



Inż. JAKUB Z. BUJAK

CIŚNIENIE DOŁADOWANIA A PRZYROST MOCY CZTEROSUWOWYCH SILNIKÓW DIESLA

Praca przedstawiona Politechnice Lwowskiej dnia 10 czerwca 1936 r. i przyjęta jako rozprawa doktorska przez Radę Wydziału Mechanicznego Politechniki Lwowskiej dnia 20 stycznia 1937 r. na wniosek Komisji Egzaminu Doktorskiego w składzie:

Przewodniczący: Dziekan Prof. Dr A. Plamitzer

Referent Główny: Prof. Dr Inż. R. Witkiewicz

Koreferent: Prof. Dr Inż. L. Eberman

Członek Komisji: Prof. Dr Inż. W. Borowicz

Egzamin ścisły odbył się dnia 20 lutego 1937.

WYDANE Z ZAPOMOGI AKADEMII NAUK TECHNICZNYCH
WARSZAWA – 1937.

Pamięci Dr Inż. ADAMA WICIŃSKIEGO

pracę tę poświęcam

Inż. JAKUB Z. BUJAK

CIŚNIENIE DOŁADOWANIA A PRZYROST MOCY CZTEROSUWOWYCH SILNIKÓW DIESLA

Praca przedstawiona Politechnice Lwowskiej dnia 10 czerwca 1936 r. i przyjęta jako rozprawa doktorska przez Radę Wydziału Mechanicznego Politechniki Lwowskiej dnia 20 stycznia 1937 r. na wniosek Komisji Egzaminu Doktorskiego w składzie:

Przewodniczący: Dziekan Prof. Dr A. Plamitzer

Referent Główny: Prof. Dr Inż. R. Witkiewicz

Koreferent: Prof. Dr Inż. L. Eberman

Członek Komisji: Prof. Dr Inż. W. Borowicz

Egzamin ścisły odbył się dnia 20 lutego 1937.

WYDANE Z ZAPOMOGI AKADEMII NAUK TECHNICZNYCH
WARSZAWA – 1937.

SPIS TREŚCI:

	Str.
Spis wykresów.	7
Oznaczenia	8
<i>Wstęp</i>	9
Znaczenie doładowania silników spalinowych. Potrzeba ustalenia związku między ciśnieniem doładowania a mocą silnika. Warunki w jakich powstała niniejsza praca.	
<i>I. Związki termodynamiczne między ciśnieniem doładowania a mocą silnika.</i>	13
1. Ciśnienie doładowania a wagowa ilość powietrza	13
A. Doładowanie bez chłodzenia sprężonego powietrza doładującego	13
B. Doładowanie chłodzonym powietrzem doładującym	18
2. Przepłukanie a wagowa ilość powietrza.	18
A. Przepłukanie bez doładowania.	18
B. Przepłukanie łącznie z doładowaniem	21
3. Dyskusja związku wagowej ilości powietrza z ciśnieniem doładowania i z przepłukaniem (wzory 1 — 6).	25
4. Przyrost mocy silnika Diesla przy zastosowaniu doładowania	29
A. Spalanie z tym samym nadmiarem powietrza co przed doładowaniem	30
B. Spalanie przy pozostawieniu w cylindrze tej samej ilości niespalonego tlenu, co przed doładowaniem	33
C. Temperatura wydmuchu jako czynnik ograniczający przyrost mocy przy doładowaniu	39
D. Wykresy przyrostu mocy przy doładowaniu z uwzględnieniem temperatur wydmuchu (wykresy „ p_e i t_w ”)	41
<i>II. Dyskusja zależności przyrostu mocy od ciśnienia doładowania na podstawie skonstruowanych wykresów „p_e i t_w”.</i>	45
Stopień dokładności wykresów. Różnica w przyroście mocy silników słabo i mocno wyzyskanych. Porównanie wykresów z danymi doświadczalnymi: silniki z doładowaniem Wibu dla $n = 300$ i $n = 800$; silnik z doładowaniem Büchi dla $n = 800$; znaczenie przepłukania w doładowaniu Büchi; silnik z doładowaniem Büchi $n = 1400$; silniki z wysokim stopniem przepłukania; silniki wolnobieżne $n = 100 — 170$; silniki doładowywane powietrzem o temperaturze otoczenia.	

<i>III. Wpływ doładowania na warunki spalania</i>	63
Zmiana warunków spalania wskutek doładowania. Doniosłość praktyczna tego zjawiska. Konieczność wyregulowania spalania w silnikach doładowywanych. Omówienie silników: sprężarkowych, bezsprężarkowych (wstrzyk bezpośredni, komora wirowa, komora wstępna). Przykłady z praktyki. Wpływ doładowania na ciśnienie spalania.	
<i>Streszczenie</i>	74

Spis wykresów:

1. Wykres przepływu ciepła między dnem tłokowym a gazami w cylindrze.
 2. Przyrost wagowej ilości powietrza w zależności od ciśnienia doładowania.
 3. Moc strat własnych silnika w zależności od ciśnienia doładowania dla N_e bez doładowania = 100 KM.
 4. Stosunkowy przyrost mocy diesla wskutek doładowania, przy zachowaniu stałej ilości niespalonego tlenu dla różnych nadmiarów powietrza λ przed doładowaniem. (Doładowanie powietrzem sprężonym adiabatycznie).
 5. Stosunkowy przyrost mocy diesla wskutek doładowania, przy zachowaniu stałej ilości niespalonego tlenu, dla różnych nadmiarów powietrza λ przed doładowaniem. (Doładowanie powietrzem ochłodzonym do temperatury otoczenia).
 6. Związek między λ a p_e .
 7. Wykres $t_w = f\left(p_e \cdot \frac{P_1}{P_0}\right)$, (wykres „ p_e i t_w ”), (konstrukcja).
 8. Średnie ciśnienia efektywne i temperatury wydmuchu diesla bezsprężarkowego, $n = 300$ obr/min., $V_{cyl.} = 30$ l w zależności od ciśnienia doładowania.
 9. Charakterystyka silnika 1C30/45 przed i po doładowaniu.
 10. Wykresy indykatorowe (słabą sprężyną) silnika C30/45 przed i po doładowaniu.
 11. Charakterystyka silnika 4CF30/45 z doładowaniem „Wibu”.
 12. Średnie ciśnienia efektywne i temperatury wydmuchu diesla bezsprężarkowego, $n = 800$ obr/min., $V_{cyl.} = 10$ l w zależności od ciśnienia doładowania.
 13. Charakterystyka silnika 6V18/25 przed i po doładowaniu.
 14. Postępy doładowania syst. Büchi.
 15. Wpływ ciśnienia w rurze wydmuchowej na wysokość temperatury wydmuchu.
 16. Średnie ciśnienia efektywne i temperatury wydmuchu diesla bezsprężarkowego, $n = 1400$ obr/min. $V_{cyl.} = 3-4$ l w zależności od ciśnienia doładowania.
 17. Wykres temperatur wydmuchu silnika 1P14/17, $d = 140$ mm; $s = 170$ mm; $V_{cyl.} = 2,62$ l; $n = 1500$ obr/min.
 18. Charakterystyka silnika Maybacha $12 \times 160/200$, $n = 1400$ obr/min. z doładowaniem Büchi.
 19. Średnie ciśnienia efektywne i temperatury wydmuchu diesla sprężarkowego, $n = 100-170$ obr/min., $V_{cyl.} = 160-600$ l.
 20. Średnie ciśnienia efektywne i temperatury wydmuchu diesla bezsprężarkowego z wysokim stopniem przepłukania, $V_{cyl.} = 220-460$ l, $n = 120-160$ obr/min.
 21. Średnie ciśnienia efektywne i temperatury wydmuchu szybkobieżnego diesla, $n = 1500-2000$ obr/min. przy doładowaniu powietrzem sprężonym izotermicznie.
 22. Średnie ciśnienia efektywne diesla bezsprężarkowego w zależności od ciśnienia doładowania, $n = 2000$ obr/min., $V_{cyl.} \leq 2$ l.
 23. Przestrzeń spalania. a) silnika C30/45, b) silnika 1P14/17.
-

W S T Ę P.

Wyrazem rozwoju techniki jest dążenie do coraz to większej doskonałości i taniości produktu. W dziedzinie budowy silników spalinowych dążenie to przejawia się w stosowaniu silników o coraz to lepszym wykorzystaniu zainstalowanej objętości skokowej, przy równoczesnym zachowaniu możliwie dużej trwałości, niezawodności i ekonomii ruchu.

Są trzy drogi do osiągnięcia możliwie wysokiej mocy z danej zainstalowanej objętości skokowej silnika.

1. wysokie obroty.
2. możliwie duża ilość suwów roboczych na 1 obrót (dwusuw, obustronne działanie).
3. możliwie wysokie średnie ciśnienie efektywne.

W rozważaniach niniejszych zajmiemy się tylko trzecim z tych punktów, tj. sprawą wysokości średniego ciśnienia efektywnego.

Najprostszym i najoczywistszym sposobem osiągnięcia wysokiego średniego ciśnienia efektywnego (p_e) jest dobre opracowanie spalania, pozwalające mimo małego nadmiaru powietrza na osiągnięcie dobrego wyglądu wydmuchu i niskiego rozchodu paliwa. Idąc w tym kierunku bardzo prędko natrafimy jednak na granicę. W silnikach bezsprężarkowych dużych i średnich ta graniczna wartość średniego ciśnienia efektywnego przy obciążeniu trwałym wynosi 5,5 — 6,0 kg/cm². W silnikach małych typu trakcyjnego granica ta jest nieco wyższa i przekracza, czasem dość znacznie, 6 kg/cm². Te wysokie wartości p_e możliwe są jednak tylko dzięki charakterowi ruchu trakcyjnego, gdzie pełna moc wyzyskiwana bywa z reguły tylko w ciągu niezbyt długich okresów czasu. Zresztą wysokość p_e określona przez wytwórnę, zależy także w dużej mierze od ostrożności wytwórni. Pod tym względem charakterystyczna jest np. różnica między

średnimi ciśnieniami silników do wagonów motorowych MAN ($p_e = 5,2 \text{ kg/cm}^2$) i Maybacha ($p_e = 6,2$). Oba te silniki mają przy tym tę samą ilość obrotów i bardzo zbliżone wymiary cylindra.

Jak widać z powyższego przykładu, różnice w wartościach p_e , jakie mogą zachodzić nawet w najbardziej drastycznie różniących się między sobą przypadkach, nie przekraczają kilkunastu %. Wyżej, bez użycia specjalnych środków, podciągnąć p_e nie można.

Środkiem, który pozwala na osiągnięcie znacznie wyższego średniego ciśnienia efektywnego, jest doładowanie silników, polegające na wprowadzeniu do cylindra gazu o ciśnieniu wyższym, niż atmosferyczne.

Doładowanie silników spalinowych, w ciągu lat ostatnich coraz obszerniej stosowane, pozwala na bardzo znaczne podniesienie średniego ciśnienia efektywnego, a wysokość, jaką średnie ciśnienie efektywne może osiągnąć, związana jest ściśle z wysokością ciśnienia doładowania.

Największe zastosowanie przemysłowe dla doładowania silników czterosurowych posiada dotychczas urządzenie doładujące w postaci zespołu turbinowego, w którym turbina, pędzona wdmuchem silnika, sprzężona jest z turbodmuchawą, dającą powietrze dla doładowania. Na tej zasadzie oparte są doładowania systemu Büchi i Rateau.

W nielicznych wypadkach stosowane bywa dla czterosurowych silników Diesla doładowanie przy pomocy dmuchawy tłokowej lub obrotowej, pędzonej wprost od silnika, lub też osobnym silnikiem pomocniczym, najczęściej elektrycznym. Rozwiązanie takie (normalne dla silników lotniczych benzynowych) ma tę poważną wadę, że znaczne zapotrzebowanie mocy przez sprężarkę pogarsza rozchody paliwa. Z tego też powodu rozwiązanie to rzadko jest stosowane w przemyśle.

Dmuchawa tłokowa i obrotowa używana jest za to bardzo powszechnie dla przepłukiwania silników dwusurowych. We wszystkich niemal nowszych rozwiązaniach dwusuwu istnieje napełnienie cylindra powietrzem płuczącym o ciśnieniu wyższym, niż atmosferyczne; osiąga się to przez zamykanie przelotów wylotu wcześniej, niż przelotów płukania. Mamy więc do czynienia z doładowaniem silników dwusurowych. Ze względu na pozostawanie części spalin w cylindrze wskutek (często) niedoskonałego przepłukania, nie można jednak porów-

nywać takiego doładowania pod względem wysokości średniego ciśnienia efektywnego wprost z doładowaniem silników czterosu-
wowych.

Z innych sposobów zaletę dużej prostoty i taniości urządzenia posiada doładowanie dynamiczne, polegające na wykorzystaniu bezwładności słupa powietrza rozpędzonego w rurze ssącej.

Przy tym coraz powszechniejszym stosowaniu doładowania dziwnym się może wydać, że zasadnicza dla doładowania silników sprawa, sprawa zależności mocy silnika od ciśnienia doładowania nie została dotąd odpowiednio obszernie i szczegółowo omówiona i zbadana.

Wprawdzie w odniesieniu do silników wybuchowych wpływ ciśnienia i temperatury powietrza na moc silnika był obszernie i wielostronnie badany i posiada sporą literaturę, sprawa ta jest jednak traktowana głównie z punktu widzenia wpływu wysokości na silnik lotniczy, dotyczy więc przede wszystkim ciśnień niższych od atmosferycznego. Doładowanie zaś ciśnieniem wyższym od atmosferycznego, w szczególności jeśli idzie o silniki Diesla, posiada — jak dotąd — literaturę dość nieliczną.

W czasie prac nad własnym systemem doładowania, opracowanym wspólnie z ś.p. Dr Inż. A. Wicińskim¹⁾, zwróciłem uwagę na tę lukę w dziale — dla techniki silnikowej — bądź co bądź ważnym. Celem niniejszych rozważań jest ustalenie wzorów i wykresów, określających zależność przyrostu mocy od ciśnienia doładowania w silnikach spalinowych, przede wszystkim zaś w czterosuwowych silnikach Diesla, przy uwzględnieniu różnych czynników, mających wpływ na wielkość tego przyrostu.

Do zagadnienia tego starałem się podejść od strony praktycznej, wychodząc z prostych wzorów termodynamicznych i doświadczalnie znanych związków, występujących w silnikach a dążąc do możliwie jasnego, wykreślonego przedstawienia wyników.

Wiele rozumowań i przeliczeń opartych jest z konieczności na pewnych uproszczonych założeniach. Wszędzie jednak starałem się o możliwie dokładne sprecyzowanie tych założeń, oraz

¹⁾ Inż. A. Wiciński. Doładowanie dynamiczne systemu „Wibu”, Przegąd Techniczny, 1934, Nr 11.

Prof. L. Eberman. A new method of supercharging, The Motor Ship, April, 1935.

o ocenę wielkości błędu, spowodowanego przez odstępstwo od warunków rzeczywistych.

Dla sprawdzenia wyników teorii użyto danych doświadczalnych (częścią własnych, częścią zaś zebranych z literatury), pochodzących z pomiarów na około 10 silnikach Diesla różnych typów, wielkości, ilości obrotów, różnych wytwórni i z różnymi systemami doładowania. Cyfry doświadczalne zgadzają się całkiem dobrze z teorią, jeśli chodzi o silniki bez przepłukania. Jeśli zaś chodzi o silniki z przepłukaniem, występują w pewnych wypadkach pozorne rozbieżności, które jednak nie tylko dają się w zupełności wyłumaczyć, lecz nawet pozwalają na ilościowe określenie wpływu przepłukania.

Własne doświadczenia przeprowadzone były na stacji próbnej silników Wytwórni Parowozów Zakładów Ostrowieckich (dawniej Warsz. Spółka Akc. Budowy Parowozów). Przedmiotem pomiarów były silniki konstrukcji Prof. Ebermana, budowane przez Wytwornię, do których zastosowano doładowanie dynamiczne systemu „Wibu”, opracowane również na terenie tej Wytwórni.

Pragnę na tym miejscu złożyć podziękowanie Dyrekcji Wytwórni, która zawsze z pełnym zrozumieniem i zainteresowaniem odnosiła się do prac stacji próbnej silników.

I. ZWIĄZKI TERMODYNAMICZNE POMIĘDZY CIŚNIENIEM DOŁADOWANIA A MOCĄ SILNIKA.

1. Ciśnienie doładowania a wagowa ilość powietrza.

Na podstawie prostych rozważań termodynamicznych można wyprowadzić wzory, podające wzrost wagowej ilości powietrza w cylindrze w zależności od ciśnienia doładowania w różnych warunkach.

A. Doładowanie bez chłodzenia sprężonego powietrza doładowującego.

Założenia:

1. Przy ruchu bez doładowania powietrze zasysane jest z atmosfery o ciśnieniu około 1 kg/cm^2 .
2. Sprężanie powietrza doładowującego odbywa się adiabatycznie.
3. Sprężonego powietrza doładowującego nie chłodzi się.
4. Nagrzewanie się powietrza po wejściu do cylindra odbywa się w ten sposób, że ilość pobranego przez powietrze ciepła jest proporcjonalna do masy gazu (t. zn., że spowodowana ogrzaniem procentowa strata na masie gazu, zamkniętego w cylindrze, jest niezależna od wysokości doładowania).

Założenia 1 i 3 są jasne, natomiast założenia 2 i 4 wymagają pewnego objaśnienia.

Założenie 2. Przyjęto sprężanie adiabatyczne, jako najbardziej odpowiadające faktycznemu stanowi rzeczy, zarówno przy doładowaniu turbosprężarką, jak i dmuchawą tłokową, oraz przy doładowaniu dynamicznym. Jakkolwiek bowiem samo sprężanie odbywa się zazwyczaj po politropie o wykładniku mniejszym od wykładnika adiabaty wskutek strat ciepłych, to jednak z drugiej strony wskutek nieuniknionych strat na uderzenia, wiry i t. p., występuje pewne dodatkowe ogrzanie się powietrza, które sprawia, że temperatura końcowa odpowiada w przybliżeniu temperaturze przy sprężaniu adiabatycznym.

Założenie 4. Założenie to uczyniono dla uproszczenia obliczeń, jeśli bowiem procentowa strata na masie powietrza ~~dużo~~ tak ogrzania jest w obu wypadkach ta

sama, wielkość jej nie będzie miała wpływu na spowodowany doładowaniem stosunkowy wzrost masy powietrza zawartej w cylindrze. A chodzi właśnie o obliczenie tego wzrostu.

Spróbujmy określić wielkość błędu, popełnionego przez przyjęcie założenia 4. Powietrze wprowadzone do cylindra ogrzewa się wskutek:

- 1) zmieszania się z pozostałymi w cylindrze spalinami,
- 2) stykania się z gorącymi ścianami, otaczającymi przestrzeń spalania, przede wszystkim z dnem tłokowym.

Przyjmijmy, że temperatura powietrza przed wejściem do cylindra przy pracy bez doładowania wynosi 15°C . Obliczamy szacunkowo nagrzanie się powietrza wskutek zmieszania z resztą spalin zawartych w cylindrze ¹⁾.

$$\text{Temperatura powietrza} \quad T_0 = 288^{\circ}\text{K} = 15^{\circ}\text{C}.$$

$$\text{Temperatura spalin} \quad T_{sp} = 782^{\circ}\text{K}.$$

$$\text{Wagowy stosunek spalin do powietrza} \quad G_{sp}/G_0 = 0,034.$$

Przyjmujemy, że ciepło właściwe spalin i powietrza jest równe.

$$I_{sr} (G_{sp} + G_0) = T_{sp} G_{sp} + T_0 G_0$$

$$T_{sr} = \frac{T_{sp} \frac{G_{sp}}{G_0} + T_0}{\frac{G_{sp}}{G_0} + 1} = \frac{782 \cdot 0,034 + 288}{1,034} = 304^{\circ}\text{K} = 31^{\circ}\text{C}.$$

Początkowa temperatura powietrza wynosiła 15°C , więc nagrzanie powietrza wskutek zmieszania ze spalinami, pozostałymi w cylindrze, wynosi 16° .

Nagrzanie się powietrza od dna tłokowego, będącego najgorętszą częścią ścian przestrzeni cylindrowej, obliczono na str. 24 na 36° . Ponieważ chodzi tam o silnik mały, o wysokich temperaturach tłoka, należy przyjąć, że w średnich warunkach nagrzanie to będzie mniejsze. Przyjmujemy, że powietrze ogrzeje się od ścian cylindra o 30° . Zatem łączne nagrzanie powietrza zassanego do cylindra wyniesie ok. 45° a jego temperatura w chwili początku sprężania będzie 60°C .

Jakie będzie nagrzanie powietrza po wejściu do cylindra przy pracy z doładowaniem? Gdyby różnica temperatur ścianek i powietrza była stała, to (pod założeniem stałego współczynnika przenikania ciepła) ilość ciepła przechodzącego do powietrza byłaby również stała a ogrzanie odwrotnie proporcjonalne do wagowej ilości powietrza doładującego. W rzeczywistości jednak, ponieważ przy doładowaniu powietrzem sprężonym adiabatycznie temperatura powietrza wchodzącego do cylindra jest wyższa niż przy pracy bez doładowania (a zatem różnica temperatur ścianek i powietrza jest mniejsza), nagrzanie będzie mniejsze. Przyjęcie, że nagrzanie będzie odwrotnie proporcjonalne do ciśnienia powietrza doładującego będzie bliżej odpowiadało prawdzie. Przeliczmy to na przykładzie.

Przy pracy bez doładowania nagrzanie powietrza wynosi, jak to podano wyżej, 45° . Wagowa strata wskutek nagrzania wyniesie:

$$1 - \frac{288}{288 + 45} = 0,135, \text{ t. j. } 13,5\%$$

¹⁾ Na podstawie danych zawartych w pracy: F. Schmidt, Der indizierte Wirkungsgrad der kompressorlosen Dieselmachine, VDI-Forschungsheft 314, str. 15.

Przy doładowaniu powietrzem o ciśnieniu 2 ata strata, zgodnie z powyższym przyjęciem, powinna być dwa razy mniejsza, t. zn. powinna wynosić ok. 7^o/_o.

Temperatura powietrza sprężonego adiabatycznie do $p_1 = 2$ ata wyniesie:

$$T_1 = T_0 \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 288 \cdot 2^{0,286} = 288 \cdot 1,22 = 352^{\circ} \text{K} = 79^{\circ} \text{C}$$

Przyjmując średnią temperaturę ścianek cylindra na 250^o, otrzymamy jako różnicę temperatur ścianek i powietrza bez doładowania 250 — 15 = 235^o, zaś z doładowaniem 220 — 79 = 171^o.

Wagowa ilość powietrza w stałej objętości przy ciśnieniu 2 ata jest

$$\frac{1}{2^{\frac{1}{k}}} = 2^{0,71} = 1,64 \text{ razy większa niż przy 1 ata.}$$

Przyjmując współczynnik przenikania ciepła jako stały (t. j. pomijając wpływ zmiany ciśnienia powietrza napełniającego cylinder), otrzymamy, że o ile nagrzanie powietrza od ścianek przy pracy bez doładowania wyniosło 30^o, to teraz, przy doładowaniu powietrzem o ciśnieniu 2 ata wyniesie ono:

$$30 \cdot \frac{171}{235} \cdot \frac{1}{1,64} = 13^{\circ}$$

Ogrzanie wskutek zmieszania z pozostałymi w cylindrze spalinami obliczamy podobnie jak poprzednio:

$$\begin{aligned} T_1 &= 352^{\circ} & \frac{G_{sp}}{G_1} &= \frac{0,034}{1,64} = 0,021 \\ T_{sp} &= 782^{\circ} \end{aligned}$$

$$T_{sr} = \frac{781 \cdot 0,021 + 352}{1,021} = 361^{\circ} \quad \text{Ogrzanie: } 361 - 352 = 9^{\circ}$$

Całkowite ogrzanie powietrza doładowującego o ciśnieniu 1 ata po wejściu do cylindra wyniesie więc 13 + 9 = 22^o, zaś strata wagowa wskutek tego ogrzania będzie

$$1 - \frac{352}{352 + 22} = 0,06 \text{ t. j. } 6\%, \text{ a zatem w przybliżeniu tyle, ile wynika}$$

z przyjęcia nagrzania gazu odwrotnie proporcjonalnego do bezwzględnego ciśnienia gazu doładowującego.

Dla uproszczenia wzorów i przeliczeń pozostaniemy narazie przy założeniu 4 (procentowa strata powietrza wskutek ogrzania niezależna od ciśnienia doładowania), w ostatecznym jednak wykorzystaniu tych wzorów (Rys. 2, krzywe 2', 3', 5') powrócimy do omówionego tu dokładniejszego przyjęcia.

Całe powyższe obliczenie ma charakter jedynie orientacyjny. Nie uwzględnia ono dość znacznych różnic, jakie mogą zachodzić między silnikami różnych typów pod względem wysokości nagrzania powietrza. Wielkość cylindra, materiał tłoka, chłodzenie go i t. p. czynniki mają znaczny wpływ na nagrzanie powietrza po wejściu do cylindra.

Opierając się na powyższych założeniach wyprowadzimy wzory, podające wzrost wagowej ilości powietrza w cylindrze przy doładowaniu powietrzem sprężonym adiabatycznie.

Przez wysokość doładowania rozumieć będziemy spowodowany przez doładowanie stosunkowy wzrost ciśnienia ładowania, czyli bezwzględnego ciśnienia powietrza zawartego w cylindrze w chwili początku sprężania $\left(\frac{p_1}{p_0}\right)$. Wzrost ten jest

w pierwszym przybliżeniu — równy wzrostowi końcowego ciśnienia sprężania, przy niezmienionym objętościowym stosunku sprężania ϵ . Ściśle rzecz biorąc, wzrost końcowego ciśnienia jest nieco mniejszy od wysokości doładowania. Pochodzi to stąd, że wobec wyższego ciśnienia początkowego oraz wyższej temperatury powietrza przy doładowaniu, straty cieplne oraz skutek nieszczelności tłoka są większe, niż bez doładowania; powoduje to spadek wykładnika politropy sprężania, a co za tym idzie, niższy stosunkowy wzrost końcowego ciśnienia sprężania, niż początkowego.

Jeśli chodzi o silniki doładowywane przymusowo zapomocą dmuchawy obrotowej lub tłokowej, to stosunkowy wzrost początkowego ciśnienia sprężania jest wprost równy ciśnieniu powietrza doładowującego w ata (ściślej: w jednostkach równych rzeczywistemu ciśnieniu atmosferycznemu), mierzonemu w rurociągu dolotowym. Jeśli jednak chodzi o silniki doładowywane dynamicznie zapomocą urządzenia systemu Wibu, to w nich zmierzenie ciśnienia w rurociągu dolotowym nie da żadnej wskazówki, ciśnienie to bowiem stale pulsuje, przechodząc od podciśnień do nadciśnień. Konieczne jest więc wprowadzenie miary doładowania podanej wyżej.

Wskutek dławienia na stawidle ssącym początkowe ciśnienie sprężania przed doładowaniem jest niższe od ciśnienia zewnętrznego o pewną wielkość, która w przemysłowych silnikach Diesla wynosi 0,02 — 0,08 at. Jeśli więc po doładowaniu początkowe ciśnienie sprężania wzrośnie np. do 0,22 atn, to odpowiada to stosunkowemu wzrostowi ciśnienia ładowania $\frac{p_1}{p_0} = \frac{1,22}{0,98}$ do $\frac{1,22}{0,92} = 1,24$ do 1,32, w zależności od tego, jakie początkowe ciśnienie sprężania miał silnik przed doładowaniem. Mówiąc dalej ogólnie o „wysokości doładowania”, będziemy rozumieli przez to stosunkowy wzrost ciśnienia ładowania.

Zwiększenie ciśnienia powietrza, znajdującego się w objętości skokowej, w stosunku $\frac{p_1}{p_0}$ odpowiada wagowemu zwiększeniu ilości powietrza w stosunku:

$$\frac{G_1}{G_0} = \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (1)$$

Ze względu na zmniejszenie objętości spalin, zawartych w przestrzeni sprężania, wskutek wzrostu ciśnienia ładowania, dostaniemy dalsze zwiększenie wagowej ilości powietrza o:

$$G_0 \frac{T_{zas}}{T_{sp}} e \left[\left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right] \quad (1a)$$

Wzór 1a wymaga objaśnienia. $G_0 e$ przedstawia ilość powietrza, jaka mieściłaby się w przestrzeni sprężania przy ciśnieniu atmosferycznym, gdyby nie było tam spalin. $G_0 e \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{1}{k}}$ przedstawia ilość powietrza, która mieściłaby się tam przy doładowaniu do ciśnienia p_1 . Ponieważ w przestrzeni sprężania przed doładowaniem są spaliny, ilość powietrza, która pomieści się tam wskutek zastosowania doładowania, będzie równa różnicy tych dwóch ilości: $G_0 e \left[\left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right]$.

Oprócz ciśnienia doładowania istnieje jeszcze drugi czynnik, który wpływa na objętość spalin, pozostałych w cylindrze. Czynnikiem tym jest temperatura. Jak wspomniano wyżej (str. 14) następuje ochłodzenie się spalin pozostałych w cylindrze przy równoczesnym ogrzaniu się powietrza wchodzącego do cylindra wskutek wymieszania się. Ponieważ ochłodzenie spalin odbywa się przed ukończeniem napełnienia cylindra, więc objętość ich zmniejsza się w stosunku temperatur bezwzględnych przed i po wymieszaniu $\frac{T_{zas}}{T_{sp}}$. W tym samym więc stosunku zmniejsza się zysk na wagowej ilości powietrza, powstały wskutek skurczenia się spalin pod wpływem rosnącego ciśnienia. W ten sposób dochodzimy do wzoru 1a.

Uwzględniając tę poprawkę, otrzymamy na stosunkowy wzrost wagowej ilości powietrza wzór następujący:

$$\frac{G_1}{G_0} = \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{1}{k}} + \frac{T_{zas}}{T_{sp}} e \left[\left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right] = \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{1}{k}} \left(1 + \frac{T_{zas}}{T_{sp}} e \right) - \frac{T_{zas}}{T_{sp}} e \quad (2a)$$

Po podstawieniu za T_{sp} i T_{zas} wartości podanych na str. 14, otrzymamy:

$$\frac{G_1}{G_0} = \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{1}{k}} \left(1 + 0,4e \right) - 0,4e \quad (2)$$

B. Doładowanie chłodzonym powietrzem doładowującym.

Założenia:

1. Sprężone powietrze doładujące chłodzi się przed wprowadzeniem do cylindra do temperatury otoczenia.
2. Nagrzewanie się powietrza po wejściu do cylindra od jego ścianek i od pozostałych spalin odbywa się jak pod A.

Chłodzenie powietrza sprężonego do temperatury otoczenia jest, z punktu widzenia stanu końcowego, jednoznaczne z izotermicznym sprężaniem, kładąc więc $k = 1$, we wzorze (2) otrzymamy wzór na przyrost wagowej ilości powietrza dla doładowania z chłodzeniem zupełnym (t. j. do temperatury otoczenia):

$$\frac{G_1}{G_0} = \frac{P_1}{P_0} \left(1 + \frac{T_{zas}}{T_{sp}} e \right) - \frac{T_{zas}}{T_{sp}} e \quad (3 a)$$

$$\frac{G_1}{G_0} = \frac{P_1}{P_0} (1 + 0,4 e) - 0,4 e \quad (3)$$

2. Przepłukanie a wagowa ilość powietrza.

Wprowadzonego pod ciśnieniem powietrza można użyć nie tylko dla napełnienia cylindra, lecz także dla przepłukania przestrzeni spalania w górnym martwym położeniu tłoka, w czasie końca wydmuchu i początku ssania. Daje to dalsze zwiększenie wagowej ilości powietrza w cylindrze.

A. Przepłukanie bez doładowania.

W silnikach czterosuwowych przepłukanie stosowane bywa niemal wyłącznie tylko w połączeniu z doładowaniem, dla uproszczenia rozważań jednak rozpatrywać będziemy to zjawisko w oderwaniu od doładowania. Znane są zresztą także sposoby przepłukiwania silników czterosuwowych bez stosowania doładowania, np. na zasadzie bezwładności słupa gazu w rurze wydmuchowej (Atkinson).

Założenia.

1. W górnym martwym położeniu, w czasie końca wydmuchu i początku ssania, następuje przepłukanie przestrzeni spalania sprężonym powietrzem, jednak napełnienie cylindra odbywa się w sposób zwykły, przez zasysanie z atmosfery.

2. Spaliny, zawarte w przestrzeni spalania, w chwili gdy tłok znajduje się w G. M. P. mają ciśnienie atmosferyczne.

Przepłukanie samo (bez doładowania) da przyrost wagowej ilości powietrza w cylindrze:

$$\frac{G_0'}{G_0} = \left(1 + \varphi e \frac{1}{\lambda} \frac{T_{zas}}{T_{sp}}\right) \left(1 + \frac{T_{sr} - T_0}{T_0} \varphi\right) \quad (4)$$

Wzór 4 wymaga pewnego wyjaśnienia. Wpływ przepłukania na napełnienie cylindra składa się z dwóch czynników. Jednym z nich jest zwiększenie objętości świeżego powietrza wchodzącego do cylindra, powstałe z usunięcia pewnej objętości spalin zawartych w przestrzeni sprężania. Drugi czynnik, to zwiększenie gęstości powietrza wskutek mniejszego nagrzewania go przez spaliny.

Weźmy pod uwagę najprostszy przypadek, kiedy mamy spalanie z nadmiarem powietrza $\lambda = 1$ i kiedy przepłukanie jest doskonałe ($\varphi = 1$). Jeśli pominiemy kwestię temperatur, to cała objętość spalin usunięta z cylindra i zastąpiona powietrzem stanowi czysty zysk. W wypadku tym ilość powietrza, zawartego w cylindrze wzrosłaby w stosunku $\frac{G_0'}{G_0} = 1 + e$. Ponieważ jednak w silniku pracującym normalnie, t. j. bez przepłukania, faktyczna strata objętościowa wskutek pozostawiania spalin w cylindrze jest mniejsza niż e , gdyż spaliny kurczą się (ochłodzenie przez wymieszanie się z chłodnym powietrzem), zysk objętościowy, jaki da przepłukanie, będzie mniejszy w stosunku bezwzględnej temperatury spalin ochłodzonych po wymieszanu z powietrzem do pierwotnej temperatury spalin, $\frac{T_{zas}}{T_{sp}}$. Wzór przybrałby więc postać: $1 + e \frac{T_{zas}}{T_{sp}}$. Ponieważ jednak diesel pracuje zawsze z nadmiarem powietrza $\lambda > 1$, przeto tylko $\frac{1}{\lambda}$ część gazów zawartych w cylindrze stanowią spaliny, których usunięcie daje zysk. Ponadto, licząc się z niedoskonałym usunięciem spalin przez płukanie, wprowadzamy współczynnik dobroci płukania φ . W ten sposób dochodzimy do wyrażenia:

$$\frac{G_0'}{G_0} = 1 + e\varphi \cdot \frac{T_{zas}}{T_{sp}} \frac{1}{\lambda}$$

Drugi czynnik wzoru 4 przedstawia zwiększenie gęstości powietrza wprowadzanego do cylindra, wskutek mniejszego nagrzewania go przez spaliny. Ponieważ T_0 oznacza temperaturę powietrza przed wejściem do cylindra, T_{sr} zaś temperaturę po wymieszaniu się powietrza ze spalinami, otrzymamy, że zupełne usunięcie tych spalin da zysk na wagowej ilości powietrza $\frac{T_{sr}}{T_0} = 1 + \frac{T_{sr} - T_0}{T_0}$. Odnosi się to do przepłukania doskonałego, t. j. do usunięcia wszystkich spalin, zawartych w przestrzeni sprężania; licząc się z pozostawieniem pewnej ich części, musimy po raz drugi wprowadzić ten sam współczynnik dobroci płukania φ i otrzymamy wyrażenie $1 + \frac{T_{sr} - T_0}{T_0} \varphi$. W ten sposób dochodzimy do wzoru 4.

Chcąc liczbowo ocenić korzyści, jakie może dać przepłukanie, podstawmy odpowiednie wartości. Wielkości występujące we wzorze 4 mają wartość różną, zależną przede wszystkim od obciążenia silnika, oraz od jego konstrukcji. Ponieważ obchodzi nas przede wszystkim sprawa przyrostu mocy normalnej silnika w związku z jego doładowaniem, weźmiemy pod uwagę wartości, odnoszące się do normalnego obciążenia silnika bezsprężarkowego¹⁾.

$$\lambda = 2, e = 0,08, T_{sp} = 782^{\circ}, T_{zas} = 334^{\circ}, T_{sr} = 304^{\circ}, T_0 = 288^{\circ}.$$

Wzór 4 otrzyma wtedy wartość:

$$\frac{G_0'}{G_0} (1 + 0,017 \varphi) (1 + 0,055 \varphi) = 1 + 0,072 \varphi + 0,009 \varphi^2$$

Pomijając trzeci wyraz, jako mały w porównaniu z poprzednimi i zaokrąglając drugi do 2 miejsc dziesiętnych, otrzymamy ostatecznie:

$$\frac{G_0'}{G_0} = 1 + 0,07 \varphi$$

Zatym w idealnym wypadku przepłukania doskonałego otrzymamy w silniku Diesla, pracującym z pełnym obciążeniem, przyrost wagowej ilości powietrza o 7%.

Ze względu na kształt przestrzeni spalania i sposób prowadzenia powietrza w silniku czterosuwowym nie można spodzie-

1) Por. cyfry na str. 14.

wać się uzyskania przepłukania doskonałego. Powietrze płuczące może bowiem uciekać z zaworu ssącego wprost do wylotowego, nie usuwając spalin dokładnie. Szacując współczynnik φ na 0,6—0,7 otrzymamy, że w przemysłowych warunkach przepłukanie w czterosuwowym silniku Diesla może dać 4—5% przyrostu wagowej ilości powietrza.

B. Przepłukanie łącznie z doładowaniem.

Dotychczas rozpatrywaliśmy przepłukanie w oderwaniu od doładowania. Jeśli przejdziemy teraz do normalnie spotykanej współpracy przepłukania z doładowaniem, to rozważania powyższe w pełni zachowają swą ważność, zmieniają się jedynie liczbowe wartości wielkości, występujących we wzorze 4. Zmiany te są jednak tego rodzaju, że do pewnego stopnia wzajemnie się kompensują $\left(\frac{T_{zas}}{T_{sp}} \right.$ rośnie, zaś wyrażenie $\frac{T_{sr} - T_0}{T_0}$ maleje). Można więc przyjąć, że zysk, jaki daje przepłukanie jest taki sam przy doładowaniu, jak i bez. Zysk ten byłby więc niezależny od ciśnienia doładowania, a zależny jedynie tylko od współczynnika dobroci płukania φ .

Jest to słuszne pod założeniem, że warunki przepłukania (ilość powietrza płuczącego, kształt przestrzeni sprężania i t. p.) są zawsze te same i niezależne od ciśnienia doładowania. Jeśli chodzi o systemy doładowania, w których ciśnienie doładowania zmienia się z obciążeniem silnika (np. Büchi), występuje w związku ze zmianą ciśnienia doładowania zmiana ilości powietrza płuczającego, więc też i zysk, jaki daje przepłukanie, będzie zależał od ciśnienia doładowania. Ponieważ jednak chodzi nam przede wszystkim o określenie przyrostu mocy normalnej silnika, sprawę tę pominiemy, biorąc pod uwagę zawsze warunki istniejące przy normalnym obciążeniu silnika.

Chcąc otrzymać wzór na przyrost wagowej ilości powietrza przy łącznym doładowaniu i przepłukaniu, wystarczy zsumować odpowiednie wzory dla doładowania i przepłukania.

Sumując wzory 2 i 4 otrzymamy wzór na przyrost wagowej ilości powietrza przy łącznym doładowaniu (bez chłodzenia powietrza doładującego) i przepłukaniu cylindra.

$$\frac{G_1}{G_0} = \left(\frac{\rho_1}{\rho_0} \right)^{\frac{1}{k}} \left(1 + \frac{T_{zas}}{T_{sp}} e \right) - \frac{T_{zas}}{T_{sp}} e + \left(1 + \varphi e \frac{1}{\lambda} \frac{T_{zas}}{T_{sp}} \right) \left(1 + \frac{T_{sr} - T_0}{T_0} \varphi \right) \quad (5)$$

Sumując wzory 3 i 4 otrzymamy wzór na przyrost wagowej ilości powietrza przy doładowaniu z chłodzeniem powietrza doładowującego i przepłukaniu cylindra.

$$\frac{G_1}{G_0} = \frac{p_1}{p_0} \left(1 + \frac{T_{zas}}{T_{sp}} e \right) - \frac{T_{zas}}{T_{sp}} e + \left(1 - \varphi e \frac{1}{\lambda} \frac{T_{zas}}{T_{sp}} \right) \left(1 + \frac{T_{sr} - T_n}{T_0} \varphi \right) \quad (6)$$

Powróćmy jeszcze raz do sprawy przepłukania przedstawionej wzorem 4.

Wzór 4 nie jest całkowicie dokładny. Po pierwsze nie uwzględnia on kontrakcji gazów przy spalaniu, t. j. zmiany ich objętości właściwej. Wskutek kontrakcji stosunek objętościowy powietrza do spalin może nie odpowiadać ściśle wielkości λ . Ponieważ jednak przy paliwie używanym w silnikach Diesla (olej gazowy) kontrakcja ta jest mało różna od 1, można jej nie uwzględniać.

Po drugie nie uwzględnia wzór 4 ochładzającego wpływu powietrza przepłukującego, polegającego na obniżeniu temperatury ścianek cylindra, dna tłokowego i zaworu wylotowego. Można by się spodziewać, że takie obniżenie temperatury ścianek spowoduje mniejsze nagrzanie powietrza, które w czasie następującego po przepłukaniu taktu ssania wejdzie do cylindra.

Sprawa ta jest ważna, choćby dlatego, że przy pewnych systemach doładowania, stosujących przepłukanie (Büchi) kładzie się na to przepłukanie bardzo wielki nacisk i przypisuje się mu duże znaczenie także ze względu na chłodzące działanie powietrza przepłukującego na ścianki cylindra i powstałą stąd poprawę stopnia napełnienia cylindra.

Ze względu na bardzo małą pojemność cieplną powietrza w stosunku do pojemności cieplnej tłoka (o który tu przede wszystkim chodzi) oraz ze względu na krótkość czasu przepłukania w stosunku do czasu działania na tłok wysokich temperatur, nie wydaje się jednak możliwe, aby powietrze przepłukujące zdołało w znaczniejszy sposób ochłodzić tłok i wpłynąć przez to na poprawę napełnienia cylindra.

Jak dalece twierdzenia te są słuszne, oraz w jakim stopniu wzór 4 zgodny jest z rzeczywistością, możnaby się przekonać ściśle jedynie drogą porządných pomiarów temperatur tłoka i zaworu wylotowego, oraz ilości wagowej powietrza zassanego do cylindra, pomiarów, przeprowadzonych po-

równawczo w tych samych warunkach pracy silnika z przepłukaniem i bez przepłukania.

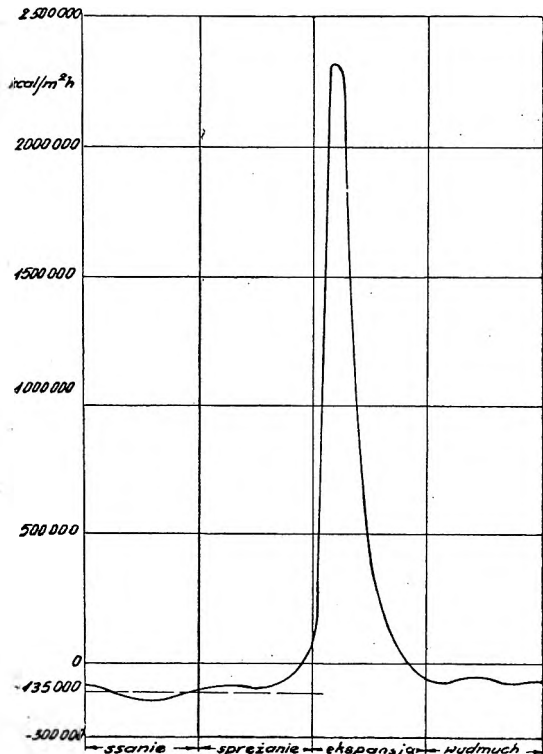
Nie mając możliwości przeprowadzenia takich pomiarów, spróbujmy choćby w przybliżeniu oszacować wielkość wpływu, jaki może mieć przepłukanie na temperaturę tłoka i zaworu wylotowego, oraz na temperaturę powietrza po napełnieniu cylindra, a tym samym na jego wagową ilość.

Szacunkowy rachunek przeprowadzimy na podstawie danych, zawartych w pracy G. Emele'go¹⁾, dotyczącej rozkładu temperatur i przepływu ciepła w tłokach silników spalinowych. Doświadczalna część tej pracy dotyczy silnika z komorą wstępną ($d = 190$ mm, $s = 316$ mm, $n = 350$ obr/min), w którym wskutek wielkiej szybkości wypływu gazów z komory i spowodowanej tym dużej ich

szybkości względem tłoka, nagrzewanie się tłoka jest szczególnie silne. Rys. 1 (wzięty z cytowanej pracy) przedstawia przepływ ciepła między gazami a tłokiem w funkcji czasu. Z wykresu tego widać, że w czasie ssania przechodzi z tłoka na powietrze średnio 135000 kal/m² godz. Uwzględniając powierzchnię tłoka $F =$

$$= \frac{0,19^2}{4} = 0,0284 \text{ m}^2 \text{ i}$$

czas trwania suwu ssania $\frac{60}{350,2} = 0,086''$, otrzymamy ilość ciepła przechodzącą z tłoka do powietrza w czasie suwu ssania



Rys. 1. Wykres przepływów ciepła między dnem tłokowym a gazami w cylindrze.

¹⁾ G. Emele: Temperaturverteilung und Wärmeübergang bei Kolben von Verbrennungskraftmaschinen. Diss. T. H. Karlsruhe 1931. VDI-Dieselheft V.

$$Q = 135000 \frac{0,086}{3600} \cdot 0,0284 = 0,092 \text{ kal}$$

Ta ilość ciepła ogrzeje powietrze zawarte w cylindrze ($V = 8,96 \text{ l}$, $\gamma = 1,1 \text{ kg/m}^3$, $c_p = 0,25 \text{ kal/kg } ^\circ\text{C}$) o

$$t = \frac{0,092}{0,25 \cdot 0,00896 \cdot 1,1} = 36^\circ \text{C}$$

Ochłodzenie dna tłokowego w czasie suwu ssania mierzone w głębokości 0,5 mm od powierzchni wynosiło zaledwo 5° , więc na samej powierzchni mogła wynieść najwyżej kilkanaście stopni¹⁾.

Trzeba przytem pamiętać, że chodzi tu o silnik mały, oraz o tłok o wysokiej temperaturze (temperatura środka dna wynosi 464°). W silniku większym, gdzie stosunek powierzchni do objęści jest mniejszy, ogrzanie się powietrza od ścianek jest mniejsze. Również temperatura tłoka często bywa niższa (przy normalnym obciążeniu). Temperatura ok. 450° występuje w tłokach żeliwnych niechłodzonych; w tłokach chłodzonych, oraz w tłokach ze stopu lekkiego jest ona o $150 - 200^\circ$ niższa. W wielu więc wypadkach zarówno ogrzanie powietrza, jak i ochłodzenie tłoka w czasie ssania będą mniejsze, niż w powyższym przykładzie.

Jeśli weźmiemy pod uwagę, że z jednej strony przepłukanie trwa krócej niż ssanie (średnio ok. 90° obrotu korby, czyli $\frac{1}{2}$ czasu trwania taktu ssania), z drugiej zaś strony wskutek większej szybkości powietrza względem tłoka współczynnik przenikania ciepła z tłoka na powietrze jest w czasie przepłukania większy niż w czasie ssania, to dojdziemy do wniosku, że ilość ciepła oddana przez tłok w czasie przepłukania a tym samym i ochłodzenie tłoka odpowiadać musi pod względem rzędu wielkości cyfrze powyżej obliczonej.

Jasne jest, że ochłodzenie powierzchniowe tłoka nagrzanego do 400° o kilkanaście stopni nie może mieć żadnego praktycznego wpływu na wielkość nagrzania powietrza zasysanego do cylindra. Tym samym upada znane w tej dziedzinie twierdzenie, że stosowanie przepłukania w związku z doładowaniem ma istotne znaczenie dla poprawy napełnienia cylindra wskutek ochłó-

¹⁾ Por. G. Eichelberg: Temperaturverlauf u. Wärmespannungen in Verbrennungsmaschinen. Forschungsarbeiten auf dem Gebiete des Ingenieurwesens, Heft 263. Wykres 14.

dzenie ścianek, oraz że przez bezpośrednie chłodzenie zmniejsza ono obciążenie termiczne najważniejszego organu silnika, jakim jest tłok.

Poprawa, jaką daje przepłukanie w silniku Diesla, polega więc jedynie na zwiększeniu objętości powietrza zamykanego w cylindrze, wskutek usunięcia (części) spalin, oraz na zwiększeniu gęstości tego powietrza, wskutek mniejszego nagrzania go przez spaliny. Oba te czynniki dają zwiększenie wagowej ilości powietrza zamykanego w cylindrze w wielkości, podanej wzorem 4, a wynoszącej w idealnym wypadku 7%. Nie ulega również wątpliwości, że przepłukanie jest korzystne dla zaworu wylotowego, jest on bowiem wszechstronnie obmywany chłodnym powietrzem przepłukującym, które wobec niewielkiej masy a zatem i pojemności cieplnej zaworu może spowodować wyraźną obniżkę jego średniej temperatury.

Poza tym przepłukanie posiada pewne szczególne znaczenie dla systemów doładowania, posiłkujących się turbozespołem, pędzonym wydmuchem silnika. Do sprawy tej powrócimy jeszcze w dalszym ciągu niniejszej pracy.

3. Dyskusja związku wagowej ilości powietrza z ciśnieniem doładowania i z przepłukaniem (wzory 1—6).

Rys. 2 przedstawia graficznie wzory 1, 2, 3, 5 i 6. W wyliczeniach przyjęto dla normalnego obciążenia silnika Diesla następujące wartości:

$$k = 1,40$$

$$\varepsilon = 13,5$$

$$\lambda = 2$$

$$T_0 = 288^\circ$$

$$T_{sp} = 782^\circ$$

$$T_{sr} = 304^\circ$$

$$T_{zas} = 334^\circ$$

$$\varphi = 0,6$$

$$e = \frac{1}{\varepsilon - 1} = 0,08$$

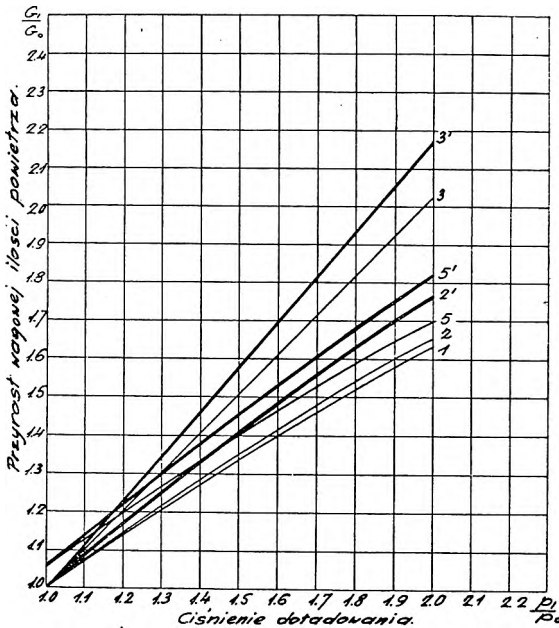
dla pracy bez doładowania.

Krzywa 1 przedstawia wagową ilość powietrza w stałej objętości, przy sprężaniu adiabatycznym, krzywa 2 wagową ilość powietrza w cylindrze silnika przy takim samym sprężaniu.

Krzywa 2 uwzględnia zwiększenie się objętości zajmowanej przez powietrze doładowujące wskutek kurczenia się spalin pozostałych w cylindrze pod wpływem wzrostu ciśnienia. Z porównania krzywych 1 i 2 widać, że uwzględnienie tej poprawki ma dla diesli praktyczne znaczenie tylko przy bardzo wysokich ciśnieniach doładowania.

Krzywa 2' zawiera (wzorem 2 nie objętą) poprawkę na mniejsze nagrzewanie się powietrza przy doładowaniu (str. 14 i 15). Tę samą poprawkę zawierają również krzywe 3' i 5'. Tabela na str. 27 podaje wyliczenie krzywych 2', 3' i 5'.

Linie 3 i 3' odnoszą się do doładowania powietrzem ochłodzonym do temperatury otoczenia, (sprężonym izotermicznie). Jak widać z wykresu, doładowanie powietrzem ochłodzonym do tem-



Rys. 2. Przyrost wagowej ilości powietrza w zależności od ciśnienia doładowania.

1 — stała objętość — sprężanie pow. doład. adiabaticzne.

2 — cylinder silnika (uwzględnione kurczenie się spalin pozostałych w cylindrze) — sprężanie adiabaticzne.

3 — cylinder silnika — sprężanie izotermiczne.

5 — „ „ „ adiabaticzne z przepłukaniem.

2' — } j. w. z uwzględnieniem poprawki na mniejsze nagrzewanie się powietrza
3' — } w cylindrze przy doładowaniu.
5' — }

TABELA I.
Wyliczenie krzywych 1, 2 i 3. (Rys. 2).

	Wzór 1	Wzór 2	Wzór 3
$\frac{p_1}{p_0}$	$\left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{1}{k}}$	$\left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{1}{k}}(1 + 0,4 e) - 0,4 e$	$\frac{p_1}{p_0}(1 - 0,4 e) - 0,4 e$
1,0	1,0	1,0	1,0
1,1	1,07	1,07	1,105
1,2	1,14	1,15	
1,3	1,21	1,22	
1,4	1,27	1,28	1,41
1,5	1,34	1,35	
1,6	1,40	1,42	1,62
1,7	1,46	1,48	
1,8	1,52	1,54	
1,9	1,58	1,60	
2,0	1,64	1,66	2,03

Wyliczenie krzywej 2'. (Rys. 2).

Strata na nagrzewanie powietrza w cylindrze bez doładowania 13,5% (por. str. 14 i 15). Przyjmujemy, że nagrzanie jest odwrotnie proporcjonalne do bezwzględnego ciśnienia powietrza doładowującego.

p_1 ata	S %	Zysk w porównaniu ze stratą bez doładow.	Wzór 2 G_1/G_0	Wzór 2' G_1/G_0
1,3	$\frac{13,5}{1,3} = 10,4$	$13,5 - 10,4 = 3,1\%$	1,22	$\frac{1,22}{0,97} = 1,26$
1,5	$\frac{13,5}{1,5} = 9,0$	$13,5 - 9,0 = 4,5\%$	1,35	$\frac{1,35}{0,955} = 1,41$
1,8	$\frac{13,5}{1,8} = 7,5$	$13,5 - 7,5 = 6,0\%$	1,54	$\frac{1,54}{0,94} = 1,63$
2,0	$\frac{13,5}{2,0} = 6,7$	$13,5 - 6,7 = 6,8\%$	1,66	$\frac{1,66}{0,932} = 1,78$

peratury otoczenia daje wzrost wagowej ilości powietrza o 40—50% większy, niż doładowanie powietrzem sprężonym adiabatycznie. Np. dla ciśnienia doładowania 1,2 przy powietrzu sprężonym adiabatycznie wagowa ilość powietrza wzrasta o 15%, zaś przy doładowaniu powietrzem ochłodzonym do temperatury otoczenia wzrasta o 21%.

W praktyce jednak chłodzenia gazu zazwyczaj się nie stosuje, bowiem rozmiary i koszt chłodnicy, zdolnej ochłodzić gaz skutecznie, nie stoją w żadnym stosunku do oszczędności na

pracy, jaką możnaby tą drogą otrzymać przy niektórych sposobach sprężania (dmuchawa tłokowa, turbodmuchowa). Przy innych urządzeniach (Wibu) chłodzenie gazu doładowującego wogóle nie da się zastosować. W praktyce mamy więc zazwyczaj do czynienia z adiabatycznym sprężaniem gazu, przedstawionym linią 2', lub bliskim mu politropowym sprężaniem.

Z porównania krzywych 2' i 5' widać, że wzrost wagowej ilości powietrza, jaki daje przepłukanie, nie zależy od ciśnienia doładowania. Wynika to z poczynionych założeń. W rzeczywistości, jeśli w silniku doładowywanym ciśnienie doładowania zmienia się wraz z obciążeniem (Büchi), warunki przepłukania będą jednocześnie ulegały zmianie. Należy jednak pamiętać, że wszystkie dotychczasowe rozważania odnosiły się do mocy normalnej silnika, to też różne ciśnienia doładowania nie odnoszą się do różnych obciążeń tego samego silnika, lecz do różnej wysokości doładowania różnych silników.

Zgodnie z poprzednimi wyliczeniami (str. 10), przepłukanie daje w silniku Diesla 4—5% przyrostu wagowej ilości powietrza. Cyfra ta odnosi się do silników czterosurowych o normalnym wykonaniu. W pewnych wypadkach (sterowanie suwakowe, większa ilość zaworów) warunki przepłukania mogą być nieco korzystniejsze.

Znacznie większy może być ten zysk w silnikach o niewysokim stosunku sprężania, a więc przede wszystkim w silnikach benzynowych. W silnikach tych duże korzyści przepłukania wynikają zarówno z tego, że przestrzeń, z której usuwane są spaliny, jest duża, jak i stąd, że nadmiar powietrza przy spalaniu w tych silnikach jest praktycznie równy 1. (Por. wzór 4).

W praktyce jednak nie używa się tego, tak wydatnego sposobu zwiększenia mocy silników benzynowych, ze względu na straty paliwa zawartego w powietrzu, związane z takim przepłukaniem. Znaczne korzyści mogłoby dać jednak przepłukanie łącznie z doładowaniem w benzynowych silnikach lotniczych przy użyciu wtrysku benzyny do rury ssącej za pomocą pompki, dokonywanego w czasie suwu ssącego. Przepłukanie odbywałoby się tam bowiem przy pomocy czystego powietrza, nie dając tym samym żadnych strat paliwa. Ten sposób dostarczania paliwa próbowany jest obecnie na wielką skalę w Ameryce i należy przypuszczać, że razem z nim wprowadzone zostanie również przepłukanie czterosurowych silników benzynowych, jako ważny sposób zwiększenia ich mocy.

4. Przyrost mocy silnika Diesla przy zastosowaniu doładowania.

Na podstawie dotychczasowych rozważań postaramy się ustalić związek między ciśnieniem doładowania a przyrostem mocy silnika.

W rozważaniach dalszych oprzemy się na następujących założeniach:

1. Moc indukowana N_i jest proporcjonalna do ilości spalnego tlenu.

2. Moc oporów silnika wzrasta z doładowaniem liniowo z N_s przy ruchu bez doładowania na $1,3 N_s$ przy doładowaniu w wysokości 1 atm.

Założenie 1. O ile przyjmemy, że spalanie jest zupełne (na CO_2 i H_2O), to założenie 1 jest jednoznaczne z przyjęciem stałego η termicznego. $\left(\eta_t = \frac{632 N_i}{B \cdot W}\right)$.

W silnikach o racjonalnie opracowanym spalaniu różnice w sprawności termicznej są niewielkie (w danej klasie silników). Założenie 1 jest więc prawdziwe, o ile przez doładowanie spalanie nie ulega zmianie (pogorszeniu). Tą sprawą wpływu doładowania na warunki spalania zajmiemy się obszernie w jednym z dalszych rozdziałów. Narazie przyjmujemy, że przez doładowanie warunki spalania nie ulegają zmianie ani na lepsze, ani na gorsze.

Założenie 2. Chcąc z danej mocy indukowanej obliczyć moc efektywną, musimy znać moc strat własnych silnika. N_s oznacza moc oporów własnych diesla bez doładowania. Wiadomo z doświadczenia, że moc oporów diesla bez doładowania prawie nie zależy od obciążenia i — dla silników czterosurowych, jednostronnie działających — wyraża się cyfrą 1 — 2 kg/cm^2 średniego ciśnienia. Cyfra ta zależy od konstrukcji silnika oraz od ilości pomocniczych urządzeń przezeń napędzanych i mocy przez urządzenia te pobieranej.

Niezależność mocy oporów własnych silnika od obciążenia może się wydać niezrozumiała. Przecież praca tarcia tłoka i układu korbowego powinna rosnąć wraz ze wzrostem obciążenia i pogrubieniem wykresu indykatorowego. W rzeczywistości praca ta nie wzrasta jednak a powodem tego jest fakt, że bardzo znaczną część oporów stanowi tarcie pierścieni tłokowych, które prawie nie zależy od obciążenia. Drugim powodem, dla którego praca tarcia nie wzrasta z obciążeniem a w pewnych wypadkach może nawet maleć, jest to, że przy większym obciążeniu rośnie temperatura ścianek cylindra i wskutek tego maleje viskoza oliwy, co decydująco wpływa na wielkość oporów tarcia pierścieni tłokowych.

Ponieważ przy doładowaniu temperatura ścianek cylindra prawie nie wzrasta (porównujemy normalne obciążenie przed i po doładowaniem), bowiem zwiększonej ilości paliwa towarzyszy zwiększona ilość powietrza, odpada tu (a przynajmniej zmniejsza się) czynnik powodujący utrzymywanie się oporów własnych silnika na stałym poziomie. Zazwyczaj trzeba się więc liczyć z pewnym — nieznacznym zresztą wzrostem oporów własnych silnika, spowodowanym przez oddawanie większej pracy przy doładowaniu.

Głównym jednak źródłem wzrostu oporów własnych silnika przy doładowaniu jest praca potrzebna do sprężania powietrza doładowującego. Wielkość tej pracy zależy od wysokości ciśnienia doładowania i od sprawności urządzenia doładowującego. Praca ta niekoniecznie jednak musi obciążać bilans energetyczny silnika, powiększając jego straty. Możliwe są takie urządzenia, w których przynajmniej część mocy potrzebnej do napędu urządzenia doładowującego pobierana jest z mocy „odpadowej”, tj. takiej, której w normalnie pracującym silniku i tak się nie wykorzystuje. Do urządzeń takich należy przede wszystkim turbodmuchała, pędzona wydmuchem silnika (Rateau, Büchi) oraz doładowanie dynamiczne systemu Wi-bu. W pierwszym z nich wykorzystana jest praca rozprężania się gazu, opuszczającego cylinder pod ciśnieniem paru atn., w drugim — ujemna praca zasysania powietrza do cylindra. W obu tych wypadkach istnieją jeszcze pewne dodatkowe opory, które stwarzają doładowanie. W pierwszym wypadku jest to zwiększone przeciwciśnienie wydmuchu, w drugim zwiększone podciśnienie ssania; w obu jednak wypadkach te dodatkowe opory są niewielkie.

Przy najpowszechniej obecnie używanym przemysłowo ciśnieniu doładowania 0,2 — 0,3 atn wzrost oporów silnika przy obu powyższych sposobach doładowania wynosi ok. 0,1 — 0,15 kg/cm² średniego ciśnienia, tj. ok. 0,08 N_f (mocy oporów silnika bez doładowania).

Założenie 2 jest liniową ekstrapolacją powyższej wartości. Nie może tu być oczywiście mowy o wielkiej dokładności, ale niema to praktycznego znaczenia, ponieważ wzrost oporów jest i tak bardzo mały w stosunku do wzrostu mocy. Fakt, że opory silnika rosną w mniejszym stopniu, niż jego moc, powoduje poprawę rozchodu paliwa w silniku doładowanym w porównaniu ze stanem przed doładowaniem.

Rys. 3 przedstawia wielkość oporów silnika w zależności od ciśnienia doładowania według założenia 2. Opory własne silnika przedstawione są tam w KM na 100 KM mocy efektywnej przed doładowaniem, oraz w kg/cm² średniego ciśnienia. Chcąc korzystać z wykresów przyrostu mocy 6 — 10 także wtedy, kiedy urządzenie doładujące powoduje wzrost oporów znacznie różny od podanego w założeniu 2, należy w każdym poszczególnym wypadku uwzględnić zwiększone opory, odejmując od wartości p_e w wykresach Nr 6 — 10 odpowiednią wielkość.

A. Spalanie z tym samym nadmiarem powietrza co przed doładowaniem.

Na podstawie powyższych założeń można bez trudności obliczyć przyrost mocy silnika przy doładowaniu z zachowaniem tego samego nadmiaru powietrza przy spalaniu, jaki silnik miał przed doładowaniem. Dla danego ciśnienia doładowania znamy (rys. 2) wzrost wagowej ilości powietrza i równy mu, w myśl założeń, wzrost mocy indukowanej. Odpowiadający temu przyrost mocy efektywnej silnika zależy od jego strat własnych, które podaje wykres 3.

Przyjmując moc efektywną silnika przed doładowaniem $N_e = 100 KM$ i $\eta_m = 0,75$, otrzymamy moc indikowaną przed doładowaniem $N_i = 133 KM$. Mnożąc ją przez odpowiednią dla danego ciśnienia doładowania wartość przyrostu wagowej ilości powietrza, wziętą z wykresu 2, otrzymamy moc indikowaną po doładowaniu N_{i1} , od której należy odjąć odpowiednią moc strat N_s według wykresu 3, aby otrzymać wielkość mocy efektywnej przy doładowaniu. Wyliczone w ten sposób wartości mocy efektywnej silnika z doładowaniem podane są w tabeli II, oraz na wykresach 4 i 5 (linie dolne). Wyliczenia wykonano dla $\eta_m = 0,70$; $0,75$; $0,80$.

Z wykresów tych widać, że procentowy przyrost mocy przy tym samym ciśnieniu doładowania jest tym większy, czym mniejsza była sprawność mechaniczna silnika przed doładowaniem. Różnice te jednak nie są bardzo duże; np. przy ciśnieniu doładowania 1,5 przyrosty mocy wynoszą: dla $\eta_m = 0,70 - 1,53$, zaś dla $\eta_m = 0,80 - 1,48$.

Spalanie z tym samym nadmiarem powietrza co i przed doładowaniem jest czymś oczywistym i narzucającym się samo przez się. Jasne jest, że w silnikach, które pracują z nadmiarem

TABELA II.

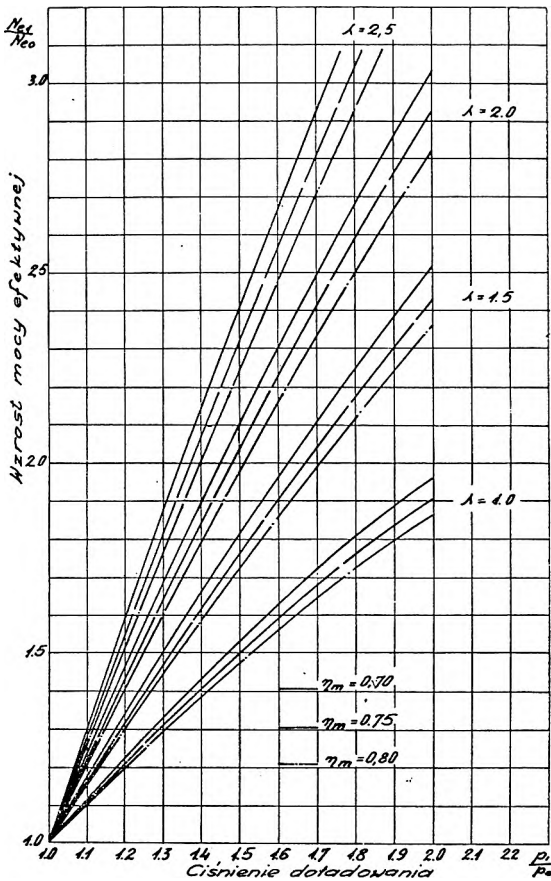
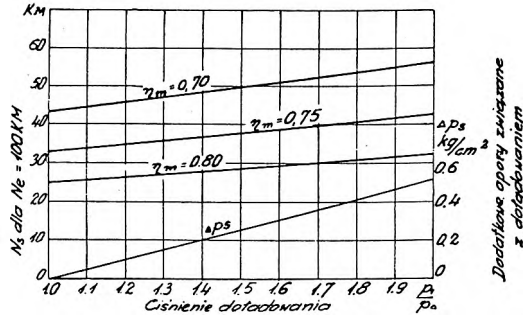
Obliczenie stosunkowego wzrostu mocy silnika przy zachowaniu stałego nadmiaru powietrza przy doładowaniu (do rys. 4 i 5).

$$\lambda = \text{const.}$$

$\frac{P_1}{P_0}$	Wzór Nr	$\frac{G_1}{G_0} = \frac{N_{i1}}{N_{i0}}$	$\eta_m = 0,70 \quad N_{i0} = 143$			$\eta_m = 0,75 \quad N_{i0} = 133$			$\eta_m = 0,80 \quad N_{i0} = 125$		
			$N_{i1} = \frac{G_1}{G_0} \cdot N_{i0}$	N_s	$N_e = N_{i1} - N_s$	$N_{i1} = \frac{G_1}{G_0} \cdot N_{i0}$	N_s	$N_e = N_{i1} - N_s$	$N_{i1} = \frac{G_1}{G_0} \cdot N_{i0}$	N_s	$N_e = N_{i1} - N_s$
1,2	2'	1,17	168	46	122	35	121	26	146	120	
	3'	1,23	176		130		164		129		154
1,4	2'	1,33	191	48	143	37	140	28	166	138	
	3'	1,47	210		162		196		159		184
1,6	2'	1,49	213	51	162	39	160	29	186	157	
	3'	1,70	243		192		226		187		212
1,8	2'	1,63	233	54	179	41	176	31	204	173	
	3'	1,94	277		223		258		217		242
2,0	2'	1,76	252	56	196	43	191	33	220	187	
	3'	2,18	312		256		290		247		272

Rys. 3. Moc strat własnych silnika w zależności od ciśnienia doładowania dla N_e bez doładowania = 100 KM.

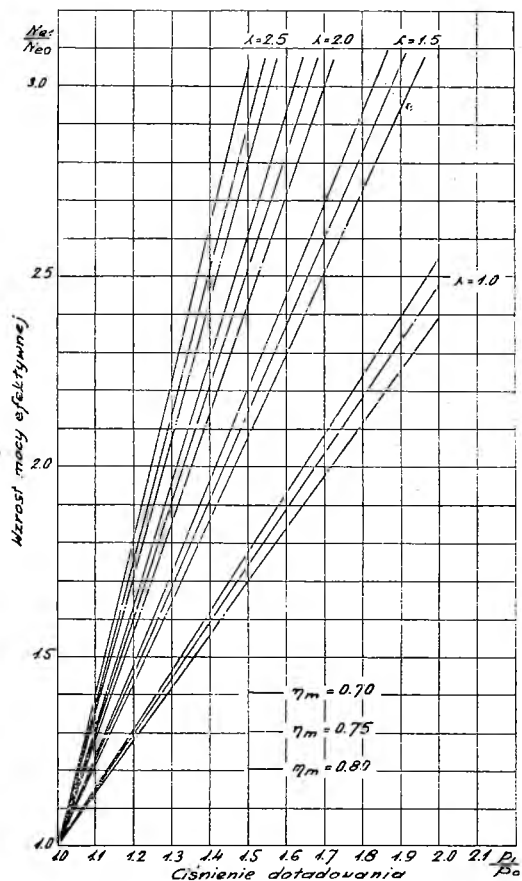
$$\begin{aligned}
 p_e = 6, \quad p_e = 5, \quad p_e = 4,8, \\
 \eta_m = 80\%, \quad \eta_m = 75\%, \quad \eta_m = 70\%, \\
 p_i = 7,5, \quad p_i = 6,7, \quad p_i = 6,8, \\
 p_s = 7,5 - 6,0 = 1,5, \\
 p_s = 6,7 - 5,0 = 1,7, \\
 p_s = 6,8 - 4,8 = 2,0.
 \end{aligned}$$



Rys. 4. Stosunkowy przyrost mocy diesla wskutek doładowania, przy zachowaniu stałej ilości niespalonego tlenu dla różnych nadmiarów powietrza λ przed doładowaniem. (Doładowanie powietrzem sprężonym adiabatycznie).

powietrza praktycznie równym 1 (silniki gaźnikowe), spalanie po doładowaniu odbywa się z tym samym nadmiarem. W silnikach Diesla jednak, które pracują zawsze z nadmiarem większym od

1 i to dość znacznie większym, nie jest wcale rzeczą pewną, czy po doładowaniu silnik musi pracować z tym samym nadmiarem powietrza, co przed, czy też nadmiar powietrza po doładowaniu może ulec jakiejś zmianie.



Rys. 5. Stosunkowy wzrost mocy diesla wskutek doładowania, przy zachowaniu stałej ilości niespalonego tlenu dla różnych nadmiarów powietrza λ przed doładowaniem. (Doładowanie powietrzem ochłodzonym do temperatury otoczenia).

B. Spalanie przy pozostawieniu w cylindrze tej samej ilości niespalonego tlenu, co przed doładowaniem.

Przy spalaniu w Dieslu konieczny jest nadmiar powietrza większy niż 1. Każde zmniejszenie nadmiaru powietrza, które uda się przeprowadzić, jest zyskiem, pozwala bowiem na spale-

nie większej ilości paliwa a tym samym wydobycie większej mocy w danych warunkach, niżby to było możliwe przy większym nadmiarze powietrza. Oczywiście istnieje tu ograniczenie i zmniejszając nadmiar powietrza nie można przekroczyć ram, ograniczeniem tym zakreślonych.

Ograniczeniem, o którym mowa, jest dobroć spalania a zewnętrznymi jego objawami są:

- 1) rozchód paliwa,
- 2) wygląd wydmuchu,
- 3) temperatura wydmuchu.

Pierwsze dwa czynniki, t. j. rozchód paliwa i wygląd wydmuchu są mniejwięcej równorzędne. (Mniejwięcej, bo często trafia się, że wygląd wydmuchu nie jest dość pewnym wskaźnikiem rozchodów paliwa. Może się trafić, że silnik, odznaczający się wyjątkowo dobrym wyglądem wydmuchu, nie posiada jednak lepszych rozchodów paliwa, niż inne silniki o gorszym wyglądzie wydmuchu — i naodwrot). Natomiast czynnik trzeci, temperatura wydmuchu, ma nieco odmienne znaczenie. Mianowicie przy złym spalaniu (spalanie przewlekłe) występuje łącznie z pogorszeniem rozchodów paliwa znaczne podniesienie temperatury wydmuchu, mimo, iż nadmiar powietrza przy spalaniu pozostaje ten sam. Z drugiej strony jednak przy zmniejszaniu nadmiaru powietrza występuje — mimo zachowania dobrego spalania — podniesienie temperatury wydmuchu, spowodowane tym, że ilość ciepła wywiązanej przy spalaniu rozkłada się na mniejszą masę gazu.

Tak więc, przy zmniejszaniu nadmiaru powietrza zawsze występuje podwyższenie temperatury wydmuchu; podwyższenie to jest niewielkie, o ile zmniejszenie nadmiaru powietrza nie pociąga za sobą pogorszenia spalania; w przeciwnym zaś razie, o ile występuje jednocześnie pogorszenie spalania, podwyższenie temperatury wydmuchu może być bardzo znaczne. W praktyce trafia się zwykle, że począwszy od pewnej granicy mocy (średniego ciśnienia efektywnego) spalanie ulega pogorszeniu; objawia się to na wykresie temperatury wydmuchu (w funkcji mocy) jako wyraźne zakrzywienie linii temperatury wydmuchu ku gorze.

Powróćmy teraz do sprawy spalania z mniejszym nadmiarem powietrza.

Doświadczenie uczy, że przy zastosowaniu doładowania jest możliwość osiągnięcia niższego nadmiaru powietrza przy spalaniu,

niż przy ruchu bez doładowania, bez pogorszenia wyglądu wydmuchu i rozchodu paliwa w stosunku do ruchu bez doładowania. Jest to wielka zaleta silnika Diesla i powód, dla którego doładowanie przede wszystkim w zastosowaniu do silników Diesla ma przed sobą dużą przyszłość.

Zjawisko to, stwierdzone doświadczalnie w szeregu wypadków (publikacje, odnoszące się do doładowania Büchi, doświadczenia własne), można wytłumaczyć następująco.

Dla danych warunków spalania w silniku Diesla (kształt i wielkość przestrzeni spalania, ilość obrotów, metoda wstrzyku) trudności spalania zależą nie od nadmiaru powietrza, lecz od wagowej ilości wolnego tlenu, który nie bierze udziału w spalaniu i pozostaje w cylindrze niespalony. Im mniejsza jest ilość niespalonego tlenu, pozostającego w cylindrze, tym większe są te trudności i tym staranniej musi być opracowane spalanie, w przeciwnym bowiem razie otrzymujemy znacznie rosnący rozchód paliwa na 1 KM'/godz. i pogarszanie się wyglądu wydmuchu. O ile zwiększymy przez doładowanie całkowitą ilość tlenu w cylindrze, to ta ilość, którą musimy zostawić niespaloną, chcąc zachować niski rozchód paliwa i dobry wygląd wydmuchu, pozostaje — bezwzględnie biorąc — bez zmiany, procentowo jest więc mniejsza, t. zn. mamy możliwość spalania przy mniejszym nadmiarze powietrza.

Omówione powyżej zjawisko ma swoją przyczynę w prawie chemicznym, w myśl którego szybkość przebiegu reakcji zależy od koncentracji składników czynnych, biorących w niej udział. Jako koncentrację, rozumie się wagową ilość danego składnika na jednostkę objętości. W miarę postępu procesu spalania maleje koncentracja wolnego tlenu, co wpływa na zwolnienie przebiegu spalania. To zwolnienie jest ograniczeniem ilości dającego się dobrze spalić paliwa. Nagromadzenie w tej samej, lub nieznacznie zwiększonej przestrzeni spalania znacznie większej ilości tlenu sprawia, że proces spalania może przebiegać z początku szybciej, niż w tej samej przestrzeni bez doładowania, a zwolnienie procesu do praktycznie dopuszczalnej dolnej granicy, następuje dopiero po osiągnięciu tej samej, co i w wypadku pracy bez doładowania, dolnej granicy koncentracji.

W praktyce stosuje się często powiększenie przestrzeni sprężania silnika w związku z doładowaniem. Ma to na celu obniżenie ciśnienia sprężania i spalania. Mogłoby się zdawać, że po-

nieważ przez to zmniejsza się również koncentracja tlenu, nie będzie można osiągnąć w tych warunkach spalania przy mniejszym nadmiarze powietrza. W rzeczywistości jednak, również i w tym wypadku, jak uczy doświadczenie, można otrzymać spalanie przy niższym nadmiarze powietrza. Dzieje się to dla dwóch powodów: po pierwsze, to zwiększenie przestrzeni sprężania jest zazwyczaj niewielkie, więc ciśnienie sprężania, a tym samym i koncentracja tlenu są większe, niż przed doładowaniem, po drugie, zwiększenie przestrzeni sprężania nadaje jej zazwyczaj jednocześnie kształt mniej płaski, korzystniejszy dla spalania.

Należy podkreślić, że twierdzenie o „stałej ilości niespalonego tlenu” przedstawia pewną możliwość silnika doładowywanego, t. zn., że nie każdy silnik po doładowaniu od razu osiągnie owo zmniejszenie nadmiaru powietrza. Przeciwnie, spalanie po doładowaniu zwykle bywa dość dalekie od tej idealnej granicy i trzeba dopiero przez odpowiednie wyregulowanie spalania doprowadzić je do stanu teoretycznie poprawnego, lub przynajmniej bliższego tej poprawności. Sprawą tą zajmiemy się jeszcze później.

Na podstawie powyższych rozważań można obliczyć maksymalne możliwe do osiągnięcia przyrosty mocy doładowywanego silnika Diesla. Do poprzednich założeń dodać należy następujące:

Wagowa ilość niespalonego tlenu, pozostającego przy pełnym obciążeniu w cylindrze, jest w silniku z doładowaniem taka sama, jak w tym samym silniku, pracującym bez doładowania.

Obliczenie mocy przy powyższym założeniu wygląda następująco:

Dla mocy efektywnej bez doładowania $N_e = 100$ KM i sprawności mechanicznej $\eta_m = 0,80$, moc indukowana wynosi $N_i = 125$ KM. Jeśli przed doładowaniem nadmiar powietrza wynosił $\lambda = 1,5$, to z tlenu, znajdującego się w cylindrze, ulega spalaniu 0,67, pozostaje zaś niespalone 0,33. Przy doładowaniu powietrzem niechłodzonym o ciśnieniu np. 1,4 ata (rys. 2, krzywa 2'), wzrost wagowej ilości powietrza, a więc i tlenu, wynosi 1,34. Pozostawiając 0,33 tlenu niespalone, otrzymamy do spalania $1,34 - 0,33 = 1,01$, co oznacza w stosunku do spalanych poprzednio 0,67

wzrost $\frac{N_{i1}}{N_{i0}} = \frac{1,01}{0,67} = 1,52$. Zatem N_{i1} wyniesie $125 \cdot 1,51 = 189$ KM,

zaś po uwzględnieniu strat według rys. 3 w wysokości $N_s = 28$ KM, otrzymamy $N_e = 161$ KM, t. j. 61% przyrostu mocy efektywnej.

TABELA III.

Obliczenie stosunkowego wzrostu mocy silnika przy zachowaniu stałej ilości niespalonego tlenu (do rys. 4 i 5).

$\lambda = 1,5$ niespalone 0,33 całkowitej ilości tlenu
spalone 0,67 całkowitej ilości tlenu

$\frac{p_1}{p_0}$	Wzór Nr	$\frac{G_1}{G_0}$	$G_1' = G_1 - 0,33$ do spalania	$\frac{N_1'}{N_0} = \frac{G_1}{0,67}$	$\eta_m = 0,70,$ $N_i = 143$			$\eta_m = 0,75,$ $N_i = 133$			$\eta_m = 0,80,$ $N_i = 125$		
					N_i'	N_s	$N_i' - N_s = N_e$	N_i'	N_s	$N_i' - N_s = N_e$	N_i'	N_s	$N_i' - N_s = N_e$
1,2	2'	1,17	0,84	1,26	180	46	134	168	35	133	157	26	131
	3'	1,23	0,90	1,34	191	46	145	178	35	143	167	26	141
1,4	2'	1,33	1,00	1,50	217	48	167	200	37	163	188	28	160
	3'	1,47	1,14	1,70	243	48	195	226	37	189	212	28	184
1,6	2'	1,49	1,16	1,73	248	51	197	230	39	191	216	29	187
	3'	1,70	1,37	2,06	294	51	243	274	39	235	258	29	229
1,8	2'	1,63	1,30	1,95	279	54	225	259	41	218	243	31	212
	3'	1,94	1,61	2,42	346	54	292	322	41	281	302	31	271
2,0	2'	1,76	1,43	2,15	308	56	252	286	43	243	269	33	326
	3'	2,18	1,85	2,78	397	56	341	370	43	327	348	33	315

$\lambda = 2,0$ niespalone 0,50 całkowitej ilości tlenu
spalone 0,50 całkowitej ilości tlenu

$\frac{p_1}{p_0}$	Wzór Nr	$\frac{G_1}{G_0}$	$G_1' = G_1 - 0,50$ do spalania	$\frac{N_1'}{N_0} = \frac{G_1}{0,50}$	$\eta_m = 0,70,$ $N_i = 143$			$\eta_m = 75,$ $N_i = 133$			$\eta_m = 0,80,$ $N_i = 125$		
					N_i'	N_s	$N_i' - N_s = N_e$	N_i'	N_s	$N_i' - N_s = N_e$	N_i'	N_s	$N_i' - N_s = N_e$
1,2	2'	1,17	0,67	1,34	191	46	145	178	35	143	167	26	141
	3'	1,23	0,73	1,46	209	46	163	194	35	159	182	26	156
1,4	2'	1,33	0,83	1,66	238	48	190	222	37	185	208	28	180
	3'	1,47	0,97	1,94	278	48	230	258	37	221	242	28	214
1,6	2'	1,49	0,99	1,99	284	51	233	265	39	226	249	29	220
	3'	1,70	1,20	2,40	344	51	293	320	39	281	300	29	271
1,8	2'	1,63	1,13	2,26	323	54	269	301	41	260	283	31	252
	3'	1,94	1,44	2,88	414	54	360	384	41	343	360	31	329
2,0	2'	1,74	1,26	2,52	360	56	304	335	43	292	315	33	282
	3'	2,18	1,68	3,36	480	56	424	447	43	404	420	33	367

$\lambda = 2,5$ niespalone 0,60 całkowitej ilości tlenu
 spalone 0,40 całkowitej ilości tlenu

$\frac{\rho_1}{\rho_0}$	Wzór Nr	$\frac{G_1}{G_0}$	$G_1' = G_1 - 0,60$ do spalenia	$\frac{N_1'}{N_0} = \frac{G_1}{1,40}$	$\eta_m = 0,70,$ $N_i = 143$		$\eta_m = 0,75,$ $N_i = 133$		$\eta_m = 0,80,$ $N_i = 125$				
					N_i'	N_s	$N_i' - N_s = N_e$	N_i'	N_s	$N_i' - N_s = N_e$	N_i'	N_s	$N_i' - N_s = N_e$
1,2	2'	1,17	0,57	1,43	204	46	158	190	35	155	179	26	153
	3'	1,23	0,63	1,58	226		180	210		175	197		171
1,4	2'	1,33	0,73	1,83	262		214	244		207	229		201
	3'	1,47	0,87	2,18	311	48	263	290	37	253	272	28	244
1,6	2'	1,49	0,89	2,22	317		266	295		256	278		249
	3'	1,70	1,10	2,75	393	51	342	366	39	327	344	29	315
1,8	2'	1,63	1,03	2,58	369		315	342		302	322		291
	3'	1,94	1,34	3,35	379	54	325	446	41	405	419	31	388
2,0	2'	1,76	1,16	2,90	415		559	386		343	363		330
	3'	2,18	1,58	3,95	565	56	509	525	43	482	494	33	461

Wyliczone w ten sposób wartości zestawione są cyfrowo w tabeli III, oraz przedstawione wykreślnie na rys. 4 i 5. Wykresy te podają stosunkowy wzrost mocy efektywnej silnika w zależności od stosunkowego wzrostu początkowego ciśnienia sprężania w silniku (czyli w zależności od ciśnienia doładowania) dla różnych, podanych na wykresach warunków.

Z wykresów tych widać, że przyrosty mocy według „reguły stałej ilości niespalonego tlenu” są bardzo znaczne. Są one tym większe, czym większy był nadmiar powietrza, oraz czym mniejsza była sprawność mechaniczna silnika przy pełnym obciążeniu przed doładowaniem. Dla nadmiaru powietrza $\lambda = 2$, który jest cyfrą normalną dla silników przemysłowych bez doładowania, istnieje — ze względu na spalenie — możliwość wzrostu mocy przy ciśnieniu doładowania 0,25 atn o około 50%. Są to przyrosty bardzo poważne.

W praktyce przyrosty te nie zawsze są osiągnięte, a powodem tego jest ograniczający wpływ temperatury wydmuchu (wspomniany na str. 34). Jak powiedziano już wyżej, stała ilość niespalonego tlenu określa możliwości wzrostu mocy z punktu widzenia spalenia, jednak wzrost temperatur wydmuchu, związany ze zmniejszonym nadmiarem powietrza, często zakreśla wzrostowi mocy niższą granicę, którą trzeba się w praktyce zadowolić.

C. Temperatura wydmuchu jako czynnik ograniczający przyrost mocy przy doładowaniu.

Zmniejszenie nadmiaru powietrza przy spalaniu pociąga za sobą wzrost temperatur gazów w cylindrze a tym samym wzrost temperatur ścianek i zwiększenie termicznego obciążenia silnika.

Słowem „obciążenie termiczne“ określamy całą sumę natężeń mechanicznych (np. natężenia w ściankach głowicy, cylindra i tłoka wskutek spadku temperatury na ich grubości), zużycie różnych części silnika (wypalanie się zaworów, zużywanie się pierścieni tłokowych) i różnych nieprawidłowości działania silnika (zapiekanie się pierścieni, zacieranie się tłoka) — związanych z wysokością temperatur przebiegu zachodzącego w cylindrze.

Pomiar temperatur gazów w cylindrze (zmiennych w czasie), w zasadzie możliwy i wykonywany w laboratoriach, jest zupełnie nierealny w warunkach przemysłowych. Zastępuje go pomiar temperatur wydmuchu, dający w pewnych warunkach doskonałą orientację co do wysokości owego termicznego obciążenia silnika.

Temperatura wydmuchu mierzona za zaworem wylotowym nie jest równa temperaturze gazów pozostałych w cylindrze w chwili końca wydmuchu, nie musi też być równa średniej temperaturze spalin, przedstawia ona poprostu średnią w czasie temperaturę, panującą w kanale poza zaworem wylotowym. Na tę średnią składa się krótkotrwała, dość wysoka temperatura, w czasie wylotu, nieco niższa i dłużej trwająca temperatura w czasie wypychania spalin przez tłok, ewentualne przepłukanie, dające obmycie termometru strugą względnie zimnego powietrza i wreszcie długi, bo ok. $\frac{2}{3}$ czasu trwania cyklu pracy wynoszący okres, w czasie którego zawór wylotowy jest zamknięty i w kanale wydmuchowym żadnego przepływu nie ma.

Wskazania termometru zależą w dużym stopniu od tego, gdzie on jest umieszczony. Powyżej opisany przebieg temperatur odnosił się do termometrów umieszczonych bezpośrednio za zaworem wylotowym każdego z cylindrów wielocylindrowego silnika; termometr umieszczony w rurze zbierającej wydmuch z wszystkich cylindrów, wskaże temperaturę inną. Bardzo ważny jest też sposób umieszczenia termometru w rurze (wzdłuż strugi gazów, czy w poprzek, w rurze izolowanej, czy nie i t. p.). Jeśli temperatura wydmuchu ma być miarą obciążenia termicznego silnika, musi być ona mierzona zawsze w pewien określony, znormalizowany sposób. Za normalny uważać będziemy pomiar

termometrem umieszczonym w izolowanym kolanie wylotowym, bezpośrednio za głowicą, równoległe do strugi gazu.

W pewnych jednak wypadkach wskazania termometru, w ten normalny sposób umieszczonego, nie są dobrym wskaźnikiem obciążenia termicznego silnika. Dzieje się to przy zastosowaniu przepłukania. Przy zastosowaniu przepłukania w silniku czterosuwowym strumień chłodnego powietrza obmywa termometr podczas $\frac{1}{6}$ — $\frac{1}{8}$ czasu trwania cyklu, następnie zaś podczas całego okresu zamknięcia zaworu powietrze to wypełnia najbliższą zaworowi część rurociągu wylotowego, powodując znaczne obniżenie średniej temperatury, wskazywanej przez termometr. Jasne jest, że obniżenie to jest znacznie większe, niż obniżenie obciążenia termicznego silnika, osiągnięte przez zastosowanie przepłukania.

W pewnych wypadkach zjawisko to interpretowane jest tendencyjnie w celu podniesienia rzekomych ogromnych zalet przepłukania. Dowodem, że temperatura wydmuchu mierzona w ten sposób daje szczególnie niskie wartości, nie miarodajne dla obciążenia termicznego silnika, jest fakt, że pomiar temperatury dokonywany w pewnej odległości od zaworu wylotowego, gdzie gazy są już do pewnego stopnia wymieszane (np. przed turbiną w syst. Büchi), daje wartości o kilkadziesiąt a nawet i sto stopni wyższe od pomiaru bezpośrednio za zaworem. Dla oceny obciążenia termicznego silników z przepłukaniem daleko bardziej miarodajna jest temperatura wydmuchu mierzona dalej od cylindra. Mówiąc o temperaturze wydmuchu, będziemy rozumieli przez to temperaturę mierzoną bezpośrednio za zaworem wylotowym w silnikach bez przepłukania, zaś temperaturę mierzoną dalej na rurze wylotowej w silnikach z przepłukaniem.

Temperatura wydmuchu, jak i średnia temperatura przebiegu, zależy — przy danej wartości opałowej paliwa, danym stosunku sprężania i charakterze przebiegu spalania — od nadmiaru powietrza przy spalaniu. Dla danego silnika zależy więc od obciążenia. Jeśli zachować ten sam nadmiar powietrza przy spalaniu, temperatury przebiegu, a tym samym i obciążenie termiczne silnika nie ulegną zmianie. Nie zmienia się też temperatura wydmuchu¹⁾. Odnosi się to do doładowania przy zachowaniu tego samego nadmiaru powietrza. Ponieważ jednak — jak to okazali-

¹⁾ Jest to słuszne jedynie w przybliżeniu; por. str. 44.

śmy poprzednio — można osiągnąć przy doładowaniu znacznie wyższe moce, a tym samym niższe nadmiary powietrza, rezultatem tego będzie wyższa temperatura wydmuchu.

Jest faktem znanym z doświadczenia, że w przemysłowych silnikach Diesla nie można przekroczyć pewnej granicznej wartości temperatury wydmuchu¹⁾. Dla czterosuwowych silników średniej wielkości o niechłodzonych tłokach żeliwnych ta graniczna temperatura wynosi 530° — 550° C. Dla silników małych o tłokach ze stopów lekkich ta temperatura jest wyższa.

Dla ustalenia dającego się przemysłowo osiągnąć przyrostu mocy przy doładowaniu trzeba więc określić temperaturę wydmuchu, jaką będzie miał silnik, pracujący z danym doładowaniem przy danym obciążeniu.

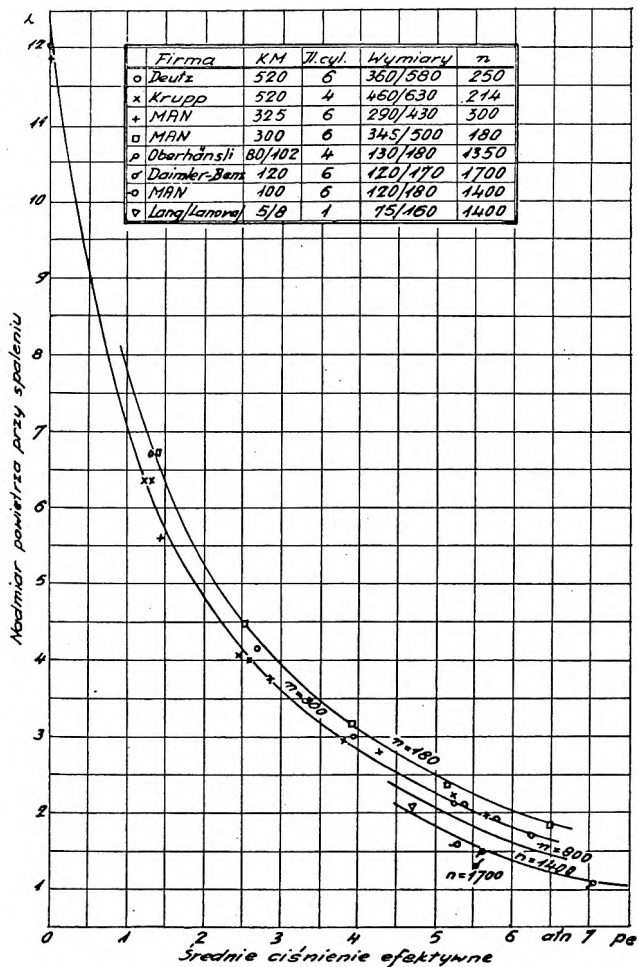
D. Wykresy przyrostu mocy przy doładowaniu z uwzględnieniem temperatur wydmuchu.

Niedogodnością dotychczas skonstruowanych wykresów rys. 4 i 5 jest to, że podają one stosunkowy przyrost mocy, a nie określają tej mocy wprost, oraz że figuruje w nich cyfra nadmiaru powietrza λ , z jakim zachodzi spalanie w silniku przed doładowaniem; λ jest wielkością której nie można wprost zmierzyć na silniku, ani też łatwo obliczyć. Obydwie te niedogodności postaramy się usunąć przez zastąpienie λ inną wielkością, dogodniejszą w praktycznym użyciu, mianowicie średnim ciśnieniem efektywnym.

Związek zachodzący pomiędzy nadmiarem powietrza przy spalaniu a średnim ciśnieniem efektywnym jest dość skomplikowany i zależy od całego szeregu czynników (ciśnienie i temperatura powietrza po wejściu do cylindra, sprawność mechaniczna silnika, stosunek sprężania, kształt krzywej spalania, dobroć spalania). Ponieważ jednak dla czterosuwowych diesli wszystkie te czynniki są — w danej klasie silników — mniej więcej równe, można więc z dobrym przybliżeniem użyć cyfr doświadczalnych, podających związek między p_e a λ , tymbardziej, że — jak to później zobaczymy — małe zmiany λ dają nieznaczny bardzo błąd w ostatecznym rezultacie.

¹⁾ Dr. Ing. V. Heidelberg. Auspufftemperatur und Leistungsgrenzen von Dieselmotoren mit ungekühlten Graugussstachkolben, VDI-Dieselheft Nr. IV.

Wykres 6 przedstawia związek między p_e a λ graficznie. Cyfrowe dane zebrane są z literatury ¹⁾. Zależność związku między p_e a λ od ilości obrotów tłumaczy się gorszym zazwyczaj spalaniem (wyższe cyfry rozchodu paliwa na 1 KMh) oraz gor-



Rys. 6. Związek λ a p_e .

szym stosunkiem napełniania cylindra w silnikach szybkoobrotowych. Gorszy stosunek napełnienia u szybkobiegów spowod-

¹⁾ Loschge, Untersuchungen am neuen Lang-Rohölmotor, VDI—Dieselheft V, Schmidt, Indizierter Wirkungsgrad der kompressorlosen Dieselmotoren, Forschungsarbeiten VDI, zesz. 314.

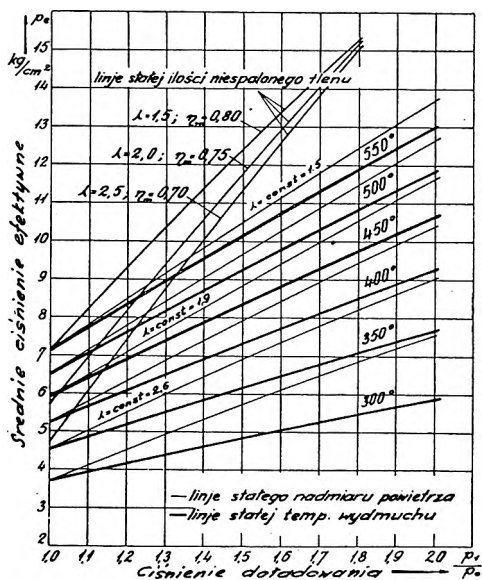
wany jest silniejszym nagrzewaniem się powietrza od ścianek, wskutek większego stosunku powierzchni do objętości w małym cylindrze; w pewnych wypadkach, przy bardzo szybkobieżnych silnikach, powodem mogą być także za małe przekroje czasowe zaworów ssących.

Korzystając z wykresu 6 można przekształcić rysunki Nr 4 i 5 w sposób, który pozwoli na bezpośrednie odczytanie, jak wielkie p_e da się osiągnąć z danego silnika przy danym ciśnieniu doładowania. Rys. 7 przedstawia taki przekształcony wykres w zastosowaniu do silników bezsprężarkowych średniej wielkości.

Dla skonstruowania go przyjęto na podstawie rys. 6, że

dla $\lambda = 2,5$	$p_e = 4,7$ kg/cm ²	i złożono $\eta_m = 0,70$
2,0	5,6	0,75
1,5	7,0	0,80

$p_e = 5,6$ odpowiada normalnemu obciążeniu średniego silnika bezsprężarkowego, $p_e = 7,0$ — maksymalnemu przeciążeniu dobrze wyzyskanego silnika bezsprężarkowego. Dla tych przypadków wkreślono linie stałej ilości niespalonego tlenu, przedstawiające górną granicę osiągalnego przyrostu mocy. Linie te otrzymamy, mnożąc wartości $p_e = 4,7, 5,6$ i $7,0$ przez odpowiednie wartości przyrostu mocy efektywnej, wzięte z rysunku 4. (Np. jeśli w silniku przed doładowaniem było $\lambda = 2,5$ i $\eta_m = 0,70$, wzrost mocy dla ciśnienia doładowania $p_1/p_0 = 1,3$ wynosi według wykresu 4—1,86; zatem p_e silnika po doładowaniu będzie $4,7 \cdot 1,86 = 8,7$ kg/cm²). Otrzymamy w ten sposób górną granicę mocy osiągalnej przy danym ciśnieniu doładowania, wyrażoną już w kg/cm² średniego ciśnienia efektywnego.



Rys. 7. Wykres $t_{wv} = f\left(p_e \frac{p_1}{p_0}\right)$, (wykres p_e i t_{wv}).

Średnie ciśnienia efektywne i temperatury wylotowej silnika Diesla w zależności od ciśnienia doładowania (konstrukcja wykresu).

Przede wszystkim jednak interesować nas tu będą temperatury wydmuchu, które, jak wspomniano wyżej, ograniczają moc maksymalną. Z doświadczenia znana jest zależność temperatur wydmuchu od obciążenia, to znaczy od p_e , w silniku bez doładowania. Ściśle biorąc, należy zależność tę ustalać doświadczalnie dla każdego typu silnika, którego doładowanie chcemy badać. Całkiem dobrą dokładność dają jednak także cyfry temperatur wydmuchu innych silników bez doładowania, tej samej klasy, t. zn. zbliżonej wielkości cylindra, ilości obrotów i tego samego rodzaju wtrysku. Znając zależność temperatury wydmuchu od p_e odmierzymy na osi p_e temperatury, odpowiadające danym średnim ciśnieniom efektywnym. Z każdego punktu na osi p_e możemy poprowadzić linię stałego nadmiaru powietrza (t. zn. linię wzrostu mocy przy zachowaniu stałego nadmiaru). Dla silników doładowywanych powietrzem ochłodzonym do temperatury otoczenia linia stałego nadmiaru powietrza będzie zarazem linią stałej temperatury wydmuchu.

Linia stałego nadmiaru powietrza będzie ściśle linią stałej temperatury wydmuchu tylko wtedy, gdy temperatura powietrza w chwili początku sprężania będzie stała, niezależna od ciśnienia doładowania. Ponieważ jednak najczęściej mamy do czynienia z doładowaniem powietrzem sprężonym adiabatycznie, którego temperatura rośnie wraz z ciśnieniem doładowania, wypadek ten normalnie nie będzie zachodził. Początkowa temperatura sprężania rośnie wraz z doładowaniem, a o tę samą wielkość rośnie również temperatura całego przebiegu w cylindrze oraz temperatura wydmuchu.

Temperaturę początkową sprężania przy doładowaniu do 1 atn obliczono szacunkowo na str. 15 na $79 + 13 + 9 = 101^\circ$, temperaturę początkową bez doładowania na $15 + 16 + 30 = 61^\circ$ (str. 14); o różnicę tych temperatur t. j. 40° podwyższy się temperatura wydmuchu w silniku doładowanym powietrzem o ciśnieniu 1 atn., przy zachowaniu stałego nadmiaru powietrza i stałego ciśnienia maksymalnego w cylindrze. Zatem linia stałej temperatury wydmuchu będzie przebiegać poniżej linii stałego nadmiaru powietrza. Wykres 7 przedstawia linie stałego nadmiaru (cienkie) i linie stałej temperatury wydmuchu (grube) przy sprężaniu adiabatycznym powietrza doładowującego. Zarówno jedne linie, jak i drugie mają przebieg lekko zakrzywiony, zwrócony wypukłością ku górze. Dla uproszczenia można

je zastępować liniami prostymi, od których różnią się bardzo niewiele.

Wkreśliwszy sieć linii stałej temperatury wydmuchu, otrzymamy wykres „ p_e i t_w ”¹⁾, t. j. wykres przyrostu mocy przy doładowaniu z uwzględnieniem temperatury wydmuchu.

II. DYSKUSJA ZALEŻNOŚCI PRZYROSTU MOCY OD CIŚNIENIA DOŁADOWANIA NA PODSTAWIE SKONSTRUOWANYCH WYKRESÓW „ p_e i t_w ”.

Przede wszystkim należy sobie zdać sprawę ze stopnia dokładności, jakiej możemy oczekiwać od wykresu rys. 7, przedstawiającego przyrost mocy w zależności od ciśnienia doładowania.

Jeśli chodzi o linie stałej ilości niespalonego tlenu, wskazujące górną granicę możliwości przyrostu mocy, to przebieg ich zależy od dwóch wielkości: η_m i λ (w silniku przed doładowaniem). Pewna dowolność w przyjęciu danego η_m w zależności od p_e może dać tylko nieznaczne błędy. Np. gdyby dla $p_e = 5,6$ kg/cm², η_m wynosiło 0,72 zamiast przyjętego 0,75, wówczas przy doładowaniu ciśnieniem 1,3 ata, maksymalne p_e wyniosłoby 9,5 zamiast 9,3 kg/cm². Niewłaściwe przyjęcie λ dla danego p_e powoduje też niewielkie błędy. Gdyby np. w powyższym wypadku λ wynosiło 1,8 zamiast 2,0, wtedy przy doładowaniu powietrzem o ciśnieniu 1,3 ata maksymalne p_e wyniosłoby 8,9 zamiast 9,3 kg/cm². Ponieważ jednak w danej klasie silników różnice pomiędzy poszczególnymi wykonaniami są pod tym względem bardzo nieznaczne, jak to widać z rys. 6, błąd ten będzie z reguły jeszcze mniejszy.

Jeszcze ważniejsza dla wartości praktycznej wykresów jest dokładność linii stałej temperatury wydmuchu. Błąd jaki może powstać z niewłaściwego przyjęcia η_m jest tu również nieznaczny i obraca się w granicach 0,1—0,2 kg/cm². Jeszcze raz zaznaczyć trzeba, że wszystko to odnosi się do silników tej samej klasy, o racjonalnie opracowanym spalaniu; w warunkach tych z natu-

¹⁾ Właściwie należałoby ten wykres oznaczyć: $t_w = f\left(p_e, \frac{p_1}{p_0}\right)$ dla uproszczenia jednak nazywać go będziemy wykresem „ p_e i t_w ”.

ry rzeczy nie mogą wystąpić znaczniejsze różnice w wielkościach t_w i λ między poszczególnymi silnikami.

W pracy niniejszej zestawiono wykresy „ p_e i t_w ” dla kilku różnych wielkości cylindra i ilości obrotów, a mianowicie:

$V_{cyl} = 160$ l,	$n = 170$ obr./min.,	silnik sprężarkowy	rys. 19,
30 „	300 „	„	bezsprężarkowy, rys. 8,
8 „	800 „	„	„
3 „	1400 „	„	„ 12,
			„ 16.

Wykresy te dają nadzwyczaj jasny obraz zachowania się silnika w całym zakresie różnych ciśnień doładowania i różnych obciążeń. Na osi odciętych mamy stosunkowy wzrost ciśnienia ładowania (albo krócej — ciśnienie doładowania), na osi rzędnych — średnie ciśnienie efektywne. Linie temperatur wydmuchu pozwalają z góry przewidzieć, jaką temperaturę wydmuchu będzie miał silnik po doładowaniu danym ciśnieniem przy danym obciążeniu.

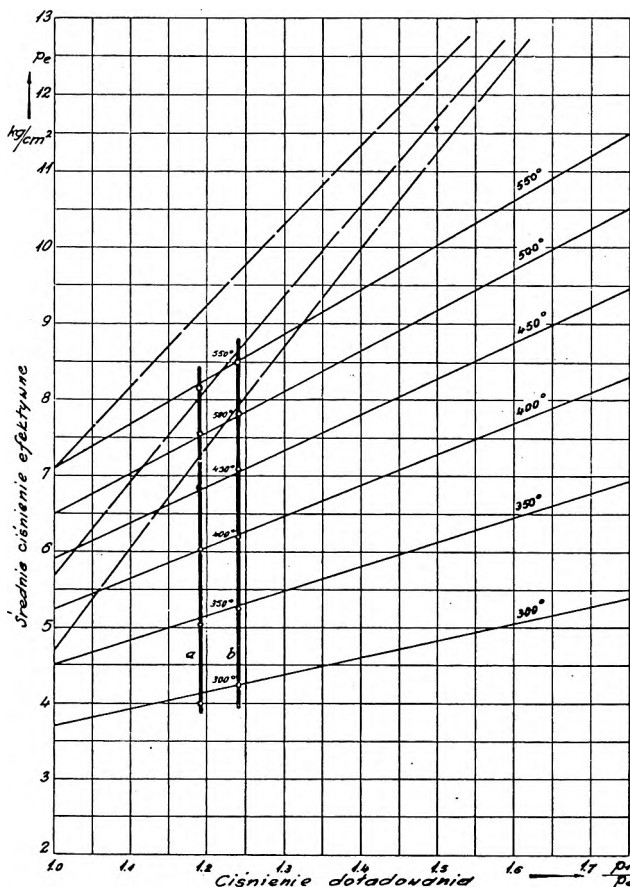
Przy rozpatrywaniu wykresów „ p_e i t_w ” rzucają się w oczy przede wszystkim ogromne możliwości doładowania z punktu widzenia spalania oraz ograniczający wpływ temperatur wydmuchu. Linie stałych ilości niespalonego tlenu, wskazujące najwyższe osiągalne moce, wybiegają stromo w górę, przecinając linie coraz to wyższych temperatur wydmuchu.

Z wykresów tych widać następnie, że szczególnie dobrze opłaca się doładowanie silników słabo wykorzystanych, to znaczy takich, które przed doładowaniem miały niskie p_e i η_m . Weźmy dla przykładu rys. 8, odnoszący się do silników bezsprężarkowych o ilości obrotów $n = 300$ i objętości skokowej cylindra $V = 30$ l. Posuwając się po linii stałej ilości niespalonego tlenu, otrzymamy np. przez doładowanie w wysokości 0,2 atn wzrost p_e z 4,8 kg/cm² na 7,5 kg/cm², t. j. o 55%. Temperatura wydmuchu rośnie przy tym wprawdzie o przeszło 100°, mianowicie z 370° na 490°, pozostaje jednak ciągle jeszcze w granicach dopuszczalnych.

W świetle tego wykresu jasnym się staje, że doładowywanie takich właśnie słabo wykorzystanych silników ciśnieniami rzędu 0,2 — 0,25 atn jest najwdzięczniejszym polem dla wszelkich systemów doładowania.

Silnie wykorzystane silniki, t. zn. szybkobiegi o dużym p_e , mające wysokie η_m a mały nadmiar powietrza, są za to daleko niewdzięczniejszym obiektem. Z wykresu 12 widać,

że doładowując silnik, mający $n = 800$ obr./min. i $p_e = 6$ kg/cm², ciśnieniem 0,2 atn osiągniemy $p_e = 7,2$ t. j. wzrost mocy o 20%, jeśli nie chcemy przekroczyć temperatury wydmuchu 500°. Decydując się na temperaturę wydmuchu 550°, co dla silników Die-



Rys. 8. Średnie ciśnienia efektywne i temperatury wydmuchu diesla bezsprężarkowego $n = 300$ obr./min. w zależności od ciśnienia doładowania.

a — silnik 4 CF 30/45 z doładowaniem „Wibu”.

b — silnik 1 CF 30/45 z doładowaniem „Wibu”.

sla tej wielkości należy uważać za granicę, otrzymamy $p_e = 7,8$ kg/cm², t. j. wzrost mocy o 30%. Procentowe cyfry przyrostu mocy są tu znacznie niższe, niż w poprzednim przykładzie silnika wolnobieznego, o niskim p_e przed doładowaniem.

Jeszcze gorzej ma się rzecz z bardziej szybkobieżnymi silnikami. Rys. 16 odnosi się do silnika pracującego przy $n = 1400$ obr./min., $V_{cyl} = 3l$. Jeśli silnik taki miał już przed doładowaniem $p_e = 6,0$ kg/cm² to jego temperatura wydmuchu przy pełnym obciążeniu przed doładowaniem jest już na tyle wysoka, że podwyższenie jej przez dalsze zmniejszanie nadmiaru powietrza, który i tak już przed doładowaniem był bardzo niski, jest absolutnie niewskazane. Trzeba się więc zadowolić wzrostem mocy przy stałej temperaturze wydmuchu.

Wykresy „ p_e i t_w ” wyjaśniają np. taki fakt, że to samo doładowanie systemu Büchi, zastosowane do dwóch niemieckich silników trakcyjnych (M. A. N. i Maybach) o bardzo zbliżonych wymiarach i tych samych obrotach, daje większy procentowy wzrost mocy na silnikach M. A. N. (p_e bez doładowania = 5,2 kg/cm², z doładowaniem 6,9 kg/cm², przyrost mocy 33%), niż na silnikach Maybacha (p_e bez doładowania = 6,25, z doładowaniem 8,0, przyrost mocy 28%)¹⁾. Silnik Maybacha, bardzo mocno „wyciągnięty” już w stanie normalnym bez doładowania, dał mniejszy przyrost mocy niż silnik M. A. N., który, jako mniej „wyciągnięty” posiadał jeszcze większe możliwości. Jasnym staje się również, że owe często reklamowane przyrosty mocy 50% osiągnane przez doładowanie, osiągnane mogą być rzeczywiście bez trudności, ale tylko na silnikach o niskim p_e przed doładowaniem.

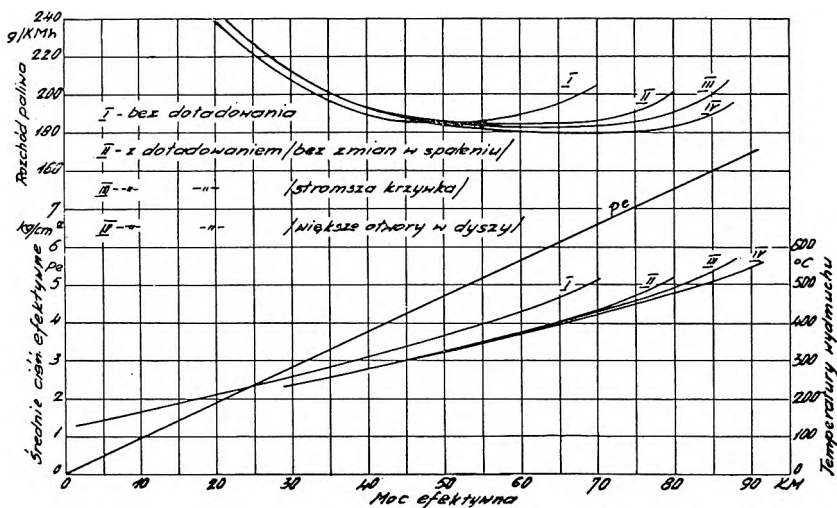
Przyczyna tego tkwi głęboko w istocie zjawisk i przebiegów zachodzących w silniku i nic na to poradzić nie można. Jest zresztą zjawiskiem ogólnym, że znacznie łatwiej jest poprawić rzecz mniej doskonałą, niż bliższą doskonałości.

Ale nie znaczy to, żeby nie opłacało się doładowanie dobrze już wykorzystanych silników. Stosuje się je przecież tam, gdzie na cenie, na wadze i na wymiarach bardzo zależy, więc każde, choćby nawet niezbyt wielkie obniżenie ceny, wagi i wymiarów silnika na jednostkę mocy jest nader pożądane. Zresztą przez podwyższenie ciśnienia doładowania możliwe jest zawsze znaczne zwiększenie mocy nawet w silniku o wysokim p_e . Dalszy postęp w doładowaniu silników leży niewątpliwie w podniesieniu ciśnienia doładowania. Oczywiście, czynnikiem ostatecznie decydującym tu jest sprawa opłacalności urządzenia doładującego, która

¹⁾ „The Oil Engine“, July 1933, str. 73.

zależy przede wszystkim od kosztu tego urządzenia. Zachodzą tu dość znaczne różnice pomiędzy poszczególnymi systemami doładowania.

Wykresy „ p_e i t_w ” są, jak dotąd, konstrukcją opartą częściowo na rozważaniach termodynamicznych, częściowo zaś na cyfrowych wynikach pomiarów na silnikach. Dla uzasadnienia racji bytu tych wykresów decydujące będzie to, czy wskazania ich odpowiadają rzeczywistości stanowi rzeczy. Chodzi więc o to, czy temperatura wydmuchu (dla danego ciśnienia doładowania i danego p_e) wskazana przez wykres, zgadzać się będzie z temperaturą, rzeczywiście zmierzoną na silniku pracującym z doładowaniem i czy najwyższa osiągalna moc silnika zgodzi się z mocą wskazaną przez linie stałej ilości niespalonego tlenu.

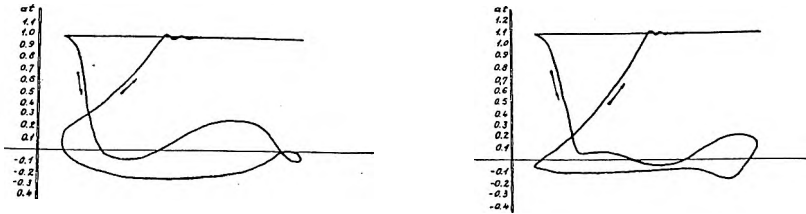


Rys. 9. Charakterystyka silnika 1C30/45 przed i po doładowaniu.

Dla przekonania się o tym zaznaczono na rys. 8, 12, 16 i 19 dane cyfrowe, pochodzące częściowo z własnych pomiarów, częściowo zaś z publikacji, odnoszących się do innych systemów doładowania. Zgodność tych danych z wykresami jest uderzająca i stanowi sprawdzian słuszności drogi, którą doszliśmy do wykresów, oraz ich wartości praktycznej.

Omówimy kolejno wszystkie te wykresy.

Rys. 8 odnosi się do silnika bezsprężarkowego $n=300$ obr/min, $V_{cyl}=30$ l. Sposób skonstruowania wykresu omówiono poprzednio. Skala temperatur wydmuchu na osi p_e wzięta jest z pomiarów



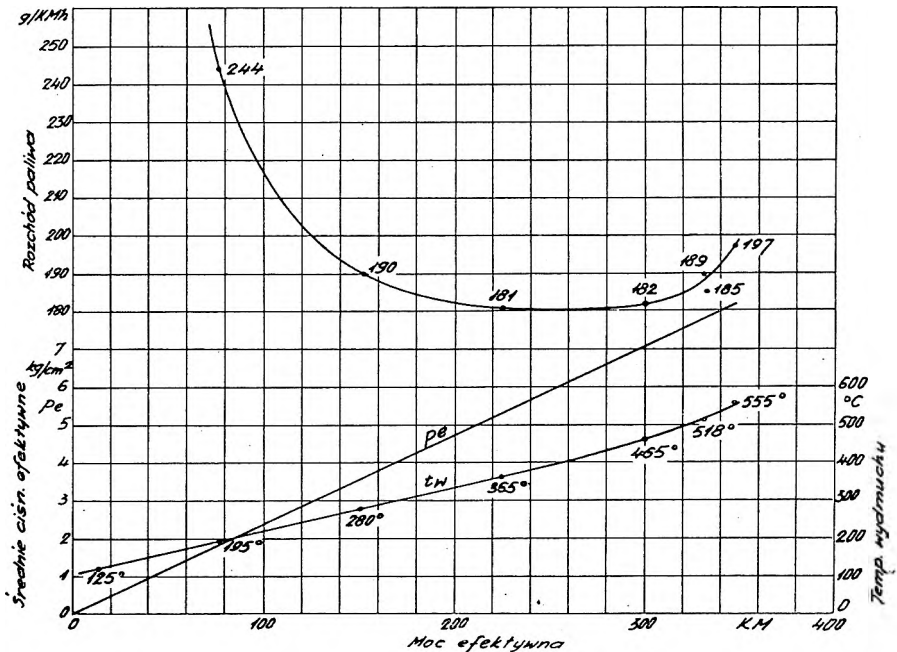
Wykres zdjęty słabą sprężyną na silniku z doładowaniem syst. „Wibu“.

Wykres zdjęty słabą sprężyną na silniku w norm. wykonaniu.

↓Rys. 10↓

Wykresy indykatorowe (słabą sprężyną) silnika C 30/45 przed i po doładowaniu.

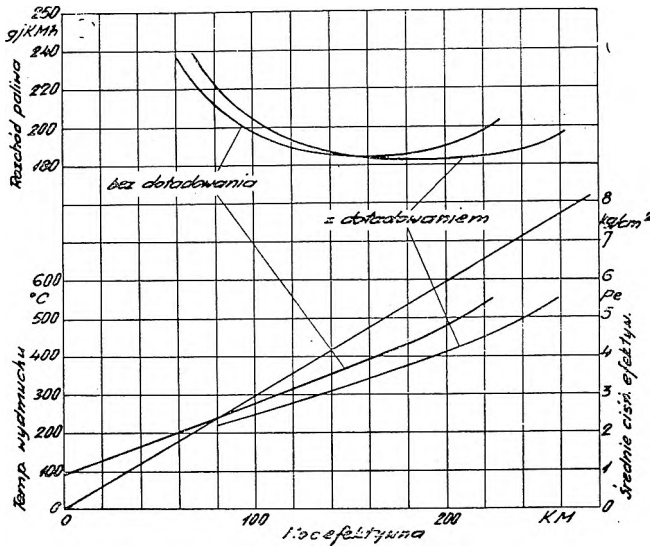
własnych na silniku (bez doładowania) konstrukcji Prof. Ebermana, typu 1 C 30/45, budowy W. S. A. B. P. (obecnie Zakłady Ostrowieckie). Charakterystykę tego silnika bez doładowaniem i z doładowaniem podaje rys. 9. Początkowe ciśnienie sprężania w silniku



Rys. 11. Charakterystyka silnika 4CF30/45 z doładowaniem syst. „Wibu“.

między teoretycznie przewidywaną a rzeczywiście zmierzoną temperaturą wydmuchu są bardzo niewielkie.

Na rys. 8 podano również charakterystykę silnika 4CF30/45. W silniku tym skutek niższego ciśnienia doładowania (początkowe ciśnienie sprężania 1,13 ata) jest p_1/p_0 niższe i wynosi $\frac{1,13}{0,95} = 1,19$. Krzywą temperatur wydmuchu w zależności od mocy oraz od p_e podaje rys. 11. I znowu wartości temperatur wydmuchu wniesione w wykres 8 zupełnie dobrze zgadzają się z teoretycznymi liniami temperatur.



Rys. 13. Charakterystyka silnika 6V18/25 przed i po doładowaniu.

Rys. 12 odnosi się do silnika bezsprężarkowego $n = 800$ obr/min, $V_{cyl} \cong 10$ l. Sposób skonstruowania wykresu jest analogiczny jak przy rys. 8, z tym jednak, że za podstawę przyjęto inną niż poprzednio zależność λ od p_e , wynikającą z wykresu 6. Skalę temperatur wydmuchu dla silnika bez doładowania wzięto z rys. 13, podającego charakterystykę silnika typu 6V18/25 (konstrukcji Prof. Ebermana, budowy Zakładów Ostrowieckich). Silnik ten posiada 800 obr/min, objętość skokową $V_{cyl} = 6,35$ l. Na tym samym rysunku podana jest charakterystyka tegoż silnika doładowanego przy pomocy urządzenia systemu Wibu. Wzrost ciśnienia ładowania wynosi w tym wypadku

20%. Linia a na rys. 12 podaje charakterystykę tę w układzie „ p_e i t_w ”. Zgodność jest tu zupełnie zadawalająca z wyjątkiem punktu 550°, odnoszącego się do przeciążenia silnika. Do kwestii niezgodności tego punktu z teoretyczną linią temperatury powrócimy jeszcze w dalszym ciągu (str. 71).

Na rys. 12 podano dla porównania charakterystykę innego silnika o zbliżonych wymiarach. Jest to silnik firmy Schweizerische Lokomotiv- u. Maschinenfabrik Winterthur, z doładowaniem systemu Büchi¹⁾. Silnik jest bezsprężarkowy, posiada 800 obr/min i wymiary cylindra $d=260$, $s=320$. Objętość skokowa wynosi 17,0 l, jest więc przeszło dwukrotnie większa od objętości skokowej silnika 6V18/25. Niemniej jednak ta sama ilość obrotów i ten sam charakter wtrysku pozwalają się spodziewać, że silniki te są ze sobą zupełnie dobrze porównywalne pod względem temperatur wydmuchu. Charakterystyka silnika S. L. M. wniesiona w wykres wykazuje istotnie dobrą zgodność z teoretycznymi liniami temperatur. Jedynie przy większych obciążeniach (między $p_e = 6$ i 8 kg/cm²) występuje pewna różnica na korzyść silnika S. L. M. To znaczy, że wykazuje on przy tych p_e temperatury wydmuchu niższe o około 10° od teoretycznych przewidywanych. Jest to związane z przepłukaniem.

Przepłukanie omówiliśmy już poprzednio w związku z obliczaniem wzrostu wagowej ilości powietrza. W zastosowaniu do doładowania przy pomocy turbo-dmuchawy pędzonej wydmuchem silnika (Büchi, Rateau) posiada ono jednak pewne szczególne znaczenie i dlatego powrócimy tu jeszcze do tej sprawy.

Alfred Büchi, twórca doładowania noszącego jego nazwisko, powiedział — „dass ohne die weitgehende Spülung die Leistungsteigerung mit vernünftigen Temperaturen nicht erzielt werden kann”²⁾. Na czym to polega? O tym już Büchi nie mówi. Otóż powód leży w tym, że przy zastosowaniu turbodmuchawy, pędzonej wydmuchem, potrzebne jest pewne nadciśnienie w rurociągu wylotowym przed turbiną, które łącznie z energią kinetyczną gazów, opuszczających cylinder, stanowi dla turbiny źródło

1) „The Oil Engine”, September 1934, str. 136 — 7.

2) Alfred Büchi, Die Leistungsteigerung von Dieselmotoren nach den Bücherverfahren. Odczyt wygłoszony w Królewskim Instytucie Inż. w Gravenhage, 1928.

dło energii. Wielkość tego nadciśnienia, określona zdławieniem przelotów wydmuchu przez dysze turbiny wydmuchowej (a więc zależna od konstruktora), decyduje, razem ze sprawością turbozespołu, o wysokości ciśnienia doładowania. Wydawałoby się rzeczą całkiem prostą podwyższyć ciśnienie wydmuchu np. do 0,5 atn by dostać w ten sposób ciśnienie doładowania np. 0,7 atn¹⁾. Niestety sprawa nie jest taka łatwa.

Znaczne podwyższenie ciśnienia w rurociągu wydmuchowym pociąga za sobą znaczne podniesienie temperatury spalin pozbawionych możliwości rozprężania się do pierwotnego ciśnienia. Takie podwyższenie temperatury jest szkodliwe nietyle dla silnika, ile dla samej turbiny i trzeba mu przeciwdziałać za pomocą przepłukania. Ponieważ jednak do tego potrzebna jest nadwyżka ciśnienia przepłukania nad ciśnieniem wydmuchu (dla zwiększenia tej nadwyżki wykorzystuje Büchi wahania ciśnienia w rurociągu wydmuchowym), więc wobec ograniczonej sprawności turbozespołu, ograniczona jest również ilość powietrza, które można poświęcić na przepłukanie.

W tym właśnie leży ograniczenie możliwości doładowania Büchi. Wysokie ciśnienie doładowania wymaga wysokiego ciśnienia wydmuchu, to daje wysokie temperatury wydmuchu, które obniżyć można tylko przy pomocy płukania, a to znowu daje straty powietrza doładowującego, a tym samym ogranicza ciśnienie doładowania. Problem sprowadza się do osiągnięcia możliwie wysokiej sprawności turbozespołu. Ilość bowiem powietrza płuczącego jest tym większa, czym lepsza sprawność turbozespołu, więc przy silnikach o wielkiej mocy (powyżej 1000 KM) można przy tym samym ciśnieniu w rurociągu wylotowym otrzymać większą ilość powietrza doładowującego a tym samym i lepsze płukanie i wyższe ciśnienie doładowania, a wskutek tego i większy przyrost mocy, niż przy silnikach małych. Najnowszy postęp w tej dziedzinie polega właśnie na podwyższeniu sprawności turbozespołu, a tym samym na zwiększeniu ilości powietrza płuczącego.

Rys. 14 podaje stosunek ciśnienia wydmuchu do ciśnienia doładowania w trzech silnikach o zbliżonej mocy (1200 — 2200 KM), z których jeden doładowany był w 1928 roku, dwa inne w roku 1934. Różnica jest widoczna.

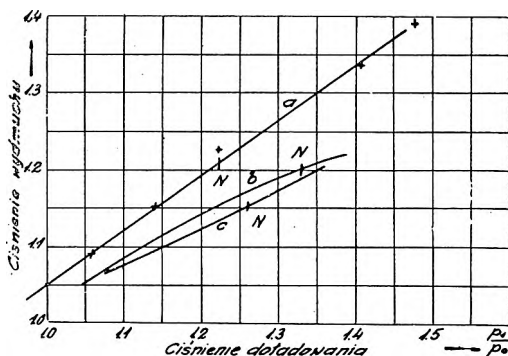
¹⁾ Jeden z patentów Büchi opiewa na regulację wysokości ciśnienia doładowania wyłączaniem i załączaniem dysz turbiny.

Skonstruowane wykresy 8 i 12 nie odpowiadają więc ściśle warunkom pracy doładowania Büchi. W silnikach pracujących z tym doładowaniem występuje z jednej strony czynnik podwyższający temperaturę wydmuchu, a mianowicie podwyższenie ciśnienia w rurze wydmuchowej, z drugiej zaś strony czynnik obniżający tę temperaturę, a mianowicie przepłukanie. Dla zdania sobie sprawy z ilościowego działania tych czynników dokonamy następujących przeliczeń.

Podwyższenie temperatury wydmuchu wskutek wyższego ciśnienia w rurze wylotowej określone jest wzorem:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

Przyjmując dla spalin $k = 1,36$, otrzymamy dla T_2/T_1 wartości zestawione w poniższej tabeli.

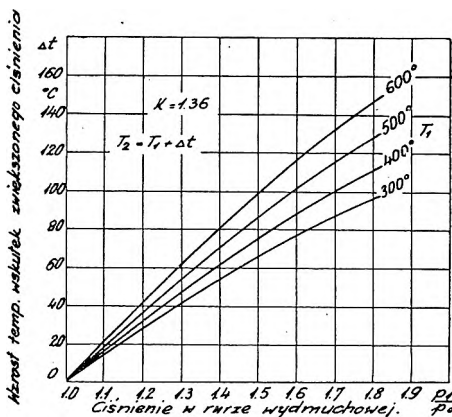


Rys. 14. Postępy doładowania syst. Büchi.

1928. a — $N_e = 1275$, 6 cyl. 560/640, $n = 167$
SLM — Büchi.
(VDI — 1928 — Str. 421).
1934. b — $N_e = 2250$, 6 cyl. 580/840, $n = 187$
MAN — Büchi.
(Oil Engine Nov. 1935, str. 236).
1934. c — $N_e = 1400$, 8 cyl. 300/380,
MAN — Büchi.
 N — moc normalna silnika.

$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{0,265}$		1,05	1,094	1,133	1,168	
T_1						
°C	°K	1,2	1,4	1,6	1,8	p_2/p_1
300	573	601	627	650	670	T_2
		28	54	77	97	$T_2 - T_1$
400	673	706	736	763	785	T_2
		33	63	90	112	$T_2 - T_1$
500	773	812	845	876	903	T_2
		39	72	103	130	$T_2 - T_1$
600	873	917	955	990	1020	T_2
		44	82	117	147	$T_2 - T_1$

Dla użytku praktycznego dogodniejsze jest operowanie różnicą temperatur, zamiast ich stosunkiem. Różnice temperatur wyliczono również w tabeli i przedstawiono wykreślnie na rys. 15; podaje on wprost wartości wzrostu temperatury wydmuchu, wynikłego wskutek podwyższenia przeciwcisnienia w rurze



Rys. 15. Wpływ ciśnienia w rurze wydmuchowej na wysokość temperatury wydmuchu.

ata jest taki sam, jak przy zwiększeniu ciśnienia doładowania do 1,48 ata, bez stosowania przepłukania. Przenosząc to na rys. 12 zobaczymy, że podniesienie ciśnienia doładowania o tę wielkość dałoby obniżenie temperatury wydmuchu o 23°.

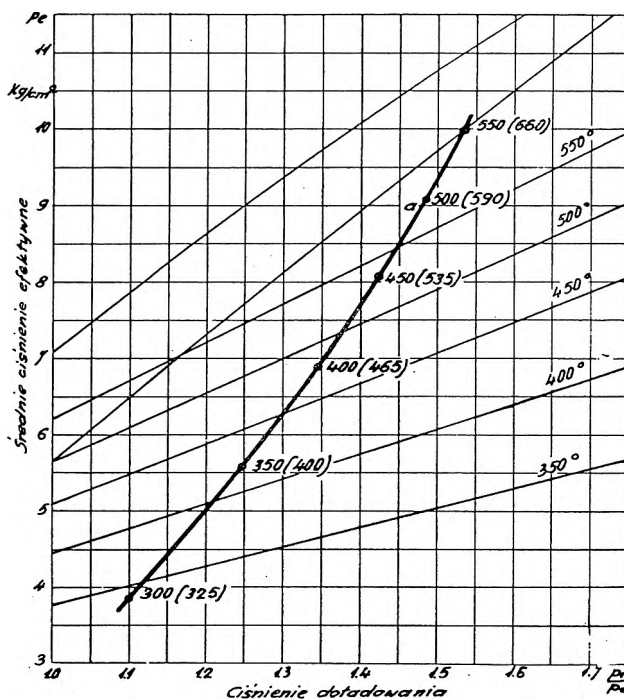
Drugim czynnikiem wpływającym na obniżenie temperatury wydmuchu jest mieszanie się powietrza płuczącego ze spalinami w rurze wylotowej. Obniżenie temperatury wskutek mieszania będzie zależeć od ilości powietrza przepływającego. Ilość ta podawana bywa w publikacjach Büchi na 2—3 razy większą od objętości przestrzeni sprężania. Przyjmijmy narazie, że do rurociągu wylotowego wejdzie tylko 1 objętość przestrzeni sprężania. Orientacyjne przeliczenie można wykonać przy założeniu, że ciepło właściwe spalin jest równe ciepłu właściwemu powietrza i że masa spalin jest równa masie powietrza, które przed spaleniem było w cylindrze. (Pomijamy masę paliwa). Objętość przestrzeni sprężania = $0,083 V_{sk}$ ($\epsilon = 13$), $T_{sp} = 800^\circ K$, $T_{pow.pl.} = 320^\circ K$

$$\frac{800 + 320 \cdot \frac{1}{13}}{\frac{14}{13}} = 765^\circ$$

Otrzymamy więc ochłodzenie o $800 - 765 = 35^{\circ}$.

Jeśli zsumujemy te dwie cyfry (23 i 35) otrzymamy obniżkę temperatury wydmuchu wskutek płukania o 58° . Dla silnika S. L. M., którego charakterystyka znajduje się na rys. 12, ciśnienie wydmuchu przy ciśnieniu doładowania 1,4 wynosi 1,25 ata. Według rys. 15 takie nadciśnienie powoduje podniesienie temperatury wydmuchu, wynoszącej 500° , o około 50° , a więc niemal dokładnie o tę wielkość o jaką obniża ją płukanie.

Z przeliczenia tego widać, że oba wspomniane wpływy, związane z istnieniem turbodmuchawy, znoszą się, o ile ilość powietrza płuczącego jest w przybliżeniu równa objętości przestrzeni spalania. Jeśli ilość powietrza płuczącego będzie mniejsza, temperatury wydmuchu będą wyższe, niż podane na rysunkach 8,

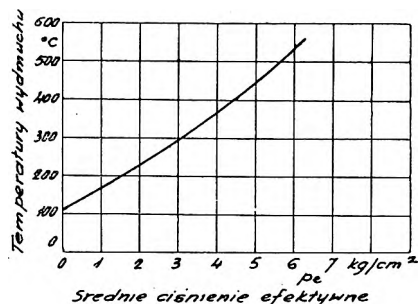


Rys. 16. Średnie ciśnienia efektywne i temperatury wydmuchu diesla bezsprężarkowego $n = 1400$ obr/min.; $V_{cyl} = 3 - 4$ l w zależności od ciśnienia doładowania. *a* — silnik Maybacha. Skalę temperatur na osi p_e wzięto z wykresu 18. Cyfry temperatur na linii *a* wzięto z wykresu 22. Są to temperatury z a turbiną. Cyfry w nawiasach są temperaturami p r z e d turbiną, wyliczonymi na podstawie wyk. 17.

12, 16 i 19. Jeśli będzie ona większa, temperatury te będą niższe, niż podane na wykresach.

Rys. 16 przedstawia średnie ciśnienia efektywne i temperatury wydmuchu diesla bezsprężarkowego, szybkoobrotowego ($n = 1400$ obr/min, $V_{cyl} = 3 - 4$ l), w zależności od ciśnienia doładowania. Sposób skonstruowania wykresu jest identyczny, jak poprzednich, z tym jednak, że uwzględniono zgodnie z rys. 6, inną zależność p_e od λ , odpowiednio do wyższych obrotów.

Skalę temperatur wydmuchu na osi p_e wzięto z pomiarów własnych na silniku typu 1P14/17, konstrukcji Prof. Ebermana, budowy Zakładów Ostrowieckich. Silnik ten posiada $V_{cyl} = 2,6$ l,



Rys. 17. Wykres temperatur wydmuchu silnika 1P14/17. $d = 140$ mm; $s = 170$ mm; $V_{cyl} = 2,52$ l; $n = 1500$ obr/min.

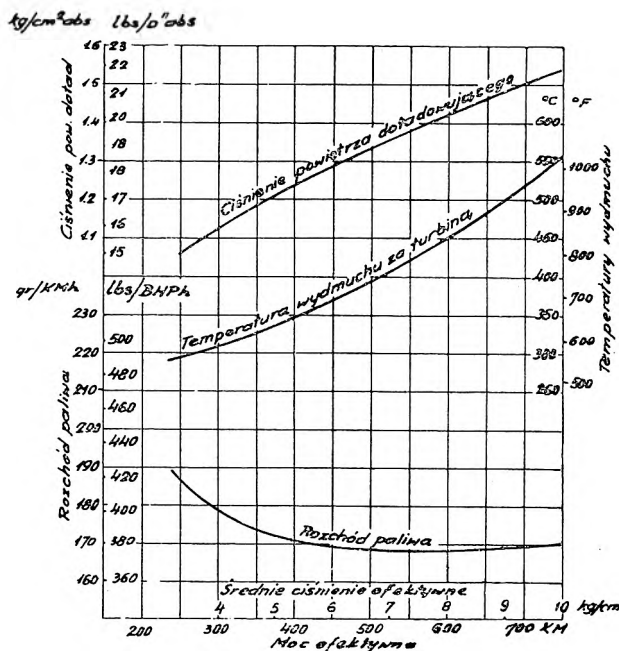
$n = 1500$ obr/min; związek między temperaturą wydmuchu a średnim ciśnieniem efektywnym przy pracy bez doładowania podany jest na rys. 17. Nie mając danych doświadczalnych co do pracy tego silnika z doładowaniem, określono na wykresie tym wielkości, odnoszące się do doładowania innego silnika trakcyjnego zbliżonej wielkości i ilości obrotów, a to Maybacha ($n = 1400$ obr/min, $d = 160$, $s = 200$)¹⁾.

W charakterystyce silnika Maybacha (rys. 18) zwracają uwagę dwie rzeczy: wysokie ciśnienia doładowania, przekraczające 1,5 ata przy przeciążeniu, oraz fakt, że na wykresie nie podano ani temperatur wydmuchu za zaworem wylotowym, ani też temperatur spalin przed turbiną, podawanych zawsze we wszystkich publikacjach Büchi, odnoszących się do doładowania silników.

Powód tego jest w świetle poprzednich uwag (str. 54) zupełnie jasny. Przy silniku tym, jako stosunkowo małym (mimo mocy 465 KM bez doładowania) sprawność turbo-zespołu jest na tyle niekorzystna, że dla osiągnięcia potrzebnego wzrostu mocy trzeba było w przeciwieństwie do innych nowszych wykonanych doładowania systemu Büchi, zrezygnować w znacznej części z prze-

¹⁾ Dane w/g wykresu fy Brown-Boveri Nr. 3 — 1530 D. Versuchsresultaten eines Maybach Triebwagen-Dieselmotors mit Aufladung nach dem Brown Boveri-Büchi Aufladeverfahren.

plukania a podwyższyć ciśnienie doładowania zapomocą odpowiednio dużego zdławienia wydmuchu przelotami turbiny. To pociągnęło za sobą podwyższenie ciśnienia w rurze wylotowej i związane z tym znaczne podniesienie temperatury spalin w tej

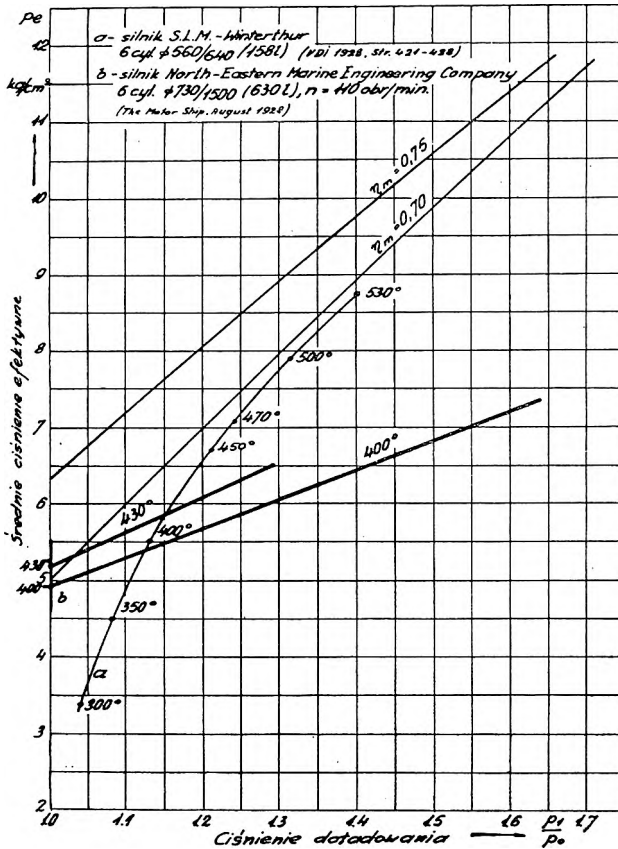


Rys. 18. Charakterystyka silnika Maybacha 12 × 160/200; $n = 1400$ obr/min. z doładowaniem Büchi. (Wykres Brown-Boveri 3 — 1530 D).

rurze. Nie chcąc podawać na wykresie niemiłych dla oka wysokich temperatur wydmuchu, uniknięto tego w sposób prawdziwie pomysłowy, wpisując na wykresie temperaturę spalin za turbiną, temperaturę obniżoną już wskutek ekspansji.

Jeśli do tych cyfr temperatur za turbiną dodamy odpowiednie różnice między temperaturą spalin pod ciśnieniem i spalin rozprężonych do ciśnienia atmosferycznego (rys. 15), otrzymamy na wykresie 16 cyfr temperatur odpowiadające wcale dobrze teoretycznie przewidywanym. Zgodność ta dowodzi, że w silniku tym rzeczywiście przepłukanie jest niezbyt wielkie. Dowodzi ona też, że obecny stan rozwoju techniki turbin spalinowych pozwala na trwałą pracę przy temperaturze pięciuset kilkudziesięciu stopni.

Rys. 19 przedstawia wykres „ p_e i t_w ” dużego silnika sprężarkowego, $n = 110 - 170$ obr/min, $V_{cyl} = 160 - 600$ l. Nie mając materiału porównawczego na tym samym silniku z doładowaniem i bez, ograniczono się do przedstawienia tam wykresu silnika



Rys. 19. Średnie ciśnienia efektywne i temperatury wydmuchu diesla sprężarkowego.
 $n = 100 - 170$ obr/min.; $V_{cyl} = 160 - 600$ l.

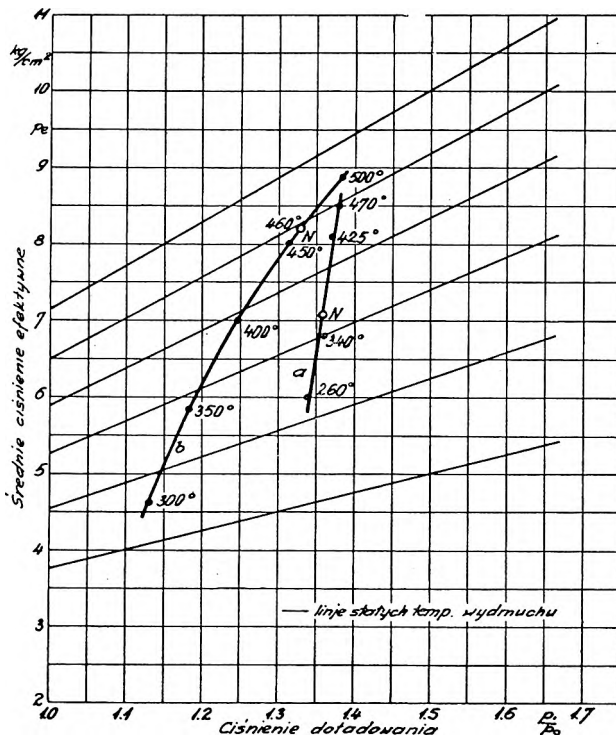
z doładowaniem Büchi, budowy S.L.M. ($d = 560$, $s = 640$, $n = 168$, $V_{cyl} = 158$ l)¹⁾, oraz do dwóch punktów, odnoszących się do silnika North Eastern Marine Engineering Co ($d = 730$, $s = 1500$, $n = 110$, $V_{cyl} = 630$ l)²⁾. Powiązanie punktów pomiarowych przy-

1) A. Stodola, Leistungsversuche an einem Motor mit Büchischer Aufladung, Z. D. V. d. I., 1928, str. 421.

2) The Motor Ship, August 1929.

należnych do tych dwóch silników zapomocą linii stałej temperatury wydmuchu, wykazuje całkiem niezłą zgodność.

Rys. 20 wreszcie przedstawia rezultaty osiągnięte przy pomocy znacznego przepłukania. Wykres ten podaje charaktery-



Rys. 20. Średnie ciśnienia efektywne i temperatury wydmuchu diesla bezsprężarkowego z wysokim stopniem przepłukania; $V_{cyl} = 220\text{--}460$ l; $n = 120\text{--}160$ obr/min. *a* — silnik MAN; 8 cyl. 650/1400; $V_{cyl} = 465$ l; $n = 110\text{--}120$; doładowanie dmuchawą tłokową (dół tłoka roboczego). *b* — silnik MAN; 580/850; $n = 187$ obr/min. doład. Büchi, $V_{cyl} = 222$ l.

styki dwóch silników M.A.N. Jeden z nich (linia *a*)¹⁾ ma $d = 650$, $s = 1400$, $V_{cyl} = 465$ l, $n = 110\text{--}120$ i jest doładowany przy pomocy dmuchawy tłokowej, którą stanowi dolna strona tłoka. (Silnik jest jednostronnie działający, wodzikowy). Drugi silnik (linia *b*)²⁾ posiada wymiary: $d = 580$, $s = 850$, $V_{cyl} = 220$ l, obroty $n = 187$ i doładowany jest zapomocą urządzenia systemu Bü-

¹⁾ Z. d. V. D. I. 1935, str. 1535.

²⁾ The Oil Engine, November 1935, str. 236.

chi. W obu tych silnikach istnieje znaczny nadmiar powietrza doładowującego, wskutek czego mogło być zastosowane bardzo intensywne przepłukiwanie. Że przepłukanie to jest mniej więcej to samo w obu silnikach, o tym świadczy przybliżona zgodność punktów leżących na obu liniach a i b z liniami stałej temperatury wydmuchu.

Charakterystyczna jest znaczna różnica w mocy nominalnej obu silników mimo bardzo zbliżonych warunków doładowania. Różnica ta jest tym dziwniejsza, że silnik o wyższym ciśnieniu doładowania ma dla mocy nominalnej niższe p_e ($7,05 \text{ kg/cm}^2$) od drugiego silnika ($p_e = 8,2 \text{ kg/cm}^2$). Powód tego leży w różnym przeznaczeniu obu silników; linia a odnosi się do silnika okrętowego, zaś linia b do silnika stałego (elektrownia).

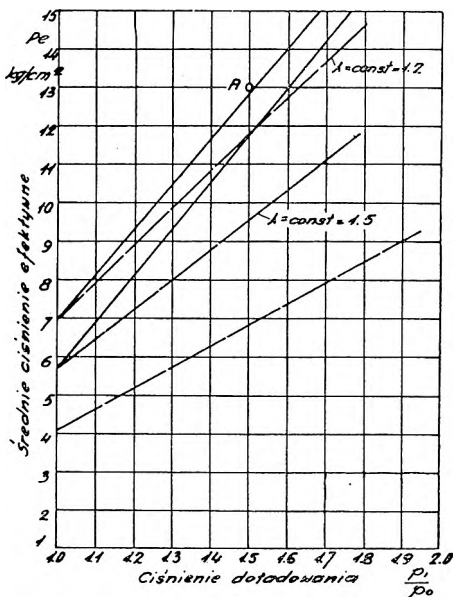
Charakterystyczny jest także fakt, że silnik, którego charakterystykę oznaczono przez a ma przy normalnym obciążeniu temperaturę wydmuchu zaledwie 350° . Poza względem na niezawodność ruchu, o czym wspomniano wyżej (silnik okrętowy) niewątpliwie spowodowane jest to także i tym, że obniżenie temperatury wydmuchu, występujące przy bardzo intensywnym przepłukaniu, jest w znacznej części niemiarodajne dla termicznego obciążenia silnika; wprowadzając bowiem duże ilości powietrza płuczącego można niemal dowolnie obniżyć średnią temperaturę wydmuchu, jednak natężenie termiczne tłoka można tą drogą zmniejszyć tylko nieznacznie (por. str. 20—21, 24—25). Ponieważ natężenia termiczne tłoka grają szczególnie wielką rolę przy silnikach dużych, więc i w tym wypadku (średnica cylindra 650 mm) obniżenie temperatury wydmuchu drogą intensywnego przepłukania niewiele przyczyniło się do podwyższenia mocy silnika ponad tę wysokość mocy, jaka wynika z doładowania.

Przytoczymy tu jeszcze jeden przykład ilustrujący użyteczność i sens wykresów „ p_e i t_w ”.

W sprawozdaniach angielskiego „Royal Aeronautic Society”¹⁾ podana jest wiadomość o próbach doładowania Diesla lotniczego, które dały bardzo pokaźne rezultaty: średnie ciśnienie efektywne (po odliczeniu pracy dmuchawy) 13 kg/cm^2 przy ciśnieniu doła-

¹⁾ Journal of the R. A. S. Jan. 1934.

doładowania 0,5 atn. Ponieważ chodzi tu o silnik mający 1500—2000 obr/min, więc odpowiada on warunkom, dla jakich skonstruowany został rys. 16. Z wykresu tego jednak widać, że o ile przyjmiemy przy pracy bez doładowania maksymalne $p_e = 7,0$ kg/cm², to idąc po linii stałej ilości niespalonego tlenu, otrzymamy przy ciśnieniu doładowania 0,5 atn co najwyżej $p_e = 10,7$ kg/cm². Ta sprzeczność teoretycznego wykresu z cyframi pomiarowymi zdawałaby się źle świadczyć o słuszości teorii, według której wykres 16 skonstruowano. Tak jednak nie jest; sprawa wygląda bowiem całkiem inaczej, jeśli przyjmiemy, że silnik próbny, o którym mowa, był doładowany powietrzem o temperaturze otoczenia (t. zn. sprężonym izotermicznie). Dla warunków tych skonstruowano wykres 21. Z wykresu tego wynika, że przy doładowaniu tego silnika powietrzem o temperaturze otoczenia i ciśnieniu 0,5 atn, otrzymamy wzrost mocy silnika z $p_e = 7,0$ kg/cm² na $p_e = 12,8$ kg/cm². Posuwamy się przy tym po linii stałej ilości niespalonego tlenu. Trudno o lepszą zgodność cyfry pomiarowej z teoretyczną.



Rys. 21. Średnie ciśnienia efektywne i temperatury wydmuchu szybkoobrotowego diesla; $n = 1500 - 2000$ obr/min. przy doładowaniu powietrzem sprężonym izotermicznie. A — punkt odnoszący się do silnika lotniczego próbnego (Journal of the R. A. S. I 1934). — linie stałej ilości niespalonego tlenu. — — linie stałej temperatury wydmuchu (stałego nadmiaru pow.).

III. WPLYW DOŁADOWANIA NA WARUNKI SPALANIA.

Wszystkie dotychczasowe rozważania czynione były pod założeniem (por. str. 29), że pod wpływem doładowania warunki spalania nie ulegają zmianie ani na gorsze, ani na lepsze. Tylko pod tym założeniem „reguła stałej ilości

niespalonego tlenu” jest prawdziwa. W rzeczywistości doładowanie bardzo często zmienia warunki spalania, a że przed doładowaniem sposób doprowadzania paliwa i uskuteczniania przebiegu spalania dobrany był do tych warunków (a przynajmniej powinien być być dobrany) tak, aby uzyskać możliwie najlepsze rezultaty, więc każda zmiana warunków będzie z reguły zmianą na gorsze i wymagać będzie dla osiągnięcia równie dobrego jak poprzednio spalania — zmiany sposobu doprowadzania paliwa. Dlatego też przy przeróbce silnika na doładowanie, oprócz dokonania samego doładowania, konieczne jest zazwyczaj wyregulowanie spalania. I dopiero po dokonaniu tego silnik znajduje się w stanie odpowiadającym wykresowi „ p_e i t_w ”.

Mówiąc innymi słowami, dotychczasowe rozważania wskazywały na możliwości wzrostu mocy w związku z doładowaniem, osiągnięcie tych możliwości jednak uzależnione jest od doprowadzenia silnika do tego samego stanu optymalnych warunków spalania, w jakim znajdował się on przed dokonaniem doładowania.

Warto tu zaznaczyć, że w praktyce przy przeróbce silników na doładowanie największą trudność sprawia zazwyczaj nie samo doładowanie silnika, t. j. zwiększenie ilości powietrza doprowadzanego do cylindrów, lecz właśnie owo „wyregulowanie spalania”, — dostosowanie sposobu doprowadzania i rozmieszczenia w powietrzu paliwa do nowych, zmienionych warunków. O ile bowiem przy odpowiednim doświadczeniu można z całkiem dobrym przybliżeniem przewidzieć i zaprojektować potrzebne dla danego przypadku urządzenie doładujące (turbodmuchawę pędzoną wydmuchem silnika, urządzenie dla dynamicznego doładowania, złożone z rury doładującej, odpowiedniego zaworu ssącego i krzywki, — nie mówiąc już o dmuchawie pędzonej mechanicznie) — o tyle trudno bardzo jest przewidzieć dokładnie, w jakim sensie zmienić trzeba sposób doprowadzania paliwa, aby znowu dostać optimum. Wpływa bowiem na to tyle czynników, w których nawet drobne zmiany mogą mieć decydujący wpływ na rozchód paliwa i na dobroć spalania, że najczęściej potrzebne jest przy doładowaniu nowego typu silnika doświadczalne wyregulowanie spalania.

I w tym właśnie leży może największe praktyczne znaczenie wykresów „ p_e i t_w ”, że dają one doskonałą możność kontroli wyregulowania silnika. Jeśli przy danym ciśnieniu doładowania

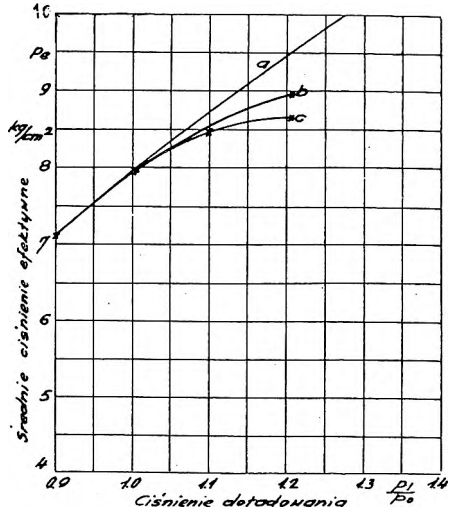
temperatury wydmuchu i odpowiadające im średnie ciśnienia efektywne nie zgadzają się z odpowiednimi wartościami na wykresie „ p_e i t_w ”, skonstruowanym dla danego typu silnika, wtedy jest pewne, że ze spalaniem coś nie jest w porządku.

Brak takiej kontroli i nie zdawanie sobie sprawy z możliwości doładowania prowadzi do poważnych błędów w tej dziedzinie. Jako przykład służyć może referat O. Thornycrofta o doładowaniu silników szybkoobrotowych¹⁾, w którym podane są rezultaty prób doładowania silnika $d = 152$ mm, $s = 175$ mm, $n = 2000$ obr/min. Rezultaty te, przedstawione wykresnie na rys. 22, oraz brak jakiegokolwiek wzmianki o zmianach w spalaniu (poza przedstawianiem punktu wstrzyku), dowodzą, że w silniku tym spalanie nie zostało wyregulowane dla zmienionych warunków i wskutek tego doładowanie tylko w części mogło być wykorzystane. Jak pokażna jest ta różnica pomiędzy osiągniętym a osiągalnym przyrostem mocy, pokazuje wyraźnie krzywa osiągalnego przyrostu mocy, wkreślona dla porównania na wykresie 22. (Linia ta odpowiada przyrostowi mocy przy zachowaniu tego samego nadmiaru powietrza).

Zmiana warunków spalania wynika ze zmiany:

1. Ilości powietrza,
2. Ilości paliwa.

Zmiana ilości powietrza powoduje zmianę jego ciśnienia i gęstości, o ile przestrzeń spalania pozostaje przy doładowa-



Rys. 22. Średnie ciśnienia efektywne diesla bezsprężarkowego w zależności od ciśnienia doładowania; $n = 2000$ obr/min. $V_{cyl} = 2$ l. Thornycroft — Doładowanie silników trakcyjnych. The Oil Engine Dec. 1935, str. 243; Engineering 10.I.1936, str. 41. *a* — moc teoretycznie możliwa (stały nadmiar powietrza); *b* — moc osiągnięta przy ciśnieniu spalania większym o 7%; *c* — moc osiągnięta przy stałym max. ciśnieniu spalania.

¹⁾ Streszczenie w „The Oil Engine z XII. 1935, Nr. 32, str. 243.

niu niezmienną. Przez powiększenie przestrzeni spalania można ciśnienie zredukować do poprzedniej wysokości, mamy wtedy jednak do czynienia z przestrzenią o innej objętości i kształcie niż poprzednio. W praktyce najczęściej stosuje się formę pośrednią, powiększając przestrzeń spalania na tyle, że ciśnienie sprężania po doładowaniu wzrasta, jednak mniej, niżby wzrosło przy niezmienną objętości przestrzeni spalania. Czynnikiem ograniczającym powiększenie przestrzeni spalania jest pewność rozruchu, nie pozwalająca na zbytne obniżenie ciśnienia sprężania w czasie rozruchu silnika, kiedy urządzenie doładowujące z reguły jeszcze nie działa.

Przy doładowywaniu silników mamy więc zazwyczaj w praktyce do czynienia z jednoczesnym wzrostem ciśnienia powietrza, oraz zmianą objętości i kształtu przestrzeni, którą ono zajmuje.

Wzrost ilości paliwa powoduje, przy niezmiennym sposobie jego doprowadzania, przedłużenie czasu wprowadzania paliwa do przestrzeni spalania.

Wpływ tych czynników na jakość spalania, i środki, którymi można sprowadzić spalanie spowrotem do optimum, zależą od sposobu wstrzyku, z jakim silnik pracuje. Poniżej rozpatrzemy kolejno różne typy silników z tego punktu widzenia.

Silniki sprężarkowe. Ponieważ energię potrzebną dla rozpylenia paliwa i wymieszania go z powietrzem w cylindrze daje powietrze wstrzykowe, potrzebne jest zazwyczaj zwiększenie ciśnienia wstrzykowego w tym samym stosunku, w jakim wzrosło ciśnienie sprężania, aby zachować tę samą szybkość wypływu paliwa z dyszy. Poza tym, wobec większej masy paliwa i powietrza w cylindrze, korzystne jest zwiększenie ilości powietrza wstrzykowego, które osiągnąć można drogą zwiększenia przelotów dyszy i skoku iglicy. Oczywiście zależy to jeszcze od tego, czy sprężarka silnika jest dostatecznie obficie dymensjonowana, aby podołać zwiększonemu zapotrzebowaniu. O ile tak nie jest, poprzestać trzeba na zwiększeniu ciśnienia wstrzykowego, które często (przy małej rezerwie powietrza wstrzykowego) osiągnąć można tylko przez zmniejszenie przekrojów czasowych otwarcia iglicy zaworu paliwowego (zmniejszenie skoku, lub skrócenie czasu otwarcia).

Przy większych przyrostach mocy może zajść potrzeba zwiększenia zaworu paliwowego, czego nie można uprościć do zwiększenia

szenia samej tylko dyszy, ważne jest bowiem zachowanie odpowiedniego stosunku poszczególnych przekrojów przepływu w zaworze. W wypadku takim, chcąc porządnie opracować spalanie, trzeba przeprowadzić systematyczne próby, wyznaczając empirycznie najkorzystniejsze wymiary poszczególnych części zaworu paliwowego, podobnie jak przy opracowaniu nowego typu silnika.

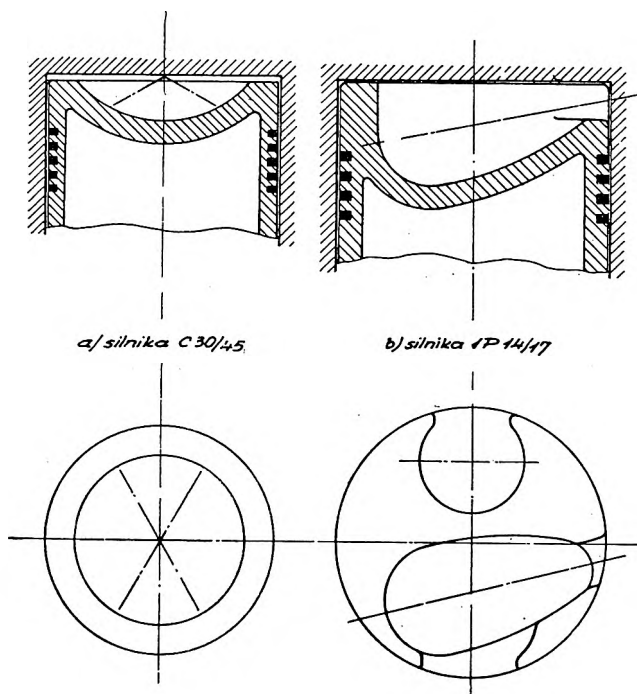
Silniki bezsprężarkowe. W silnikach bezsprężarkowych o wstrzyku bezpośrednim podstawowym warunkiem dobrego spalania jest należyte dostosowanie kształtu strumieni paliwa do kształtu przestrzeni spalania. Na dostosowanie to składają się przede wszystkim 2 czynniki: zasięg wstrzyku i kąt rozwarcia stożka paliwa. Zarówno jedna jak i druga wielkość są w dużym stopniu zależne od gęstości powietrza, do którego paliwo jest wtryskiwane. Zasięg strumieni paliwa maleje a kąt wierzchołkowy stożków, jakie tworzą strumienie, rośnie przy wzroście ciśnienia sprężania. Czasem używane bywa także określone wirowanie powietrza w przestrzeni spalania; szybkość tego wirowania, ważna dla należytego przebiegu spalania, może być także związana z doładowaniem.

Najprostszym sposobem zaradzenia skróceniu zasięgu strumieni paliwa jest powiększenie średnicy otworków w dyszy paliwowej przy równoczesnym zwiększeniu wydatku sekundowego pompki paliwowej, tak, aby ciśnienie wstrzykowe zostało mniej więcej to samo, lub nawet nieco wzrosło. Zwiększenie wydatku sekundowego pompki można osiągnąć przez zwiększenie średnicy tłoczka pompki, lub też stromości krzywki paliwowej. Wraz z wzrostem średnicy otworu dyszy, oraz wraz z ciśnieniem rośnie zdolność przebicia strumienia paliwa i mimo zwiększonego oporu wskutek gęstszego powietrza, zasięg strumienia paliwa pozostaje mniej więcej ten sam.

Sposób ten ma jeszcze tę zaletę, że dzięki niemu mimo zwiększonej ilości paliwa wstrzykiwanego, czas wstrzyku może zostać niezmieniony w porównaniu ze stanem bez doładowania, co wpływa korzystnie na rozchód paliwa.

Nie tak prosto przedstawia się sprawa kąta wierzchołkowego stożka, jaki tworzy strumień paliwa. O ile przestrzeń spalania ma kształt taki, jak np. na rys. 23 a, to jasne jest, że wielkość tego kąta nie gra wielkiej roli. Jeśli jednak mamy do czynienia z przestrzenią jak na rys. 23 b, kwestia kąta wierzchołkowego ma

zasadnicze znaczenie. Na wielkość kąta tego przy dyszy otwor-
kowej można wpływać w pewnej mierze wielkością stosunku
średnicy otworka do jego długości. W dyszy czopkowej (np. Bo-
scha) wymiary czopka i otworu decydują o wielkości kąta wierz-
chołkowego. W pewnych wypadkach jednak nie można poradzić
sobie zmianą wielkości kąta wierzchołkowego strumienia paliwa.



Rys. 23. Przestrzeń spalania.

Rys. 23 b przedstawia przestrzeń spalania szybkobieżnego silnika ($d = 140$ mm, $s = 170$ mm, $n = 1500$ obr/min), w której zastosowana była dysza czopkowa Boscha. Kształt przestrzeni spalania dobrany został tak, aby osiągnąć dobre spalanie przy pracy bez doładowania. Wskutek doładowania przy pomocy systemu Wibu ciśnienie sprężania wzrosło (przy niezmienionym kształcie przestrzeni spalania) o blisko 25%, co spowodowało zwiększenie kąta rozwartości strumienia paliwa. Ponieważ poprzednio zastosowana była dysza czopkowa o najmniejszym kącie strumienia z pośród wyrabianych przez firmę Bosch, nie było możliwości dalszego zmniejszenia tego kąta dla dostosowania strugi paliwa do kształ-

tu przestrzeni, lecz trzeba było naodwrot zmienić kształt przestrzeni spalania na szerszy.

Dla przedstawienia przykładowo, jak wygląda opracowanie spalania w silniku bezsprężarkowym przy przejściu na doładowanie, opiszę przeróbkę spalania w dwóch silnikach konstrukcji prof. Ebermana, budowy Zakładów Ostrowieckich (dawniej W. S. A. B. P.).

Normalno - bieżny silnik przemysłowy typu C 30/45 ($d = 300$ mm, $s = 450$ mm, $n = 300$), doładowany przy pomocy urządzenia systemu Wibu, wykazał wzrost ciśnienia doładowania o 24%. Wykres 9 przedstawia rozchody paliwa i temperatury wydmuchu tego silnika. Krzywa I odnosi się do stanu bez doładowania, krzywa II przedstawia silnik po doładowaniu, jednak bez wprowadzenia jakichkolwiek zmian w sposobie doprowadzania paliwa. Jak widać, otrzymano dość znaczne zwiększenie mocy, które, jeśli sądzić będziemy według rozchodów paliwa, możnaby ocenić na 25% (z 60 KM na 75 KM). Jednak wykres temperatur wydmuchu przedstawia jeszcze wiele do życzenia w porównaniu ze stanem teoretycznie poprawnym. Jeśli bowiem punkty tego wykresu temperatur wydmuchu wnieść na rys. 8 w ten sposób, że przecięcie się spólrzędnych odpowiadających ciśnieniu doładowania 1,24 i danym średnim ciśnieniom efektywnym oznaczymy cyframi temperatur wydmuchu, odpowiadającymi tym ciśnieniom efektywnym, to otrzymamy na wykresie 8 punkty dość znacznie odbiegające od teoretycznych linii temperatur. Zmiana krzywki paliwowej na stromszą, dla zwiększenia sekundowego wydatku paliwa, dała pewną poprawę, którą przedstawia krzywa III, zaś powiększenie otworów w dyszy paliwowej dało dalszą poprawę, która w tym wypadku jest już stanem ostatecznym, krzywa IV. Punkty krzywej temperatur IV, wniesione na wykresie 8 w ten sposób, że wartości t_w wpisane są na przecięciu się odpowiednich linii ciśnienia doładowania i p_e — zgadzają się dokładnie z teoretycznymi liniami temperatur. Wynika stąd, że spalanie w silniku osiągnęło już poziom poprawny z punktu widzenia teorii, na podstawie której wykres 8 został skonstruowany.

Przykład ten wskazuje jasno, że dzięki wykresom „ p_e i t_w ” możliwa jest kontrola stanu, w jakim silnik znajduje się po doładowaniu, możliwe jest stwierdzenie, czy silnik w pełni wykozystuje zwiększoną ilość powietrza, czy też skutek niedostos-

wania się do nowych, zmienionych warunków realizuje tylko część zawartych w tym powietrzu możliwości.

Szybkobieźny trakcyjny silnik typu 6V18/25 ($d = 180$, $s = 250$ mm, $n = 800$). W silniku tym osiągnięto przy pomocy doładowania Wibu wzrost ciśnienia ładowania o 20%. Kiedy jednak przeprowadzono próbę obciążenia silnika doładowanego, okazało się, że zamiast obniżenia temperatur wydmuchu i poprawy rozchodu paliwa, otrzymano podwyższenie temperatur i pogorszenie rozchodu paliwa. Przeprowadzone badania okazały, że powodem tego było skrócenie długości zasięgu strumieni paliwa wskutek zwiększenia gęstości powietrza po doładowaniu (przestrzeń sprężania pozostała niezmienną, zatem po doładowaniu ciśnienie sprężania wzrosło również, prawie w takim samym stosunku, jak ciśnienie ładowania).

Na pierwszy rzut oka może wydać dziwnym i niezrozumiałym fakt, że mimo znacznego wzrostu ilości powietrza następuje tak znaczne pogorszenie spalania, że zamiast obniżenia temperatury wydmuchu otrzymano jej podwyższenie. Wytlumaczenie tego zjawiska leży w tym, że zasięg wstrzyku już w silniku bez doładowania był za krótki i to dość znacznie, zaś wzrost gęstości powietrza w przestrzeni spalania, spowodowany przez doładowanie, skrócił go tak dalece, że tylko ok. $\frac{2}{3}$ objętości powietrza w przestrzeni spalania obdzielone było paliwem. Nic więc dziwnego, że już przy stosunkowo niewielkich obciążeniach nie każda cząstka paliwa mogła znaleźć swą cząstkę tlenu, że wskutek tego następowało przewlekłe spalanie, połączone ze znacznym wzrostem temperatury wydmuchu i rozchodu paliwa.

Po odpowiednim zmodyfikowaniu kształtu przestrzeni spalania, polegającym na skróceniu jej, tak aby droga, którą musi przebyć strumień paliwa, zmniejszyła się z ok. 180 mm na 140 mm, nastąpiła pewna poprawa, wyrażająca się tym, że rozchody paliwa i temperatury wydmuchu z doładowaniem i bez były takie same. Oczywiście stan ten był jeszcze daleki od zadowalającego, wprowadzono więc dalszą zmianę, polegającą na zwiększeniu średnicy tłoczków pompki paliwowej (z 12 mm na 14 mm) i na dalszym skróceniu przestrzeni spalania do 130 mm przy równoczesnym zwiększeniu otworków w dyszy. W tym stanie zdjęto charakterystykę silnika przedstawioną na wykresie 15. Z charakterystyki tej widać, że doładowanie daje w zakresie małych obciążeń pewne pogorszenie rozchodu paliwa, spowodo-

wane zwiększeniem ujemnej pracy podciśnienia przy ssaniu, natomiast przy wyższych obciążeniach daje pokaźną poprawę, tak że za moc trwałą uważać teraz można 240 KM, co daje wzrost 20%. Przy wszystkich obciążeniach występuje obniżenie temperatury wydmuchu, jednak dość znaczne zakrzywienie linii temperatur wydmuchu ku górze przy większych obciążeniach dowodzi, że przy tych obciążeniach spalanie ulega pogorszeniu i że jeszcze nie wszystko jest w porządku. Na podstawie wyglądu tłoków (rozkład i wygląd okopceń) oraz na podstawie porównawczych przeliczeń ciśnień wstrzykowych przed i po doładowaniu, wywnioskowano, że zasięg wstrzyku był w tych warunkach już nieco za długi. Dalsza zmiana w sposobie doprowadzania paliwa, mianowicie nieco mniejsza średnica tłoczków pompki paliwowej (13 mm) nie została już spowodu braku czasu doświadczalnie sprawdzona. Należy się jednak spodziewać, że dałaby ona końcową, niewielką już, poprawę w spalaniu, która doprowadziłaby spalanie to do stanu teoretycznie poprawnego.

Punkty temperatur wydmuchu wniesione na rys. 12 wzięto z pomiarów na omawianym silniku. Niezgodność punktu 550° z teoretyczną linią, wspomniana już na str. 53, spowodowana jest właśnie nieco za długim zasięgiem wstrzyku.

Silniki bezsprężarkowe z komorą wirową, do których należy znaczna część nowszych silników szybkoobrotowych, powinny być — zdawałoby się — mało wrażliwe na doładowanie ze względu na silne wirowanie powietrza, które powinno dać doskonałe wymieszanie z paliwem. Pewne doświadczenie z silnikami o tego typu komorze spalania, jakim dysponuję, wskazuje, że sprawa nie jest jednak tak prosta.

Prawdopodobny powód tego leży w zmienionej, wskutek wyższego ciśnienia sprężania, szybkości wirowania w komorze; szybkość ta została uprzednio dobrana do pracy bez doładowania, tak, aby była optymalna, ponieważ zaś po doładowaniu ilość powietrza włączanego do komory wzrosła, wzrosnąć musiała również szybkość wirowania.

Dość podobnie ma się rzecz zapewne i z silnikami z komorą wstępną. W silnikach tych dobroć spalania zależy w pierwszym rzędzie od energii przepływów między komorą a cylindrem i naodwrot. Energia ta zależy od wielkości i ilości otworów, łączących komorę z cylindrem oraz od stosunku objętościowego komory i cylindra. Spodziewać się należy, że naj-

korzystniejsza wielkość i ilość otworów dla silnika bez doładowania nie będzie najkorzystniejszą dla silnika z doładowaniem i podobnie jak w wypadku poprzednim potrzebne będą zmiany przy przeróbce silnika na doładowanie.

Z doładowaniem silników komorą wstępną brak mi jakichkolwiek doświadczeń.

Ciśnienie spalania przy doładowaniu. O ile przestrzeń sprężania nie ulega zmianie, ciśnienie sprężania rośnie mniej więcej w tym samym stosunku, w jakim rośnie ciśnienie ładowania, t. j. w najpowszechniej dziś stosowanych wykonaniach o 20 — 30%. Jak wspomniano wyżej, często stosuje się powiększenie przestrzeni sprężania, dające wzrost ciśnienia sprężania mniejszy, niż ciśnienia ładowania. Zazwyczaj jednak ciśnienie sprężania wzrasta conajmniej o kilkanaście %, często zaś więcej.

W związku z tym powstaje ważne pytanie, jak zmieni się maksymalne ciśnienie spalania przy doładowaniu. Na pierwszy rzut oka zdawałoby się mogło, że ciśnienie spalania, którego wielkość decyduje o natężeniach w wale korbowym i o naciskach w panewkach, wzrośnie w tym samym stosunku, co ciśnienie sprężania. Tym samym wzrosłoby dość znacznie obciążenie i natężenie najżywotniejszych organów silnika, zapewne nie bez pewnej szkody dla jego trwałości.

Tak źle jednak nie jest, bowiem to samo zwiększenie ciśnienia sprężania kryje w sobie czynnik, działający w kierunku obniżenia wysokości wzrostu maksymalnego ciśnienia ponad ciśnienie sprężania. Czynnikiem tym jest skrócenie opóźnienia zapłonu spowodowane przez wyższą temperaturę wyżej sprężonego powietrza. Czym krótsze jest opóźnienie zapłonu, tym mniejsza ilość paliwa nagromadzić się może w jego czasie w cylindrze, i tym mniejszy jest raptowny wzrost ciśnienia spalania ponad ciśnienie sprężania, który decyduje o ciśnieniu maksymalnym.

W ten sposób przyrost ciśnienia spalania ponad ciśnienie sprężania może być w pewnych wypadkach nawet mniejszy niż w tym samym silniku bez doładowania, w pewnych zaś — mniej więcej taki sam, jak w silniku bez doładowania. O ile wydatek sekundowy pompki pozostaje ten sam, ilość paliwa, która wejdzie w czasie opóźnienia zapłonu, jest mniejsza, niż przy pracy bez doładowania, bo samo opóźnienie jest krótsze. Wtedy

więc i wzrost ciśnienia przy spalaniu ponad ciśnienie sprężania będzie mniejszy, tak że w rezultacie otrzymamy maksymalne ciśnienie spalania po doładowaniu mniej więcej takie samo, jak przed doładowaniem. Jeśli zaś dla zachowania korzystnych rozchodów paliwa wstrzykiwać będziemy paliwo z większym niż przedtym wydatkiem sekundowym (większa średnica tłoczka pompki lub stromsza krzywka), wtedy mimo skrócenia opóźnienia zapłonu przez wyższe ciśnienie sprężania, ilość paliwa, jaka wejdzie do cylindra od początku wstrzyku do początku zapłonu pozostaje mniejwięcej taka sama, a więc i wzrost ciśnienia spalania ponad ciśnienie sprężania pozostaje taki sam.

Wszystko to odnosi się oczywiście do stałego punktu wstrzyku. Przez zmianę bowiem tego punktu możemy otrzymać znaczne zmiany maksymalnego ciśnienia spalania niezależnie od ciśnienia doładowania, wielkości tłoczka pompki i t. p. W wypadku doładowania pewnego silnika bezsprężarkowego, którego krzywka paliwowa zamocowana była na stałe, tak że nie można była regulować punktu wstrzyku, otrzymano po doładowaniu silnika maksymalne ciśnienie takie samo, jak przed doładowaniem. Wymiary tłoczka pompki i kształt krzywki pozostały przy tym niezmienione. Przy doładowaniu opisanego poprzednio silnika C 30/45 ciśnienie sprężania przed doładowaniem wynosiło 30 atn, po doładowaniu 36 atn, ciśnienie spalania zaś wzrosło wskutek doładowania z 49—50 atn na 55—56 atn, t. j. o tę samą wielkość, co ciśnienie sprężania. (W silniku tym zastosowano, jak to już wspomniano poprzednio, stromszą krzywkę paliwową). W stosunku do pierwotnej wysokości wzrost ten wynosił więc ok. 10%. Jako inny przykład służyć może przeróbka silnika trakcyjnego, szybkobieżnego, wspomniana w cytowanym referacie O. Thornycrofta, gdzie wzrost ciśnienia maksymalnego wyniósł 7%.

Taki wzrost ciśnienia spalania jest zbyt mały, aby mógł być groźny dla trwałości silnika. Spółczynnik pewności, z jakim pracują części nateżane mechanicznie przez ciśnienie spalania (śruby głowicy, łożysk głównych przy podwieszeniu wału, wał korbowy i korbowód) jest dostatecznie duży, aby części te zniosły owo zwiększenie obciążenia o ok. 10% bez żadnej dla siebie szkody. Jeśli zaś chodzi o naciski na czopach tłokowym i korbowym, to zwiększenie ich może być szkodliwe tylko w wypadku, kiedy już przed doładowaniem były one wyciągnięte bardzo wysoko. W silnikach przemysłowych, stałych, naciski te są z re-

guły na tyle niskie, że powiększenie ich o około 10% nie przynosi — praktycznie biorąc — żadnej szkody trwałości. Zresztą w wielkiej ilości wypadków można, jak okazaliśmy, osiągnąć przy doładowaniu bardzo dobre rezultaty, bez jednoczesnego podwyższania ciśnień maksymalnych.

W szybkobieżnych silnikach (np. trakcyjnych), gdzie naciski te są już w silnikach bez doładowania bardzo znaczne (np. w górnym łożysku korbowodu 300 kg/cm² i więcej), powiększanie ich jest oczywiście niewskazane, bez jednoczesnego odpowiedniego wzmocnienia łożysk. Najnowsze postępy techniki silnikowej dają jednak rozwiązanie tych trudności w formie specjalnych materiałów na łożyska. Najradykałniejszą jednak poprawę w tym kierunku może dać obniżenie maksymalnych ciśnień spalania w silnikach szybkobieżnych, drogą odpowiedniego opanowania spalania, co stanowi obecnie jeden z najważniejszych problemów szybkobieżnego diesla.

STRESZCZENIE.



Doładowanie silników spalinowych jest, obok zwiększenia szybkobieżności, nader skutecznym sposobem zwiększenia wykorzystania zainstalowanej objętości skokowej. Przy coraz bardziej wzrastającym w ostatnich latach przemysłowym stosowaniu doładowania silników Diesla, brak jest — jak dotąd — teoretycznego opracowania związków zachodzących pomiędzy ciśnieniem doładowania a mocą silnika.

Prace nad własnym sposobem doładowania, opracowanym wspólnie z Dr. Inż. A. Wicińskim¹⁾, były dla autora bodźcem do przeprowadzenia badań ogólnych praw i zależności, jakie rządzą doładowaniem silników Diesla, niezależnie od sposobu, w jaki to doładowanie zostanie osiągnięte.

Na podstawie prostych rozważań termodynamicznych, uzupełnionych danymi, pochodzącymi z pomiarów na silnikach, skonstruowano wzory, które — zwłaszcza w wykreślonym przedstawieniu — dają jasny obraz zachowania się silnika przy wszelkich ciśnieniach doładowania i wszelkich obciążeniach.

Wykres taki, raz ustalony dla pewnego typu silnika Diesla, jest ważny dla wszelkich czterosurowych silników Diesla, zbli-

¹⁾ Por. odnośnik na str. 11.

zonych pod względem ilości obrotów, wymiarów cylindra i sposobu wstrzyku do silnika, dla którego wykres skonstruowano. Pozwala on na określenie, jaką temperaturę wydmuchu będzie mieć silnik po doładowaniu danym ciśnieniem przy danym obciążeniu, a tym samym pozwala na ustalenie z góry mocy trwałej silnika doładowywanego.

Z wykresów i rozważań wynika, że osiągalny ze względu na spalanie procentowy wzrost mocy diesla jest przy danym ciśnieniu doładowania tym większy, czym gorzej był wykorzystany silnik przed doładowaniem, czym niższe miał p_i i η_m .

Przez doładowanie silnika Diesla otrzymuje się lepsze wyzyskanie powietrza w silniku, ma się bowiem możliwość spalania z mniejszym nadmiarem powietrza, niż to ma miejsce w tych samych zresztą warunkach bez doładowania. Dzięki temu można w pewnych warunkach osiągnąć np. 50%-we zwiększenie mocy przez doładowanie w wysokości 1,2 ata.

Z lepszym wyzyskaniem powietrza przy doładowaniu silników Diesla wiąże się wzrost temperatury wydmuchu, który ogranicza przyrost mocy, dający się praktycznie wyzyskać przy danym ciśnieniu doładowania.

W związku z doładowaniem stosowane bywa często przepłukiwanie silników czterosuwowych, którego celem ma być, oprócz pewnego zwiększenia ilości powietrza w cylindrze, ochłodzenie ścianek otaczających przestrzeń spalania, a przede wszystkim tłoka. Najwidoczniejszym rezultatem przepłukania jest obniżenie temperatury wydmuchu.

Przeprowadzona analiza zjawiska przepłukania wykazała, że znaczenie jego polega przede wszystkim na zwiększeniu (nieznacznym zresztą) ilości powietrza w cylindrze, zaś działanie jego chłodzące jest znikome i ogranicza się — praktycznie biorąc — do chłodzenia samego zaworu wylotowego. Obniżka temperatury wydmuchu, spowodowana przepłukaniem, polega w znacznej mierze na zmianie warunków pomiaru temperatury i nie jest miarodajna dla oceny wielkości termicznego obciążenia silnika. Natomiast przy systemach doładowania, posługujących się turbodmuchawą, pędzoną wydmuchem silnika, posiada przepłukanie szczególne znaczenie, polegające na obniżeniu temperatury spalin, której wysokość nie może przekraczać granicy, zakreślonej wytrzymałością łopatek turbiny.

Wyprowadzone w niniejszej pracy wzory i wykresy przed-

stawiają możliwości wzrostu mocy silnika w związku z doładowaniem; osiągnięcie tych możliwości uzależnione jest jednak od doprowadzenia silnika po doładowaniu do tego samego stanu optymalnych warunków spalania, w jakim znajdował się on przed dokonaniem doładowania. Do tego potrzebne jest zazwyczaj doświadczalne wyregulowanie spalania w związku z doładowaniem nowego typu silnika. Na paru przykładach wziętych z praktyki omówiono wyregulowanie spalania w silnikach różnych typów w związku z ich doładowaniem.

Główne znaczenie skonstruowanych wykresów polega na tym, że wyświełtają one kwestię związku mocy silnika z ciśnieniem doładowania. W zastosowaniu praktycznym oznacza to możliwość ustalenia zgóry, jaką moc trwałą powinien osiągnąć silnik po doładowaniu na dane ciśnienie. Dzięki wykresom możliwa też jest kontrola wyregulowania spalania w silniku doładowywanym, a tym samym stwierdzenia, czy doładowanie jest w silniku tym w pełni wykorzystane.

Dobra zgodność wykresów skonstruowanych z wynikami własnych i obcych pomiarów na kilku różnych silnikach z doładowaniem różnych systemów potwierdza wartość praktyczną wykresów.

Aufladedruck und Leistungserhöhung bei Viertakt-Dieselmotoren.

Die Aufladung von Verbrennungsmotoren ist — neben der Schnellläufigkeit — ein sehr wirksames Mittel zur Vergrößerung der Hubraumausnutzung. Trotz einer verbreiteten praktischen Anwendung der Aufladung an Dieselmotoren wurde bis jetzt der Zusammenhang zwischen Aufladedruck und Leistungssteigerung nicht weitgehend genug aufgeklärt.

Der Verfasser entwickelte zusammen mit Dr Ing. A. Wiciński eine besondere Aufladart von Dieselmotoren¹⁾, und fand bei den durchgeführten Arbeiten die Anregung zur Aufklärung der allgemeinen Zusammenhänge, die unabhängig von der Aufladart die Aufladung von Dieselmotoren bestimmen.

Auf Grund einfacher thermodynamischer Überlegungen, mit

¹⁾ Siehe Fussnote Seite 11.

Versuchsergebnissen an Dieselmotoren ergänzt, wurden Formeln aufgestellt, die — in graphischer Darstellung — ein klares Bild der Arbeitsbedingungen des Motors bei verschiedenen Aufladdrücken und Belastungen ergeben. Mit Hilfe dieser Diagramme lässt sich die Auspufftemperatur des aufgeladenen Motors in Abhängigkeit vom Aufladdruck und mittlerem Arbeitsdruck bestimmen, ebenso die erreichbare Dauerleistung.

Wie aus Diagrammen und Erwägungen hervorgeht, ist die mit Rücksicht auf die Verbrennung mögliche prozentuelle Leistungssteigerung bei gegebener Aufladung umso grösser, je weniger der Motor vor dem Aufladen ausgenutzt wurde — je kleiner also das p_e und η_m waren.

Durch die Aufladung eines Dieselmotors wird eine bessere Ausnutzung der Luft in der Maschine erreicht, da es möglich ist mit einem kleineren Luftaufwand auszukommen, als bei sonst gleichen Verhältnissen ohne Aufladung. Es ergibt sich in manchen Fällen die Möglichkeit, eine 50%-ige Leistungssteigerung durch eine Aufladung von etwa 0,2 atü zu erzielen. Die bessere Ausnutzung der Luft im aufgeladenen Motor hat aber eine Erhöhung der Auspufftemperatur zur Folge, die oft eine Begrenzung der praktisch nutzbaren Leistungserhöhung bildet.

Gleichzeitig mit der Aufladung wird oft die Spülung an Viertakt Dieselmotoren angewendet, welche ausser einer gewissen Erhöhung der Frischluftmenge im Zylinder eine Kühlung der Verbrennungsraumwände (vor allem des Kolbenbodens) bezweckt. Die Spülung wirkt sich vor allem in der Erniedrigung der Auspufftemperatur aus.

Es wird gezeigt, dass die Bedeutung der Spülung des Viertakt Dieselmotors vor allem auf einer Erhöhung der Frischluftmenge um ca 4—5% beruht und dass ihr Einfluss auf die Abkühlung der Verbrennungsraumwände verschwindend und praktisch auf eine Kühlung des Auslassventils beschränkt ist. Die Erniedrigung der Auspufftemperatur, die durch die Spülung verursacht wird, beruht hauptsächlich auf einer Veränderung der Messbedingungen (durch die Anwesenheit der kalten Spülluft im Auspuffkrümmer während einer Dauer von etwa $\frac{2}{3}$ des Arbeitstaktes) und ist für die Beurteilung der thermischen Beanspruchung des Motors nicht massgebend.

Für diejenigen Aufladarten, die ein durch Auspuffgase angetriebenes Turbogebälde benutzen, spielt dagegen die Spülung eine

ganz besondere Rolle, die darin liegt, dass die mittlere Temperatur der Auspuffgase durch die Beimischung der Spülluft erniedrigt wird. Dadurch wird eine erwünschte Gegenwirkung erzeugt zu der Erhöhung der Auspufftemperatur hervorgerufen durch den erhöhten Auspuffgedruck. Das Verfahren kann insofern für diese Aufladearten entscheidend sein, als eine gewisse Temperaturgrenze mit Rücksicht auf die Widerstandsfähigkeit der Turbinenschaufeln nicht überschritten werden darf.

Die Formeln und Diagramme, die in dieser Arbeit aufgestellt wurden, beziehen sich auf gewisse Möglichkeiten der Leistungserhöhung im Zusammenhang mit der Aufladung. Um diese Möglichkeiten auszunutzen muss der aufgeladene Motor auf denselben optimalen Zustand hinsichtlich der Verbrennungsverhältnisse gebracht werden, in dem er sich vor der Aufladung befand. Dazu wird gewöhnlich eine experimentelle Einregulierung der Verbrennung nötig. An einigen der Praxis entnommenen Beispielen, wird die Einregulierung der Verbrennung an aufgeladenen Motoren beschrieben.

Die Bedeutung der konstruierten Diagramme (Nr. 8, 12, 16 u. 19) besteht hauptsächlich darin dass sie die Beziehung zwischen Leistungssteigerung und Aufladedruck bei Viertakt Dieselmotoren aufklären. Für die Praxis bedeutet dies eine Möglichkeit die Solleistung des aufgeladenen Motors von vornherein zu bestimmen. Es ist auch die Kontrolle der Güte der Verbrennungseinregulierung beim aufgeladenem Motor gegeben. Durch gutes Übereinstimmen der konstruierten Diagramme mit den Ergebnissen von eigenen und in der Literatur veröffentlichten Versuchen an verschiedenen Dieselmotoren und Aufladeverfahren wird die praktische Brauchbarkeit der Diagramme bestätigt.

