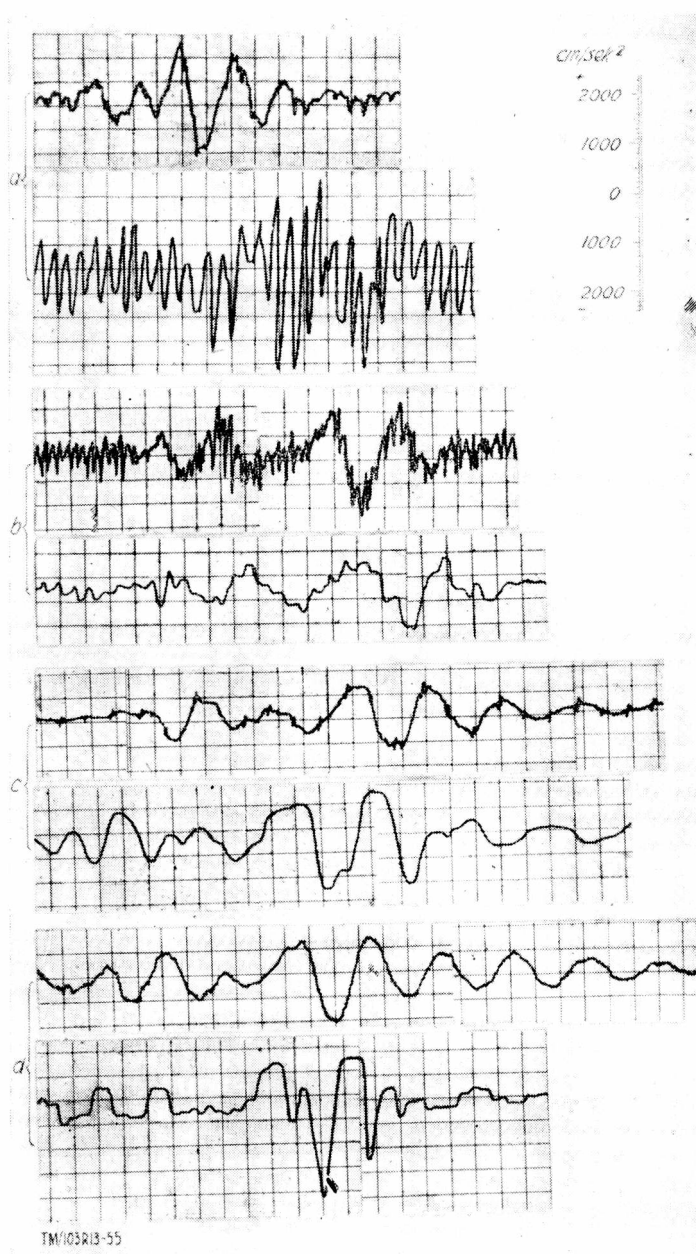


Rys. 12b

Dla dalszych pomiarów wykonywanych na torze z pojedynczą krzywką przyjęto więc z podanych powyżej względów dwie pary krzywek wypukłych o wymiarach $h_n = 50$, $l_n = 600$ mm i $h_w = 75$ i $l_w = 200$ mm. Zestawienie przyspieszeń występujących podczas przejazdu ciągnika przez pierwszą z wymienionych krzywek ilustruje rys. 13. Na rysunku tym podano parami wykresy przyspieszeń podczas przejazdu ciągnika Ursus 45 z siedziskiem siodłowym a, tego samego ciągnika z siedziskiem kanapkowym b, ciągnika Zetor 25 K z siedziskiem kanapkowym c, ciągnika LB 28 z siedziskiem siodłowym d. W każdej parze wykresów wykres górny ilustruje przyspiesze-

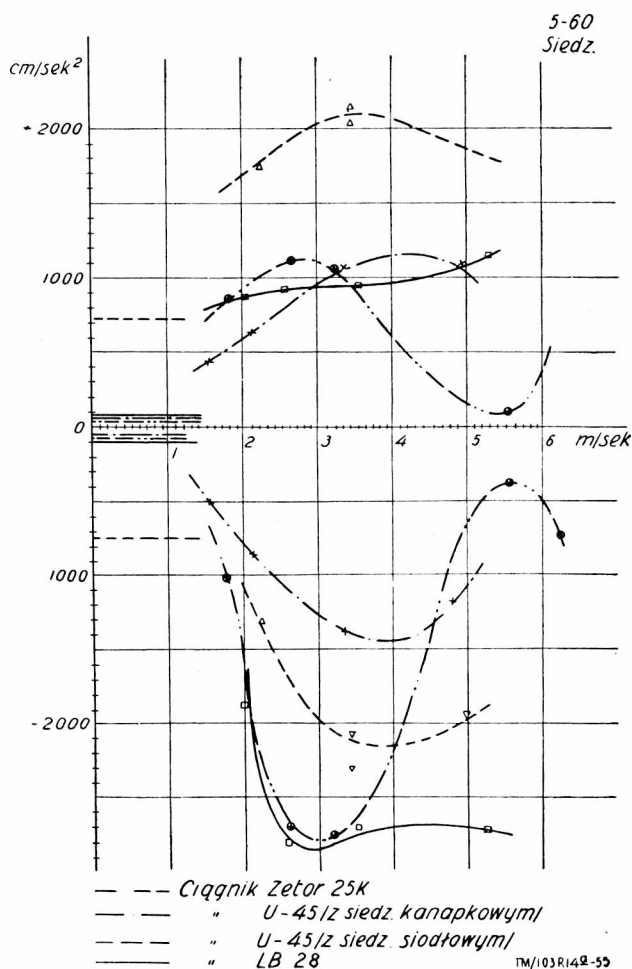
nia rejestrowane na pomoście danego ciągnika, dolny na płaszczyźnie siedzenia danego siedziska. W większości podanych wykresów na krzywej przyspieszeń obserwujemy impulsy pochodzące od pracy silnika danego ciągnika, a następnie dwie silniejsze grupy impulsów, z których pierwsza występuje w związku z przejazdem przez nierówność przednich kół ciągnika, druga z przejazdem tylnych; naturalnie, że ze względu na stosunkowo mniejszą masę przodu ciągnika pierwsza z tych grup (rejestrowana nad osią tylną) wywołuje stosunkowo niewielkie wstrząsy, które w większości podanych przykładów wygasają, zanim na nierówność najadą koła tylne. Po przejeździe przez nierówność kół tylnych obserwuje się stopniowe zanikanie wychyleń krzywej przyspieszeń, odpowiadające w przybliżeniu rzeczywistym wahaniom ciągnika odbywającym się w tym okresie z częstotliwością jego drgań własnych.

Analizowane przez nas krzywe posiadają dodatnie i ujemne wartości przyspieszeń, które stosunkowo łatwo odczytać odmierzając przy pomocy odpowiedniej skali (rys. 13) wychYLENIA krzywej od linii przyspieszenia zerowego. Naturalnie, że dla danej pary krzywych charakter krzywych oraz maksymalne wartości występujących przyspieszeń zależą dla danego ciąg-

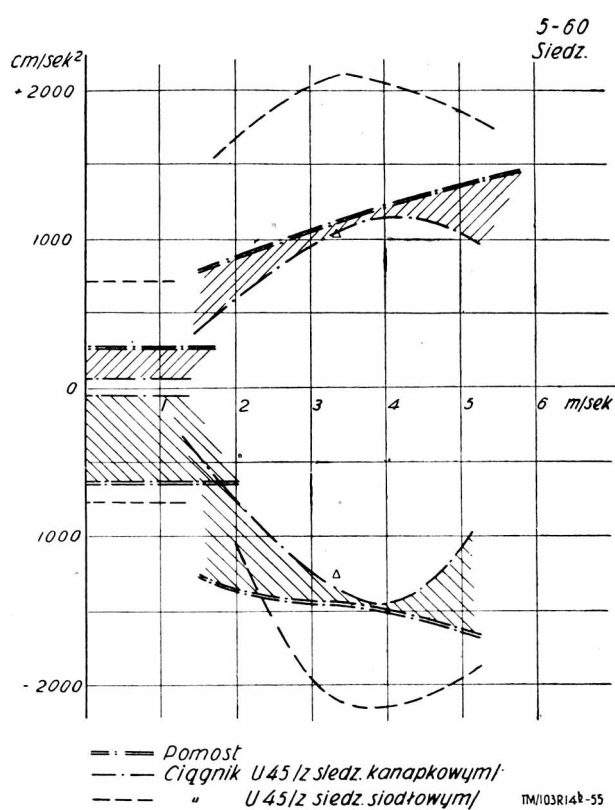


Rys. 13

nika od szybkości jego przejazdu. Powtarzając przejazdy z różnymi prędkościami, można zestawiać wartości dodatnich i ujemnych maksymalnych przyspieszeń w funkcji prędkości przejazdu badanego ciągnika. Zestawienie wyników takich pomiarów przyspieszeń, występujących na siedzeniach poszczególnych omawianych przez nas ciągników, dla nierówności $h_n = 50$, $l_n = 600$ mm ilustruje rysunek 14a. Ze względu na stosunkowo małą ilość przejazdów pomiarowych charakteru krzywych podanych na wymienionym rysunku nie można brać dosłownie; krzywymi tymi połączono jedynie punkty maksymalnych dodatnich i ujemnych przyspieszeń, ażeby odróżnić w ten sposób i porównać badane typy siedzisk. Z takiego porównania można przede wszystkim stwierdzić, że przyspieszenia występujące na siedziskach wszystkich badanych ciągników są przy większych prędkościach przejazdu przeciętnie wyższe od 700 cm/sec^2 , a więc zgodnie ze skalą przyjętą w tabelicy 2 odpowiadają bardzo silnym wstrząsom pojazdu (piąty najwyższy stopień skali). Spośród porównywanych, prototyp siedziska kanapkowego zastosowany na ciągniku Ursus 45 wykazuje stosunkowo niższe maksymalne wartości przyspieszeń. Poprawę, jaką tu się uzyskuje w porównaniu z siedziskiem siodłowym tego ciągnika, ilustruje rysunek 14b; na rysunku tym, podobnie jak poprzednio, zestawiono maksymalne przyspieszenia podczas przejazdu przez krzywkę $h_n = 50$, $l_n = 600$ mm, występujące na płaszczyźnie pomostu, siedzenia siedziska siodłowego oraz siedzenia siedziska kanapkowego. Omawiany rysunek pozwala stwierdzić, że podobnie jak w przypadku drgań wywołanych pracą silnika wstrząsy wywołane przejazdem przez nierówność są przyczyną „rozbijania się” siodła, kiedy w tym samym czasie siedzisko kanapkowe wstrząsy te tłumi.



Rys. 14a



Rys. 14b

Przeprowadzona konfrontacja wyników pomiarów przyspieszeń występujących na siedziiskach porównywanych ciągników stanowi przykład metody postępowania, jaka została przyjęta celem znalezienia rozwiązania konstrukcyjnego, które wykazywałoby lepsze własności w tłumieniu drgań i wstrząsów występujących na ciągniku Ursus 45 aniżeli siedzisko siodłowe tego ciągnika. Spośród porównywanych takie własności wykazuje prototyp siedziska kanapkowego.

Analiza amortyzującego działania siedziska kanapkowego

Można więc przystąpić do trzeciego etapu badań, a mianowicie analizy pracy poszczególnych elementów amortyzujących siedziska kanapkowego (rys. 8c). Elementów tych jest trzy, a mianowicie: poduszka siedzenia *a* i oparcia *b*, sprężyna spiralna stożkowa *c* oraz amortyzator hydrauliczny *d*.

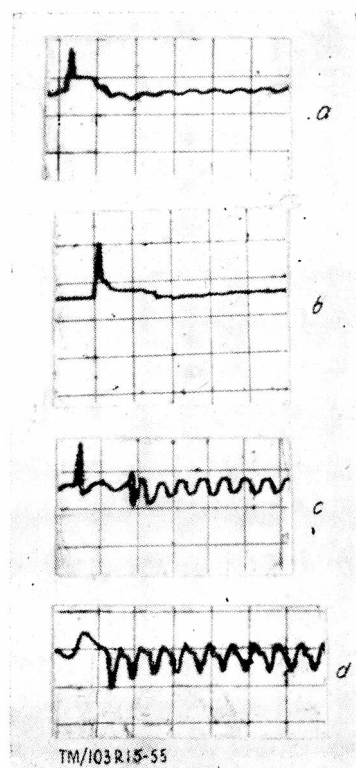
Mówiąc o poduszce siedzenia trzeba pamiętać, że duże znaczenie ma tu kształt samej poduszki. Siedziska stosowane na ciągnikach powinny być ukształtowane w ten sposób, aby znajdujących się na nich pracowników zabezpieczyć przed możliwością wypadnięcia, a dolną część tułowia osadzić na tyle sztywno, aby mimo pochyleń maszyny występujących wskutek nierówności drogi — nogi, a szczególnie ręce kierowcy można było wykorzystać do czynności nie związanych z koniecznością utrzymywania równowagi ciała (a więc np. do poruszania dźwigniami, kierowania kierownicą itp.). Przy intensywnych wstrząsach i przechyleniach na boki stosunkowo szeroka płaszczyzna siedzenia siedziska kanapkowego może nie zabezpieczać w wystarczający sposób dolnej części tułowia od przesunięć, zwłaszcza w przypadku, jeżeli siedzisko nie posiada z boków poręczy lub specjalnych obrzeży; zastosowanie tego typu siedziska może być w związku z tym zalecane w maszynach, które ze względu na swoją konstrukcję stosunkowo lepiej amortyzują wstrząsy i wychylenia na boki (np. ciągniki gąsienicowe) lub też są przeznaczone do poruszania się po równym terenie (np. ciągniki przeznaczone do transportu). W pozostałych ciągnikach stosunkowo dobrze spełniają swoje zadania

siedziska siodłowe w kształcie odpowiednio głębokiej wklęsłej czaszy (miski) wykonanej ze stalowej blachy wyłożonej od wewnątrz materiałem w postaci miękkiej wkładki lub poduszki. Tego typu siedziska ułatwiają szybkie wsiadanie i schodzenie z zajmowanego stanowiska, co przy obsłudze ciągników rolniczych jest specjalnie ważne. Ważne jest również, aby dane siedzisko było na tyle głębokie, aby jego tylna krawędź stanowiła podparcie kręgosłupa specjalnie w części lędźwiowej, a więc mniej więcej nieco poniżej pasa.

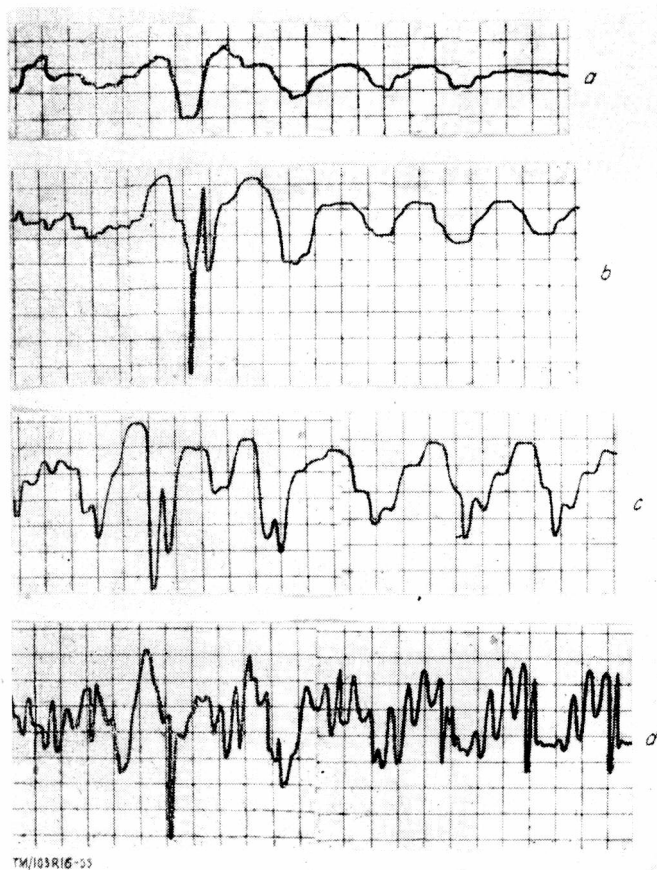
A. Drgania. Przeprowadzając analizę własności amortyzujących siedziska kanapkowego trzeba ustalić, w jaki sposób reaguje ono na drgania, a jak na wstrząsy. Posługując się przyspieszeniami jako parametrem wygodnym do porównań, można rozpocząć badania od zmierzenia przyspieszeń występujących na płaszczyźnie siedzenia siedziska kanapkowego przy uruchomionym silniku podczas postoju ciągnika (rys. 15a). Wyłączenie z działania amortyzatora hydraulicznego (rys. 15b) wywołuje zmniejszenie przyspieszeń prawie że do zera; wynik taki pozwala przypuszczać, że amortyzator hydrauliczny jest nieco za sztywny, ponieważ zbyt intensywnie przenosi drgania pomostu na siedzenie. W tym przypadku złagodzenie działania amortyzatora bez zmiany jego charakterystyki można uzyskać np. przez wprowadzenie niewielkiego luzu w miejscu połączenia ramienia amortyzatora z ramą siedziska i umieszczenie w tym miejscu wkładki gumowej.

Przez wyłączenie z działania nie tylko amortyzatora ale i sprężyny stożkowej i zastąpienie jej sztywną podpórką można obserwować, jak amortyzuje drgania sama poduszka (rys. 15c); na wykresie przyspieszeń uzyskanych z tego pomiaru możemy obserwować zjawisko bardzo ważne z punktu widzenia oddziaływania fizjologicznego, a mianowicie, że szczyty krzywej przyspieszeń są stosunkowo łagodnie zaokrąglone, a więc przez zastosowanie poduszki uzyskujemy zmniejszenie intensywności zmian przyspieszeń, które po wyjęciu poduszki (rys. 15d) występują w ostrzejszej formie.

B. Wstrząsy. W podobnej kolejności można przeprowadzić analizę reagowania siedziska kanapkowego na wstrząsy



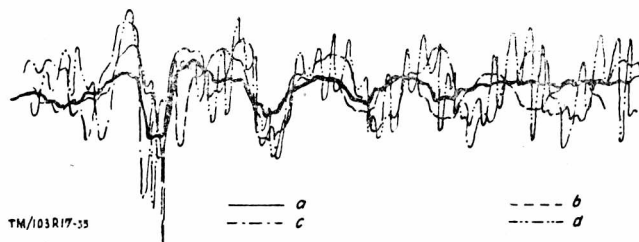
Rys. 15



Rys. 14b

sy wywołane wskutek przejazdu przez krzywkę $h_n = 50$, $l_n = 600$ mm. Tłumiącą rolę amortyzatora hydraulicznego można tu obserwować porównując krzywe przyspieszeń rejestrowanych, kiedy jest on włączony (rys. 16a) oraz wyłączony (rys. 16b); z porównania tego widać, że amortyzator tłumi wychylenia krzywej przyspieszeń wywołane impulsem wymusza-

jącym związanym z przejazdem przez samą krzywkę, równocześnie skracając okres czasu tłumienia wstrząsów wywołanych zanikającymi drganiami własnymi ciągnika. Usunięcie sprężyny (rys. 16c) przyczynia się do zwiększenia zmian przyspieszeń wywołanych wstrząsami, a na krzywej przyspieszeń pojawiają się łagodzone przez działanie poduszki pojedyncze impulsy drgań wywołanych pracą silnika. Przez usunięcie poduszki uzyskujemy wykres przyspieszeń drgań i wstrząsów (rys. 16d) przenoszonych na ramę siedziska bezpośrednio z pomostu ciągnika. Przez nałożenie na siebie krzywych przedstawionych na rys. 16a, b, c, d możemy otrzymać obraz działania poszczególnych elementów amortyzujących siedziska kanapkowego; ilustruje to rys. 17.



Rys. 17

Omówione powyżej wyniki badań prowadzonych nad amortyzującym działaniem siedzisk ciągników rolniczych nie wyczerpują całości zagadnienia; siedzisko jako takie stanowi jedynie jeden z elementów zabezpieczających kierowcę przed szkodliwym ich działaniem. Zamocowane na pomoście ciągnika amortyzuje drgania i wstrząsy tego pomostu, a więc drgania i wstrząsy ciągnika, który można uważać jako układ o określonej ilości stopni swobody. Wobec stosunkowo wysokich wartości przyspieszeń (i zmian przyspieszeń) rejestrowanych na porównywanych ze sobą siedziskach (rys. 10 i 13) dalsze badania nad poprawieniem warunków pracy kierowcy powinny więc iść w kierunku ograniczenia intensywności działania drgań i wstrząsów występujących na pomoście, a więc drgań i wstrząsów samego ciągnika.

Mgr inż. MACIEJ BERNHARDT

ZAGADNIENIA DOŁADOWANIA CZTEROSUWOWYCH SILNIKÓW GAŹNIKOWYCH¹⁾

Część I

Doładowanie stosowane jest w przeważającej części tłokowych silników lotniczych oraz w silnikach samochodów wyścigowych i wyczynowych.

Rozpowszechnienie doładowania w lotnictwie uzasadnione jest koniecznością: kompensacji wpływu rozrzedzenia powietrza w zależności od wysokości lotu, uzyskania maksymalnej mocy startowej i maksymalnej mocy z jednostki ciężaru i pojemności silnika.

W pojazdach naziemnych sprężarka zdobyła sobie prawo obywatelstwa w silnikach samochodów wyścigowych dla uzyskania maksymalnej mocy z określonej pojemności skokowej silnika, zazwyczaj ograniczonej regulaminem zawodów. Szereg konstrukcji w tej dziedzinie wyróżnia się swymi osiągnięciami, wyrażającymi się np. mocą jednostkową powyżej 150 KM/l przy dwustopniowej sprężarce. W dziedzinie samochodów użytkowych żywsze zainteresowanie doładowaniem datuje się od kilku zaledwie lat, choć pierwsze seryjne samochody ciężarowe z silnikami gaźnikowymi z doładowaniem były produkowane przez firmę GMC w latach trzydziestych dla eksportu do Chile. Do zastosowania doładowania zmusiły producenta warunki geograficzne. Okazało się bowiem przy eks-

ploatacji (w wyższych partiach Andów) samochodów ciężarowych, że nie są one w stanie nie tylko przewozić nominalnych ładunków na wzniesieniach gwarantowanych przez wytwórcę, ale nie są w stanie pokonać tych wzniesień nawet bez ładunku. Zastosowanie w tym wypadku doładowania było logicznym zapożyczeniem rozwiązania stosowanego w lotnictwie w analogicznych warunkach i w podobnym celu.

Według niezupełnie pewnych danych (choć bardzo prawdopodobnych) doładowanie stosowano w analogicznym celu w samochodach różnych marek eksportowanych już po ostatniej wojnie do Tybetu. Wszystkie wyżej wspomniane zastosowania doładowania silników samochodowych są jednak nietypowe i nie będę się nimi dalej zajmował. Celem artykułu jest podanie pewnych rozważań teoretycznych i doświadczalnych odnośnie zastosowania doładowania w silnikach gaźnikowych samochodów użytkowych.

Ogólnie przyjęło się uważać doładowanie jako jeden ze sposobów zwiększenia mocy silnika. Jednak takie ogólnikowe traktowanie zagadnienia stanowi jego spłylenie. Ze względu na to, że zagadnienie doładowania ma inne aspekty w odniesieniu do silników wtryskowych z zapłonem samoczynnym i gaźnikowym, omówię je oddzielnie, przy czym pierwsze tylko w najogólniejszych zarysach dla uwydatnienia specyfiki problemu, a drugie nieco szerzej.

¹⁾ Praca niniejsza publikowana była w nieco obszerniejszym opracowaniu w biuletynie wewnętrznym Wojskowej Akademii Technicznej.

Doładowanie silników wysokoprężnych

Rzeczony rozwój technologii materiałów i metod produkcyjnych stosowanych przy produkcji współczesnych silników wysokoprężnych spowodował, przy równoczesnym działaniu czynników niżej opisanych, że współczesne silniki tego typu są niepełnie obciążone cieplnie. Mówiąc dobitniej: można w tych silnikach na jednostkę czasu zamieniać większą ilość energii cieplnej na mechaniczną, bez równoczesnego istotnego zmniejszenia trwałości silnika.

Przyczyny są tu następujące:

1 — silniki wtryskowe z zapłonem samoczynnym pracują, przy obecnym stanie ich rozwoju, ze znacznym nadmiarem powietrza w stosunku do silników gaźnikowych, dla zapewnienia prawidłowego i bezdymnego spalania. Oznacza to, że na jednostkę objętości skokowej cylindra ilość doprowadzonej energii cieplnej jest odpowiednio mniejsza.

2 — silniki wtryskowe z zapłonem samoczynnym są mniej szybkoobrotowe niż analogiczne silniki z zapłonem iskrowym. Tym samym ilość energii cieplnej przypadającej na jednostkę czasu tym bardziej ulega zmniejszeniu.

Przyczyny mniejszej szybkoobrotowości są zadaniowe dwie:

a) pojemność skokowa cylindra jest na ogół stosunkowo duża, gdyż wykonanie układu zasilania podającego bardzo małe ilości paliwa stwarza duże kłopoty produkcyjne. Skutkiem tego elementy układu korbowego posiadają dość duże wymiary (tym bardziej że ciśnienia są tu wyższe niż w silnikach gaźnikowych), a tym samym siły masowe ograniczają w znacznym stopniu możliwość wzrostu obrotów.

b) konstrukcja układu zasilania silnika szybkoobrotowego jest poważnie utrudniona, gdyż znaczny wzrost oporów hydraulicznych przy wzroście prędkości przepływu paliwa stawia bardzo ciężkie wymagania odnośnie materiałów, a ponadto jest przyczyną szybkiego zużywania się precyzyjnych elementów układu zasilania. Trudność uzyskania właściwej regulacji pompy w dużym zakresie obrotów może spowodować znaczne obniżenie ekonomiczności szybkoobrotowego silnika wysokoprężnego.

c) trudno uzyskać prawidłowy przebieg spalania i niskie zużycie paliwa przy wyższych obrotach.

Z wymienionych przyczyn, dla zwiększenia obciążenia cieplnego silnika, a tym samym zwiększenia mocy jednostkowej i dalszego podniesienia ekonomiczności, zwiększa się ostatnio zakres stosowania doładowania z coraz częstszym wykorzystaniem turbosprężarki.

Wskaźniki pracy tych silników niejednokrotnie dorównują, a nawet przewyższają wskaźniki odpowiednich silników gaźnikowych. Oczywiście mówię tu nie o jednostkowym zużyciu paliwa, gdyż na tym polu silniki wysokoprężne zawsze znacznie górowały nad gaźnikowymi, lecz o wielkościach takich, jak ciężar przypadający na jednostkę mocy, moc z jednostki pojemności itp.

Należy zaznaczyć, że w niektórych konstrukcjach silników wtryskowych dwusuwowych są stosowane pompy ładujące, które z racji konstrukcyjnego podobieństwa niesłusznie niekiedy nazywa się sprężarkami. Zadaniem pomp ładujących jest napełnienie cylindra powietrzem, gdyż przy obiegu dwusuwowym nie może on być napełniony wskutek ruchu tłoka (w silnikach większej mocy i wielocylindrowych nie stosuje się na ogół przegradzania komory korbowej i wykorzystywania jej jako pompy ładującej).

I tak na przykład, w silniku JaAZ-204 wydajność pompy ładującej jest większa od zapotrzebowania powietrza przez silnik. A więc mogłaby ona teoretycznie pracować jako sprężarka. Jednakże w silniku tym okna dolotowe do cylindra ulegają zamknięciu o 6° obrotu wału korbowego wcześniej, niż następuje zamknięcie zaworów wydechowych. W wyniku tego mamy korzystne przepłukanie cylindra, doładowania zaś w zasadzie nie ma.

Doładowanie silników gaźnikowych

W odniesieniu do silników gaźnikowych zagadnienie doładowania jest znacznie bardziej złożone. Można by, z grubsza biorąc, podzielić je na dwa zasadnicze problemy:

- zastosowanie doładowania do silników istniejących,
- zastosowanie doładowania w silnikach nowokonstruowanych.

Zdarza się w praktyce, że zachodzi potrzeba nieznacznego zwiększenia mocy produkowanego silnika dla nowopowstałego celu. Produkcja nowego silnika o zwiększonej mocy, zwłaszcza jeżeli zapotrzebowanie nie jest duże, może być nieopłacalna. Tymczasem, jak wykazują próby przeprowadzone na wielu silnikach (DIACZENKO, ROENSCH i przez autora artykułu dla silnika S-42) w większości współczesnych silników istnieje

możliwość zwiększenia ich mocy przez zastosowanie doładowania w granicach 10 — 40%, kosztem niewielkiego skrócenia żywotności silnika i bez większych zmian konstrukcyjnych. Przy większych zmianach omówionych dalej możliwe jest powiększenie mocy do 100%, zależnie od właściwości konstrukcyjnych silnika i celowego stopnia zmniejszenia jego żywotności.

Jako przykłady można podać następujące zagadnienia:

- zwiększenie mocy silnika samochodu M-20 bez wprowadzania zasadniczych zmian konstrukcyjnych;
- możliwość zwiększenia mocy silnika pewnego samochodu terenowego. Stosowany początkowo na tym samochodzie silnik dawał wystarczające osiągi na dobrej drodze i w lekkim terenie. Jednakże w ciężkim terenie moc jego okazała się nieco za małą, a ponadto praca na najniższych przekładniach powodowała szybkie zużycie silnika;
- ponadto dla celów specjalnych istnieje szereg zastosowań silnika spalinowego, w których jego żywotność jest stosunkowo mało istotna, a zależy na osiągnięciu jak największej mocy przy jak najmniejszym ciężarze. Z wielu względów korzystne byłoby oparcie się w tym przypadku na produkowanym seryjnie silniku samochodowym, którego moc zostałaby odpowiednio zwiększona.

W przypadku silnika nowokonstruowanego zastosowanie doładowania ma następujące możliwości:

Dla potrzeb gospodarki narodowej potrzeba często silników różniących się mocą w nieznacznym stopniu. Przy niezbyt dużej produkcji motoryzacyjnej celowe wydaje się oparcie na nielicznych rozwiązaniach — bazach, z których poprzez drobne modyfikacje można by uzyskać silniki o żądanych mocach.

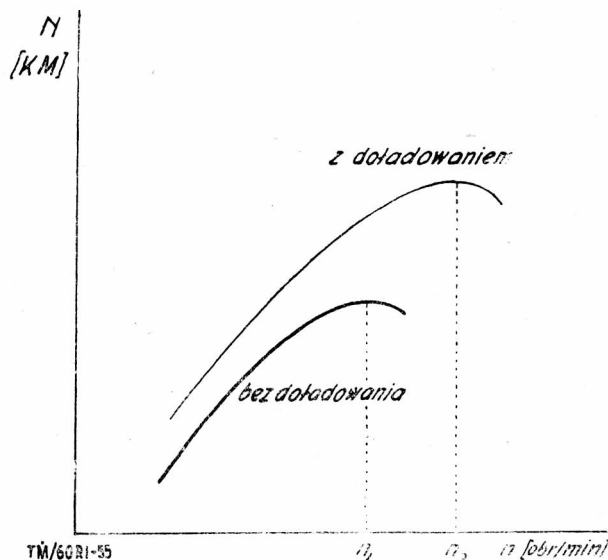
Jako przykład można podać samochód Star-20 i bazowany na nim ciągnik siodłowy i autobus. Dla tych dwóch ostatnich pożądanym byłoby zastosowanie silnika o mocy 95—100 KM zamiast 85 KM.

Pomijając fakt, że we wszystkich trzech przypadkach może okazać się celowe zastosowanie silnika wysokoprężnego, można by oprzeć się tu na silniku S-42 i zastosować niewielkie i łatwoosiągalne, bez większego zmniejszenia żywotności silnika, doładowanie.

Można zaznaczyć, że w niektórych przypadkach daje się podnieść moc silnika na przykład przez bardziej racjonalne rozwiązanie napełniania bez stosowania doładowania. I tak na przykład, możliwe jest podniesienie mocy silnika S-42 do około 90—93 KM, przez zastosowanie rury ssącej o mniejszych oporach przepływu i zmianę faz rozrządu. Oczywiście stosowanie doładowania tam, gdzie można osiągnąć wzrost mocy prostszymi środkami, jest niecelowe. Natomiast zastosowanie doładowania dla uzyskania mocy silnika S-42 powyżej 100 KM wydaje się być uzasadnione w niektórych przypadkach zastosowania.

Współpraca silnika ze sprężarką

Rzeczony powszechnie jest mniemanie, że zastosowanie sprężarki do silnika powoduje znaczny wzrost zużycia paliwa i jednocześnie skrócenie jego żywotności wskutek pracy na zbyt wysokich obrotach. W opinii tej widać wyraźnie wpływ sprężarek zastosowanych do samochodów wyczynowych.



Rys. 1. Przebieg charakterystyki zewnętrznej silnika bez i z doładowaniem

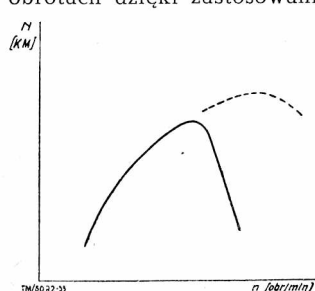
Sprężarka pozwala na znaczny wzrost obrotów silnika, powodując zmianę jego charakterystyki zewnętrznej, przesuwając przy tym maksimum mocy w kierunku wyższych obrotów.

Ponieważ w samochodach ciężarowych zazwyczaj nie wykorzystuje się maksymalnej mocy silnika, ograniczając sztucznie jego obroty, można by postawić tu tezę, że w takich przypadkach zamiast zwiększać moc przez doładowanie, prościej byłoby pozwolić silnikowi na osiągnięcie jego najwyższej mocy przy wyższych obrotach, które silnik ten może osiągać (choć normalnie nie pozwala mu na to ogranicznik obrotów).

Takie jednak postępowanie nie byłoby właściwe, gdyż:

- zwiększyłyby się straty wentylacyjne silnika (opory ssania, wydechu, opór powietrza w komorze korbowej stawianych tłokom, korbowodom, wałowi itp.),
- wzrosłoby znacznie jednostkowe zużycie paliwa,
- uległaby znacznemu zmniejszeniu żywotność silnika.

Pozornie mogłoby się wydawać, że jeśli silnik ma nominalną moc (przy nominalnych obrotach), np. 85 KM, to zużycie jego będzie identyczne, jeżeli osiągnie on np. 100 KM kosztem zwiększenia obrotów do obrotów odpowiadających tej mocy maksymalnej lub osiągnie te same 100 KM przy nominalnych obrotach dzięki zastosowaniu doładowania.



Rys. 2. Charakterystyka zewnętrzna silnika z ogranicznikiem obrotów

Praktyka jednak wykazuje w ogromnej większości konstrukcji, że w przypadku doładowania zużycie silnika przy tej samej mocy efektywnej będzie mniejsze niż w przypadku zwiększenia obrotów. Przyczyny należy tu szukać w znacznym wpływie mas pozostających w ruchu posuwisto-zwrotnym, które powodują powstanie nadmiernych obciążeń czołów, łożysk itp., a ponadto mniejszej sprawności ogólnej silnika na wyższych obrotach, co równoważne jest (przynajmniej częściowo) większemu zużyciu różnych elementów silnika.

Zagadnienie zużycia jest skomplikowane; zużycie zależy tu będzie m.in. od chwilowych wartości stosunku sił bezwładności do sił pochodzących od ciśnienia gazów, prawidłowości rozwiązania smarowania, wielkości obciążeń jednostkowych łożysk itp. i przy bardzo niskich obrotach może przedstawiać się odwrotnie (2) i w związku z tym wymaga każdorazowej analizy.

Wzrost mocy silnika, bez równoczesnego wzrostu obrotów, równoważny jest proporcjonalnemu podniesieniu momentu obrotowego. Ze względu na konstrukcję mechanizmów przeniesienia napędu, może być niekiedy korzystniejsze podniesienie momentu obrotowego, zamiast podniesienia obrotów, gdyż w niektórych zastosowaniach może ułatwić to rozwiązanie konstrukcyjne.

Jak wynika z danych, które podaje DIACZENKO (1), zużycie jednostkowe paliwa przy zastosowaniu sprężarki bez zmiany maksymalnych obrotów zmienia się w sposób następujący (przyjmując zużycie jednostkowe w silniku bez doładowania za 100):

TABLICA 1

	Sprężarka z napędem mechanicznym:	Turbosprężarka
Bez chłodzenia powietrza	98—100	90—92
Z chłodzeniem powietrza	92—95	85—88

Z podanego zestawienia widać wyraźnie przewagę turbosprężarki nad sprężarką napędzaną mechanicznie. Jednakże w praktyce przewaga ta jest dość względna. Turbosprężarka, dając ciśnienie doładowania zależne w znacznym stopniu od ilości obrotów silnika. Podane wyżej liczby odnoszą się do pracy przy nominalnej mocy i nominalnych obrotach. Natomiast przy obrotach niższych ciśnienie doładowania gwałtownie spada, a zużycie paliwa wzrasta. Ponadto turbosprężarka odznacza się pewną bezwładnością objawiającą się opóźnionym reagowaniem na zmiany obciążenia silnika. Z tego powodu przyspieszenia uzyskiwane przez samochód odbiegają od wynikających z charakterystyki silnika.

Dodatkową cechą ujemną, wynikającą zresztą z poprzednich, jest niekorzystny przebieg krzywej momentu obrotowego.

Krzywa ta wznosi się ze wzrostem obrotów. Powoduje to niestateczną pracę silnika na zewnętrznej charakterystyce i utrudnia pełne wykorzystanie jego do celów trakcyjnych.

Jak wynika z wyżej przytoczonych danych, korzystne jest ochładzanie powietrza pomiędzy sprężarką a silnikiem. Niestety, zagadnienie to w silnikach samochodowych nie znalazło dotychczas rozwiązania, gdyż nie skonstruowano lekkiej, o małych wymiarach i równocześnie o małych oporach przepływu, wydajnej chłodnicy dla powietrza. Stosowanie użebrowania na sprężarce i przewodach powietrznych nie rozwiązuje niemal zupełnie zagadnienia, wobec znacznych ilości powietrza, podlegających ochłodzeniu. Stosowanie chłodzenia wodą z obiegu silnika jest również niecelowe, gdyż temperatura sprężonego powietrza jest tego samego rzędu (a niekiedy nieco niższa), co temperatura wody w układzie chłodzenia.

Zagadnienia konstrukcyjne

Stosowane są dwa zasadnicze układy konstrukcyjne:

- gaźnik umieszczony jest pomiędzy sprężarką a silnikiem,
- gaźnik umieszczony jest na wejściu do sprężarki.

Każde z tych rozwiązań posiada oczywiście swe wady i zalety.

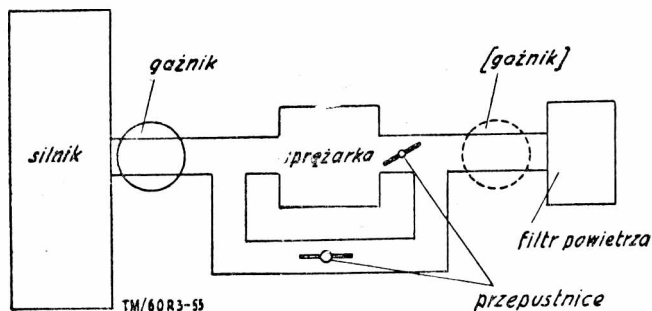
Rozwiązanie „a” wymaga hermetycznie szczelnego gaźnika (co stwarza poważne kłopoty zarówno konstrukcyjne, jak i eksploatacyjne), w którym powietrze pod ciśnieniem doładowania ma możliwość dopłynięcia do komory pływakowej, ponadto wymaga pompy paliwowej o zwiększonym ciśnieniu dostosowanym do ciśnienia doładowania, przy czym, o ile ciśnienie doładowania jest zmienne w różnych warunkach pracy, pompa musi posiadać samoczynną regulację ciśnienia. Może być stosowana również zwykła pompa paliwowa, a powietrze pod ciśnieniem doprowadzane jest wówczas do zbiornika paliwowego. Rozwiązanie takie jest jednak bardzo kłopotliwe w obsłudze, a w przypadku powstania nieszczelności w przewodach paliwowych — wprost niebezpieczne i dlatego też nie powinno być zalecane.

Zaletą rozwiązania „a” jest łatwy rozruch silnika przy niskich temperaturach.

Rozwiązanie „b” pozwala na stosowanie dowolnego gaźnika i zwykłej pompy paliwowej. Wadą jego jest długa droga mieszanki od gaźnika do silnika, co może powodować trudności rozruchu w zimie. Ponadto układ taki wymaga stosowania zaworu bezpieczeństwa, gdyż znaczna ilość mieszanki w przewodach ssących i sprężarce w przypadku cofnięcia się płomienia może spowodować poważny wybuch.

W praktyce bywają stosowane obydwa rozwiązania. Wobec małego rozpowszechnienia silników gaźnikowych ze sprężarkami w samochodach użytkowych i braku danych o właściwościach eksploatacyjnych opisanych rozwiązań, trudno jest zająć stanowisko, które z nich jest bardziej właściwe.

Jak wiadomo sprężarka może posiadać napęd mechaniczny od silnika, bądź też bezpośredni od turbiny gazowej napędzanej spalinami. Bywają również w większych silnikach stosowane napędy kombinowane mechaniczno-turbinowe. Zadaniem ich jest usunięcie zasadniczej wady turbosprężarek, zmniejszenie ciśnienia doładowania przy spadku obrotów silnika. Dla uniknięcia dużych przekładni stosuje się w przypadku napędu turbinowego sprężarki odśrodkowe, zaś przy napędzie mechanicznym — sprężarki pojemnościowe różnych typów (ROOTSA, LYSHOLMA, mimośrodowe i inne). Przy napędzie kombinowanym stosuje się częściej (choć nie wyłącznie) sprężarki pojemnościowe.



Rys. 3. Schemat połączenia sprężarki z silnikiem

W przypadku interesujących nas głównie silników gaźnikowych samochodów użytkowych praktycznie mają zastosowanie jedynie sprężarki objętościowe napędzane mechanicznie. Dla mniejszych silników napęd uzyskuje się za pomocą pasa klinowego, dla większych przy pomocy łańcucha cichobieżnego lub kół zębatych.

W przypadku sprężarek włączanych jedynie dla pokonywania krótkotrwałych szczytowych obciążeń konieczne jest stosowanie wielotarczowych mokrych sprzęgieł, pozwalających na łagodne ich włączanie przy wysokich obrotach.

W przypadku bardziej długotrwałych zapotrzebowań na zwiększoną moc bardziej celowe jest pozostawienie sprężarki stale napędzanej i zastosowanie układu przewodów i przepustnic przedstawionych na rys. 3. Uzyskuje się wówczas możliwość zasysania powietrza z pominięciem sprężarki, regulacji ciśnienia sprężania, przy minimalnym zapotrzebowaniu mocy na napęd sprężarki w przypadku jej pracy luzem.

Analogiczny układ trzeba również stosować przy sprężarce z wyłączanym napędem.

Produkowane w Polsce silniki samochodowe (i większość eksploatowanych) posiadają rozwiązanie odpowietrzania komory korbowej przez połączenie jej z rurą ssącą przed lub za gaźnikiem.

W przypadku umieszczenia gaźnika pomiędzy sprężarką a silnikiem niezbędna jest zmiana systemu odpowietrzającego, gdyż wyżej wymienione będą działać odwrotnie, co może prowadzić do zaburzeń w pracy silnika. Przy rozpatrywaniu zagadnienia odpowietrzania trzeba mieć na uwadze, że w przypadku doładowania wskutek wzrostu wartości ciśnień, zarówno szczytowych jak i średnich w cylindrze, przedmuchi do komory korbowej będą odpowiednio silniejsze i urządzenie odpowietrzające powinno posiadać zwiększoną wydajność.

Z racji większego obciążenia cieplnego silnika z doładowaniem niezbędne jest zwiększenie uwagi na prawidłowe rozwiązanie układu chłodzenia, zastosowanie chłodziły olejowej dla zapewnienia właściwego smarowania silnie obciążonych w tym wypadku elementów silnika, jak również dla dodatkowego jego chłodzenia wewnętrznego. Dla uniknięcia wpływu wyższych temperatur na olej pożądane jest stosowanie misek olejowych ze stopu lekkiego i silnie uźebrowanych, a w przypadku pojazdów poruszających się z niewielkimi prędkościami (samochody terenowe, ciągniki) stosowanie systemu olejenia z suchą miską olejową.

Przy zastosowaniu doładowania zachodzi zazwyczaj również konieczność zmiany charakterystyki regulatorów odśrodkowego i ciśnieniowego momentu zapłonu.

Według danych ROENSCHA (10), przy stosowaniu materiałów konstrukcyjnych wysokiej jakości, pierwszego pierścienia uszczelniającego chromowanego, prawidłowego rozwiązania układu chłodzenia, zapewniającego szczególnie intensywne chłodzenie gniazd i przewodnic zaworowych, stosowania cylindrów utwardzanych powierzchniowo, gniazd zaworowych staliowych i zaworów wypełnionych metalicznym sodem, trwałość silnika z doładowaniem przy średnich ciśnieniach indykowanych rzędu 13 kg/cm^2 jest niemal identyczna, jak silników bez doładowania i średnim ciśnieniu indykowanym 8 —

9 kg/cm^2 , przy przeciętnych materiałach i metodach produkcyjnych.

Dane te podkreślają konieczność bardzo sztywnego rozwiązania kadłuba silnika i wału korbowego.

Zagadnienie detonacji w silniku z doładowaniem

Wszystkie dotychczasowe rozwiązania były przeprowadzane w oderwaniu od paliwa (jakim napędzany jest silnik) i możliwości powstania detonacji.

Skoro zastosowanie sprężarki doładowującej powoduje wzrost ciśnienia i temperatury mieszanki dostarczanej do cylindra, nie ulega więc wątpliwości, że będzie miało to wpływ na możliwość powstania detonacji. Działanie doładowania będzie więc w pewnym sensie analogiczne do działania podwyższania stopnia sprężania, które jak wiadomo również prowadzi do wzrostu mocy silnika i powiększenia jego ekonomiczności.

Pobieżnie rozpatrując zagadnienie możemy uważać, że w przypadku doładowania mamy do czynienia z dwustopniowym sprężaniem mieszanki i że efekt ostateczny będzie odpowiadał po prostu wyższemu stopniowi sprężania. Jednakże, jak wykazuje szereg doświadczeń (LEBIEDEW, DIACZENKO, RICARDO, ROENSCH), zagadnienie jest znacznie bardziej skomplikowane i podana wyżej analogia nie jest słuszna. Należy tu podkreślić, że w przypadku doładowania ulega zwiększeniu nie tylko ciśnienie i temperatura końca suwu sprężania, podobnie jak ma to miejsce przy zwiększeniu stopnia sprężania, ale równocześnie mamy zwiększenie ilości czynnika w cylindrze w porównaniu z silnikiem bez doładowania.

Rysunek 4 przedstawia zależność średniego ciśnienia efektywnego przy stałych obrotach od minimalnej liczby oktanowej paliwa dla różnych stopni sprężania i ciśnień doładowania. Zależność tę podaje ROENSCH (10) dla jednocylinrowego silnika doświadczalnego. Autor nie podaje jednak bliższych danych dotyczących metodyki badań, jak również kryterium oceny minimalnej liczby oktanowej. Dlatego też wykres ten przytaczam jedynie dla przedstawienia charakteru zależności.

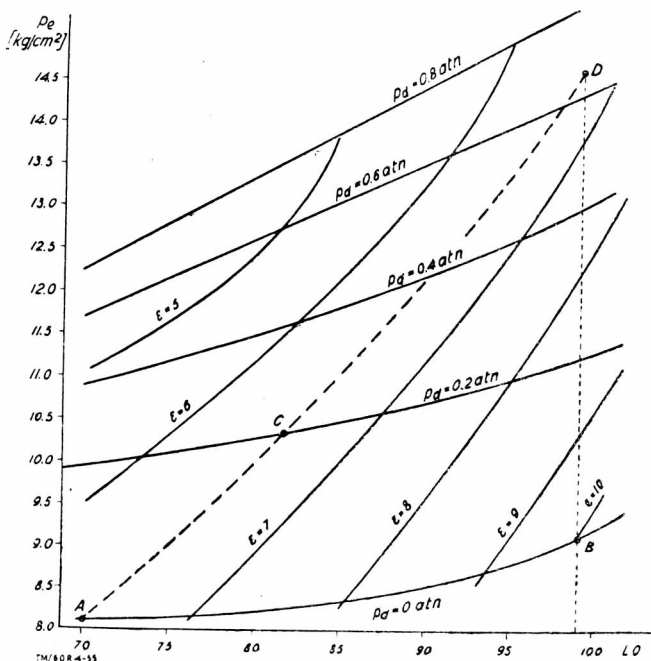
Jak wynika z wykresu zmiana stopnia sprężania z $6,7$ do 10 powoduje wzrost średniego ciśnienia efektywnego z $8,2$ do $9,1 \text{ kg/cm}^2$, tj. o około 11% (punkty A i B). Równocześnie minimalna liczba oktanowa paliwa zwiększa się z 70 do 98 .

Jeżeli natomiast przy tym samym stopniu sprężania $6,7$ zastosujemy niewielkie doładowanie o nadciśnieniu $0,2 \text{ atn}$, to uzyskamy wzrost średniego ciśnienia efektywnego do $10,3 \text{ kg/cm}^2$ (punkt C), a więc o $25,5\%$, a równocześnie niezbędna liczba oktanowa paliwa wzrasta tylko do 82 .

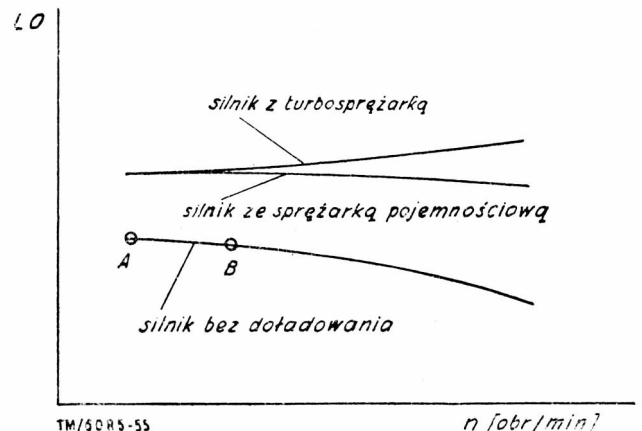
W przypadku natomiast użycia paliwa o liczbie oktanowej 98 możliwe jest podniesienie ciśnienia doładowania do około $1,75 \text{ kg/cm}^2$ i uzyskanie średniego ciśnienia efektywnego około $14,6 \text{ kg/cm}^2$ (punkt D), a więc o 78% większego niż w punkcie A i 46% większego niż w punkcie B.

Przyczyny zmniejszenia skłonności detonacyjnych silnika z doładowaniem w porównaniu z silnikiem o podwyższonym stopniu sprężania o podobnej mocy nie są całkowicie wyjaśnione. Niewątpliwie pewien wpływ odgrywa tu ochłodzenie wstępnie sprężonego czynnika pomiędzy sprężarką i silnikiem, słabsza wymiana ciepła pomiędzy ściankami cylindra i czynnikiem wskutek zwiększenia jego ilości oraz niższa temperatura i ciśnienie końca suwu sprężania w przypadku doładowania niż w przypadku zwiększenia stopnia sprężania.

Trzeba tu dodać dla pełności obrazu, że wartości jednostkowego zużycia paliwa w punkcie B są niższe niż w punkcie D. Zagadnienie odporności paliwa na detonację w silniku z do-



Rys. 4. Zależność średniego ciśnienia efektywnego od minimalnej liczby oktanowej paliwa dla różnych stopni sprężania i ciśnień doładowania (wg Roersch 10)



Rys. 5. Zależność minimalnej liczby oktanowej od ilości obrotów silnika

ładowaniem posiada jeszcze jeden aspekt. Jak wiadomo (2), (10), (11), minimalna wartość liczby oktanowej zmienia się wraz z obrotami silnika (dla charakterystyki zewnętrznej). W przybliżeniu charakter zmienności krzywej $LO = f(n)$ jest podobny do charakteru zmienności krzywej $p_e = f(n)$. Zależność tę ilustruje rys. 5.

W przypadku silnika bez doładowania wartość najmniejszej dopuszczalnej liczby oktanowej maleje dość prędko ze wzrostem obrotów. Stwarza to możliwość stosowania w praktyce paliwa o liczbie oktanowej, lub silnika o stopniu sprężania, odpowiadających nie punktowi A lecz punktowi B (rys. 5) zgadzając się równocześnie na istnienie niewielkiej detonacji w zakresie niskich obrotów przy pełnym obciążeniu, a więc w warunkach pracy, jakie stosunkowo rzadko występują. Przez dobór odpowiedniej regulacji gaźnika (np. oszczędzacz) i próżniowego regulatora zapłonu można w znacznym stopniu osłabić detonację przez doprowadzenie w omawianych warunkach pracy bogatej mieszanki i przez opóźnienie zapłonu. Spowodowany tym spadek mocy silnika i wzrost zużycia paliwa nie ma w tym przypadku większego praktycznego znaczenia.

Jak widać z rys. 5, charakter zmienności krzywej $LO = f(n)$ w przypadku doładowania jest zupełnie inny niż w przypadku silnika bez doładowania i nie może być tu mowy o dopuszczeniu niewielkiej detonacji w zakresie części charakterystyki zewnętrznej. W praktyce bowiem detonacja występowałaby zawsze przy pracy na zewnętrznej charakterystyce w przypadku sprężarki z napędem mechanicznym, lub w pobliżu mocy maksymalnej w przypadku turbosprężarki, a więc w warunkach, gdy detonacja jest najbardziej niebezpieczna.

Reasumując powyższe uwagi na temat detonacji należy stwierdzić:

1. Przez zastosowanie doładowania uzyskuje się nawet przy niskich jego ciśnieniach poważny wzrost mocy silnika. Zwiększenie mocy możliwe do uzyskania tą drogą jest znacznie większe niż w przypadku podnoszenia stopnia sprężania. Jednocześnie wzrost wymagań odnośnie odporności paliwa na detonację w silniku z doładowaniem jest znacznie mniejszy niż w silniku o wysokim stopniu sprężania.

2. Zastosowanie ciśnień doładowania rzędu 0,6 — 0,8 atm przy równoczesnym obniżeniu stopnia sprężania silnika do 4 — 5 powoduje wzrost mocy silnika rzędu 50%, bez zmiany wymagań odnośnie odporności paliwa na detonację.

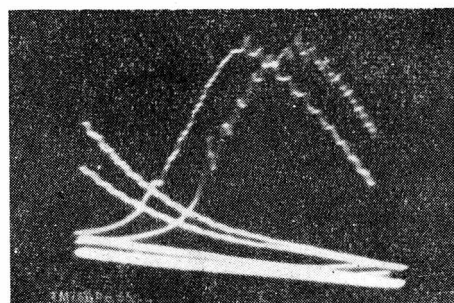
3. Wzrost mocy silnika spowodowany przez doładowanie połączony jest z równoczesnym niewielkim spadkiem jednostkowego zużycia paliwa. Jednakże przy analogicznym wzroście mocy, spowodowanym wzrostem stopnia sprężania (jeżeli jest to możliwe do osiągnięcia), spadek zużycia jest znacznie większy.

4. Przy zastosowaniu doładowania należy stosować paliwa zapewniające pracę bez detonacji w całym zakresie obciążeń i obrotów silnika. W silnikach bez doładowania istnieje możliwość stosowania paliwa o nieco obniżonej liczbie oktanowej (lub podwyższonym stopniu sprężania) kosztem nieznacznej detonacji przy pełnym obciążeniu silnika przy niskich obrotach.

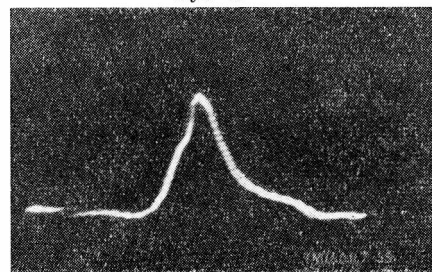
Możliwość zmniejszenia intensywności detonacji przedstawiają wykresy indykatorowe (rys. 6 i 7), otrzymane przez autora.

Na rysunku 6 widzimy charakterystyczny wykres indykatorowy (rozwinęty) spalania z detonacją.

Rys. 7 przedstawia pracę silnika przy analogicznym otwarciu przepustnicy i tych samych obrotach, przy równoczesnym wzbogaceniu mieszanki z $\alpha = 1,02$ do $\alpha = 0,95$ i opóźnieniu zapłonu o 4° obrotu wału korbowego. Moc silnika uległa tu zmniejszeniu o 4%, przy równoczesnym wzroście jednostkowego zużycia paliwa o 11,5%.



Rys. 6.



Rys. 7. Skala wykresu 1,57 raza mniejsza niż wykresu nr 6

Dane dotyczące mocy i zużycia paliwa przy pracy silnika z detonacją uzyskano w sztucznie stworzonych warunkach, nie dopuszczając do przegrzania silnika, dla uzyskania optymalnych parametrów. Jednakże już po kilku minutach pracy z detonacją w normalnych warunkach moc silnika spada, a zużycie paliwa wzrasta bardziej niż w przypadku pracy przedstawionej na rys. 7.

Oddzielnego omówienia wymaga zagadnienie możliwości powstawania samozapłonu w silnikach doładowywanych. Najogólniej można tu jedynie stwierdzić, że wobec znacznie zwiększonego obciążenia cieplnego tego rodzaju silników, konieczne jest bardzo staranne rozwiązanie chłodzenia silnika.

(d. c. n.)

Inż. mech. JERZY KORONKIEWICZ

METODY PORÓWNYWANIA WŁAŚCIWOŚCI ROBOCZYCH SILNIKÓW WYSOKOPRĘŻNYCH

Część II

Zestawienie wniosków wynikających z dotychczasowych metod porównywania silników

Zgodnie z dokonaną analizą stosowanych metod porównywania silników należy stwierdzić, iż w zasadzie wszystkie przedstawione sposoby nie dają pełnych możliwości oceny właściwości roboczych kilku porównywanych ze sobą silników wysokoprężnych, o różnych ukształtowaniach komór spalania i różnych parametrach zewnętrznych.

Stosunkowo najszersze możliwości porównania uzyskuje się przez wykonanie charakterystyk uniwersalnych.

W konsekwencji dokonanego zestawienia zalet i wad stosowanych metod porównania, nasuwa się celowość znalezienia takiego układu graficznego, który by umożliwił dokonanie prawdziwej oceny właściwości roboczych porównywanych ze so-

bą kilku silników wysokoprężnych o różnych parametrach konstrukcyjnych i był jednocześnie niezależny od ilości suwów. A ponadto był odniesiony do objętości skokowej silnika $V_s = 1 \text{ dcm}^3$ i związany z dawką paliwa przypadającą na 1 cykl pracy i 1 dcm^3 objętości skokowej silnika.

Teoretyczne uzasadnienie nowego układu porównania

Ilość energii cieplnej zawarta w paliwie doprowadzonym na 1 cykl i 1 dcm^3 objętości skokowej będzie wynosiła:

$$Q_t = \frac{qm \cdot W_d}{1000} \quad \text{Kcal/1 cykl } 1 \text{ dcm}^3 \text{ objętości}$$

gdzie: W_d — wartość opałowa dolna paliwa w Kcal/KG paliwa.

qm — dawka paliwa w gramach przypadająca na 1 cykl pracy i 1 dcm^3 objętości skokowej.

Wartość równoważnej pracy z ilości doprowadzanego ciepła wyniesie:

$$L_t = \frac{Q_t}{A} \text{ KGm};$$

gdzie: A — cieplny równownik pracy $= \frac{1}{427} \text{ Kcal/KGm}$

$$L_t = \frac{q_m \cdot W_d \cdot 427}{1000} = 0,427 \cdot q_m \cdot W_d \text{ KGm/1 cykl 1 dcm}^3$$

Teoretyczna graniczna moc z 1 dcm³ objętości skokowej, która powinna się wywiązać z ilości dostarczonego paliwa będzie wynosiła:

$$N_{tv} = \frac{0,427 \cdot q_m \cdot W_d}{75} \cdot \frac{n}{60} \cdot \frac{2}{T} \text{ KM/1dcm}^3 \cdot \cdot (1)$$

gdzie: T — ilość suwów.

Efektywna moc z 1 dcm³ objętości skokowej wyniesie:

$$N_v = \eta_o \cdot N_{tv} = \eta_o \cdot \frac{0,427 \cdot q_m \cdot W_d}{75} \cdot \frac{n}{60} \cdot \frac{2}{T} \text{ KM/1 dcm}^3 \cdot \cdot (2)$$

Z drugiej strony z zależności $N_e = \frac{p_e \cdot v_{ss} \cdot n}{225 \cdot T} \text{ KM}$, dzieląc przez V_{ss} otrzymamy

$$\frac{N_e}{V_{ss}} = N_v = \frac{p_e \cdot n}{225 \cdot T} \text{ KM/dcm}^3 (3)$$

Porównując oba równania 2 i 3 i zamieniając q_m w gramach na q_n w mm³/1 cykl i 1 dcm³ objętości skokowej, otrzymamy:

$$p_e = \eta_o \cdot \frac{0,427 \cdot 225}{75 \cdot 30} W_d \cdot q_m = \eta_o \cdot \frac{0,427 \cdot 225}{75 \cdot 30 \cdot 1000} W_d \gamma_o \cdot q_n;$$

ostatecznie, przy założeniu, iż $W_d = 10.000 \text{ Kcal/1 kg}$ paliwa i ciężar właściwy paliwa $\gamma_o = 0,86 \text{ G/cm}^3$, otrzymamy, iż $p_e = \eta_o \cdot 0,367 \cdot q_n \text{ (KG/cm}^2\text{)} \cdot \cdot \cdot (4)$

Zgodnie z wzorem (4) należy stwierdzić, iż wartość p_e nie zależy od ilości suwów, a uzależniona jest natomiast od sprawności ogólnej i wielkości dawki paliwa. Dzięki tej zależności, można w układzie $p_e = f(q_n)$ porównywać ze sobą różne silniki wysokoprężne zarówno dwusuwowe jak i czterosuwowe.

W oparciu o podaną zależność można wyznaczyć wartość teoretycznego granicznego średniego ciśnienia użytecznego dla idealnego silnika, pracującego bez strat (przy założeniu $\eta_o = 1$) zgodnie ze wzorem:

$$p_{et} = 0,367 \cdot q_n \text{ KG/cm}^2 \cdot \cdot \cdot \cdot (5)$$

Dla wartości q_n zawartych w granicach najczęściej stosowanych dawek paliwa od 10 mm³ do 100 mm³ na 1 cykl i dcm³, odpowiednie wielkości teoretycznego granicznego ciśnienia użytecznego zostały zestawione w tablicy 1.

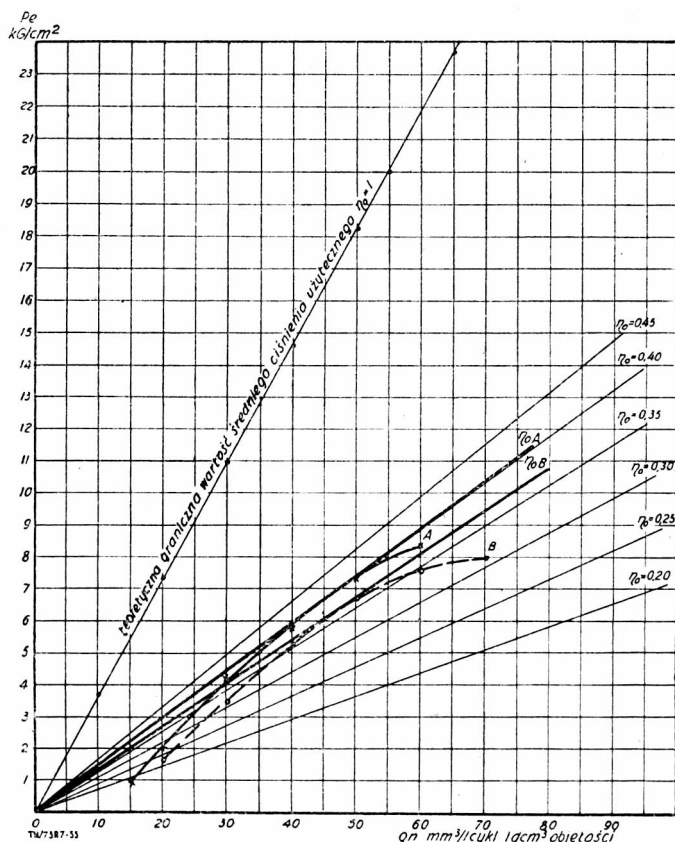
TABLICA 1

q_n mm ³ /1 cykl 1 dcm ³ obj.	p_{et} KG/cm ²
10	3,67
20	7,34
30	10,95
40	14,6
50	18,25
60	21,9
70	25,6
80	29,2
90	32,9
100	36,7

Zgodnie z zależnością: $p_e = \eta_o \cdot 0,367 \cdot q_n$; wrysowane w układ p_e i q_n proste, przechodzące przez początek układu, będą przedstawiały linie stałych wartości sprawności ogólnej, które przecinając się z daną krzywą p_e i q_n wyznaczają wartość sprawności ogólnej odpowiadającej danej wartości p_e i q_n .

Przykładem takiego wykresu jest rys. 7, na którym wrysowana jest prosta teoretycznej granicznej wartości średniego

ciśnienia użytecznego przy założeniu: $\eta_o = 1$ — oraz dwie krzywe silników A i B dla prędkości obrotów $n=1400 \text{ obr/min}$. W układ współrzędnych p_e i q_n wrysowane są również linie



Rys. 7. Porównawczy wykres w układzie $p_e = f(q_n)$ z naniesionymi liniami stałych wartości sprawności ogólnej (η_o) dwóch porównywanych silników A i B dla $n = \text{const} = 1400 \text{ obr/min}$.
A — silnik f-my „Leyland”
B — silnik f-my „Austro-Saurer”

stałych wartości η_o równoznaczne z wartościami g_e zgodnie z zależnością: $g_e = \frac{63,2}{\eta_o}$.

Z wykresu widać, iż silnik A (Leyland) jest bardziej ekonomiczny w porównaniu z silnikiem B (Austro-Saurer), a ponadto przy jednakowych dla obu silników dawkach paliwa uzyskuje silnik A wyższe wartości średniego ciśnienia użytecznego, a za tym właściwości robocze lepsze i korzystniejszy przebieg procesu spalania.

W przypadku analizy wykresu 5 charakterystyki objętościowego wskaźnika mocy, nie można było definitywnie stwierdzić, który z tych dwóch silników (Leyland, Austro-Saurer) jest sprawniejszy. Z wykresu tego można było dojść do błędnego wniosku, iż właściwości robocze silnika Austro-Saurer są korzystniejsze, gdyż uzyskuje on wyższe wartości N_v w całym zakresie prędkości obrotów. Na podstawie natomiast obecnego sposobu przedstawienia można stwierdzić, iż silnik A przy podwyższeniu dawki paliwa do tej samej wielkości, przy której silnik B uzyskuje wyższe N_v , może również osiągnąć tę samą wartość N_v . Jak wynika bowiem ze wzoru $N_v = \frac{p_e \cdot n}{225 \cdot T}$ obydwa silniki A i B uzyskują dla tych samych prędkości obrotów jednakowe wartości N_v , gdyż obie wielkości p_e będą sobie równe. Dla naszego przypadku, zgodnie z wykresem 5 dla $N_v = 12 \text{ KM}$, dla silnika Austro-Saurer: $p_e = 7,75 \text{ KG/cm}^2$, a dla silnika Leyland dla $N_v = 11 \text{ KM}$, $p_e = 7,1 \text{ KG/cm}^2$.

Ażeby uzyskać dla obu silników $N_v = 12 \text{ KM}$, wartości p_e muszą być sobie równe i wynosić $7,75 \text{ KG/cm}^2$.

Z wykresu 7 w przypadku silnika B wartość: $p_e = 7,75 \text{ KG/cm}^2$ uzyskiwana jest przy $q_n = 62 \text{ mm}^3/1 \text{ cykl 1 dcm}^3$ objętości. Natomiast silnik A tę samą wartość p_e uzyskać mo-

że przy $q_n = 53 \text{ mm}^3$, a zatem silnik ten jest sprawniejszy. Sprawność silnika A: $\eta_o = 0,40$ przy $q_n = 48 \text{ mm}^3/1 \text{ cykl}$ i $p_e = 7,1 \text{ KG/cm}^2$, podczas gdy dla silnika B: $\eta_o = 0,36$ przy $q_n = 48 \text{ mm}^3/1 \text{ cykl}$ i $p_e = 6,3 \text{ KG/cm}^2$.

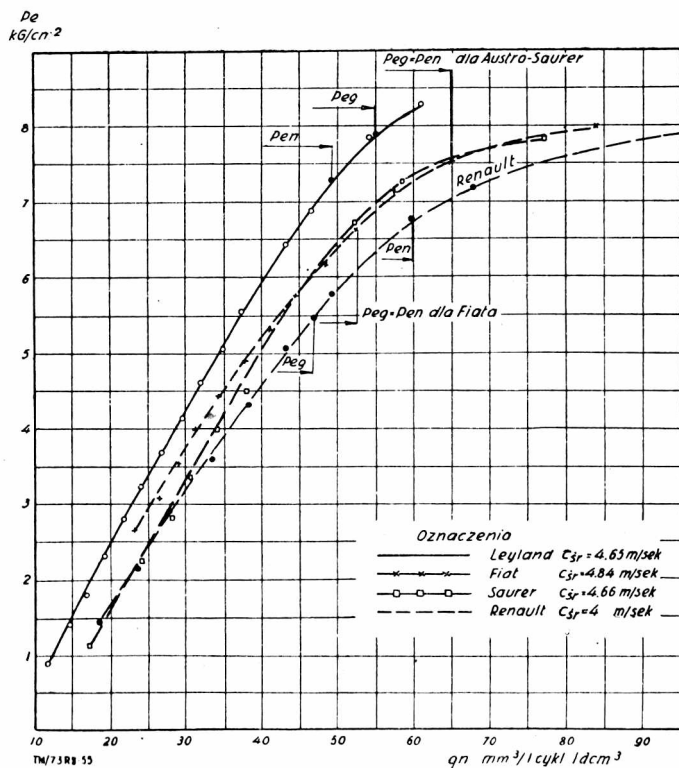
Przykład porównania właściwości roboczych czterech silników wysokoprężnych w układzie $p_e = f(q_n)$ dla $n = \text{const}$

Przykładem takiego porównania są wykresy 8—9—10—11. Zasadnicze parametry znamionowe porównywanych ze sobą silników przedstawione są w tablicy 2.

TABLICA 2

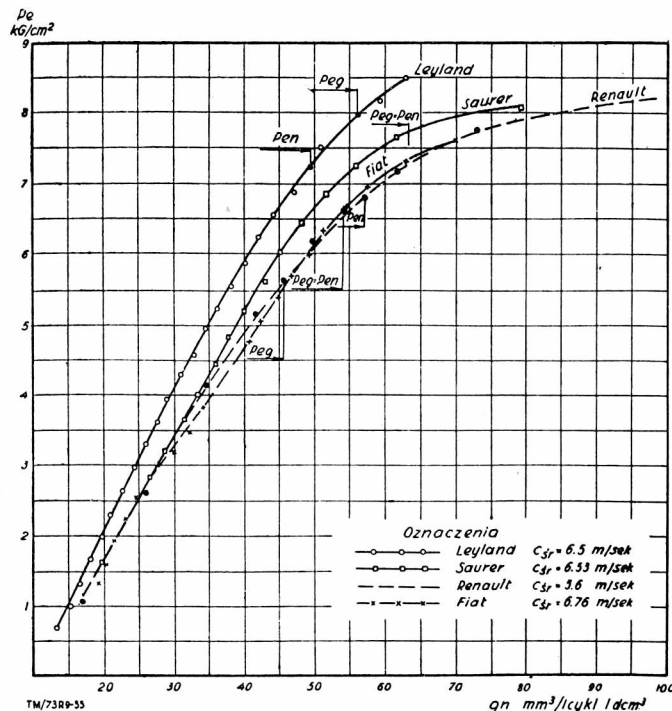
Oznaczenia jednostki	Wielkości charakterystyczne	Typy silników			
		Leyland typ E0600/486	Austro-Saurer typ F	Fiat typ 368	Renault typ 572-4-A
i	liczba cylindrów	6	6	6	6
d mm	średnica tulei	122	110	122	105
S mm	skok	139,7	130	145	120
V_{ss} dcm^3	objętość skokowa silnika	9,785	8,00	10,170	6,23
V_s dcm^3	objętość jednego cylindra	1,63	1,33	1,692	1,036
N_n KM	moc znamionowa	127	130	123	105
n_n obr/min	obroty znamionowe	1800	2000	1800	2300
p_{wt} KG/cm^2	ciśnienie wtrysku	145	60	195	160
φ_t o przed GMP	kąt początku tłoczenia paliwa	26	33	24	$14 \div 28$
E	stopień sprężania	15,35	19	15	15,5

Wykresy dokonane zostały dla prędkości obrotów: $n = 1000, 1400, 1800 \text{ obr/min}$, przy czym dla silników: Leyland, Austro-Saurer, Fiat średnie prędkości tłokowe są zbliżone do siebie. Silnik Renault najbardziej różni się pod względem C_{sr} od pozostałych.

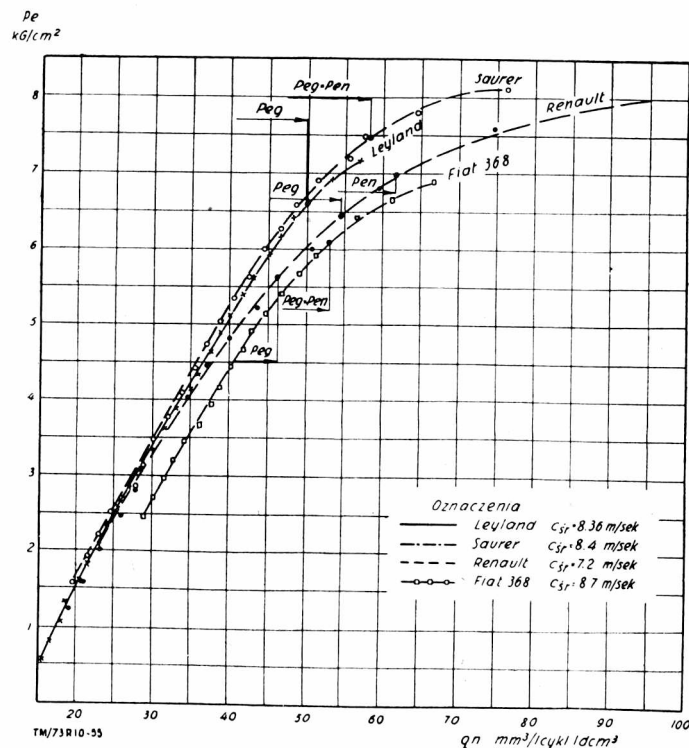


Rys. 8. Porównanie osiągnięć czterech silników w układzie $p_e = f(q_n)$ dla $n = \text{const.} = 1000 \text{ obr/min.}$

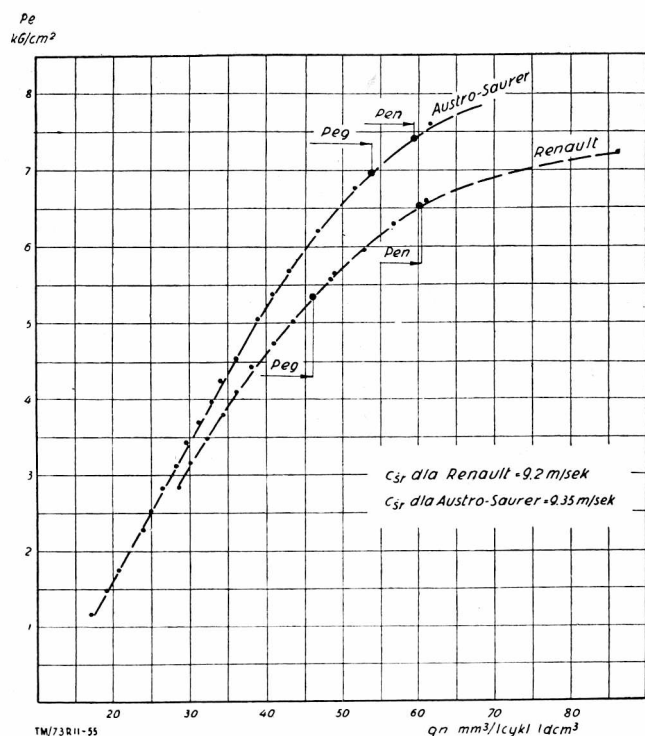
Dlatego też celem uzyskania pełnego obrazu właściwości roboczych silnika Renault porównano go z silnikiem Austro-Saurer dla zbliżonej wartości C_{sr} (wykres 11). Na wykresach tych naniesiono ponadto takie charakterystyczne punkty, jak p_{en} — średnie ciśnienie użyteczne znamionowe oraz p_{eg} — średnie ciśnienie użyteczne na granicy dymienia. Na podstawie analizy wykresów można stwierdzić, iż w zakresie obrotów od $n = 1000$ do 1800 obr/min , najlepsze osiągi uzyskuje silnik Leyland, a powyżej 1800 obr/min silnik Austro-Saurer.



Rys. 9. Porównanie osiągnięć czterech silników w układzie $p_e = f(q_n)$ dla $n = \text{const.} = 1400 \text{ obr/min.}$



Rys. 10. Porównanie osiągnięć czterech silników w układzie $p_e = f(q_n)$ dla $n = \text{const.} = 1800 \text{ obr/min.}$



Rys. 11. Porównanie osiągnięć silników w układzie $p_e = f(q_n)$ dla $n = \text{const} = 2800 \text{ obr/min}$.

Zależność pomiędzy ciśnieniem użytecznym a sprawnością wolumetryczną

Na właściwości robocze silnika poza ukształtowaniem komory spalania mają wpływ dodatkowe czynniki jak: nadmiar powietrza oraz sprawność wolumetryczna. Dla umożliwienia bardziej wnikliwej analizy wpływu tych czynników na charakter przebiegu krzywej p_e w funkcji q_n , należy powiązać ze sobą wszystkie te dodatkowe wielkości, które bezpośrednio oddziałują na jakość procesu spalania.

Sprawność ogólną silnika przedstawić można następującymi zależnościami:

$$\eta_o = \frac{p_e}{p_{et}} = \eta_i \cdot \eta_m = \eta_i \cdot \eta_p \cdot \eta_m = \frac{p_e \cdot 10^4}{0,427 \cdot W_d \cdot \gamma \cdot q_n} = \frac{p_e}{0,367 \cdot q_n} \quad (6)$$

gdzie: η_i — sprawność teoretyczna zależna od warunków atmosferycznych i ciśnienia w charakterystycznych punktach teoretycznego wykresu,

η_p — stopień wypełnienia wykresu indykatorowego zależny od charakteru przebiegu spalania,

η_m — sprawność mechaniczna

η_i — sprawność indykowana

Z drugiej strony średnie ciśnienie indykowane wyraża się zależnością:

$$p_i = \frac{p_e}{\eta_m} \text{ KG/cm}^2; \quad (7)$$

stąd: $p_i = \eta_i \cdot 0,427 \cdot 10^{-4} \cdot W_d \cdot \gamma \cdot q_n \text{ KG/cm}^2 \quad (8)$

lub: $p_i = \eta_i \cdot 0,367 \cdot q_n \text{ KG/cm}^2 \quad (9)$

Według Pietrowa i Malawińskiego — Awtomobilnyje Dwigateli str. 60 — średnie ciśnienie indykowane określone jest równaniem

$$p_i = 0,427 \cdot 10^2 \cdot \frac{W_d}{l_o} \cdot \frac{\eta_i}{\alpha} \eta_v \cdot \gamma_p \text{ KG/cm}^2; \quad (10)$$

gdzie: l_o — teoretycznie potrzebna do spalania ilość powietrza w KG/KG

α — współczynnik nadmiaru powietrza

γ_p — ciężar właściwy powietrza w KG/dcm³

η_v — sprawność wolumetryczna.

Z zestawienia wzorów 8 i 10 wynika:

$$\gamma \cdot q_n \cdot 10^{-4} = \frac{\eta_v}{\alpha} \cdot \frac{\gamma_p}{o} \cdot 10^2;$$

Wykonując obliczenie w stosunku do ilorazu $\frac{\eta_v}{\alpha}$ otrzymamy:

$$\frac{\eta_v}{\alpha} = \frac{\gamma}{10^5 \cdot \gamma_p} \cdot l_o \cdot q_n; \quad (11)$$

stąd dla dwóch różnych wartości q_{n1} i q_{n2} przy stałych prędkościach obrotów $n = \text{const}$ można przyjąć, iż $\eta_v \approx \text{const}$, czyli

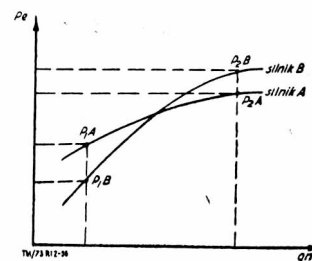
$$\frac{q_{n1}}{q_{n2}} = \frac{\alpha_2}{\alpha_1}; \quad (12)$$

Natomiast przy stałej wartości q_n , ale dla różnych prędkości obrotów, uzyskujemy różne η_v , a zatem można przyjąć:

$$\frac{\eta_{v1}}{\eta_{v2}} = \frac{\alpha_1}{\alpha_2}; \quad (13)$$

Przykład oceny dwóch różnych silników przy stałych prędkościach obrotów

Zgodnie z podanymi zależnościami przeprowadzona będzie, dla przykładu, ocena właściwości roboczych dwóch silników, których krzywe w układzie $p_e - q_n$ przecinają się ze sobą (rys. 12).



Rys. 12. Przykład przecinających się krzywych charakterystyk dwóch silników porównywanych w układzie $p_e = f(q_n)$

Dla charakterystycznych punktów na krzywych A i B możemy napisać

$$P_{1A} = \eta_{i1A} \cdot \eta_{m1A} \cdot 0,367 \cdot q_{n1}; \quad P_{2A} = \eta_{i2A} \cdot \eta_{m2A} \cdot 0,367 \cdot q_{n2}$$

$$P_{1B} = \eta_{i1B} \cdot \eta_{m1B} \cdot 0,367 \cdot q_{n1}; \quad P_{2B} = \eta_{i2B} \cdot \eta_{m2B} \cdot 0,367 \cdot q_{n2}$$

Ze wzoru 12 wynika, że nadmiary powietrza zwiększają się proporcjonalnie:

$$\frac{\alpha_{2A}}{\alpha_{1A}} = \frac{\alpha_{2B}}{\alpha_{1B}}$$

a zatem:

$$\frac{P_{1A}}{P_{1B}} = \frac{\eta_{i1A} \cdot \eta_{m1A}}{\eta_{i1B} \cdot \eta_{m1B}}$$

w podobny sposób:

$$\frac{P_{2A}}{P_{2B}} = \frac{\eta_{i2A} \cdot \eta_{m2A}}{\eta_{i2B} \cdot \eta_{m2B}};$$

z zależności graficznego układu wynika, że:

$$\frac{P_{1A}}{P_{1B}} > \frac{P_{2A}}{P_{2B}}$$

a zatem

$$\frac{\eta_{i1A}}{\eta_{i1B}} \cdot \frac{\eta_{m1A}}{\eta_{m1B}} > \frac{\eta_{i2A}}{\eta_{i2B}} \cdot \frac{\eta_{m2A}}{\eta_{m2B}};$$

Zakładając jednakową proporcjonalność zmian sprawności mechanicznej obu silników przy wzroście obciążenia:

$$\frac{\eta_{m1A}}{\eta_{m2A}} = \frac{\eta_{m1B}}{\eta_{m2B}} = 1;$$

otrzymamy:

$$\frac{\eta_{i1A}}{\eta_{i1B}} > \frac{\eta_{i2A}}{\eta_{i2B}} \quad \text{lub} \quad \frac{\eta_{i1A}}{\eta_{i1B}} > \frac{\eta_{i2B}}{\eta_{i2A}}$$

Zgodnie z tym można stwierdzić, iż silnik A jest bardziej wrażliwy na wartość nadmiaru powietrza niż silnik B. Dla przykładu podano na wykresie 13 rzeczywisty wypadek uzyskania przecinających się krzywych p_e w układzie q_n dla $n = \text{const} = 1000 \text{ obr/min}$, dla dwóch silników A i B. Silnik A jest silnikiem jednocylindrowym o $V_s = 1,52 \text{ dcm}^3$ ($S = 160$, $d = 110$), pracującym na adaptowanym systemie wtrysku silnika B sześciocylindrowego o V_s (jednego cylindra) $= 1,33 \text{ dcm}^3$ ($S = 130$, $d = 110$).

Z analizy wykresu wynika, iż do charakterystycznego punktu przecięcia się obu krzywych, silnik A jest nieco lepszy, po przekroczeniu tego punktu krzywa silnika A załamuje się i następuje dużo mniejszy przyrost p_e w funkcji dawki paliwa niż dla silnika B. Powodem takiego zjawiska może być zatem wpływ η_p i α .

Porównując bowiem konstrukcyjne rozwiązanie układu rozrządu obu silników należy stwierdzić, że stosunek powierzchni przepływu powietrza przez zawór ssący przy maksymalnym jego wzniosie, do objętości skokowej i do powierzchni tłoka, jest w obu przypadkach różny i wynosi:

$$\text{dla silnika A: } \frac{F_z}{V_s} = 6,85 \text{ cm}^3/\text{dcm}^3; \frac{F_z}{F_{t1}} = 0,0946;$$

$$\text{dla silnika B: } \frac{F_z}{V_s} = 9,4 \text{ cm}^3/\text{dcm}^3; \frac{F_z}{F_{t1}} = 0,1315;$$

Należy zatem stwierdzić, iż silnik A na skutek uzyskiwania

mniejszego stosunku $\frac{F_z}{V_s}$, będzie miał gorszą sprawność wolumetryczną, przez co uzyskuje mniejsze wartości p_e .

Przedstawienie zależności p_e , q_n i η_o w układzie logarytmicznym

W celu ułatwienia techniki dokonania analizy właściwości roboczych porównywanych ze sobą silników, powiązanie zależności p_e , q_n i η_o , można przedstawić w układzie logarytmicznym wg zależności:

$$l_g p_e = l_g \eta_o + l_d 0,367 + l_g q_n \dots \dots \dots (14)$$

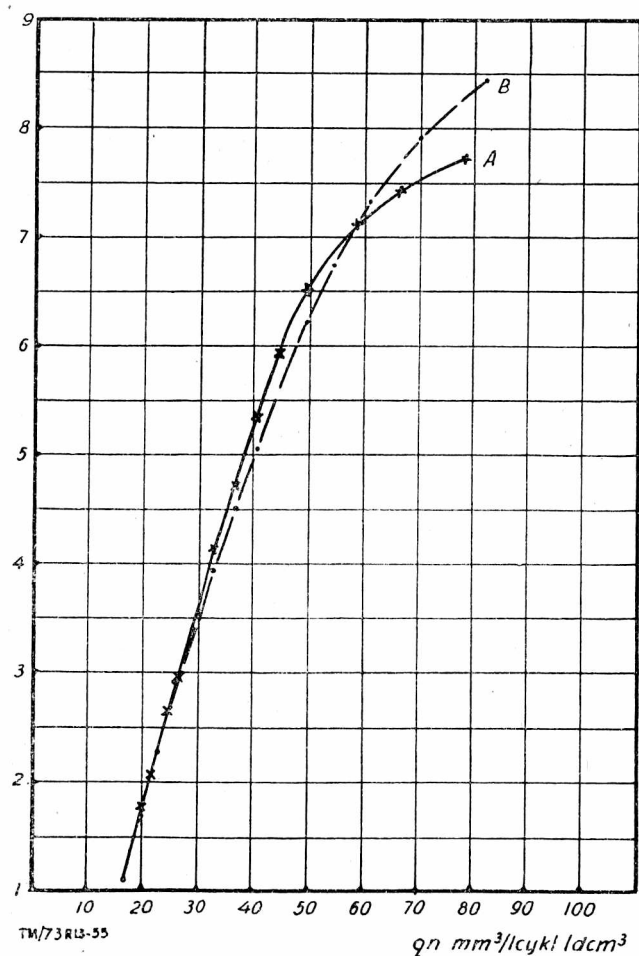
Przykładem takiego układu jest wykres 14, na którym proste równoległe nachylone pod kątem, przedstawiają linie stałych wartości sprawności ogólnej. W siatkę wykresu logarytmicznego wrysowane są dwie krzywe dwóch różnych silników A i B odwzorowane z wykresu 7.

Zestawienie wniosków i uwagi końcowe

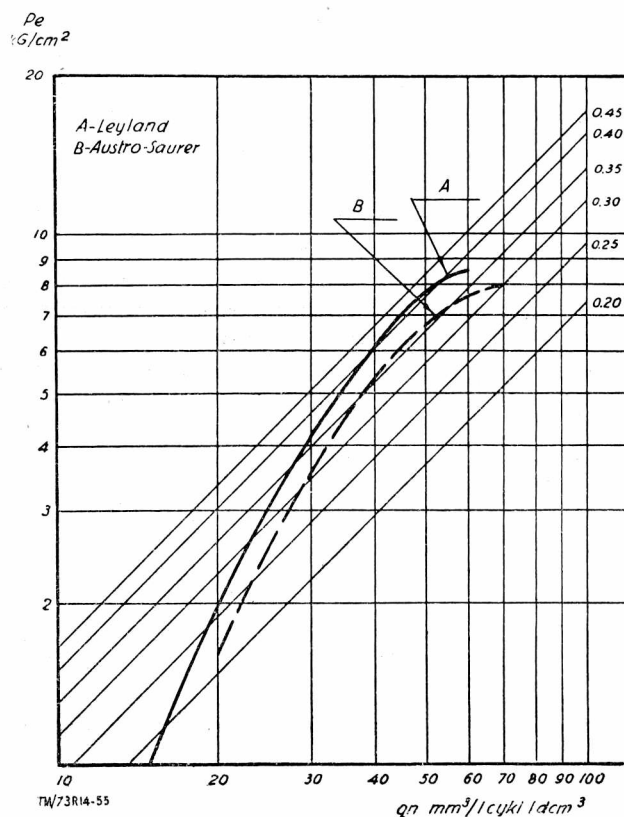
W oparciu o przeprowadzoną analizę teoretyczną oraz przykłady praktyczne stosowania różnych metod porównywania silników wysokoprężnych, należy stwierdzić:

1. Zestaw charakterystyk obciążeniowych w układzie $g_e = i(N_e)$ i $G_t = i(N_e)$ dla $n = \text{const}$, pozwala na wnikliwą analizę całego procesu pracy silnika, daje możliwość oceny jego przydatności do żądanych warunków pracy, w przypadku badań kontrolnych eksploatowanych silników pozwala na szybkie stwierdzenie i wykrycie niedomagań oraz wad działania całej instalacji wtryskowej.

Na podstawie przebiegu charakterystyk obciążeniowych silnika można, bez dokonywania charakterystyki eksploatacyjnej, określić w sposób orientacyjny całkowity jej przebieg w badanym przedziale obrotów od $n_{\min}$ do $n_{\max}$. Charakterystyki obciążeniowe można wykorzystać ponadto do prawidłowej ekonomicznej regulacji silnika. Natomiast zestaw charakterystyk obciążeniowych nie może być wykorzystany do porów-



Rys. 13. Wykres porównawczy dwu silników w układzie $p_e = f(q_n)$ — silnik A pracuje na adaptowanym systemie wtrysku silnika B.



Rys. 14. Wykres zależności p_e , q_n , η_o , w układzie logarytmicznym, dla dwóch porównywanych silników $n = \text{const} = 1400 \text{ obr/min}$.

niania właściwości roboczych kilku silników o różnych parametrach konstrukcyjnych.

2. Zestaw charakterystyk obciążeniowych w układzie granicznym $g_e = f(p_e)$ dla $n = \text{const.}$ może być wykorzystany tylko dla porównania silników czterosuwowych lub tylko silników dwusuwowych. Nie należy jednak rysować krzywych przebiegu godzinowego zużycia paliwa, żeby nie zaciemniać układu graficznego. Układ ten podobnie, jak $g_e = f(N_e)$ daje nam możliwość określenia najbardziej ekonomicznego zakresu prędkości obrotów.

3. Charakterystyka uniwersalna w układzie $(P_e; n)$ dla kilku stałych wartości jednostkowego zużycia paliwa (g_e) z jednoczesnym naniesieniem hiperbol stałych mocy odniesionych do 1 dcm³ objętości skokowej silnika — jest wystarczająco rozszerzonym uzupełnieniem charakterystyk obciążeniowych i pozwala na właściwą ocenę jednego silnika oraz może służyć dla porównywania silników o jednakowej ilości suwów. Należy jednak pamiętać, że przy różnej regulacji fabrycznej mocy znamionowej silników w stosunku do uzyskiwanych mocy maksymalnych, mimo oznaczenia hiperbol stałych mocy odniesionych do 1 dcm³ objętości skokowej, wykres ten nie daje pełnego obrazu właściwości roboczych silników, a w niektórych przypadkach może prowadzić do niesłusznych wniosków (patrz wykres 3 i 4).

4. Charakterystyka objętościowego wskaźnika mocy nadaje się do porównania silników o tej samej ilości suwów. Konieczne jest jednak podanie pełnego przebiegu krzywej N_n według charakterystyki mocy eksploatacyjnej lub według kry-

wej mocy na granicy dymienia (w przypadku gdy charakterystyka eksploatacyjna leży w obszarze dymienia). Charakterystyka taka daje nam jednak tylko pewien punkt w polu pracy silnika, co dla bardziej szczegółowej analizy jest niewystarczające.

5. Charakterystyka powierzchniowego wskaźnika mocy nadaje się do porównywania silników zarówno dwusuwowych jak i czterosuwowych. Wykres ten podobnie jak wykres objętościowego wskaźnika mocy, należy odnosić do charakterystyki mocy eksploatacyjnej, przedstawionej w funkcji średniej prędkości tłokowej. Takiego układu nie można jednak traktować jako miary oceny obciążenia cieplnego porównywanych silników.

W konsekwencji dokonanego zestawienia zalet i wad dotychczasowych metod porównania silników wysokoprężnych, podany został proponowany nowy graficzny układ zależności funkcjonalnej średniego ciśnienia użytecznego od dawki paliwa w mm³ przypadającej na 1 cykl pracy i 1 dcm³ objętości skokowej silnika ($p_e = f(q_n)$ dla $n = \text{const.}$), który powinien zastąpić w zupełności wszystkie dotąd stosowane metody. Układ ten może być wykorzystany do porównywania wszelkich silników wysokoprężnych, zarówno jedno- jak i wielocylindrowych, dwu- lub czterosuwowych.

Należy również podkreślić, że na podstawie proponowanego układu można w sposób prosty i jednoznaczny określić stopień przydatności kilku porównywanych silników, co przy stosowaniu innych metod wymaga dużej wprawy i doświadczenia od przeprowadzającego analizę.

Inż. STANISŁAW PŁATEK

BLACHY TŁOCZNE I GOSPODARKA NIMI

Tłocznictwo dzięki swoim zaletom, jak możliwość osiągania bardzo skomplikowanych kształtów przy małej ilości operacji, wysoka wydajność, niski koszt produktu, wysoka dokładność wyrobów, znajduje coraz większe zastosowanie w różnych gałęziach przemysłu.

W miarę rozwoju zastosowania wyrobów tłocznych wzrastają wymagania co do materiałów stosowanych w tłocznictwie to jest blach i taśm. Olbrzymi rozwój przemysłu motoryzacyjnego postawił przed hutnictwem szczególnie ciężkie zadanie wyrobu blach wysokogatunkowych.

Od początku ubiegłego wieku trwały ciągłe udoskonalenia procesów walcowania. Rozpoczęto budowę walcowni z walcarkami ciągłymi, do walcowania blachy na gorąco. Następnie zaczęto zwracać uwagę na stan powierzchni blach. W celu polepszenia stanu powierzchni blachy zastosowano wytrawianie blach a następnie wprowadzono walcowanie polerujące. Mimo tego blachy walcowane na gorąco nie mogły sprostać wymagom stale rozwijającego się tłocznictwa.

Przekonano się, że odwalcowane na zimno blachy z gniotem około 30% i odpowiednio wyżarzane stanowią najlepszy materiał do głębokiego tłoczenia.

Od tego czasu rozpoczęło się walcowanie blach na zimno, a proces usprawniania metod trwa nieprzerwanie.

Równolegle rosły też wymagania odbiorców blach dotyczącej jakości powierzchni, własności wytrzymałościowych i struktury wewnętrznej. Opanowanie produkcji blach tłocznych jakościowo spełniających wszystkie wymogi tłocznictwa w zakresie motoryzacji jest zagadnieniem bardzo trudnym i wymagającym wieloletnich doświadczeń. Wobec tego, że proces produkcji jest trudny a koszt blachy tłocznej wysoki, sprawą zasadniczą jest zorganizowanie właściwej gospodarki tym materiałem w zakładach przerabiających blachę, oraz winna być

stała walka o ekonomię metalu poprzez usprawnianie samego procesu tłoczenia i wykorzystywanie odpadów.

I. Podział i rodzaje blach tłocznych wg oznaczeń radzieckich

1. W zależności od procesu walcowania blachy oznaczamy:

- A — wysoka dokładność walcowania
- B — podwyższona dokładność walcowania
- C — zwykła dokładność walcowania.

2. Według jakości wykończenia powierzchni:

- I — specjalnie wysoka
- II — wysoka
- III — podwyższona
- IV — normalna.

3. Według tłoczności blachy:

- BG — bardzo głęboko tłoczna
- G — głęboko tłoczna
- N — normalna — tłoczna

Blachy cienkie stopniuje się wg jakości powierzchni począwszy od najgorszych.

a) blachy zwykłe.

ozna-
czone
wg PN

- 1. Blachy czarne handlowe, normalizowane, pokryte zgorzeliną B₁
- 2. Blachy do emaliowania i ocynkowania, żarzone w skrzyniach B₂
- b) blachy jakościowe.
- 3. Blachy do płytkiego tłoczenia, wytrawiane jeden raz B₃

4. Blachy do tłoczenia, wytrawiane dwa razy, gładzone B₆
5. Blachy do głębokiego tłoczenia, zimnowalcowane, wytrawiane dwa razy B₇
6. Blachy specjalne do gł. tłoczenia, o zwiększonej wytrzymałości ($R_r = 32 - 42 \text{ kg/mm}^2$) B₈
7. Blachy nadwoziowe i meblowe B₉

Blachy cienkie wg oznaczeń PN (normy PN/H—92201 i 92202) mają grubość od 0,18 do 4,75 milimetra. Blachy te dostarcza się w arkuszach ciętych o wymiarach od $710 \times 510 \text{ mm}$ do $3500 \times 1500 \text{ mm}$.

Blachy cienkie grubości 1,6 do 4,75 i maksymalnej szerokości 2.200 mm walcuje się w walcowniach ciągłych na gorąco. Blachy cieńsze, których nie można walcować na gorąco, walcuje się w specjalnych walcowniach na zimno.

Najmniejsza szerokość blachy w obu rodzajach walcowania wynosi 600 mm.

Blachy najcieńsze grub. 0,18 mm walcowane na gorąco można walcować na największą szerokość 710 mm.

Często blachy o wym. 710×510 walcuje się w walcowniach w ten sposób, że wymiar 510 jest szerokością blachy. Blachy o szerokości mniejszej od 600 mm nazywamy taśmami. Taśmy związa się w rolki. Długość taśm ($\varnothing$ rolek) ograniczają względy transportu.

Własności chemiczne, fizyczne i technologiczne blach cienkich

Zastosowanie blach cienkich jest w przemyśle bardzo różnorodne. W zależności od celu do jakiego blachy mają być zastosowane, posiadają one rozmaite własności chemiczne, fizyczne bądź mechaniczne. Nie tylko jednak skład chemiczny wpływa decydująco na jakość blachy. Bardzo dużą rolę odgrywa technologia wlewków stali w stalowni. Stal winna być dobrze odtleniona, odgazowana, pozbawiona zanieczyszczeń niemetalicznych i pęcherzy. Na własności blachy wpływa ponadto również przebieg procesu walcowania, oraz w bardzo dużym stopniu późniejsza obróbka termiczna. Pewne składniki stopowe zawarte w wytopie jak np. chrom, cyna, aluminium w dużych ilościach mogą wpływać ujemnie na własności mechaniczne blach. Należy tych dodatków unikać. Im bardziej wysokogatunkowa ma być blacha, tym mniej powinna zawierać fosforu stal do jej wyrobu.

Ponadto im mniejsza jest zawartość węgla w stali tym bardziej zwiększa się niebezpieczeństwo otrzymania w blasze struktury gruboziarnistej po wyżarzeniu. Stal może być nieuspokojona, półuspokojona, bądź uspokojona przez dodatek niewielkiej ilości krzemu. Stałe półuspokojone zawierają do 0,15% krzemu.

Cienkie blachy o grubości 0,5 mm najczęściej wykonuje się ze stali półuspokojonej lub uspokojonej. Do emaliowania lub cynkowania używa się stali nieuspokojonej, ponieważ stosunkowo czysta powierzchnia blachy ułatwia i zwiększa przyczepność emalii, bądź cynku.

W tablicy 1 podane są typowe składy chemiczne stali, z których wykonuje się blachy cienkie gatunkowe.

W blachach o zwykłej wytrzymałości zawartość węgla jest mała i wynosi od 0,05 do 0,1% C. Blachy zwykle o większej wytrzymałości np. na łopaty, narzędzia, bębny hamulcowe, nośne części podwozia stosowane do wymaganej wytrzymałości i twardości posiadają od 0,2 do 0,5 węgla, zawartość manganu

w miękkich blachach waha się od 0,3 do 0,5%. Mangan podobnie jak węgiel podnosi wytrzymałość ale zmniejsza zdolność do obróbki na zimno. W blachach o dużej wytrzymałości zawartość manganu wynosić może od 0,6 do 1%.

Poniższa tablica 2 podaje własności wytrzymałościowe blachy w zależności od składu chemicznego materiału.

TABLICA 2

Wytrzymałość kg/mm ²	Wydłużenie %	Skład %				
		C	Mn	F	Si	S
34—38	30—34	0,08	0,4—0,7	0,02—0,05	0,03—0,04	0,07
50—60	20	0,25—0,35	0,6	0,6	0,03—0,04	0,07
55—65	—	0,3—0,4	0,6	0,06	0,03—0,04	0,07
70—80	—	0,5—0,6	0,6	0,06	0,03—0,04	0,07

Jak widać zmienia się wytrzymałość w zależności od składu chemicznego. Ogólnie biorąc w materiale do tłoczenia zawartość węgla nie powinna przekraczać 0,08 do 0,12% C, a zawartość Mn winna być w granicach 0,25 do 0,45%. Szczególnie niekorzystnie wpływa zawartość siarki, która zwiększa kruchość stali na gorąco. Mangan i fosfor wprawdzie zwiększają wytrzymałość, ale powodują wzrost twardości i kruchość. Tablica 3 podaje skład chemiczny blach tłocznych.

TABLICA 3

Gatunek stali	Skład chemiczny %						
	Węgiel	Mangan	Krzem	Siarka	Fosf.	Nikl.	Chrom.
05 KP	nie więcej	nie więcej	nie więcej	0,040	0,040	0,30	0,15
05	0,06	0,05	0,03	0,040	0,025		
08 KP	0,05	0,20	0,02	0,030			
10	0,05—0,12	0,25—0,50	0,03	0,040	0,040	0,30	0,15
15	0,07—0,15	0,36—0,65	0,17—0,37	0,045	0,040	0,30	0,15
20	0,12—0,20	0,35—0,65	0,17—0,37	0,045	0,040	0,30	0,30
25	0,17—0,25	0,35—0,65	0,17—0,37	0,045	0,040	0,30	0,30
30	0,22—0,30	0,50—0,70	0,17—0,37	0,045	0,040	0,30	0,30
35	0,27—0,35	0,50—0,80	0,17—0,37	0,045	0,040	0,30	0,30
40	0,32—0,40	0,50—0,80	0,17—0,37	0,045	0,040	0,30	0,30
40	0,37—0,45	0,50—0,80	0,17—0,37	0,045	0,040	0,30	0,30

II. Próby i kontrola blach

Blachy powinny być dostarczane z walcowni zgodnie z warunkami technicznymi, wg których je zamówiono.

Ogólne warunki dla blach tłocznych są następujące: blacha powinna być dostarczona w wagonach krytych, w paczkach, zawierająca jeden wytop, zakonserwowana. Każda paczka powinna posiadać tabliczkę zawierającą: nr zamówienia, nr wytopu, gatunek blachy, grubość i wymiary arkusza, dokładność walcowania, tłoczność, nr normy właściwej i znak kontroli techn. Poza tym winien nadejść atest hutniczy zawierający pełne określenie blachy, oraz wyniki analizy chemicznej i wytrzymałościowej. KT sprawdza czy blacha zgodna jest z wymienionymi dokumentami przez badania laboratoryjne próbki z każdego wytopu blachy i porównanie tych wyników z odpowiednią normą i otrzymanym atestem.

W wypadku niezgodności następuje reklamacja. Pomiar grubości blach powinien odbywać się także wg ustalonych norm to znaczy co najmniej w odległości 100 mm od naroży i 40 mm od brzegów blachy (powierzchnia zakreślona na szkicu). Pomiar wykonuje się mikrometrem lub specjalnymi urządzeniami do tego celu przystosowanymi.

Blachy cieńsze (do 2 mm) bada się szczególnie na tłoczność na aparacie Erichsena. Blachy grubsze ponad 2 mm bada się głównie na rozerwanie. Ponadto blachy w zależności od potrzeby mogą być poddawane innym próbom np. zginaniu, ciągnięciu, tłoczeniu na garnuszek itp.

Przyjmowanie powierzchni blach odbywa się przez dokładne oględziny obu stron arkusza blachy i stwierdzenie zgodności z normami.

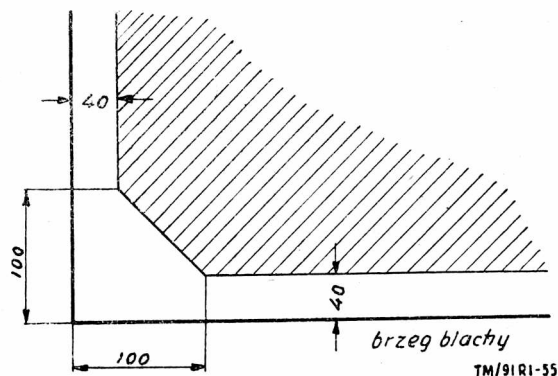
TABLICA 1

C	Mn	P	S	Si	Cu
0,08	0,42	0,028	0,027	—	0,23
0,085	0,45	0,020	0,055	—	0,28
0,09	0,52	0,037	0,033	—	0,17
0,12	0,41	0,019	0,012	—	0,22

Dla ułatwienia wskazane jest stosowanie wzorców dla każdego rodzaju powierzchni blachy.

III. Zamawianie blach

W ZSRR istnieje siedem „form zamówień blachy stalowej”. Formy te zależą w głównej mierze od zastosowania zamawianej blachy przez zamawiającego, oraz od specyfikacji procesu produkcyjnego producentów blach.



Rys. 1

Forma I. Dla blachy stalowej zamawianej w tych wypadkach kiedy arkusze blachy tną się u zapotrzebowanego na półfabrykaty średnich wymiarów. Należy podać w zamówieniu wymiar półfabrykatu, co umożliwi dostawcy dobranie wymiaru arkusza blachy stosując przy tym wielokrotność wymiaru półfabrykatu.

Forma II. Dla zamówienia blachy stalowej kiedy arkusz zostaje cięty na pasy o wymiarach małych. Wymiary arkusza nie mają wtedy dużego znaczenia i dostawca ma prawo dostawić arkusz blachy dowolnych wymiarów.

Forma III. Dla zamówienia blachy stalowej kiedy wymiary cięcia arkusza nie są znane, a arkusze blachy przeznaczają się na różne jego zastosowanie, formę tę stosuje się przy zamawianiu blachy na zapas magazynowy.

Forma IV. Dla zamówienia blachy stalowej w tych wypadkach kiedy arkusz blachy nie podlega krojeniu, a wymiar arkusza dostosowany jest do wymiaru części, lub kiedy wielokrotność wymiaru półfabrykatu nie mieści się w programie walcowania dostawcy.

Forma V. Dla zamawiania blachy stalowej kiedy dostawca nie ma produkcyjnych możliwości walcowania takiego arkusza, który odpowiadałby wielokrotności półfabrykatu, lub w wypadku kiedy przeznaczenie arkusza przewiduje możliwość jego różnorodnego zastosowania.

Forma VI. Dla zamawiania blachy pokrytej ołowiem, pobielernej, transformatorowej, ocynkowanej, czarnej i białej w określonych wymiarach arkuszy. Wymiarów arkusza nie uzależnia się od wymiarów półfabrykatu, a arkusz przewiduje się do różnorodnego zastosowania.

Forma VII. Według której zamawia się stal w pasach (uniwersalna) w tych wypadkach kiedy pasy nie wymagają ścisłych lub wielokrotnych wymiarów części.

Przed zamówieniem blachy należy wykonać prace, które ustalą, jakie wymiary blachy należy zamówić, aby ilość była jak najmniejsza.

W tym celu wykonuje się karty kroju blachy rysunkowo na każdą część. Kartę kroju dla danej części wykonuje się na podstawie wykroju części. Dla małych wykrojów ustala się wymiary pasa, dla dużych wykrojów wystarczający jest jego wymiar.

Bardzo często niemożliwe jest dobranie wymiaru arkusza normalnych wymiarów. W tych wypadkach konieczne jest

przedstawienie hucie innych wymiarów, ale przy tym należy podać wymiar półfabrykatu (wymiar jaki musi zawierać pas blachy do wykroju części).

Do zamówienia należy jednakowe materiały skomasować np. jeden gatunek blachy używa się na kilka lub kilkanaście części. Numery tych części podaje się obok materiału.

Przystępując do zamówienia blachy wypełniamy specjalny druk, w którym podajemy:

techniczne warunki wg nr normy, gatunek, twardość, grupę powierzchni, dokładność walcowania, grubość, wymiary arkusza, ilość ton, oraz rozbić dostawę na miesiące lub kwartały.

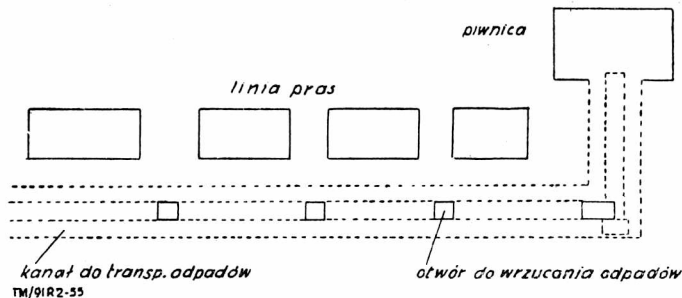
Aby mieć kontrolę zużycia zamówionej blachy przez fabrykę, prowadzi się bilanse kwartalne. Bilans kwartalny daje obraz zużytej blachy z ubiegłego kwartału i podstawę do zamówienia właściwej ilości blachy na następny kwartał. W bilansie tym podaje się, ile danej blachy potrzeba będzie do wykonania zadanego planu wg norm zużycia. Następnie jaki potrzebny jest przejściowy zapas blachy na produkcję miesięczną.

Dodając razem otrzymujemy ilość do zamówienia na kwartał. Dalej ujmuje się, ile blachy pozostaje w magazynie oraz przychód i rozchód w ubiegłym kwartale.

Magazynowanie blachy

Magazyn blach powinien odpowiadać następującym warunkom:

1. Miejsce jego powinno być suche, wolne od pary kwasów i wody.
2. Powinien posiadać dogodny transport wyładunku blach z wagonów oraz dogodny transport blach na podawanie jej do produkcji. Obciążenie podłogi w pomieszczeniu magazynowym powinno wynosić co najmniej 15 ton na metr kwadratowy.



Rys. 2

Magazyn blach tłocznych winien posiadać rozpracowanie technologiczne dla właściwego układania blach.

Każdy gatunek blachy winien znajdować się na oddzielnym miejscu. Powinny być zachowane 500 mm przejścia między paczkami blach.

Pobieranie blach do produkcji

Do produkcji blachę pobiera się na karty limitowe. Karta limitowa zawiera oprócz charakterystyki blachy ilość części na plan produkcyjny, normę zużycia blachy na jedną część, oraz ilość kilogramów blachy na plan produkcyjny. Kartę limitową wystawia i podpisuje kierownik planowania materiałowego.

Przygotowaniem blachy do tłoczenia części zajmuje się specjalny oddział produkcyjny należący do wydziału tłoczenia. Na oddziale tym tną się arkusze blachy na pasy wg kart kroju. Każda paczka blachy podana do cięcia sprawdzona jest przez KT czy odpowiada karcie kroju.

Pocięte blachy otrzymują wywieszki zawierające charakterystykę blachy, nr wytopu i nr części oraz ilość materiału. Wywieszka ta musi towarzyszyć blasze aż do ostatecznego wykonania części.

Odpady użytkowe, jakie powstają przy cięciu arkusza, majster zaopatruje w wywieszkę, w której pisze rodzaj materiału, wymiary odpadu i nr części, od której odpad został. Odpady te są zdawane do magazynu, a następnie pobierane na produkcję wg przeznaczenia.

Niektóre blachy podlegają przewalcowaniu na walcach wielorolkowych. Ma to na celu usunięcie naprężeń wewnętrznych i polepszenie warunków tłoczności. Czynność tę stosuje się na części nadwozia zewnętrznego samochodu jak: błotniki, maska, dach itp.

Blachy gorące walcowane posiadają na powierzchni zendrę lub nalot. Części z nich wykonywane a idące do spawania muszą mieć powierzchnię czystą. W tym celu stosuje się trawienie. Trawienie odbywa się w roztworze kwasu siarkowego (H_2SO_4) o stężeniu 15%.

W roztworze tym zanurza się blachy od 8 do 25 minut. Po wyjęciu blachy z roztworu przemycza się ją w gorącej wodzie o temperaturze 95°C.

Czas przemycania 2 min. W ten sposób uzyskujemy czystą powierzchnię arkusza, co zapewnia dobrą powierzchnię części wytłoczonej.

Poruszone zagadnienia są w naszych zakładach niedoceniane. Walka o obniżkę kosztów produkcji musi znaleźć zrozumienie nie tylko u pracowników działów gospodarki materiałowej w poszczególnych zakładach przemysłu metalowego, ale również u producenta na walcowniach blach zarówno w produkcji, jak i ekspedycji. Jakościowe wykonanie, przygotowanie do transportu i magazynowanie blach, w produkcji samochodów da znaczne oszczędności deficytowego materiału, jakim jest blacha tłoczna.

DWA NOWE SPRZĘGŁA PÓŁAUTOMATYCZNE

Powszechne w ostatnich czasach dążenie konstruktorów do uproszczenia pracy kierowcy samochodu znajduje swój wyraz w opracowywaniu coraz to nowych rozwiązań przekładni i sprzęgła o automatycznym, względnie półautomatycznym działaniu, które przez wyeliminowanie pedału sprzęgła zmniejszają wysiłek kierowcy do minimum. Francuska firma S.A.F. Ferodo opracowała ostatnio dwa sprzęgła półautomatyczne, których opis podajemy niżej.

SPRZĘGŁO FERLEC

Budowa

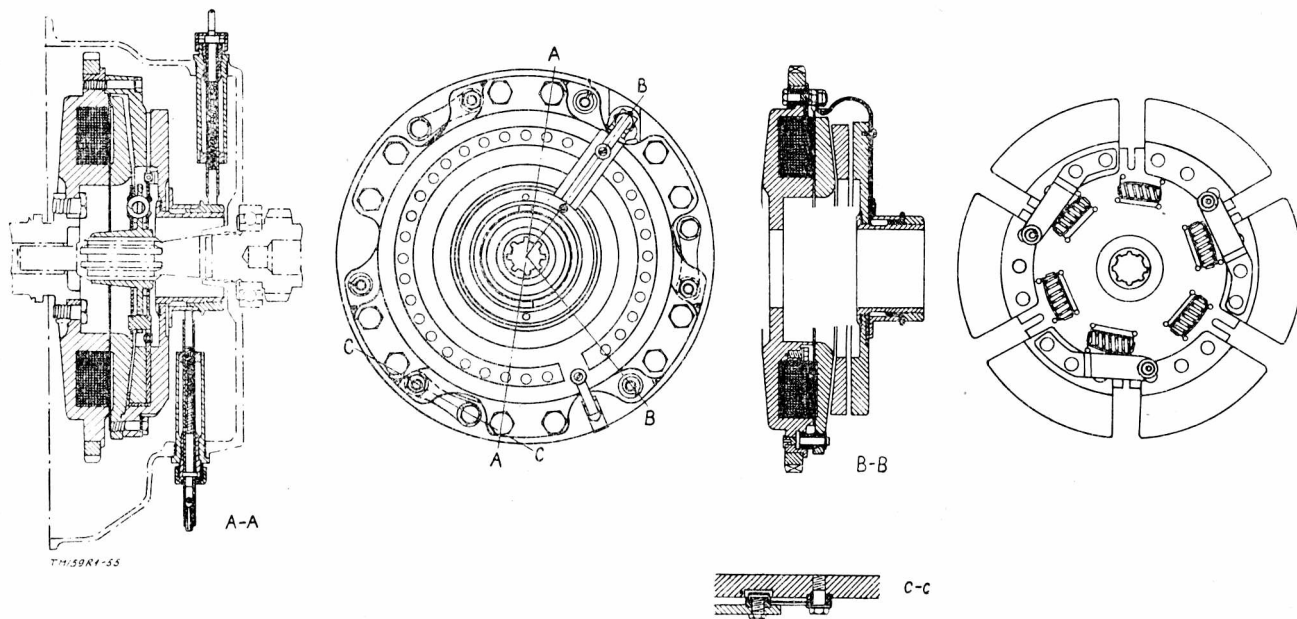
Sprzęgło to przeznaczone jest do samochodów osobowych. Pedał sprzęgła został wyeliminowany, a sterowanie sprzęgłem odbywa się za pośrednictwem wyłącznika, uruchamianego dźwignią zmiany biegów i przerywającego dopływ prądu do elektromagnesu sprzęgła w momencie rozpoczęcia zmiany biegu.

Elektromagnes utworzony jest przez koło zamachowe (rys. 1 i 2), wykonane ze stali o dużej przewodności magnetycznej. W kole zamachowym wykonane jest prostokątne wtoczenie, w którym umieszczone jest uzwojenie. Z koła zamachowego linie pola magnetycznego przechodzą do pierścieniowej zwory, która połączona jest z kołem zamachowym przy pomocy trzech, umieszczonych stycznie do obwodu i rozstawionych co 120°, pasków ze stali sprężynowej, pozwalających zworze na niewielkie przesunięcie poosiowe. Wzmocnione końce tych pasków przykręcone są śrubami do koła zamachowego i zwory. Gdy dopływ prądu do uzwojeń elektromagnesu zostanie przerwany, zwora odsuwana jest od koła zamachowego przez trzy słabe, ściskane sprężyny śrubowe. Sprężyny te umieszczone są na prowadnicach, osadzonych wciskowo w otworach koła zamachowego i zabezpieczonych przez zagniecenie ich koń-

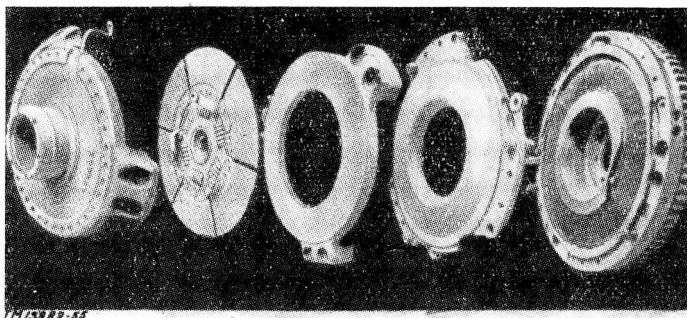
ców. Prowadnice przechodzą przez otwory w zworze i poprzez osadzone na swych końcach pierścienie Seegera ograniczają jej ruch osiowy.

Do zwory przykręcona jest tarcza dociskająca za pośrednictwem trzech nóżek, rozstawionych co 120°. Nóżki te, o przekroju kątownika, wchodzą w odpowiednie wytoczenie zwory. Pomiędzy zworą i tarczą dociskającą znajduje się tarcza oporowa, której trzy nóżki, umieszczone „na mijanego” z nóżkami tarczy dociskowej, opierają się w wytoczeniu koła zamachowego, do którego jest przykręcona tarcza oporowa. Pomiędzy oszlifowanymi powierzchniami tarczy oporowej i tarczy dociskającej znajduje się tarcza sprzęgłowa, o amortyzowanej sprężynowo piaście, osadzona przy pomocy połączenia wielowypustowego na wałku sprzęgłowym skrzynki biegów. Okładziny tarczy sprzęgłowej, wykonane ze spiekanego proszku metalowego o dużej (w porównaniu z materiałami azbestowymi) przewodności cieplnej, posiadają sześć szerokich przecięć, służących do odśrodkowego chłodzenia wnętrza sprzęgła. Chłodzeniu sprzęgła poświęcono dużo uwagi dlatego, że konstrukcja wymaga w niektórych wypadkach dość znacznego, w porównaniu z normalnymi sprzęgłami, ślizgania się.

Do tarczy sprzęgłowej przynitowane są stycznie do obwodu trzy rozstawione co 120° płaskie sprężynki zakończone guzikami, które wywierają niewielki nacisk na tarczę dociskającą.



Rys. 1

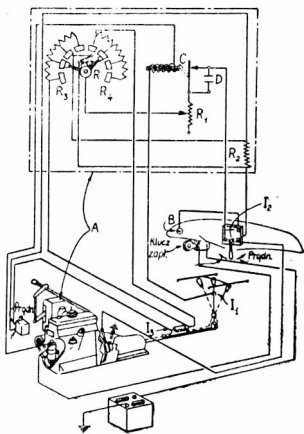


Rys. 2

Nacisk ten, wystarczający do skasowania luzów w układzie, nie wystarcza jednak do wywołania pełzania wozu.

Sterowanie

Prąd do uzwojeń elektromagnesu dopływa ze źródła, którym może być akumulator lub prądnica, poprzez węglową szczotkę do izolowanego kolektora, osadzonego na płaszczyźnie tarczy dociskającej. Kolektor połączony jest przewodem giętym z izolowaną końcówką na kole zamachowym, skąd prąd doprowadzany jest do uzwojenia elektromagnesu. Z elektromagnesu prąd powraca do drugiego kolektora, również połączony z tarczą dociskającą, a stąd przez szczotkę płynie na masę.



Rys. 3

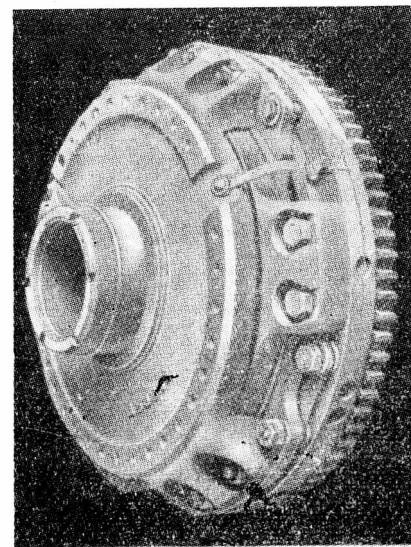
Przełącznik I_1 podczas części ruchu pedału przepustnicy, przełącznik C sterowany przełącznikiem umieszczonym w dźwigni zmiany biegów oraz kondensator D zapobiegający iskrzeniu na stykach przełącznika.

Gdy do elektromagnesu dopływa prąd, zwora, a wraz z nią tarcza dociskająca, przyciągana jest do koła zamachowego. Tarcza sprzęgłowa ulega ściśnięciu i zaczyna przenosić ruch obrotowy. Po przerwaniu dopływu prądu pole magnetyczne znika, a zwora i tarcza dociskająca zostają odepchnięte od koła zamachowego przez trzy, wspomniane powyżej, sprężyny śrubowe, co powoduje wyłączenie sprzęgła. Gdy przełącznik I_2 przekreślony jest w prawo, to znaczy znajduje się w swojej normalnej pozycji, prąd do zasilania elektromagnesu pobierany jest z prądnicy, przy lewym położeniu przełącznika — prądu dostarcza akumulator. Przewód biegnący od prądnicy dochodzi do przełącznika I_3 , który kieruje prąd albo przez zespół oporów R_3 , albo przez zespół oporów R_4 . Wielkość oporu R_3 lub R_4 zależna jest od kąta otwarcia przepustnicy i zmniejsza się w miarę wzrostu obciążenia silnika. Z opornika R prąd przepływa przez opór R_1 , a stąd, jeśli zwarte są styki przełącznika C , przechodzi do wyłącznika I_2 i dalej do uzwojeń elektromagnesu.

Na małych obrotach silnika natężenie prądu, wytwarzanego przez prądnicę, jest zbyt małe, aby elektromagnes przyciągnął zworę, toteż do ruszenia z miejsca potrzebne jest, po włączeniu odpowiedniego biegu, zwiększenie obrotów silnika. W miarę wzrostu obrotów silnika natężenie prądu wzrasta i sprzęgło zostaje włączone. Naciskanie pedału przepustnicy powoduje, jak wiemy, zmniejszanie oporu w oporniku R , toteż siła dociskająca sprzęgło rośnie w miarę zwiększania obciążenia sil-

nika. Przy zmianie biegu ruch dźwigni powoduje rozchylenie styków C i wyłączenie sprzęgła — synchronizację włączonych elementów skrzynki biegów przeprowadzają zawarte w niej synchronizatory. Po przesunięciu dźwigni zmiany biegów w nową pozycję następuje zwarcie styków C i sprzęgło zostaje ponownie włączone. Zmiany biegów z wyższego na niższy przebiegają w identyczny sposób. Gdy zmiana biegu na niższy odbywa się przy zamkniętej przepustnicy, na sprzęgle występuje poślizg, bowiem wartość oporów w R osiąga wtedy maksimum.

Sprzęgło *Ferlec* (rys. 4) zapewnia płynne włączanie wszystkich biegów. Aby zatrzymać wóz, wystarczy puścić pedał przepustnicy i nacisnąć hamulec. Ponieważ sprzęgło włączone jest przy każdej szybkości, można wykorzystywać hamowanie silnikiem nieledwie do momentu zatrzymania wozu.



Rys. 4

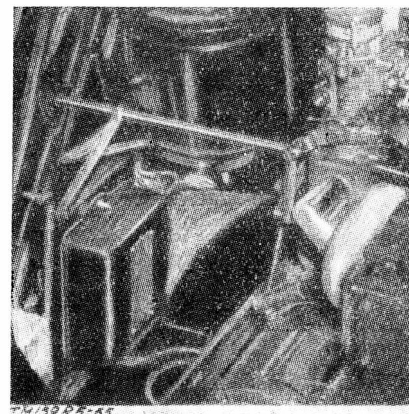
Wielkość oporu R_3 , włączanego przy biegu pierwszym lub wstecznym, ogranicza moment przenoszony przez sprzęgło do takiej wartości, że możliwe jest tylko łagodne przyspieszanie. Wielkość oporu R_4 , włączanego na biegach wyższych, jest tak dobrana, że moment, jaki sprzęgło może przenieść, nie wystarcza jeszcze do wprowadzenia kół napędzanych w poślizg, co przyczynia się do znacznego wzrostu żywotności opon.

Posługiwanie się sprzęgłem w szczególnych wypadkach

Zasilanie elektromagnesu z akumulatora konieczne jest w trzech wypadkach:

- a) przy rozruchu metodą pchania lub ciągnięcia,
- b) gdy nastąpi uszkodzenie prądnicy,
- c) przy konieczności zahamowania wozu na krótki czas na pochyłości, jeżeli samochód ma zepsuty hamulec ręczny.

a) Przełącznik I_2 ustawia się w położeniu pośrednim, prąd do elektromagnesu nie dopływa. Po włączeniu biegu, najlepiej drugiego, rozpoczyna się ciągnięcie samochodu. Po uzyskaniu odpowiedniej szybkości przekreślenie przełącznika w pozycję „akumulator” powoduje włączenie sprzęgła i rozruch silnika, po rozruchu przełącznik przekreśla się w pozycję „prądnica”. W położeniu przełącznika „akumulator” zapala się na desce rozdzielczej lampka ostrzegawcza B (rys. 3).

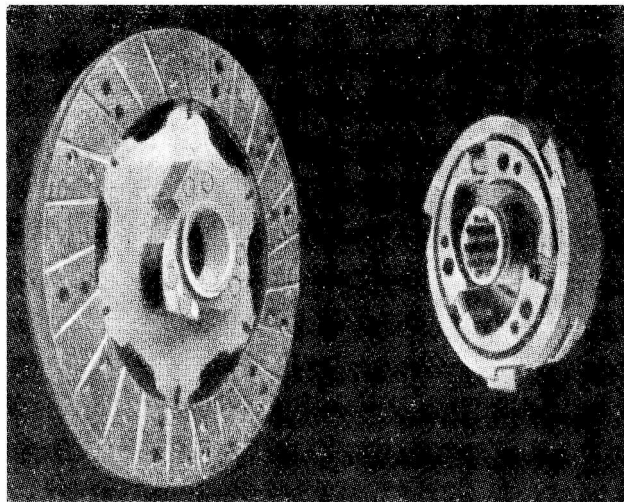


Rys. 5

b) Pęknięcie paska napędu prądnicy lub też uszkodzenie samej prądnicy, względnie jej regulatora, w czasie ruchu wozu powoduje wyłączenie sprzęgła i nagłe zwiększenie obrotów silnika — amperomierz wskazuje wtedy rozładowywanie. W takim wypadku przekręca się przełącznik w pozycję „akumulator”, jednak, aby wyłączyć sprzęgło przy zmianie biegu, trzeba przełącznik każdorazowo ustawiać w pozycji pośredniej. Przy ruszaniu z miejsca siłę docisku sprzęgła zmniejsza specjalny opór R_2 , włączany pedałem przepustnicy w początkowym zakresie jego ruchu. Jest to konieczne z tego względu, że natężenie prądu z akumulatora, w przeciwieństwie do prądnicy, jest stałe i nie zależy od obrotów silnika.

c) Gdy hamulec ręczny nie działa, a trzeba zahamować wóz na pochyłości, naciska się hamulec nożny i przed zatrzymaniem silnika włącza się odpowiedni bieg (wsteczny lub pierwszy, zależnie od kierunku pochyłości), ustawia się przełącznik w położenie „akumulator” i zatrzymuje silnik, a następnie puszcza hamulec nożny. Opór R_2 jest ze względu na rozładowywanie akumulatora tak dobrany, aby prąd płynący w uzwojeniach elektromagnesu miał najmniejszą wartość, wystarczającą do utrzymania wozu na pochyłości. Tę metodę hamowania sprzęgłem na pochyłości należy stosować jedynie w ostateczności.

Opór R_1 pozwala na wprowadzenie poprawki na zużycie okładzin tarczy sprzęgłowej. Jest to konieczne, gdyż zużycie okładzin powoduje zmniejszenie szczeliny pomiędzy zworą i kołem zamachowym, co z kolei powoduje gwałtowniejsze włączanie sprzęgła. Gdy okładziny są nowe, opór ustawia się



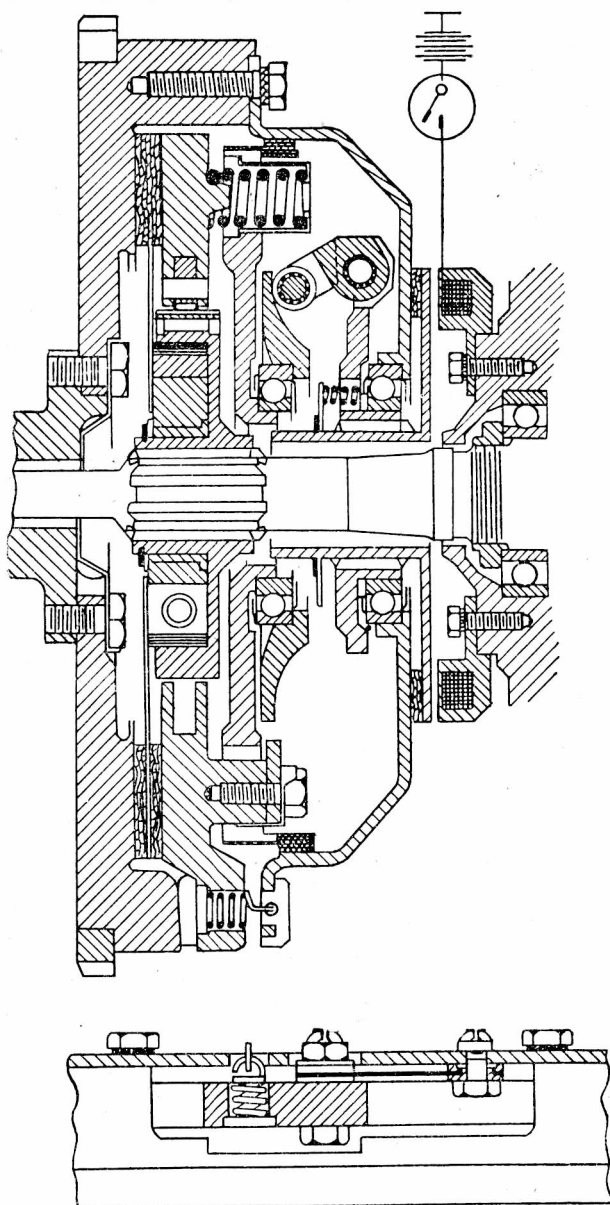
Rys. 7

na zero. Powiększanie oporu konieczne jest co 9500 — 10500 km. Po wyczerpaniu zakresu regulacji wyjmuje się podkładki pomiędzy tarczą dociskającą i zworą i ustawia opór na zero, zwiększając go w miarę potrzeby.

SPRZĘGŁO GRAVINA

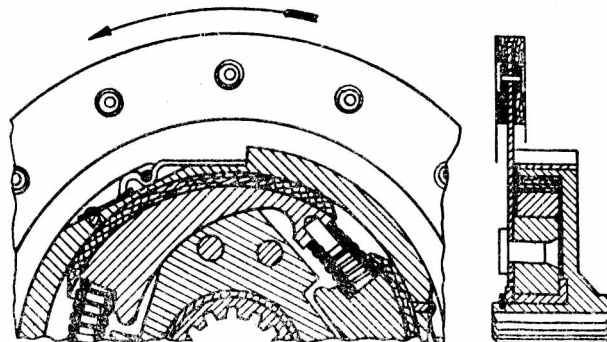
Sprzęgło typu *Ferlec* nie nadaje się do przenoszenia dużych momentów, gdyż histereza dużych elektromagnesów powoduje opóźnienia w wyłączaniu. Ta wada dałaby się usunąć przez zastosowanie kilku małych elektromagnesów, lecz spowodowałoby to powiększenie i bardziej złożoną budowę całego mechanizmu, a niezależnie od tego duży pobór prądu. Biorąc to pod uwagę, firma Ferodo opracowała sprzęgło *Gravina*, jako sprzęgło odśrodkowe, w którym osadzony na tulei mechanizm odśrodkowy włączany jest za pośrednictwem elektromagnesu, a napędzany przy pomocy małego sprzęgła ciernego (rys. 6). Ponieważ tuleja jest lekka i przesuwana się na małym odcinku, do poruszania jej wystarczy mały elektromagnes, przy którym nie występuje zagrożenie histerezy. Elektromagnes ten, w przeciwieństwie do elektromagnesu sprzęgła *Ferlec*, pobiera prąd jedynie w chwili zmiany biegu.

Sprzęgło zbudowane jest w kole zamachowym, do którego z tyłu przykręcona jest sztywna pokrywa stalowa. Tarcza sprzęgłowa ściskana jest pomiędzy kołem zamachowym i tarczą dociskającą. Normalnego typu okładziny tarczy sprzęgłowej mają promieniowe rowki, polepszające chłodzenie. Tarcza sprzęgłowa przynitowana jest do specjalnej piasty, na zewnętrznej powierzchni której wykonane są trzy garby (rys. 7). Tarcza sprzęgłowa za pośrednictwem swej piasty osadzona jest suwliwie na tulei bębna, przypominającego bęben hamulcowy i obejmującego piastę z zewnątrz. Bęben połączony jest przy pomocy połączenia wielowypustowego z wałkiem sprzęgłowym. Wewnątrz bębna znajdują się trzy obłożone materiałem ciernym szczęki hamulcowe, oddzielone od siebie sprężynami śrubowymi (rys. 8). Wewnętrzny zarys szczęk odpowiada garbom na piście tarczy sprzęgłowej. Gdy piasta ta kręci się w normalnym kierunku, szczęki są przez jej garby dociskane do bębna. W wypadku, gdy silnik jest napędzany przez koło, bęben chce kręcić się szybciej niż piasta tarczy sprzęgłowej, a szczęki pozbawione siły dociskającej ślizgają się po nim. Tego rodzaju konstrukcja piasty tarczy sprzęgłowej zabezpiecza przed nagłym zahamowaniem pojazdu w wy-



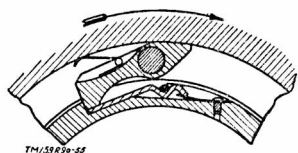
TM/59R6-55

Rys. 6

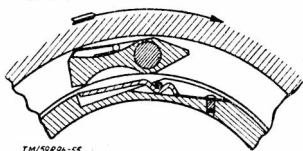


TM/59RB-54

Rys. 8



Rys. 9a



Rys. 9b

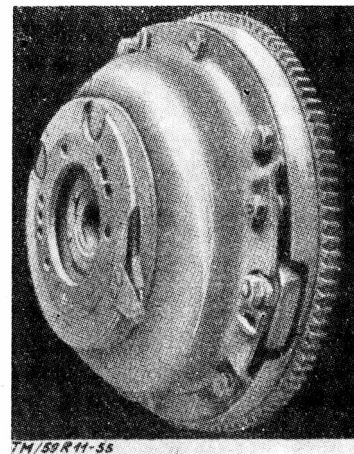
padku włączenia sprzęgła wtedy, gdy wóz porusza się zbyt szybko, względnie silnik ma za niskie obroty, zaś w skrzyni biegów włączony jest bieg pierwszy. Siła sprężyn rozprężających szczęki jest tak dobrana, że wywiązujące się tarcie wystarcza do przyspieszenia silnika i wyrównania jego obrotów z obrotami układu przeniesienia napędu.

Tarcza dociskająca tworzy pierścień obejmujący z zewnątrz bęben. Tarcza dociskająca przymocowana jest do pokrywy koła zamachowego za pośrednictwem trzech pasków ze stali sprężynowej, rozstawionych stycznie do obwodu ko 120°. Końce pasków przykręcone są do pokrywy i do występów na obwodzie tarczy dociskającej. Paski pozwalają na pewien posiowy ruch tarczy dociskającej. W każdym z trzech występów tarczy dociskającej mieści się sprężyna odciągająca. W rowku wyciętym w otworze tarczy dociskającej znajduje się szereg łapek (rys. 9a i 9b), które pod działaniem sprężyn agrałkowych wchodzi w zapadkowe wycięcia na zewnętrznej stronie bębna hamującego wtedy, gdy tarcza dociskająca stoi lub porusza się bardzo wolno. Łapki te przenoszą napęd w wypadku, gdy koło napędzają silnik. Cel zastosowania tych łapek jest dwójaki. Po pierwsze, pozwalają one na zahamowanie wozu na pochyłości, w wypadku gdy ręczny hamulec jest uszkodzony. Aby to uczynić, należy — jeżeli samochód wjeżdża pod górę — włączyć bieg wsteczny, jeżeli zaś zjeżdża z pochyłości — bieg pierwszy. Po drugie, łapki umożliwiają rozruch silnika metodą ciągnięcia, mimo że przy niskich obrotach sprzęgła siła odśrodkowa nie wystarcza do jego włączenia. Z chwilą, gdy silnik zaskoczy i obroty jego będą większe od obrotów wałka sprzęgłowego, łapki będą się ślizgać po wycięciach bębna, zaś już przy stosunkowo niskich obrotach siła odśrodkowa pokona opór sprężyn agrałkowych i łapki zostaną docisnięte do dna rowka, tak jak to widać na rys. 9b. Na dnie każdego zapadkowego wycięcia znajduje się stalowy języczek, osadzony obrotowo na jednym końcu i poddany działaniu małej sprężyny płytkowej. Pod wpływem siły odśrodkowej języczek pokonuje opór sprężyny i zasłania wycięcie (rys. 9b). Zabezpiecza to przed uszkodzeniem sprzęgła, silnika lub elementów układu przeniesienia napędu w wypadku nagłego zatrzymania się silnika podczas zmiany biegu, bowiem języczki nie pozwolą łapkom, na które przestała działać siła odśrodkowa, na uderzenie w wycięcie zapadkowe.

Za tarczą dociskającą umieszczona jest tarcza oporowa, przejmująca reakcję sprężyn dociskających, osadzonych w tulejkach. Tarcza oporowa napędzana jest przez trzy występy tarczy dociskającej, wchodzące w odpowiednie wycięcia tarczy oporowej. Do występów tych przykręcony jest pierścień, ograniczający ruch posiowy tarczy oporowej względem tarczy dociskającej. Na tarczy oporowej osadzona jest za pośrednictwem łożyska kulowego tarcza krzywkowa, na którą działa mechanizm odśrodkowy sprzęgła. Gdy ciężarki stykają się z tarczą krzywkową, obroty tarczy krzywkowej i tarczy mechanizmu odśrodkowego wyrównują się. Ciężarkami są rolki, założone na prostokątne dźwignienki osadzone obrotowo na tarczy mechanizmu odśrodkowego. Pod wpływem siły odśrodkowej

ciężarki przesuwają się w stronę koła zamachowego, jednocześnie na zewnątrz przesuwając przy tym tarczę oporową, a co za tym idzie włączają sprzęgło.

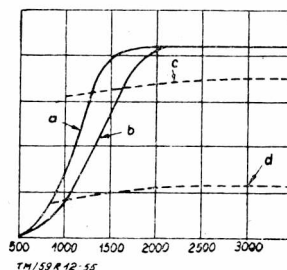
Tarcza mechanizmu odśrodkowego osadzona jest przy pomocy połączenia wielowypustowego na tulei wystającej na zewnątrz pokrywy koła zamachowego i tworzącej tarczę, pokrytą z jednej strony materiałem ciernym. Tarcza ta dociskana jest do pokrywy koła zamachowego przy pomocy sprężyn, działających między wewnętrznym pierścieniem łożyska kulowego, na którym osadzony jest mechanizm odśrodkowy, a pierścieniem oporowym, ustalonym na tulei przy pomocy pierścienia Seegera. Jak wynika z tego, cały mechanizm odśrodkowy obraca się z tą samą ilością obrotów, co pokrywa koła zamachowego. W miarę wzrostu obrotów siła odśrodkowa działająca na ciężarki, a więc pośrednio i na sprzęgło, rośnie. Kształt tarczy krzywkowej pozwala na bardziej progresywne włączanie/sprzęgła niż byłoby to możliwe przy zastosowaniu tarczy płaskiej.



Rys. 11

Wyłączanie sprzęgła dokonuje mały pierścieniowy elektromagnes, przymocowany do przedniej części skrzyni biegów. Gdy w uzwojeniach tego magnesu popłynie prąd, tarcza cierna zostaje odciągnięta od pokrywy koła zamachowego, a tym samym przerwany zostaje napęd mechanizmu odśrodkowego. Mechanizm odśrodkowy pod działaniem „tarcia”, wywołanego polem magnetycznym, szybko traci obroty, ciężarki opadają i sprzęgło zostaje wyłączone.

Z rys. 12 przedstawiającego charakterystykę sprzęgła wynika, że moment, jaki sprzęgło może przenieść, gdy silnik zwalnia, jest w całym zakresie obrotów większy niż moment przenoszony przy takich samych obrotach, lecz przy przyspieszeniu silnika. Histereza ta ma swoje źródło w tarcu w mechanizmach sprzęgła i pozwala na hamowanie silnikiem nawet przy bardzo małych obrotach.

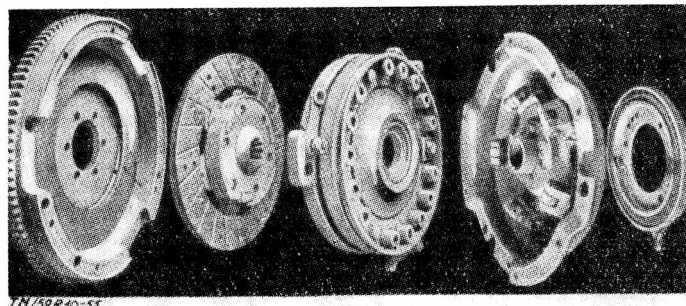


Rys. 12

Gdy silnik pracuje na małych obrotach, sprzęgło jest zawsze wyłączone, bowiem siła odśrodkowa, działająca na ciężarki, jest za mała, aby pokonać siłę sprężyn odciągających tarczę dociskającą. Aby ruszyć z miejsca, należy włączyć odpowiedni bieg, a następnie zwiększyć obroty silnika aż do włączenia sprzęgła. Przy zmianie biegów w czasie jazdy potrzeba jedynie przesunąć dźwignię zmiany biegów w nowe położenie. Na początku ruchu dźwigni uruchamiany za jej pośrednictwem wyłącznik włączy dopływ prądu do elektromagnesu, co spowoduje wyłączenie sprzęgła. Dalszy ruch dźwigni wywoła za pośrednictwem synchronizatorów wyrównanie obrotów łączonych części w skrzyni biegów. Gdy dźwignia zmiany biegów osiągnie swe nowe położenie, dopływ prądu do elektromagnesu zostanie przerwany, tarcza cierna zostanie docisnięta do pokrywy koła zamachowego, mechanizm odśrodkowy zacznie działać i sprzęgło zostanie włączone. Niewielka histereza spowoduje jedynie łagodniejsze włączanie.

Na podstawie „Automobile Engineer” nr 2 i 3/55 opracował

S. T.



Rys. 10

STOPY LEKKIE W BUDOWIE SAMOCHODÓW

Pod tym tytułem, w dziale „Informacja” czasopisma „Automobilnaja i traktornaja promyslnost” (nr 7/1955) ukazała się wzmianka, w której podano przykłady zastosowania stopów lekkich w budowie samochodów w ZSRR. Podano m.in. przykład wykonania kół samochodowych ze stopu lekkiego, co pozwoliło na zmniejszenie ciężaru kół do 55%. Niestety, nie podano ani składu chemicznego zastosowanych stopów, ani też ich własności mechanicznych.

Na marginesie wspomnianego wyżej artykułu określmy kryteria, które pozwalają na ocenę przydatności materiału pod względem zmniejszenia ciężaru konstrukcji. Jako jedno z kryteriów przyjmijmy stosunek doraźnej wytrzymałości na rozciąganie do ciężaru właściwego:

$$n_r = \frac{R_r}{\gamma}$$

Im wartość n_r będzie większa, tym (dla obciążeń rozciągających) materiał będzie bardziej przydatny z punktu widzenia lekkości konstrukcji. Oczywiście przy wyborze materiału będzie decydować również jego „technologiczność”, cena surowca i gotowego wyrobu.

Ponieważ naprężenia dopuszczalne ustala się w zależności od wartości naprężenia granicy plastyczności, słuszniejsze będzie porównanie materiałów na podstawie wartości współczynnika:

$$n_{rpl} = \frac{R_{p1}}{\gamma}$$

W załączonej tablicy 1 podano wartości n_r i n_{rpl} dla szeregu stopów. Porównując wartości n_{rpl} dochodzimy do wniosku, że

stosowanie stopów lekkich nie we wszystkich przypadkach pozwala na zmniejszenie ciężaru konstrukcji. Zmniejszenie ciężaru konstrukcji osiągniemy np. przy zastosowaniu hartowanego stopu Al-Si zamiast stali 40:

$$\frac{9,8}{3,6} \approx 3,7$$

czyli część (obciążona rozciągająco) wykonana ze stopu Al-Si będzie 3,7 raza lżejsza niż wykonana ze stali 40.

Rozpatrując z kolei naprężenia gnące, możemy dojść do wniosku, że stopy lekkie przy obciążeniach zginających będą miały wyraźniejszą przewagę nad stalami. Porównując dla przykładu dwie belki o przekroju kołowym, wolno podparte, obciążone równymi sobie momentami gnącymi, przy założeniu, że stosunek współczynników n równy jest jedności (wsp. n dla dop. naprężeń gnących), otrzymamy:

$$\frac{G_s}{G_l} = \sqrt[3]{\frac{\gamma_s}{\gamma_l}}$$

gdzie:

G_s — ciężar belki stalowej,

G_l — ciężar belki ze stopu lekkiego.

W praktyce nie osiąga się tak znacznych różnic w ciężarach z wielu względów, niemniej podane wyżej uwagi w pewnym stopniu wyjaśniają zagadnienie oceny przydatności materiału pod względem zmniejszenia ciężaru konstrukcji.

S.K.

TABLICA 1

Stop	Skład chemiczny (%)				γ	Stan	Q_r	R_r	n_r	n_{rpl}
	Si	Cu	Mg	Ni						
Al—Si	13	0,5	0,75	1,5	2,65	hartow.	26	30	11,3	9,8
	do 15	do 1,5	do 1,25	do 2,5		odl. w kok.	18	20	7,6	6,8
AL 8	< 0,3	< 0,3	9,5 do 11,5	—	2,55	hartow.	17	30	11,8	6,7
Stal 40	0,40 C				~ 7,6	norm.	27	54	7,1	3,6
Stal 45 G	0,45 C; 1,46 Mn				~ 7,6	norm.	49	82	10,8	6,45
						ulepszony	87	96	12,6	11,4
Stal 40 HN	0,40 C; 0,7 Mn 0,7 Cr; 0,5 Ni				~ 7,6	norm.	51	76	10,0	6,7
						ulepszony	71	80	10,5	9,4

SZYBKOSCIOWE NAWĘGLANIE PRZY UŻYCIU PRĄDÓW WYSOKIEJ CZĘSTOTLIWOŚCI

Do chwili obecnej zasadniczymi sposobami powierzchniowego ulepszania części samochodowych były: nawęglanie połączone z obróbką cieplną lub hartowanie powierzchniowe przy użyciu prądów wysokiej częstotliwości. Przy nawęglaniu w proszkach czas nawęglania dochodził do 25 godzin (w zależności od gatunku proszku, temperatury nawęglania i żądanej grubości warstwy), przy nawęglaniu gazowym do 12 godzin.

Nad zagadnieniem przyspieszenia procesu nawęglania pracowało kilka fabryk radzieckich. Ostatnio w fabryce ZIS opracowano nową metodę nawęglania gazowego, przy czym zastosowano nagrzewanie części prądami wysokiej częstotliwości¹⁾. Wykonano specjalne urządzenie pozwalające na całkowite zautomatyzowanie procesu nawęglania. Godny uwagi jest fakt, że czas nawęglania (przy osiągniętej grubości warstwy 0,8 do 1,0 mm) skrócono do 50 minut dzięki podwyższeniu temperatury nawęglania do 1080°C (bez obniżenia wy-

trzymałości części nawęglanych). Bezpośredni koszt nawęglania nową metodą wynosi około 76%, w porównaniu do kosztów gazowego nawęglania w piecach mufowych.

W ulotce podano schemat automatycznego urządzenia do gazowego nawęglania przy użyciu prądów wysokiej częstotliwości. Urządzenie to posiada wydajność: 1 koło zębate na 1,5 do 3 minut.

Inne z opisanych urządzeń automatycznych do szybkościowego nawęglania umożliwia nadto przeprowadzanie odpuszczania w temperaturze 650°C w czasie 30 do 40 minut. Stosunkowo niska twardość (25 do 30 HRC) części wychodzących z automatu pozwala na bezpośrednią następującą obróbkę wykańczającą, poprzedzającą ulepszanie cieplne.

Podane wyniki prób niszczących zębów kół zębatych przy statycznym zginaniu pozwalają na przypuszczenie, że jakość kół nawęglanych nowym sposobem nie ustępuje jakości uzyskiwanej stosowanymi dotąd metodami.

Na podstawie ulotki w nr 5/55 czasopisma „Automobilnaja i Traktornaja Promyslnost” opracował

S. K.

¹⁾ Osiągnięcia fabryki ZIS w Moskwie na polu przyspieszenia procesu nawęglania stali.

PRZEGŁĄD DOKUMENTACYJNY MOTORYZACJI

OPRACOWANY PRZEZ BIURO KONSTRUKCYJNE PRZEMYSŁU MOTORYZACYJNEGO

DODATEK DO MIESIĘCZNIKA „TECHNIKA MOTORYZACYJNA”

Rocznik ~~TV~~ **V**

Warszawa, listopad 1955

Nr 11

Gwiazdkami, obok porządkowych liczb artykułów, oznaczone są publikacje znajdujące się w bibliotece Biura Konstrukcyjnego Przemysłu Motoryzacyjnego. Stosowana jest klasyfikacja dziesiętna wydanie polskie.

F. BADANIA NAUKOWE I TECHNICZNE

228* 631.431.73:621.432.4—121:534.372 F BKPMot

Löffler K.: **Drgania skrętne w jednocylinrowych dwusuwowych silnikach.** „Dreh-schwingungen in Einzylinder-Zweitakt-Motoren”. MTZ, Stuttgart, mies., t. 16, nr 8, sier. 55, s. 221; 29 × 21 cm., 3 str., 9 wykr. —

Badania nad drganiami skrętnymi w jednocylinrowym silniku dwusuwowym wykazały, że wartość momentu w okresie rezonansu może wzrosnąć nawet 24-krotnie w porównaniu z rozwijanym przez silnik momentem. Podanie środków zaradczych odnoszących się do wymiarów części i luzów pozwalających na znaczne obniżenie wartości szkodliwych naprężeń.

229* 539.168:621.43.004.6 F BKPMot

Kuba Gumański: **Pomiar zużycia części silnikowych przy użyciu izotopów promieniotwórczych.** „Radioaktive Isotopen messen den Motorverschleiss”. Kraftfzgtechn., Berlin, mies., t. 5, nr 7, lip. 55, s. 234; 29 × 21 cm., 1 str., 1 rys. —

Jedną z licznych możliwości stosowania izotopów promieniotwórczych jest pomiar zużywania się zasadniczych części silników spalinowych. Schemat urządzenia do badania zużywania się części silnikowych z podaniem metody pomiarowej.

230* 621.432.4—122.001.4:629.114.2 F BKPMot

Hartmann H.: **Badania przeprowadzone na dwusuwowym silniku, dwucylindrowym F8/II produkcji IFA.** „Untersuchungen am IFA-Zweizylinder-Zweitaktmotor F8/II”. Kraftfzgtechn., Berlin, mies., t. 5, nr 7, lip. 55, s. 245; 29 × 21 cm., 3,5 str., 4 fot., 7 rys., 3 wykr., 2 tabl. —

Wyniki badań przeprowadzonych z dwusuwowym silnikiem dwucylindrowym F8/II napędzającym ciągnik RS 08/15. W wyniku badań zostało ustalone, że silnik zwłaszcza przy częściowych obciążeniach winien pracować na zredukowanym zakresie obrotów. Ustalenie przyczyn nadmiernego zużywania się niektórych części silnika.

231* 629.113—592.001.4 F BKPMot

Amerykańskie próby drogowe w zimie. „Amerikanische Untersuchungen über Wintertüchtigkeit”. Auto Rev., Bern, tyg., nr 9, marz. 55, s. 29; 48 × 32 cm., 0,5 str., 1 fot. —

Krótką wiadomość o prowadzonych w Ameryce próbach drogowych w zimie dla określenia sprawności hamulców na zlodowaciałych i zaśnieżonych drogach.

232* 629.114.5.072.001.24 F BKPMot

Przypuszczalna sprawność. Metoda graficzna określania przyspieszenia pojazdu. „Performance production. A graphical method for the determination of vehicle acceleration”. Auto Engr., London, mies., t. 44, nr 9, wrzes. 54, s. 364; 29 × 21 cm., 2,5 str., 6 wykr. —

Wyznaczenie drogą analityczną krzywych: szybkość — czas i szybkość — droga, jest wprawdzie dokładne lecz żmudne i bardzo pracochłonne. Unika się tego przez zastosowanie nie mniej dokładnych metod graficznych. Opis sposobu wyznaczania krzywych opartego o metodę Desdoutisa i Lomonossoffa. Podano przykład wyznaczania krzywych dla autobusu ważącego 10,75 ton o powierzchni czołowej 6,7 m², napędzanego silnikiem 130 KM.

J. TEORIA POJAZDÓW MECHANICZNYCH, ZASADY OBLICZEŃ I KONSTRUKCJI

233* 629.43.056 J BKPMot

Kształty nowoczesnych komór spalania. „Moderne Verbrennungsraumformen”. Auto Rev., Bern, tyg., nr 32, lip. 55, s. 17; 48 × 32 cm., 1 str., 3 fot., 2 rys., 1 wykr. —

Określenie wymagań stawianych komórkom spalania dla umożli-

liwienia stosowania wysokiego stopnia sprężania i spalania mieszanek bez detonacji. W wyniku dotychczasowych doświadczeń komory o kształcie półkolistym należy uznać za odpowiednie dla samochodów wyczynowych, dla innych zaś samochodów bardziej odpowiednie są komory o wysokim stopniu zawirowania.

234* 629.114:534.53 J BKPMot

Lansard R.: **Studium nad drganiami liniowego systemu mechanicznego w oparciu o metodę ugięć harmonicznych.** „Etude des vibrations des systèmes mécaniques linéaires par la méthode des flexibilités harmoniques”. SIA J. Paris, mies., t. 27, nr 6, czerw. 55, s. 278; 29 × 21 cm., 15,5 str., 34 s. chem., 10 wykr. —

Teoretyczne podstawy rozwiązywania zagadnień drgań przez zastąpienie systemu dynamicznego systemem statycznym. Analiza układów drgających, samochodu jako całości, silnika i amortyzatora. Przykłady obliczeń układów drgających prostych i złożonych.

K. POJAZDY MECHANICZNE

235* 629.113(061.4) K BKPMot

Co nowego na Wystawie Genewskiej 1955 r.? „Was gibt es neues in Genf?”. Auto Rev., Bern, tyg., nr 9, marz. 55, s. 17; 48 × 32 cm., 2 str., 14 fot. —

Krótki przegląd i charakterystyka pojazdów mechanicznych wystawionych na Wystawie Genewskiej 1955 r. Omówienie nowości technicznych zaobserwowanych przy przeglądzie wystawionych eksponatów. Jako największą rewelację Wystawy ocenia się mały 4-osobowy samochód Fiat 600.

236* 629.113.001.5(061.4) K BKPMot

Nadwozia specjalne. „Die Spezialkarosserien”. Auto Rev., Bern, tyg., nr 13, marz. 55, s. 9; 48 × 32 cm., 1 str., 11 fot. —

Przegląd i opis nadwozi wykonanych przez firmy włoskie dla krajowych i zagranicznych modeli samochodów wystawionych na Wystawie Genewskiej 1955 r. Zwraca uwagę duża ilość rozwiązań samochodu Fiat 600.

237* 629.113.012.553 K BKPMot

Bezdętkowe opony produkcji niemieckiej. „Schauchlose Reifen aus Deutschland”. Auto Rev., Bern, tyg., nr 17, kw. 55, s. 21; 48 × 32 cm., 0,5 str., 2 rys. —

Opis konstrukcji bezdętkowych opon produkcji niemieckiej „Continental” i „Metzler”. Opony „Continental” przeznaczone są dla samochodów osobowych natomiast opony „Metzler” przeznaczone są dla samochodów ciężarowych.

238* 629.114—23:621.438 K BKPMot

Behrendt E.: **Przegląd amerykańskich projektów samochodów na r. 1975.** „Amerikanische Vorschau auf 1975”. Auto Rev., Bern, tyg., nr 31, lip. 55, s. 7; 48 × 32 cm., 1 str., 5 fot. —

Szereg firm amerykańskich przystąpiło do studiów nad przyszłościowym samochodem o napędzie turbinowym i atomowym. Przewiduje się elektroniczne sterowanie pojazdów mechanicznych. Przykłady proponowanych przyszłościowych rozwiązań pojazdów mechanicznych.

239* 629.114.5.001.3 K BKPMot

Mały autobus na nowych drogach. „Klein Autobus auf neuen Wegen”. Auto Rev., Bern, tyg., nr 17, kw. 55, s. 19; 48 × 32 cm., 0,5 str., 4 fot. —

Opis i dane techniczne małego autobusu. Setra SG. Autobus posiada 20 ÷ 26 miejsc siedzących. Do napędu autobusu użyty został wysokoprężny silnik Henschel o pojemności 4084 cm³ rozwijający moc 85 KM przy 2500 obr./min. Silnik zblokowany ze skrzynką biegów i tylnym mostem umieszczony jest w tyle autobusu.

240* 629.114.5.001.3 K BKPMot

Nowy typ autobusu Mercedes-Benz. „Ein neuer Mercedes-Benz-Autobustyp”. Auto Rev., Bern, tyg., nr 17, kw. 55, s. 17; 48 × 32 cm., 1 str., 2 fot., 2 rys. —

Opis techniczny autobusu Mercedes-Benz typ 0321H. Autobus budowany jest z nadwoziem w trzech wariantach pozwalających na przewóz pasażerów w ilości 37 — 84 osób. Autobus wyposażony jest w wysokopreżny silnik o pojemności 5 l, rozwijający moc 110 KM przy 3000 obr/min. Maksymalna szybkość pojazdu wynosi 95 km/godz.

241* 629.118.3:621.431.73.001.3 K BKPMot.
Motorower SRI przed produkcją seryjną. „Motoped SRI vor der Serienproduktion”. Kraftfztechn., Berlin, mies., t. 5, nr 7, lip. 55, s. 219; 29 × 21 cm, 0,5 str. —

Dane techniczne motoroweru SRI, którego seryjna produkcja rozpocznie się w najbliższym czasie w NRD. Motorower napędzany jest dwusuwowym silnikiem o pojemności 48 cm³ rozwijającym moc 1,5 KM przy 4000 obr/min. Motorower waży 45 kg i osiąga max. szybkość 40 km/godz.

242* 629.118.5/6.001.3 (047.31) K BKPMot.

Motocykl Jawa-CZ Favorit 249 cm³. „249 c. c. Jawa-CZ Favorit”. Mot.Cycle, London, tyg., t. 95, nr 2727, lip. 55, s. 36; 27 × 21 cm., 2 str., 4 fot., 1 tabl. —

Opis techniczny i sprawozdanie z prób drogowych nowego czeskiego motocykla Jawa-CZ Favorit, z jednocyndrowym, dwusuwowym silnikiem, o pojemności skokowej 249 cm³ 65 × 75 mm, zblokowanym z 4-biegową skrzynką biegów, nożna zmiana biegów z automatycznym wyciskaniem sprzęgła. Szybkość maksymalna — 95 km/godz. Zużycie paliwa 2,3 l przy szybkości 50 km/godz. oraz 3,9 l przy szybkości 80 km/godz.

243* 629.118.58.001.3 K BKPMot.

Nowe modele niemieckich scooterów marki Zündapp. „New Bella models”. Mot. Cycle, London, tyg., t. 95, nr 2728, lip. 55, s. 89; 27 × 21 cm, 0,5 str., 1 fot. —

Krótki opis techniczny nowych modeli niemieckich scooterów marki Zündapp znanego i popularnego typu Bella z silnikami jednocyndrowymi, dwusuwowymi o pojemności skokowej 146 i 198 cm³. Rozruszniki nożne lub (za dopłatą) elektryczne 12V. Wzbogacenie mieszanki przy rozruchu przy pomocy specjalnej dźwigni na kierownicy. Siedzenie wygodne — dwuosobowe. Łatwe podnoszenie obudowy zewnętrznej bez odłączania przewodów elektrycznych. Szereg innych usprawnień i uzupełnień.

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

244* 621—233.1.002.3:669.13.001.8 L BKPMot.

Klüsener O.: **Z Targów Technicznych w Hanowerze 1955.** „Von der Technischen Messe Hannover 1955”. MTZ, Stuttgart, mies., t. 16, nr 7, lip. 55, s. 186; 29 × 21 cm, 2 str., 4 fot., 3 rys., 1 tabl. —

Na tle wiadomości o produkowaniu przez firmę Sulzer lanych wałów z żeliwa sferoidalnego omówione zostały zalety stosowania tego materiału z uwzględnieniem doświadczeń zakładów Forda. Opis nowej konstrukcji uszczelki pod głowicę produkcji f-my Goetzewerke.

245* 621.43.033/035.001.6:629.118.5 L BKPMot.

Steinfeller E.: **Ulepszenia gaźnika motocykla IFA—RT 125.** „Verbesserungen am Vergaser der IFA—RT 125”. Kraftfztechn. Berlin, mies., t. 5, nr 7, lip. 55, s. 250; 29 × 21 cm., 1 str., 4 rys. —

Opis ulepszeń przepustnicy gaźnika motocykla IFA—RT 125. Współosiowe prowadzenie przepustnicy w korpusie przyczynia się do równomiernej pracy silnika na skutek uniknięcia przedostawania się do gaźnika szkodliwego dodatkowego powietrza.

246* 621.431.73.038.5 L BKPMot.

Hopfinger K. B.: **Rozwój metody wtrysku paliwa do silników benzynowych.** „The challenge of petrol injection”. Mot. Cycle, London, tyg., t. 95: nr 2726, lip. 55, s. 4; 27 × 21 cm., 2 str., 3 rys. —

Ogólne omówienie zagadnienia zastąpienia metody zasilania silników spalinowych benzynowych przy pomocy zasysania mieszanki paliwowej przez gaźniki metodą bezpośredniego wtrysku benzyny do komory spalania. Dodatkowo i ujemne cechy wtrysku. Pompy wtryskowe benzynowe niskiego i wysokiego ciśnienia, do silników 4- oraz 2-suwowych. Analiza działania i wnioski na podstawie przykładów stosowania pomp wtryskowych benzynowych wytwórni Bosch do samochodów Mercedes-Benz i B.M.W. oraz motocykli N.S.U. i B.M.W.

M. MECHANIZMY PODWOZIA POJAZDÓW MECHANICZNYCH

247* 621—578.001.3 M BKPMot.

Elektromagnetyczne sprzęgła z pyłem żelaznym. „Elektromagnetische Eisenpulverkupplungen”. Auto Rev., Bern., tyg., nr 16, marz. 55, s. 19; 48 × 32 cm., 1 str., 2 fot., 3 rys. —

Opis nowej konstrukcji sprzęgieł produkcji amerykańskiej f-my Eaton Manufacturing Co. Czynnikiem przenoszącym moment jest pył składający się z cząstek żelaza i grafitu. Sprzęgło działa pod wpływem sił elektromagnetycznych. Sprzęgła elektromagnetyczne z pyłem żelaznym umożliwiają automatyzację skrzynek biegów.

248* 621—585 M BKPMot.

Nowe konstrukcje skrzynek biegów ZF. „Neue ZF-Getriebe konstruktionen”. Auto Rev., Bern., tyg., nr 33, lip. 55, s. 17; 48 × 32 cm, 1 str., 3 fot., 2 rys. —

Przegląd konstrukcji nowych typów skrzynek biegów produkcji niemieckiej firmy „ZF — Hydromedia” jest połączeniem hydraulicznej przetwornicy momentu z mechanicznym przełożeniem. Istnieją przy tym dwie możliwości przełączania biegów: całkowicie automatycznie bądź ręcznie. Przełączenie biegów odbywa się na drodze hydrauliczno-elektromagnetycznej.

249* 621.233.1:621.828.2.001.3 M BKPMot.

Mailander R.: **Elastyczne przeguby.** „Elastische gelenkupplungen”. Auto Rev., Bern., tyg., nr 8, luty 55, s. 16; 48 × 32 cm., 0,5 str., 2 fot., 3 rys. —

Opis przegubu wału napędowego produkcji włoskiej firmy „Brevetti i Fabbri”. Przegub posiada dodatkowe elastyczne sprzęgło, które ma za zadanie zapobiegać uszkodzeniom układu przeniesienia w przypadku nadmiernych obciążeń.

250* 629.113.012.3:621—59 M BKPMot.

Urządzenie przeciw blokowaniu poszczególnych kół w czasie hamowania. „Gegen das Blockieren einzelner Räder beim Bremsen”. Auto Rev., Bern., tyg., nr 32, lip. 55, s. 20; 48 × 32 cm., 0,5 str., 1 fot. —

W samochodzie Mercedes-Benz 300 SLR wprowadzone zostało urządzenie zezwalające na odblokowywanie poszczególnych kół. Zablockowanie koła występuje w wyniku intensywnego hamowania. Urządzenie umożliwia wtrysk kilku kropel oleju na układziny hamulcowe, wystarcza dla odpowiedniego zmniejszenia współczynnika tarcia.

T. TECHNOLOGIA I PRODUKCJA

251* 621.775.7.001.8:621.822.5 T BKPMot.

Eudier M.: **Możliwości metalurgii spieków i ich zastosowanie w przemyśle samochodowym.** „Les possibilités de la métallurgie des poudres et ses applications à l'industrie automobile”. SIA J. Paris, mies., t. 27; nr 6, czerw. 55, s. 257; 6 str., 4 rys., 2 wyk. — Omówienie obecnej metalurgii spieków oraz własności otrzymywanych materiałów. Spieki porowate znalazły szersze zastosowanie w przemyśle samochodowym przy wykonywaniu łożysk ślizgowych i przewodnic zaworów. Spieki o wyższym ciśnieniu stosuje się w miejsce mniejszych odlewów żeliwnych.

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 dokumentację naukowo-techniczną, jak i oddzielne jej działy lub poszczególne zagadnienia i tematy techniczne. CIDNT wykonuje (za zwrotem kosztów) fotokopie i mikrofilmy publikacji objętych zarówno Przeglądem Dokumentacyjnym, jak i kartami dokumentacyjnymi.

WSPÓŁPRACA INSTYTUTU TRANSPORTU SAMOCHODOWEGO Z „TECHNIKĄ MOTORYZACYJNĄ”

Czytelnikami „Techniki Motoryzacyjnej” byli dotychczas przede wszystkim konstruktorzy i wytwórcy samochodów, których organem jest to czasopismo. Naturalnym biegiem rzeczy „Technika Motoryzacyjna” poruszała głównie problemy, stanowiące temat bezpośredniego zainteresowania tych dwóch grup czytelników, a więc zagadnienia konstrukcji i produkcji taboru. Eksploatatorzy samochodu, zarówno bezpośrednio użytkujący tabor pracownicy przedsiębiorstw transportu publicznego i branżowego oraz transportu własnego jak i zajmujący się jego obsługą i naprawą pracownicy T.O.S. i Z.N.S. oraz stacji obsługi przedsiębiorstw transportowych byli czytelnikami raczej drugoplanowymi. Wiadomości, czerpane przez tych czytelników z Techniki Motoryzacyjnej miały charakter jedynie informacyjny.

Takie wzajemne ustawienie czasopisma i czytelników, zgodne z ogólnym schematem specjalizacji pracy technicznej, jest całkowicie sprzeczne z nastawieniem obu grup samochodowców, uważających się za jedno środowisko. Dla konstruktora i wytwórcy samochodu głos użytkownika eksploatującego, obsługującego i naprawiającego stanowi nie tylko opinię o celowości pewnych rozwiązań konstrukcyjnych i metod produkcyjnych. Jest on w daleko większym stopniu drogowskazem do wyszukiwania właściwej drogi postępu technicznego na polu konstrukcji i produkcji, wskazuje bowiem na popełnione zaniedbania i niedociągnięcia, podkreśla najistotniejsze czynniki, wpływające na rozszerzenie zakresu stosowania samochodu, na potaniecie jego eksploatacji, na zwiększenie przebiegów rocznych i wzrost długowieczności samochodu.

W ten sposób głos zainteresowanego i fachowego użytkownika staje się jakby częścią składową dokumentacji konstrukcyjnej i produkcyjnej. Daje on konstruktorowi podstawy do należytej ujętej i ciągłej modernizacji sprzętu oraz do przyszłych projektów i opracowań nowych typów samochodów; wytwórcy natomiast daje rzeczowe podstawy do przygotowywania bezustannej rozbudowy warsztatu pracy i ulepszania metod pracy pod względem jakości, przepustowości stanowisk i obniżenia kosztów wytwarzania.

Redakcja Techniki Motoryzacyjnej, organizując współpracę na jej łamach obok konstruktorów i wytwórców, również i eksploatatorów, poszła w kierunku racjonalizacji swojej tematyki i bardziej wszechstronnego zaspokajania potrzeb swoich dotychczasowych czytelników. Zarazem znalazła przez to drogę do nowego, niewątpliwie nawet liczniejszego grona, wśród którego dotychczas była zbyt mało czytana.

W ramach tej współpracy Instytut Transportu Samochodowego przystępuje do publikowania komunikatów o swoich pracach na łamach Biuletynu Informacyjnego ITS, załączanego do Techniki Motoryzacyjnej. Dążyć on będzie w ramach podjętej akcji do zacieśnienia więzi między obu grupami samochodowców i do ułatwienia samochodowcom konstruktorom i wytwórcom korzystania ze swoich doświadczeń oraz z doświadczeń całego pionu eksploatacyjnego.

Instytut Transportu Samochodowego oczekuje na rzeczową krytykę i uwagi odnośnie doboru materiału, jego poziomu i sposobu opracowywania Biuletynu celem wykorzystania przy następnych numerach.

K.G.

WZORCOWY PROCES TECHNOLOGICZNY OBSŁUGI SAMOCHODU STAR 20

Stojące przed transportem samochodowym zagadnienia wynikające z wzrastającego tempa rozwoju gospodarczego naszego kraju wymagają między innymi stałego rozwoju zaplecza technicznego transportu samochodowego.

Jest rzeczą oczywistą, że rozwój zaplecza technicznego nie może ograniczać się wyłącznie do strony ilościowej. Konieczność zwiększenia sprawności przewozów i przedłużenia przebiegów międzynaprawczych wymaga, między innymi, stałego podnoszenia sprawności technicznej obsługiwanego taboru.

Jednym z czynników warunkujących podniesienie sprawności technicznej taboru samochodowego jest nieustanny rozwój obsługi technicznej oraz wysoki jej poziom.

Osiągnięcie odpowiedniej jakości obsługi technicznej wymaga ustalenia wyraźnego i dokładnego planu wykonania poszczególnych operacji obsługowych, ustalenia ich zakresu i kolejności.

Brak takiego planu znacznie utrudnia ustalenie odpowiedniej ilości potrzebnych materiałów i części zamiennych, jak również przygotowania narzędzi, przyrządów i dostarczenie ich na stanowiska pracy w odpowiednim czasie.

W czasie wykonywania obsługi technicznych występuje konieczność przestrzegania dyscypliny technologicznej, a więc pracy zgodnej z przyjętym planem, zarówno co do kolejności oraz zakresu, jak i metody jej przeprowadzenia. Konieczność

ta powoduje potrzebę ustalenia jednolitego procesu technologicznego obsługi.

Opracowane w kraju do chwili obecnej procesy technologiczne obsługi mają jedynie charakter ramowy i nie dają dokładnej odpowiedzi na pytania, w jaki sposób, w jakiej kolejności, za pomocą jakich urządzeń i narzędzi należy czynności obsługowe wykonywać.

Z uwagi na powyższe Instytut Transportu Samochodowego przystąpił do opracowania wzorcowego procesu technologicznego obsługi samochodu Star 20.

W czasie opracowywania zaistniała konieczność ustalenia jednolitej dokumentacji technologicznej. W tym celu zostały wykonane wzory karty operacyjnej i karty planu technologicznego, zatwierdzone następnie jako normy resortowe Ministerstwa Transportu Drogowego i Lotniczego.

Całość opracowania procesu technologicznego poszczególnych obsług obejmuje wspomniane karty operacyjne i karty planu technologicznego. Wypełniona karta operacyjna w części nagłówkowej obejmuje takie rubryki jak: nazwa zakładu (ści obsługi), marka i typ pojazdu, numer karty, symbol rodzaju obsługi, nazwy zespołu i podzespołu będących przedmiotem operacji. Dalsze rubryki obejmują: nazwę operacji, numer stanowiska, ilość pracowników, ich specjalność i grupy zaszere-

gowania, czas trwania operacji, potrzebne urządzenia, wyposażenie stanowiska i materiały.

Następną rubrykę stanowią warunki techniczne, jakim powinien odpowiadać obsługujący zespół lub podzespół.

Treść i szkic operacji obsługowej stanowi zasadniczą część karty operacyjnej i w zależności od objętości obejmuje jeden lub więcej arkuszy.

Karta planu technologicznego zawiera kolejny spis operacji z uwzględnieniem numerów stanowisk, urządzeń i wyposażenia, materiałów, ilości pracowników, ich specjalności i grup zaszerogowania oraz czasu operacji.

Należy zaznaczyć, że instrukcja obsługi samochodu Star 20 wydana przez wytwórnię przewiduje cztery obsługi techniczne samochodu, przy czym obsługa czwarta jest obsługą sezonową.

W przeciwieństwie do wspomnianej instrukcji proces technologiczny opracowany przez I.T.S. obejmuje jedynie obsługi techniczne pierwszą i drugą oraz obsługę sezonową, nie przewiduje natomiast stosowania obsługi technicznej trzeciej. Jest to spowodowane koniecznością ustalenia ilości obsług technicznych i zakresu ich prac, jednakowych dla różnego rodzaju samochodów. Ograniczenie ilości obsług technicznych do dwóch jest technicznie i ekonomicznie uzasadnione i poparte wynikami licznych badań Instytutu.

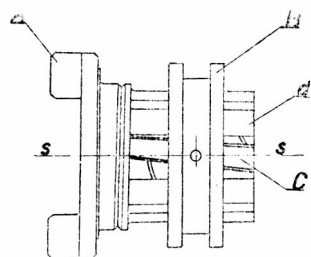
Opracowany wzorcowy proces technologiczny obsługi samochodu Star 20 został przekazany C.Z.P.K.S. oraz T.O.S. Wprowadzenie wzorcowego procesu we wszystkich stacjach obsługi wymienionych przedsiębiorstw pozwoli na podniesienie jakości obsługi technicznej i obniżenie kosztów utrzymania samochodu.

J.C.

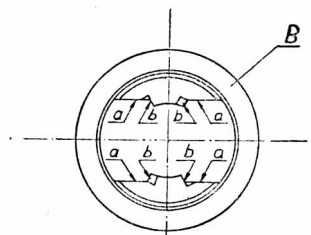
REGENERACJA ELEMENTÓW PRZYSPIESZACZA POMP WTRYSKOWYCH

Wobec dużych trudności, na jakie często natrafiają Zakłady Napraw Samochodowych z braku części zamiennych, Instytut Transportu Samochodowego opracował metodę regeneracji przyspieszacza pomp wtryskowych.

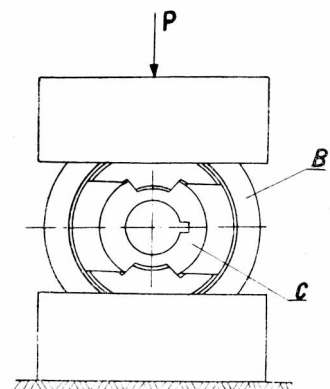
Przyspieszacz składa się z trzech elementów „A”, „B” i „C” (rys. 1).



Rys. 1. Przyspieszacz wtrysku



Rys. 2. Pierścień przyspieszacza



Rys. 3. Schemat spęczania pierścienia „B” w foremniku

Moment napędzający pompę przenoszony jest przez elastyczne sprzęgło na kły elementu „A”. Następnie przez płaszczyzny równoległe „a” (rys. 2). Ze sprzęgła kłowego przenosi się na pierścień „B”. Skąd poprzez wypusty (płaszczyzny „b” — rys. 2) przekazywany jest na prowadnicę „C”, osadzoną na końcu wałka krzywkowego pompy wtryskowej. Regulację, czyli zmianę położenia kąтового sprzęgła kłowego „A” względem prowadnicy „C” otrzymujemy przez ruch wzdłuż osi „s” pierścienia „B”, którego wypusty przesuwają się po rowkach elementu „C”.

Wzajemne dopasowanie tych elementów wpływa na dokładność chwili wtrysku, zależnie od obrotów silnika. Jeżeli luzy pomiędzy współpracującymi elementami wzrosną, wówczas otrzymujemy przypadkowe przestawianie się momentu wtrysku paliwa. Daje to w efekcie nierównomierną pracę silnika i niższą sprawność.

Bezwzględne pomiary dokładności wykonania współpracujących elementów w Zakładach nie przystosowanych do ich wytwarzania są bardzo trudne. Jednak przydatność do pracy można sprawdzić nie używając drogich sprawdzianów, mianowicie w ten sposób, że wykonujemy pomiar sumarycznego luzu. Unieruchamiamy wtedy prowadnicę „D” i sprzęgło kłowe „A”, przesuwamy

zaś pierścień „B” wzdłuż osi „S” (rys. 1) odczytując na czujniku wartości odchyłek. Przy nowych przyspieszaczach wtrysku przesunięcie to jest mniejsze od 1 mm. Elementy otrzymane do regeneracji wykazały przesunięcia wzdłużne około 4 — 5 mm oraz powierzchnie ich były niesymetrycznie zużyte. Luz między współpracującymi elementami był w granicach od 0,1 — 0,5 mm. Po dokładnym zbadaniu charakteru zużyć zdecydowano przyspieszacz regenerować wykorzystując dwa sposoby: spęczanie pierścienia „B” oraz chromowanie zużytych powierzchni. Regenerację poszczególnych elementów przeprowadzono w następujący sposób:

1. Prowadnica przyspieszacza „C”

Powierzchnię zewnętrzną prowadnicy przeszlifowano celem usunięcia nierównomiernych zużyć, a następnie pochromowano nakładając warstwę chromu około 0,1 mm. Podczas chromowania rowki pod wpusty zabezpieczono ołowiem.

2. Sprzęgło kłowe przyspieszacza wtrysku „A”

Otwór sprzęgła i płaszczyzny równoległe „d” przeszlifowano celem pozbycia się nierównomiernych zużyć z zachowaniem symetrii obu płaszczyzn względem osi sprzęgła.

3. Pierścień przyspieszacza wtrysku „B”

Powierzchniami prowadzącymi w pierścieniu są płaszczyzny równoległe „a” oraz cztery płaszczyzny boczne wypustu „b” (rys. 2).

Pierścień przesuwając się płaszczyznami „a” po sprzęgle kłowym oddziałuje płaszczyznami „b” na prowadnicę, obracając ją o pewien kąt dodatni lub ujemny. Wobec tego najpierw pierścień zewnętrzny spęczono w foremniku (rys. 3) na ręcznej prasie hydraulicznej z siłą równą 8000 kg. Tak odkształcony pierścień nasadzono na prowadnicę „C” i dotarto powierzchnie śrubowe „b” (rys. 2) wypustu. Po dopasowaniu tych dwóch elementów („B” z „C”) wstawiono prowadnicę „C” do sprzęgła „A” i ręcznie dopiłowano płaszczyzny „a” (rys. 2). Ażeby przedłużyć okres pracy pierścienia pokryto warstwą chromu o grubości około 3 μ powierzchnie „a” i „b” elementu „B” po dopasowaniu. Uzyskano w ten sposób współpracę powierzchni chromowanych ze stalowymi, co daje mniejszy współczynnik tarcia. Podany sposób regeneracji pozwoli Zakładowi pokryć niedobór importowanych przyspieszaczy i wykonać plan produkcyjny.

R. S.



PRZEGLĄD TECHNICZNY — organ główny Naczelnej Organizacji Technicznej — Nr 9—10/55 zawiera następujące artykuły:

- Dziesięć lat wspólnej drogi.
- Dziesięć lat pomocy ZSRR dla hutnictwa polskiego — inż. Z. Musialik, inż. M. Kowalewski.
- Pomoc ZSRR w rozwoju polskiego przemysłu maszynowego — inż. Z. Keh.
- Pomoc ZSRR w rozwoju energetyki w Polsce Ludowej — inż. B. Leszek.
- O wprowadzeniu radzieckich metod w budownictwie przemysłowym — inż. M. Rzędowski.
- Ekonomia przemysłu i nowa technika — N. Niekrasow.
- Zagadnienie wzrostu wydajności pracy w ustroju socjalistycznym — P. Chromow.
- Drogi wzmoczenia wydajności pracy w przemyśle budowy maszyn — K. Klimienko.
- Ujawnienie rezerw wewnątrzzakładowych za pomocą metod statystycznych — M. Ejdelman.

- O niektórych ważniejszych przodujących metodach radzieckich — prof. dr inż. N. Biegeleisen-Żelazowski.
- Dlaczego wprowadzenie przodujących metod pracy napotyka w naszym przemyśle na opory — C. W.
- Radziecka książka techniczna w Polsce — inż. E. Górecki.
- Czasopisma radzieckie — M. Szulc.
- Organizacja informacji naukowo-technicznej w ZSRR — A. Z.
- Muzea techniki i upowszechnianie wiedzy naukowo-technicznej w ZSRR — inż. D. Gajewski.
- Rola Przeglądu Technicznego w rozwoju polskiej techniki, IV — dr J. Pazdur.

Oprócz w/w artykułów zeszyt zawiera: Nowiny techniczne z prasy zagranicznej. Wolną Trybunę. Sprawy organizacyjne NOT i stowarzyszeń. Krytykę i Bibliografię. Kronikę. Biuletyn CIDNT. Przegląd Dokumentacyjny Zagadnień Dokumentacji. Biuletyn GUM. Przegląd Dokumentacyjny Metrologii.

INŻYNIEROWIE, TECHNICY, ZAOPATRZENIOWCY

realizujcie zdobycze postępu technicznego

Storujcie

„DENSO”

niezawodne w użyciu taśmy plastyczne
wodo i gazoszczelne, jako zabezpieczające przed korozją.

„DENSO”

Produkcja: Warszawskie Zakłady Przemysłu Chemicznego

PRZEDSIĘBIORSTWO PAŃSTWOWE

WARSZAWA, UL. GRODZIŃSKA 21/29 tel. 902-51,52

Dystrybutor: Ministerstwo Przemysłu Materiałów Budowlanych

BIURO SUROWCÓW MINERALNYCH

WARSZAWA, AL. NIEPODLEGŁOŚCI 188-b dokąd należy wysłać zamówienia

Na żądanie wysyłamy pełną dokumentację techniczną.

KSIĄŻKI TECHNICZNE DLA ROBOTNIKÓW

Spis ten obejmuje zarówno książki znajdujące się w obrocie księgarskim, jak wyczerpane. Te ostatnie znaleźć można i korzystać z nich w bibliotekach.

Mechanika — wybór

- BIELECKI S.: **Przyrządy do pomiaru ciśnienia i temperatury.** 1955, s. 80, zł 3.—
- BLESZYŃSKI T.: **Spawanie szyn termitem.** 1953, s. 44, zł 3.—
- BORKOWSKI W.: **Praca na automatach tokarskich.** Seria „Będe Fachowcem”. 1954, s. 68, zł 2.50
- BOSSE E.: **Wykonywanie tłoczników.** Tłum. z niem. K. Szopski. 1952, s. 78, zł 5.60
- CHRZANOWSKI M.: **Geometria dla robotników.** 1954, s. 90, zł 3.50
- GERST W., POPOW W.: **Szybkościowa obróbka metali w zakładach budowy maszyn.** Tłum. z ros. K. Ukielski. 1950, s. 94, zł 5.40
- HENNEL S., ROZPĘDEK S.: **Wysokowydajne toczenie nożem Kolesowa.** 1953, s. 56, zł 4.50
- KAMIŃSKI Z.: **Wiercenie.** Seria „Będe Fachowcem”. 1954, s. 40, zł 1.50
- KAWECKI J.: **Blacharstwo.** 1952, s. 238, zł 13.80
- KAWĘCKI W.: **Frezowanie.** Najprostsze roboty. 1955, s. 90, zł 3.50
- LISIAK K.: **Gwintowanie ręczne.** Seria „Będe Fachowcem”. 1954, s. 44, zł 2.—
- ŁUKASZEK J.: **Poradnik tokarza-metalowca.** 1953, s. 316, zł 25.20
- MAJEWSKI D.: **Arytmetyka dla robotników.** 1954, s. 172, zł 6.—
- MARDYKIN P. M.: **Produkcyjne metody skrobania.** Tłum. z ros. Z. Kościółek. 1952, s. 39, zł 1.—
- MERMON W.: **Jak obchodzić się z obrabiarką.** Seria „Będe Fachowcem”. 1954, s. 48, zł 2.—
- NIEŻEWIENKO G. S.: **Moje doświadczenia przy szybkościowej obróbce metali.** Tłum. z ros. Z. Żurawski. 1954, s. 65, zł 3.—
- NOISZEWSKI L.: **Pomocnik formierza.** Seria „Będe Fachowcem”. 1954, s. 70, zł 2.—
- ORDOWSKI S.: **Jak posługiwać się najprostszymi warsztatowymi narzędziami mierniczymi.** Seria „Będe Fachowcem”. 1955, s. 32, zł 1.70
- PAWLIKOWSKI J.: **Struganie.** Seria „Będe Fachowcem”. 1954, s. 42, zł 2.40
- PAWLIKOWSKI J.: **Struganie i strugarki.** 1950, s. 100, zł 4.70
- PILARCZYK J.: **Kurs spawania elektrycznego w pytaniach i odpowiedziach.** Wyd. 4. 1954, s. 91, zł 2.50
- PIOTROWSKI P.: **Najprostsze roboty tokarskie w kłach.** 1954, s. 88, zł 4.—
- PIOTROWSKI P.: **Obróbka metali pilnikiem.** Seria „Będe Fachowcem”. 1954, s. 87, zł 4.90
- PIOTROWSKI P.: **Slusarstwo.** Wyd. 2. 1954, s. 156, zł 9.—
- PIWŃSKI T.: **Formowanie za pomocą modeli uproszczonych.** 1955, s. 155, zł 5.—
- PIWŃSKI T.: **O czym powinien wiedzieć rdzeniarz.** 1953, s. 84, zł 5.—
- STAUB F.: **Zastosowanie mikroskopu do badania stali i żeliwa.** Wyd. 2. 1954, s. 63, zł 3.—
- STAUB F.: **Zastosowanie mikroskopu do badań stopów metali nieżelaznych.** 1955, s. 112, zł 14.—
- ŚWIĄTEK J.: **Pomoc przy obsłudze żeliwiaka.** Seria „Będe Fachowcem”. 1954, s. 47, zł 2.—
- SZUPP B.: **Kurs spawania acetylenowego w pytaniach i odpowiedziach.** Wyd. 5 niezmiennione. 1953, s. 108, zł 4.—
- TERMAN E., TURIN M.: **Szybkościowe metody pracy tokarza H. S. Bortkiewicza.** Tłum. z ros. S. Grzymałowski. 1950, s. 60, zł 3.—
- VOELLNAGEL A.: **O warsztatowych narzędziach mierniczych.** Seria „Będe Fachowcem” 1954, s. 56, zł 2.—
- WINOGRADOW L.: **Podstawowe wiadomości dla ustawiaczy tłoczników.** Tłum. z ros. R. Baranowicz. 1951, s. 60, zł 3.—
- WITKOWSKI J.: **Szkicowanie techniczne.** 1953, s. 67, zł 3.50
- ZIELIŃSKI P.: **Ładowacz żeliwiaka.** 1955, s. 59, zł 2.20
- Energoelektryka i przemysł elektrotechniczny — wybór**
- DOBROWOLSKI T.: **Światłówka i jej zastosowanie.** 1955, s. 71, zł 3.20
- ELBAUM J., REICHER J.: **Elektryczne aparaty rozruchowe i regulacyjne.** Montaż — obsługa — naprawa. 1954, s. 215, zł 12.—

- GODLEWSKI G.: **Stacje transformatorowo-rozdzielcze napowietrzne.** Budowa i montaż. 1955, s. 256, zł 20.—
- GRABOWSKI Z.: **Napowietrzne linie elektroenergetyczne.** Budowa i eksploatacja. 1955, s. 256, zł 20.—
- LIS B.: **Liczniki energii elektrycznej.** Działanie — użytkowanie — instalowanie. 1953, s. 140, zł 7.50
- NAZAREWSKI J.: **Racjonalizatorstwo w Zakładach Wytworczych Aparatów Wysokiego Napięcia im. J. Dymitrowa.** 1955, s. 112, zł 5.50
- PYSZKOWSKI L.: **Instalacje elektryczne przewodem kabelkowym.** 1954, s. 43, zł 3.—
- SKONIECZNY M.: **Elektryczne przyrządy pomiarowe.** 1953, s. 100, zł 5.50
- SZALEK R.: **Światłówki.** Działanie — montaż — eksploatacja. 1954, s. 59, zł 3.50
- URBANOWICZ H.: **Posługiwanie się schematami w energoelektryce.** 1955, s. 92, zł 4.10
- ŻOŁĘDZIOWSKI S.: **Próby stanu izolacji kabli elektroenergetycznych.** 1954, s. 44, zł 3.—
- ŻYCKI Z.: **Obsługa silnika synchronicznego.** 1954, s. 61, zł 3.50

Teleelektryka — wybór

- BARANOWSKI J.: **Bezpieczna obsługa radiowęzła.** Bibl. Radiomechanika. 1955, s. 79, zł 3.—
- BATRAKOW A. W., KŁOPOW A. J.: **Poznaj odbiornik telewizyjny.** Tłum. z ros. W. Rabęcki. 1955, s. 59, zł 2.50
- BODAK S. I.: **Wskazówki do montażu aparatury radiowej.** 1955, s. 170, zł 8.—
- KŁOPOW A. J.: **Telewizja.** Tłum. z ros. W. Rabęcki. 1955, s. 89, zł 4.20
- SZCZUREK M.: **Poradnik radioamatora.** 1954, s. 463, zł 28.—

Chemia — wybór

- ALEKSANDROWICZ A.: **Wskazówki dla początkującego laboranta.** Bibl. Laboranta. 1954, s. 40, zł 1.50
- BIELAWA M.: **Wazelny w fabryce farb i lakierów.** Seria „Będe Fachowcem”. 1955, s. 56, zł 2.—
- BIELECKI S.: **Przyrządy do pomiaru ciśnienia i temperatury.** 1955, s. 80, zł 4.—
- BUCZYŁO E.: **Co powinien wiedzieć pracownik obsługujący nitrator.** 1954, s. 44, zł 2.—
- BUCZYŁO E.: **Suszenie w przemyśle chemicznym.** Seria „Będe Fachowcem”. 1954, s. 44, zł 2.—
- CHMIELECKI A.: **Wulkanizacja opon i detek.** 1955, s. 72, zł 3.—
- CZAJKOWSKI L.: **Wskazówki dla obsługujących mieszkarkę samoczynną.** Seria „Będe Fachowcem”. 1954, s. 44, zł 2.—
- GDYNIA J., KACUGA Z., PAŁYS K.: **Surowce do produkcji kwasu siarkowego.** Seria „Będe Fachowcem”. 1954, s. 50, zł 2.50
- KOZULIN N.: **Wskazówki dla gotowacza lakierów.** Tłum. z ros. E. Zawada. 1951, s. 60, zł 2.70
- KOZULIN N.: **Wskazówki dla przecieracza farb.** Tłum. z ros. E. Zawada. 1951, s. 56, zł 1.80
- LESZCZYŃSKI S.: **Obsługa pieców wapiennych i lasowników wapna.** Seria „Będe Fachowcem”. 1955, s. 59, zł 2.50
- NAJBERG M.: **Obsługa akumulatorów ołowianych.** Seria „Będe Fachowcem”. 1954, s. 59, zł 3.20
- RACZKOWA Ł. W.: **Naprawa opon samochodowych.** Tłum. z ros. R. Bojarzyński. 1955, s. 93, zł 4.50
- RIEDL W.: **Jak mierzymy ciśnienia i temperatury w przemyśle.** 1954, s. 50, zł 3.—
- SIEKOWANOW S.: **Krótki zarys procesu karbonizacji przy produkcji sody kalcynowanej.** Tłum. z ros. I. Płoński. 1951, s. 81, zł 4.50
- STAPF H.: **Podstawy chemii i technologii dla zatrudnionych w przemyśle.** Tłum. z niem. Z. Bańkowski. 1953, s. 376, zł 28.50
- WEAVER E. C., FOSTER L. S.: **Chemia otaczającego nas świata.** Tłum. z ang. H. Zamojska i T. Zamoyski. 1950, s. 158, zł 7.70
- ZASŁAWSKI Z.: **Wskazówki dla obsługujących filtry w zakładach sodowych.** Tłum. z ros. K. Piętka. 1952, s. 50, zł 4.—