

Tadeusz J. Rychter

Instytut Techniki Ciepłej
Politechniki Warszawskiej

SPALANIE UBOGICH ŁADUNKÓW W UŻYTKOWYM SILNIKU ZI

W pracy przedstawiono wyniki badań użytkowego silnika o zapłonie iskrowym (ZI) zasilanego mieszankami o nadmiarze powietrza. Badania wykazały, że zastosowanie ubogich mieszanek umożliwia niewielkie zwiększenie sprawności, ale jednoczesny znaczny spadek osiąarów silnika uniemożliwia spalanie ubogich ładunków w konwencjonalnym, użytkowym silniku. Przedstawiono również analizę niepowtarzalności kolejnych cykli pracy silnika w zakresie ubogich mieszanek.

1. WSTĘP

Potencjalne korzyści, które można by uzyskać ze spalania ubogich mieszanek (mieszanek o nadmiarze powietrza) są dobrze znane [1]. Są to: zmniejszenie zawartości toksycznych składników w spalinach (a zwłaszcza tlenu azotu) oraz zwiększenie sprawności cieplnej silnika. Wielkość zubożenia mieszanki, którą można by osiągnąć w praktyce, zależy od systemu spalania silnika. Zadaniem systemu spalania jest stworzenie warunków do uzyskania dostatecznej masowej szybkości spalania ładunku oraz do zapewnienia skutecznego, powtarzalnego zapłonu tego ładunku. Niespełnienie któregośkolwiek z tych wymagań uniemożliwia poprawny przebieg procesu spalania i w konsekwencji pogarsza parametry efektywne silnika, jednocześnie wywołując niekorzystne, nadmierne obciążenia termiczne i mechaniczne jego elementów.

Zmniejszona szybkość spalania zubożonej mieszaniny palnej oraz trudniejsze warunki zapłonu takiej mieszaniny (w stosunku do mieszaniny stechiometrycznej) sprawiają, że możliwość zubożenia ładunków w silniku o konwencjonalnym systemie spalania jest ograniczona, a korzyści, które teoretycznie można by uzyskać, nie zawsze są możliwe do osiągnięcia w praktyce.

Publikowane w literaturze wyniki badań silników o konwencjonalnym systemie spalania, pracujących w zakresie ubogich ładunków, dotyczą z reguły zagadnień poznawczych procesów zachodzących w systemach spalania takich silników [2-4], a nie oceny możliwości praktycznego stosowania zubożonych ładunków w silniku użytkowym.

2. CEL I PRZEBIEG BADAŃ

Celem niniejszej pracy jest ocena przebiegu procesu spalania w konwencjonalnym, użytkowym silniku A1.076 samochodu "Polski Fiat 126p", zasilanym ubogą mieszanką, przy użyciu handlowego paliwa "etylina 94". Ocena dokonywana jest w celu określenia możliwości praktycznego uzyskiwania oszczędniejszej pracy silnika zasilanego ubogą mieszanką, przy czym analizowane są również zmiany momentu obrotowego silnika, którego wielkość musi zapewniać właściwą dynamikę samochodu.

W badanym silniku dokonano następujących zmian:

- wykonano otwór w głowicy na czujnik ciśnienia (w komorze spalania pierwszego cylindra);
- zastosowano iglicowe urządzenie do zmiany wydatku paliwa przez dyszę główną gaźnika;
- unieruchomiono bezwładniki odśrodkowego regulatora kąta wyprzedzenia zapłonu.

Zmiany te nie zakłócały przebiegu procesów zachodzących w konwencjonalnym silniku, natomiast umożliwiały jednoznaczną zmianę parametrów regulacyjnych silnika (skład mieszanki oraz kąt wyprzedzenia zapłonu).

W trakcie badań dokonywano następujących pomiarów:

- momentu obrotowego, za pomocą hamulca elektrowirowego Hoffman I 1 g;

- czasu zużycia pomiarowej objętości paliwa, za pomocą miernicy z fotoelektryczną rejestracją początku i końca pomiaru;
- natężenia przepływu powietrza zasilającego gaźnik, za pomocą odczytu różnicy ciśnień na zwężce wbudowanej w przewód dolotowy; między zwężką a gaźnik był wstawiony duży zbiornik wyrównawczy;
- kąta wyprzedzenia zapłonu;

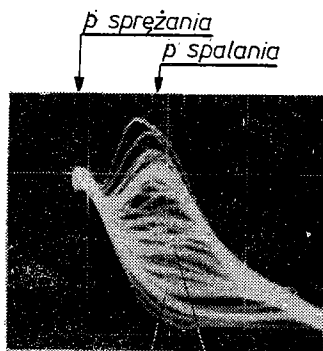
Ponadto, indykowano cylinder silnika za pomocą czujnika piezoelektrycznego GPC1/9 współpracującego ze wzmacniaczem Kistler 5001 oraz z oscyloskopem czterokanałowym OS 150, rejestrując fotograficznie wykresy indykatorowe rozwinięte i zagęszczone.

Podczas badań wstępnych stwierdzono, że długi układ dolotowy powietrza zakończony zwężką oddziałuje dławiająco, co powoduje zmniejszenie bezwzględnej wartości momentu obrotowego silnika. Biorąc pod uwagę, że celem pracy jest raczej określenie tendencji zmian parametrów silnika niż ich analiza ilościowa, uznano takie oddziaływanie za dopuszczalne. Z tego samego względu zrezygnowano z dokładnego ilościowego określania współczynnika nadmiaru powietrza, zastępując go wskaźnikiem zubożenia. Wskaźnik ten $\varphi = \lambda / \lambda_w$ został zdefiniowany jako stosunek aktualnego współczynnika nadmiaru powietrza λ do współczynnika nadmiaru powietrza przy fabrycznej regulacji przekroju głównej dyszy paliwa λ_w w warunkach eksperymentu. Wszystkie badania przeprowadzono przy stałej prędkości obrotowej wału korbowego silnika wynoszącej 3250 obr/min i przy pełnym obciążeniu, toteż wydatek powietrza był stały, co potwierdziły pomiary. Wobec tego, określanie wskaźnika zubożenia sprowadzało się do pomiaru aktualnego wydatku paliwa i odniesienia tego wydatku do wydatku paliwa przy fabrycznej regulacji gaźnika.

Kąt wyprzedzenia zapłonu ϕ_{wz} zmieniano w zakresie $10^\circ - 70^\circ$ OWK przed ZZP, tj. w zakresie, w którym nasilenie objawów nieprawidłowej pracy silnika (spalanie stukowe, przegrzewanie się silnika) uznano za dopuszczalne. Mieszanke zubożano aż do wartości, przy której utrzymanie założonej prędkości obrotowej stawało się niemożliwe.

3. JAKOŚCIOWA OCENA PRACY SILNIKA

Każde zubożenie ładunku w stosunku do regulacji fabrycznej ($\varphi > 1$) powodowało występowanie nieprawidłowego spalania, chociaż przy zubożeniach niewielkich efekty zewnętrzne tego stanu były niedostrzegalne. Zubożenie znaczniejsze powodowało występowanie spalania niepełnego (rys.1, cykle nie dopalone)

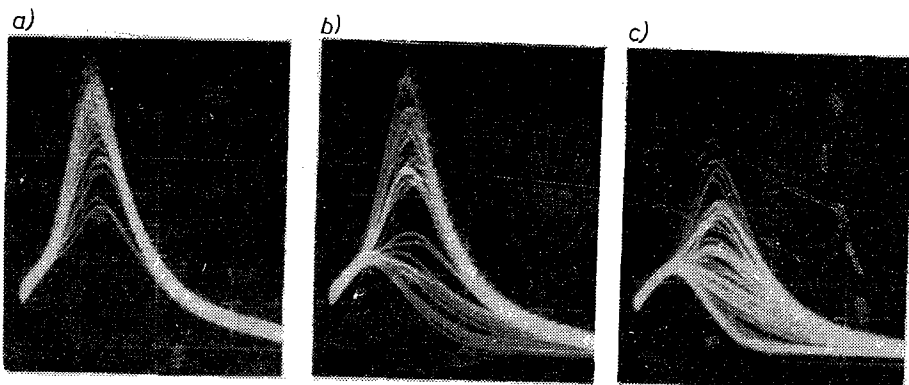


Rys.1. Kilkadziesiąt nałożonych na siebie rozwiniętych wykresów indykatorowych z kolejnych cykli pracy silnika: $\varphi_{wz} = 10^\circ$ przed ZZP, $\varphi = 1,114$; widoczne podwójne maksima ciśnienia: sprężania i spalania

Cykle nie
zapalone

Cykle nie
dopalone

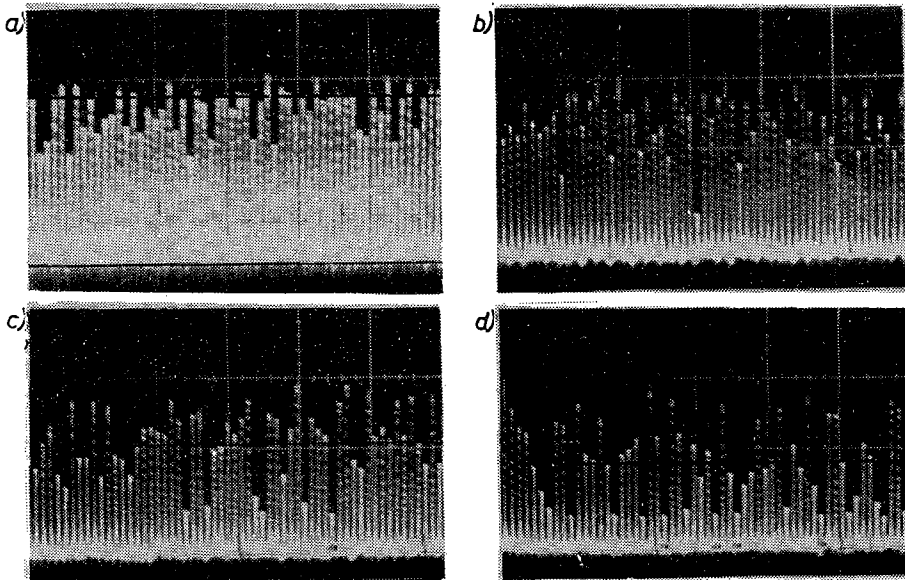
lub niezapalania ładunku w niektórych cyklach (cykle nie zapalone). Powodowało to rozrzut krzywych przebiegu ciśnienia w czasie, rejestrowanych dla kilkudziesięciu kolejnych cykli pracy silnika, zwiększający się w miarę wzrostu φ (rys.2).



Rys.2. Rozrzut przebiegu ciśnienia w kilkudziesięciu kolejnych cyklach pracy silnika: a) $\varphi = 1,034$, b) $\varphi = 1,226$, c) $\varphi = 1,399$; $\varphi_{wz} = 30^\circ$

Przy $\varphi = 1,034$ (rys.2a) rozrzut ten jest jeszcze stosunkowo niewielki, chociaż pojawiają się tu cykle wyraźnie nie dopalające. Przy $\varphi = 1,226$ (rys.2b) na wykresach indykatorowych widać powiększenie rozrzutu cykli nie dopalonych oraz pojawia się pewna liczba cykli nie zapalonych. Przy $\varphi = 1,399$ (rys.2c) w żadnym cyklu nie występuje spalanie poprawne (pełne), natomiast znacznie przeważają cykle, w których spalanie nie zostało zainicjowane. Zewnętrznie objawiało się to bardzo nierównomierną pracą silnika. Dalsze zubożanie ładunku prowadziło do braku spalania we wszystkich cyklach, czyli do unieruchomienia silnika.

Ocenę nasilenia się nieprawidłowego spalania w coraz większej liczbie kolejnych cykli silnika w miarę zubożenia mieszanki umożliwia także obserwacja serii zagęszczonych wykresów indykatorowych (rys.3). Nawet bez analizowania wysokości poszczególnych pików ciśnienia można stwierdzić, że nasilenie pokrycia ekranu oscyloskopu białymi liniami przebiegu ciśnienia, znacznie zmniejszające się w zakresie ubogich ładunków,



Rys.3. Zagęszczone wykresy indykatorowe przy zasilaniu silnika mieszankami o różnym składzie: a) $\varphi = 1,149$, b) $\varphi = 1,236$, c) $\varphi = 1,333$, d) $\varphi = 1,457$; $\phi_{wz} = 50^\circ$

stanowi jakościowe odzwierciedlenie poprawności przebiegu procesu spalania.

4. NIEPOWTARZALNOŚĆ KOLEJNYCH CYKLI PRACY SILNIKA - KRYTERIUM OCENY

Zarejestrowane w czasie badań zagęszczone wykresy indykatorowe posłużyły do przeprowadzenia oceny nierównomierności pracy silnika rozumianej jako niepowtarzalność kolejno po sobie następujących cykli. Dla każdego punktu pomiarowego analizowano $i = 100$ kolejnych cykli pracy.

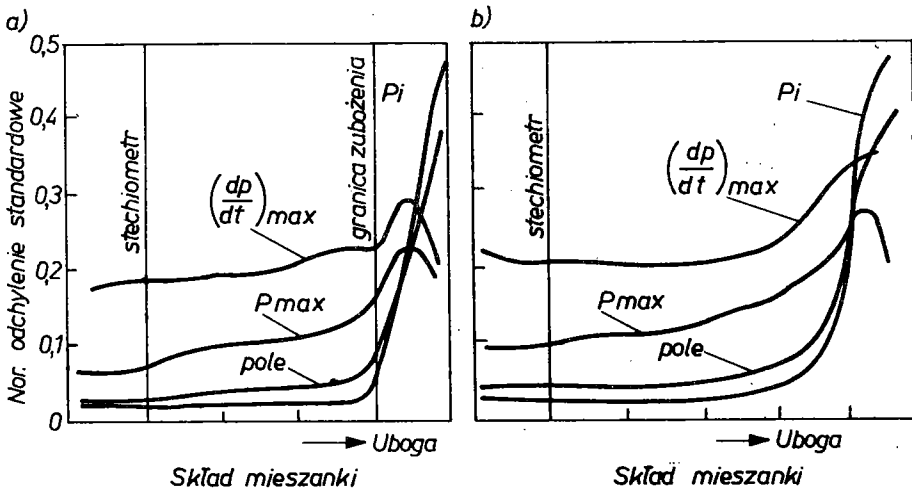
W celu dokonania takiej analizy niezbędne było przyjęcie określonego kryterium zarówno oceny niepowtarzalności kolejno po sobie następujących przebiegów, jak i oceny granicy zubożenia, której przekroczenie wywołuje niedopuszczalną niepowtarzalność. Logiczne jest przyjęcie jako podstawy analizy wykresu indykatorowego, który stanowi łatwo uzyskiwalne odzwierciedlenie przebiegu procesu spalania.

Znanych jest wiele prac, których autorzy rozważali przydatność różnych wielkości odczytywanych z wykresu indykatorowego, biorąc w większości za zasadniczy parametr zmienność p_{\max} lub szybkość przyrostu ciśnienia. W pracach [5] i [6] ocenę niepowtarzalności oparto na różnicy p_{\max} i p_{\min} dla serii cykli, podzielonej przez ciśnienie średnie. W pracach [7] i [8] wprowadzono jako parametr największą szybkość przyrostu ciśnienia. W pracy [9] podjęto próbę skorelowania p_{\max} z szybkością przyrostu ciśnienia oraz z położeniem na wykresie (czasem), w którym występuje; stwierdzono znaczną zależność między zmiennością p_{\max} i szybkością przyrostu ciśnienia.

W pracach [10] i [11] wykazano, że rozkład wartości p_{\max} jest zasadniczo normalny, toteż uzasadnione jest użycie odchylenia standardowego jako parametru oceny niepowtarzalności spalania w kolejnych cyklach, chociaż stwierdza się również odchylenia od rozkładu normalnego [12]. W pracy [13] zastosowano średnie ciśnienie indykowane jako parametr, jednak nie stwierdzono jednoznacznej korelacji między średnim ciśnieniem indykowanym a p_{\max} .

W pracy [14] dokonano oceny przydatności wszystkich wzmiankowanych metod określających niepowtarzalność spalania w kolejnych cyklach oraz granicę zubożenia; a mianowicie oceniano: p_{max} , $(dp/dt)_{max}$, chwile ich występowania, średnie ciśnienie indykowane p_i oraz wielkość powierzchni pod krzywą rozwiniętego wykresu indykatorowego. Za najprzydatniejsze parametry uznano średnie ciśnienie indykowane oraz powierzchnię pod krzywą wykresu indykatorowego, przy czym zaakceptowano również zmienność p_{max} oraz $(dp/dt)_{max}$. Bezpośrednim parametrem jest tu standardowe odchylenie tych parametrów, normalizowane względem ich wartości średnich.

Stwierdzono, że granicę zubożenia określa zdecydowana zmiana charakteru krzywych (rys.4a) odzwierciedlająca szybki



Rys.4. Zmiana wybranych parametrów uzyskiwanych z wykresu indykatorowego ze zmianą składu ładunku [14]; energia zapłonu: a) normalna, b) zmniejszona

wzrost normalizowanego odchylenia standardowego parametrów. Jednocześnie zauważono, że słabsze naładowanie akumulatora zasilającego układ zapłonowy powoduje "złagodzenie" krzywych (rys.4b), nie zmieniając jednak ich charakteru.

W pracy [15] uznano proces roboczy silnika za proces losowy i przyjmując za podstawowy parametr średnie ciśnienie indykowane, zaproponowano wprowadzenie - oprócz wartości średniej

i odchylenia standardowego - również funkcji gęstości prawdopodobieństwa.

Mając na uwadze wnioski z tych prac, a także łatwość analizy wyników, przyjęto do oceny niepowtarzalności spalania w kolejnych cyklach parametr δ , wyrażający stosunek standardowego odchylenia wartości P_{\max} do średniego ciśnienia szczytowego $\overline{P_{\max}}$ (parametr proponowany również w [16])

$$\delta = \frac{\sigma}{\overline{P_{\max}}}$$

gdzie:

$$\overline{P_{\max}} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (p_{\max})_i$$

oraz

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N [(p_{\max})_i - \overline{P_{\max}}]^2}$$

Do analizy, jako P_{\max} brano zawsze maksymalne wartości ciśnień spalania, co miało istotne znaczenie w zakresie niewielkich kątów wyprzedzenia zapłonu ($\phi_{wz} = 10^\circ \div 20^\circ$ OWK). W takich przypadkach, wskutek opóźnionego zapłonu występowały dwa ciśnienia szczytowe (rys.1): sprężania i spalania. W cyklach bez spalania przyjmowano zerową wartość ciśnienia P_{\max} .

5. OCENA NIEPOWTARZALNOŚCI KOLEJNYCH CYKLI PRACY SILNIKA

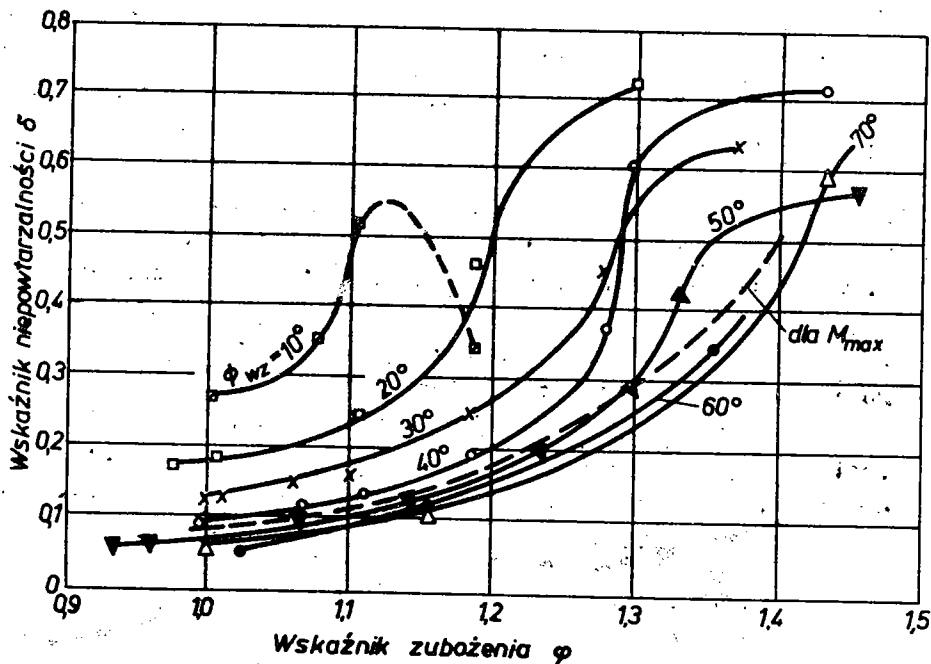
Wyniki analizy ilościowej niepowtarzalności cykli są przedstawione na rys.5 i 6. Na rysunku 5 jest przedstawiona zależność wskaźnika niepowtarzalności cykli δ od współczynnika zubożenia φ , dla różnych kątów wyprzedzenia zapłonu ϕ_{wz} . W celu uzyskania większej czytelności wykresów wrysowano jedynie krzywe dla kątów ϕ_{wz} o stopniowaniu co 10° OWK. Cha-

rakter krzywych jest zgodny z ich przebiegiem podanym w [14] dla osłabionego źródła zasilania (rys.4b), co jest szczególnie widoczne w zakresie $\phi_{wz} = 20^\circ \div 50^\circ$, w którym przy pewnym stopniu zubożenia występuje szybki wzrost niepowtarzalności cykli. Dla $\phi_{wz} = 60^\circ \div 70^\circ$ przegięcia krzywych leżą po stronie mieszanek uboższych niż badane.

Przy znacznie opóźnionym zapłonie ($\phi_{wz} = 10^\circ$) maksimum niepowtarzalności występuje przy $\varphi \cong 1,1$, po czym niepowtarzalność szybko maleje (linia przerywana). Spadek ten wynika z przyjętego kryterium niepowtarzalności (zerowa wartość P_{max} przy cyklach nie zapalonych) i nie ma znaczenia fizycznego.

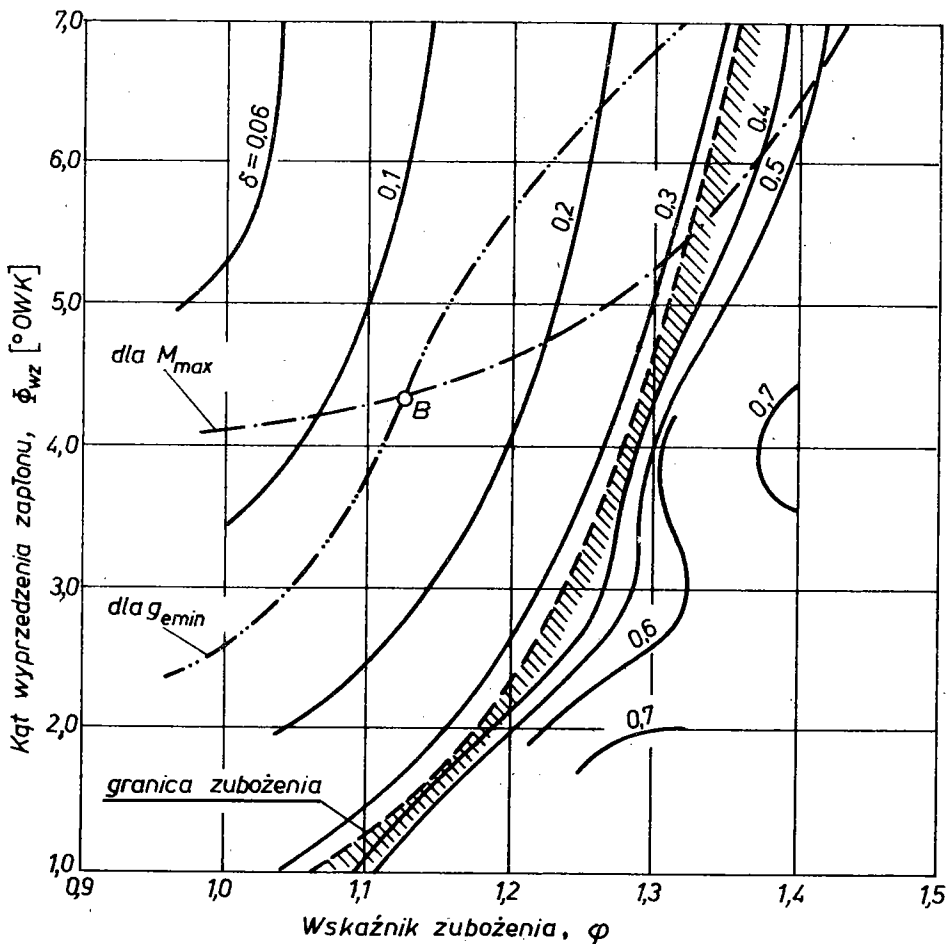
Gruba linia przerywana wyznacza zależność $\delta = f(\varphi)$ dla maksymalnych momentów, tj. dla każdorazowo optymalnej ze względu na osiągnięty moment regulacji gaźnika.

Wykres zbiorczy (rys.6), wykonany na podstawie rys.5, jest wykresem przedstawiającym linie stałej cyklicznej niepowtarzalności ($\delta = const$) we współrzędnych (ϕ_{wz}, φ) . Na wykresie za-



Rys.5. Zależność wskaźnika niepowtarzalności δ od wskaźnika zubożenia φ dla różnych wartości ϕ_{wz} ; naniesiono linię M_{max}

znaczono również przebieg zmienności optymalnego kąta wyprzedzenia zapłonu ϕ_{wz} ze zmianą wskaźnika φ , ze względu na



Rys.6. Krzywe stałego δ we współrzędnych (ϕ_{wz}, φ) ; zaznaczono linie M_{max} i g_{min} oraz granicę zubożenia

uzyskiwanie maksymalnego momentu. Oczywiście jest, że pogorszenie jakości procesu spalania wraz ze wzrostem φ wymaga znacznego zwiększenia ϕ_{wz} w celu uzyskania największych wartości momentów, chociaż bezwzględne wartości momentów nie muszą być niezmiennie. Na wykres naniesiono także krzywą wyznaczającą największe sprawności (g_{min}). W punkcie B wartość $\delta \approx 0,13$ i jest wartością umiarkowaną. Jest to punkt wyznaczający wa-

runki pracy silnika, przy których możliwe jest uzyskanie najwyższej sprawności i największego momentu przy danym składzie mieszanki. Każda zmiana ϕ_{wz} lub φ zmusza do wyboru pomiędzy sprawnością, a osiąganymi silnika.

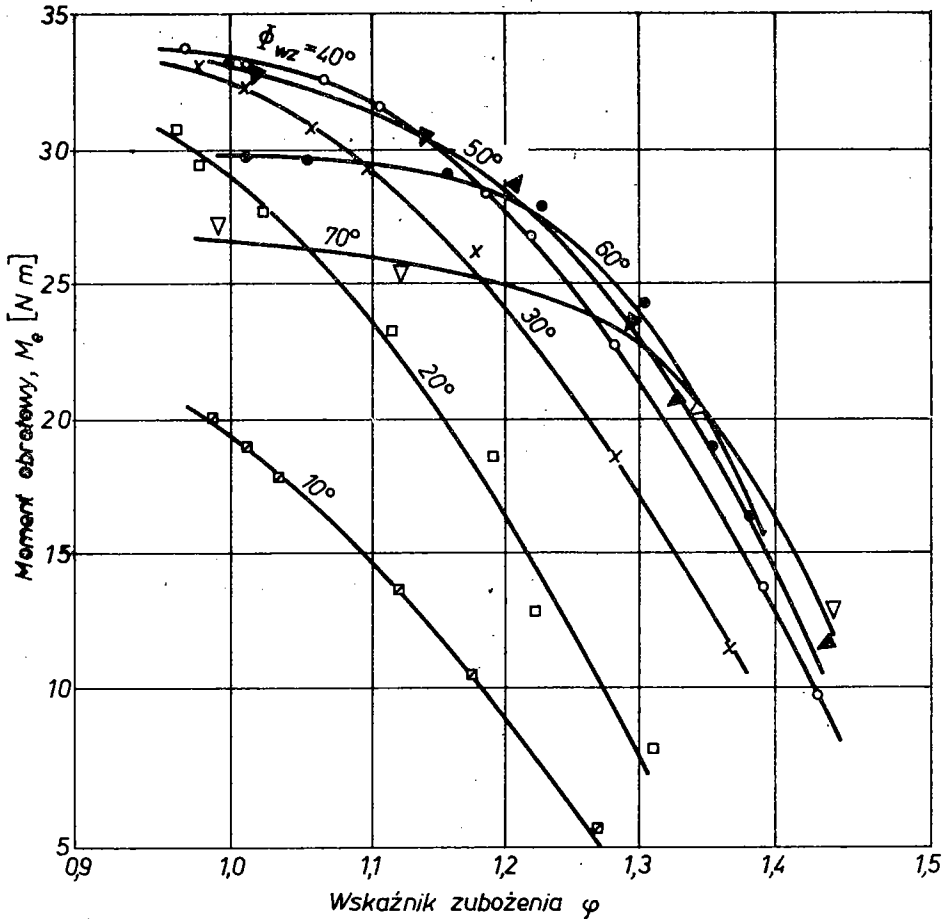
Na wykresie (rys.6) zaznaczono ponadto oszacowaną granicę zubożenia, przyjmując jako kryterium jej oceny znaczniejszy ($d\delta/d\varphi > 2$) wzrost pochylenia krzywych $\delta = f(\varphi)$ na rys.5, charakterystyczny dla występowania niezupełnego spalania bądź niezainicjowania spalania w niektórych cyklach. Porównanie przebiegu granicy zubożenia (rys.6) z zapisem zagęszczonych wykresów indykatorowych umożliwia wnioskowanie, że właśnie dopiero dla $\varphi > \varphi_{GZ}$ pojawiają się cykle o nie zainicjowanym spalaniu. Byłaby to więc raczej granica niezainicjowania spalania niż granica niepełnego spalania. Jej przebieg we współrzędnych (ϕ_{wz}, φ) różni się od przebiegu stwierdzonego w [17], na co prawdopodobnie istotny wpływ mają warunki eksperymentu (inny, dwucylindrowy silnik użytkowy oraz mniej selektywna technika eksperymentu). Należy dodać, że w przypadku znacznych kątów wyprzedzenia zapłonu ($\phi_{wz} = 60^\circ \div 70^\circ$) pomiary zostały dokonane przy widocznych zakłóceniach wywołanych spalaniem stukowym, którego wpływ zmniejszał się w miarę zubożenia ładunku.

Z przebiegu linii na rys.6 wynika również, że w zakresie znacznie zubożonych mieszanek najmniejszą niepowtarzalność cykli uzyskuje się przy $\phi_{wz} \cong 30^\circ$. Jest to właśnie fabrycznie nastawiany kąt wyprzedzenia zapłonu odpowiadający prędkości obrotowej silnika, przy której były prowadzone badania.

6. WPLYW SKŁADU ŁADUNKU NA MOMENT OBROTOWY I SPRAWNOŚĆ SILNIKA

Zależność momentu obrotowego silnika M_e od składu mieszanki wyrażonego wskaźnikiem zubożenia φ , dla różnych kątów wyprzedzenia zapłonu ϕ_{wz} , jest przedstawiona na rys.7. Zwiększenie kąta ϕ_{wz} od 10° do około 40° powoduje zwiększenie M_e ; dalszy przyrost ϕ_{wz} jest związany ze spadkiem momentu. Zauważalna jest prawidłowość: dla niewielkich kątów

ϕ_{wz} charakterystyki $M_e = f(\varphi)$ są strome. Im większy kąt ϕ_{wz} , tym bardziej płaska staje się początkowa część charakte-

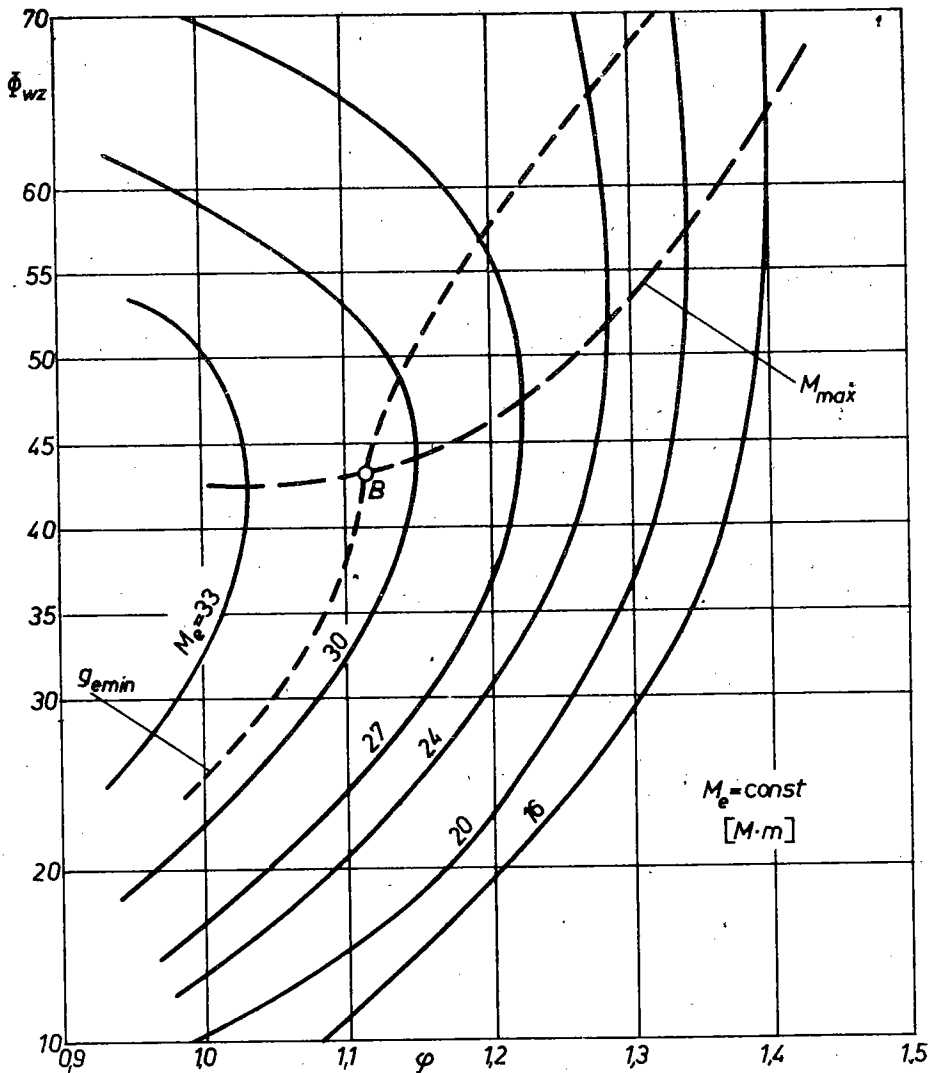


Rys.7. Zależność momentu obrotowego M_e od wskaźnika zubożenia φ dla różnych kątów wyprzedzenia zapłonu ϕ_{wz}

rystyki momentu. Przy największych kątach ϕ_{wz} ($60^\circ, 70^\circ$) moment obrotowy (w zakresie $\varphi = 1 \div 1,2$) jest prawie niezależny od składu mieszanki. Jednocześnie dla tego zakresu ϕ_{wz} i φ stwierdzono objawy spalania stukowego (słyszalne i występujące na wykresach indykatorowych), zanikające przy wzroście φ .

Charakterystyczne jest również, że nachylenie wszystkich krzywych w zakresie składu mieszanki odpowiadającego bliskości granicznego zubożenia jest jednakowe dla wszystkich wartości kątów ϕ_{wz} .

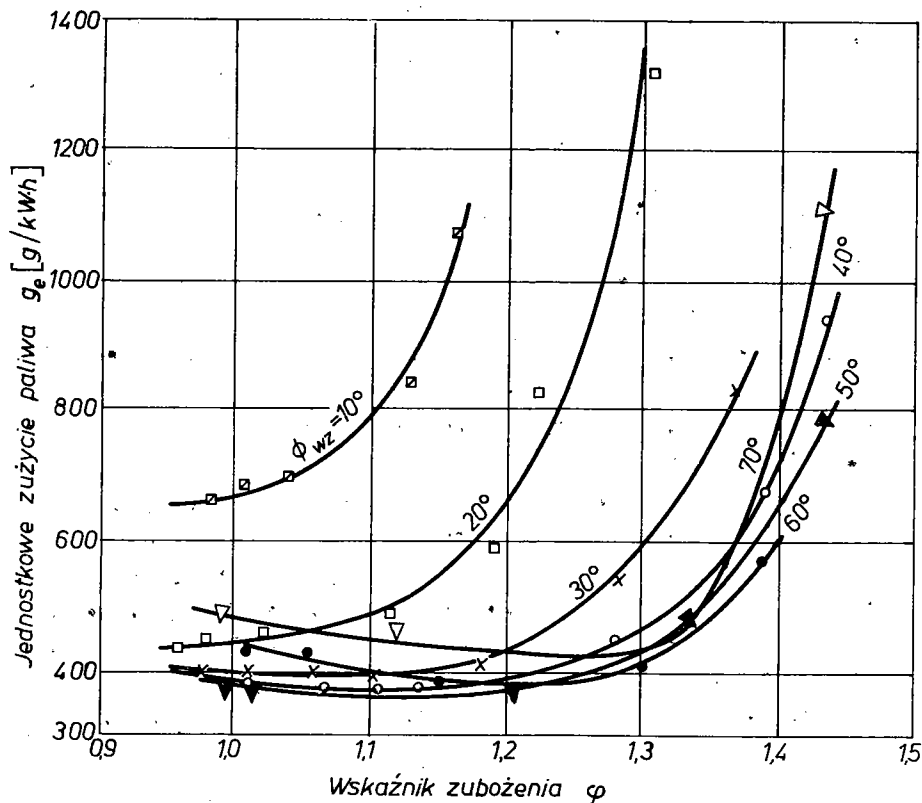
Wykres przedstawiony na rys.8 obrazuje linie stałego momentu M_e we współrzędnych (ϕ_{wz}, φ) . Dla każdej wartości φ



Rys.8. Krzywe stałego momentu M_e we współrzędnych (ϕ_{wz}, φ) ; zaznaczono linie M_{max} i g_{emin}

występuje optymalny (ze względu na największy moment M_{\max}) kąt ϕ_{wz} , który zmienia się od wartości ok. 42° przed ZZP dla fabrycznej regulacji gaźnika ($\varphi \cong 1$) do wartości bliskich 70° przy znacznym zubożeniu mieszanki. Linia przerywana oznacza kąty ϕ_{wz} (przy każdym φ) dla maksymalnego momentu M_{\max} . Wydłużający się ze wzrostem zubożenia czas spalania wymaga zwiększenia kąta wyprzedzenia zapłonu w celu maksymalnego momentu, przy czym ze wzrostem φ maleje wartość M_{\max} . W badanym, użytkowym silniku nie jest więc możliwe zubożenie ładunku bez zmniejszania osiąągów silnika.

Zmienność jednostkowego zużycia paliwa g_e ze zmianą składu mieszanki $g_e = f(\varphi)$ dla różnych kątów wyprzedzenia zapłonu ϕ_{wz} przedstawiono na rys.9. Występowanie minimum dla



Rys.9. Zależność jednostkowego zużycia paliwa g_e od wskaźnika zubożenia φ dla różnych wartości ϕ_{wz}

każdej krzywej (dla $\bar{\phi}_{wz} = 10^\circ \div 30^\circ$ minimum występuje po stronie mieszanek bogatszych $\varphi < 1$), przesuwającego się w kierunku bardziej ubogich mieszanek dla większych wartości $\bar{\phi}_{wz}$, świadczy o istnieniu maksimum sprawności. Potwierdza to możliwość zwiększenia sprawności silnika drogą zubożenia ładunku. W praktyce jednak, uzyskanie zwiększonej sprawności jest okupione znacznym spadkiem (rys.6) momentu obrotowego silnika, toteż rozważanie dotyczące korzyści z tytułu zubożenia ładunku może być jedynie teoretyczne.

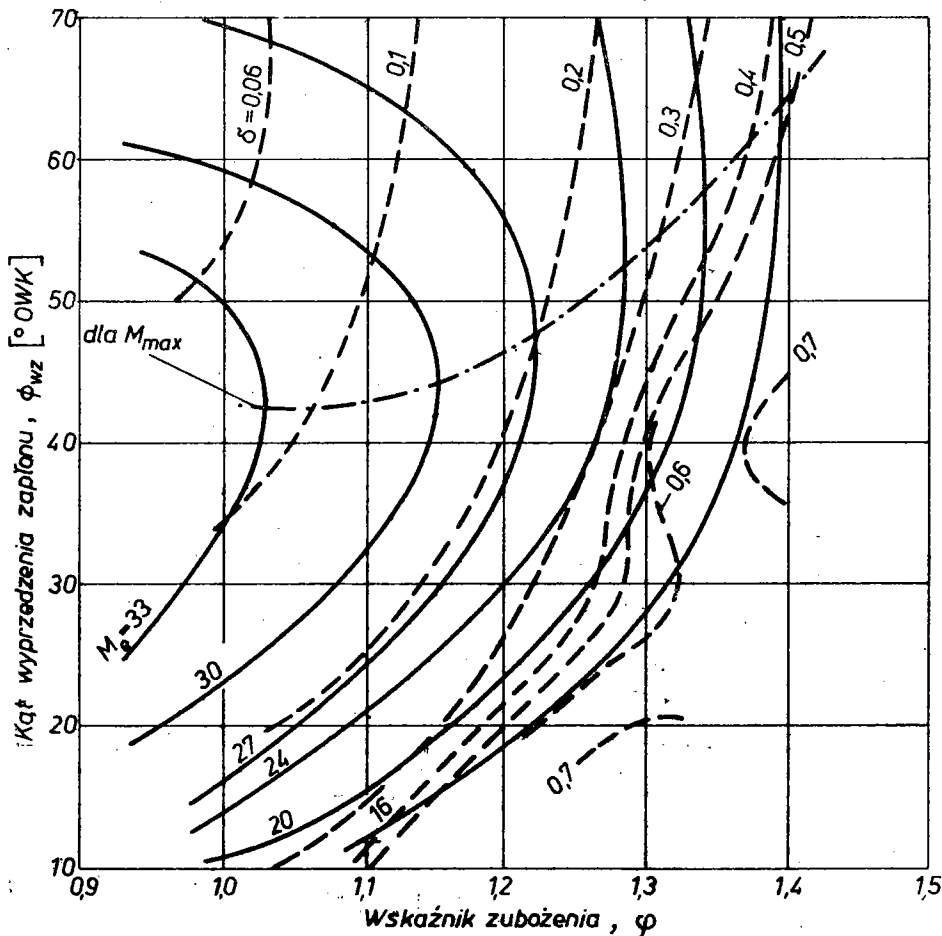
Szybki przyrost g_e po przekroczeniu minimum jest spowodowany przekraczaniem granicy zubożenia, to jest pracą silnika w zakresie, w którym pojawia się niepełne spalanie lub brak zainicjowania spalania w niektórych cyklach pracy. Można również zauważyć, że początek przyspieszonego wzrostu jednostkowego zużycia paliwa na rys.9 odpowiada pracy silnika na granicy zubożenia określonej na rys.6.

Współrzędne punktu B (rys.8) przecięcia krzywych $g_{emin} = f(\varphi)$ oraz $M_{max} = F(\varphi)$ wyznaczają wartość $\bar{\phi}_{wz} = 43^\circ$ oraz $\varphi = 1,12$, dla których przy największych osiągnięciach silnik uzyskuje najwyższą sprawność. Dla innych składów mieszanki ($\varphi \neq 1,12$) osiąganie wartości M_{emax} i g_{emin} następuje przy innych kątach wyprzedzenia zapłonu, toteż regulacja silnika w tym zakresie pracy musi być kompromisem między osiągnięciami a ekonomią.

7. MOMENT OBROTOWY A NIERÓWNOMIERNOŚĆ BIEGU

Na rysunku 10 nałożono na siebie krzywe stałego momentu ($M_e = \text{const}$) oraz krzywe niezmienniej nierównomierności biegu silnika ($\delta = \text{const}$), we współrzędnych $(\bar{\phi}_{wz}, \varphi)$. Jest charakterystyczne, że krzywe stałego momentu przebiegają prawie równoległe do krzywych $\delta = \text{const}$ aż do maksymalnych wartości momentów (M_{max}). Tak dzieje się w zakresie, w którym zwiększanie kąta wyprzedzenia zapłonu $\bar{\phi}_{wz}$ uniemożliwia zubożenie ładunku przy utrzymywaniu stałego M_e i stałego δ . Po przekroczeniu linii dla M_{max} , próba utrzymania niezmienniej nierównomierności biegu silnika ($\delta = \text{const}$) w drodze dalsze-

go zwiększania ϕ_{wz} powoduje gwałtowny spadek momentu silnika, czyniąc go nieużytecznym w praktyce. A więc, w tym zakresie pracy silnika konieczne byłoby utrzymanie kompromisu między nierównomiernością biegu a wielkością momentu obrotowego. Można uniknąć pracy silnika w tym zakresie przez umiarkowane zwiększanie kąta wyprzedzenia zapłonu ϕ_{wz} .



Rys.10. Krzywe stałego momentu M_e oraz stałej nierównomierności biegu silnika δ we współrzędnych (ϕ_{wz}, ϕ)

8. WNIOSKI

Na podstawie przeprowadzonych badań użytkowego silnika, pracującego na mieszankach o nadmiarze powietrza, można sformułować następujące wnioski:

1. Zasilanie użytkowego silnika ubogą mieszanką umożliwia uzyskanie, wynikającego z teorii, wzrostu sprawności jedynie w niewielkim stopniu, nie mającego znaczenia praktycznego;
2. Każde zubożenie ładunku w stosunku do regulacji fabrycznej, chociaż nieco podwyższa sprawność, powoduje znaczące zmniejszenie momentu obrotowego, nawet przy optymalnej regulacji kąta wyprzedzenia zapłonu;
3. Zubożenie ładunku wywołuje wzrost niepowtarzalności przebiegów procesów spalania w kolejnych cyklach pracy silnika aż do osiągnięcia granicy zubożenia zdefiniowanej w tej pracy. Granica zubożenia przesuwana się w stronę uboższych ładunków wraz ze zwiększeniem kąta wyprzedzenia zapłonu. Oznacza to, że system spalania badanego silnika nie zapewnia dostatecznej szybkości spalania w zakresie ubogich ładunków;
4. Uzyskanie praktycznych korzyści z zastosowania zubożonych mieszanek w konwencjonalnym, użytkowym silniku jest niemożliwe. Uzyskanie takich korzyści wymagałoby zastosowania zmienionego systemu spalania silnika, zapewniającego dostateczną szybkość spalania ubogich ładunków.

BIBLIOGRAFIA

- [1] R y c h t e r T.J., W ó j c i c k i S.: On emission and efficiency of lean-burn S.I. engines, Archivum Combustionis, Vol. 3, no 1, 1983.
- [2] Q u a d e r A.A.: Lean combustion and the misfire limit in spark ignition engines, SAE Paper 741055 (1975).
- [3] G r o f f E.G., M a t e k u n a s F.A.: The nature of turbulent flame propagation in a homogeneous spark-ignited engine, SAE Paper 800133 (1980).
- [4] M a t t a v i J.N.: Effects of combustion chamber design on combustion in spark ignition engines, SAE Paper 821578 (1982).

- [5] S o l t a n I.P.: Cylinder pressure variations in petrol engines, Proc. of the Automotive Division IMechE, Vol. 2, 1960.
- [6] H a n s e l I.F.: Lean automotive engine operation - hydrocarbon exhaust emissions and combustion characteristics, SAE Paper 710164 (1971).
- [7] P a t t e r s o n D.I.: Cylinder pressure variations, a fundamental combustion problem, SAE Paper 660129 (1966).
- [8] W i n s o r R.E., P a t t e r s o n D.I.: Mixture turbulence - a key to cyclic combustion variation, SAE Paper 730086 (1973).
- [9] B a r t o n R.K., K e n e m u t h D.K., L e s t z S.S., M a y e r W.E.: Cycle-to-cycle variations of a spark ignition engine - statistical analysis, SAE Paper 700488 (1970).
- [10] A l l w o o d H.I.S., H a r r o w F.A., R o s e L.I., P e t e r s B.D.; B o r m a n F.L.: Fating and counting system measures cyclic dispersion, SAE Journal, Vol. 78, p. 34, 1970.
- [11] C h e n K.K., K r i e g e r R.B.: A statistical analysis of the influence of cyclic variations on the formation of nitric oxide in spark ignition engines, Comb. Sc. and Tech., Vol. 12, p. 125, 1976.
- [12] A d r i a n o w i c z A., S o b o c i ń s k i R.: Niepowtarzalność kolejnych obiegów pracy silnika ZI, Tech. Mot. 7/1979.
- [13] P e t e r s B.D., B o r m a n G.L.: Cyclic variations and average burning ratios in a S.I. engine, SAE Paper 700074, (1970).
- [14] S h i o m o t o G.H., S a w y e r R.F., K e l l y B.D.: Characterization of the lean misfire limit, SAE Paper 780235 (1978).
- [15] A d r i a n o w i c z A., S o b o c i ń s k i R.: Ocena procesu spalania w silniku ZI. Kryterium uwzględniające stochastyczny charakter jego przebiegu. Tech. Mot. 5-6/1981.
- [16] K a r i m F.A.: An examination of the nature of the random cyclic pressure variations in a spark-ignition engine, Jl. of the Inst. of Petroleum. Vol. 53, p. 112, 1967.
- [17] Q u a d e r A.A.: What limits lean operation in spark ignition engine - flame initiation or propagation, SAE Paper 760760 (1976).

СТОРАНИЕ ОБЕДНЕННЫХ ЗАРЯДОВ В ДВИГАТЕЛЕ
С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ

К р а т к о е с о д е р ж а н и е

В работе приводятся результаты исследований двигателя с искровым зажиганием широкого использования, питаемого смесями с избыточным содержанием воздуха. Исследования показали, что применение обедненных смесей дает возможность незначительного увеличения коэффициента полезного действия двигателя. Однако одновременное значительное снижение эксплуатационных качеств двигателя препятствует использованию обедненного топлива в обычном двигателе широкого использования. Приводятся также результаты анализа работы двигателя на обедненном топливе, свидетельствующие о неповторимости параметров очередных рабочих циклов.

LEAN MIXTURE BURNING IN A PRODUCTION
SPARK-IGNITION ENGINE

S u m m a r y

The results of the investigations of a production engine fed with lean mixtures are presented. The results show that the use of lean mixtures for such an engine allows to increase a little the engine efficiency but it is followed by the significant lowering of the engine torque and therefore it makes it impossible to take the practical advantage of it. The analysis of cylinder pressure cyclic variations was also performed for the lean burn engine operation.