

DUAL-FUEL COMPRESSION IGNITION ENGINE –SELECTED PROBLEMS OF COMBUSTION PROCESS

Sławomir Luft

Politechnika Radomska

Instytut Eksploatacji Pojazdów i Maszyn

26-600 Radom, Al. Chrobrego 45

tel. 48 3167642, e-mail: rozycki@ats.pl

Abstract

In the Department of IC Engines and Automobiles in Technical University of Radom, CI engine has been modified to dual fuelling. As main fuel liquid petroleum gas (LPG) and methanol has been used. The diesel fuel has been used to initiate combustion. Some investigations of standard diesel engine and modified engines have been carried out. Test of engines consisted of preparation load characteristics of: specific energy consumption, ignition delay, rate of pressure rise, maximum pressure. The results of investigations of dual fuel and standard engines have been compared.

DWUPALIWOWY SILNIK O ZAPŁONIE SAMOCZYNNYM – WYBRANE ZAGADNIENIA PROCESU SPALANIA

Streszczenie

W Zakładzie Silników Spalinowych i Pojazdów Politechniki Radomskiej zmodyfikowano silnik o zapłonie samoczynnym w celu uzyskania zasilania dwupaliwowego. Jako paliwo główne stosowana była mieszanina propan-butan (LPG) lub alkohol metylowy. W silniku tym olej napędowy używany był jedynie do zainicjowania procesu spalania. Wykonano badania porównawcze silnika zasilanego standardowo i dwupaliwowo. Zakres badań dotyczył porównania osiągnięć silników, oraz zmienność podstawowych parametrów procesu spalania takich jak czas zwłoki samozapłonu, średniej i maksymalnej szybkości narastania ciśnienia, wartości ciśnienia maksymalnego.

1. Wstęp

W Zakładzie Silników Spalinowych i Pojazdów Politechniki Radomskiej od szeregu lat prowadzone są badania silnika o zapłonie samoczynnym zasilanego dwupaliwowo. W silniku tym zmodyfikowany został system zasilania tak, by umożliwić spalanie paliw przeznaczonych tradycyjnie do zasilania silników o zapłonie iskrowym, a więc o dużej wartości liczby oktanowej i małej wartości liczby cetanowej. Jest szereg przyczyn, dla których wykorzystanie omawianych paliw do silnika o zapłonie samoczynnym wydaje się być uzasadnione. Do głównych z nich należą:

- chęć poprawy sprawności ogólnej silnika (względy ekonomiczne),
- chęć uzyskania poprawy zawartości składników w spalinach (względy ekologiczne),
- chęć stosowania paliw zastępczych w stosunku do ropopochodnych (przewidywania co do zasobów ropy naftowej lub chęć uniezależnienia się od dostawców – względy polityczne),
- chęć stosowania możliwie tanich ogólnie dostępnych paliw (względy ekonomiczne).

Do badań podstawowych, poznawczych wytypowano stacjonarny jednocylindrowy silnik 1HC102 o wtrysku bezpośrednim do komory spalania usytuowanej w tłoku, o pojemności skokowej $V_s = 0,980 \text{ dm}^3$, mocy znamionowej $N = 11 \text{ kW}$ przy $n = 2200 \text{ obr/min}$, stopniu sprężania $\epsilon = 17$.

Silnik wyposażono w pompę wtryskową typu P22-T171 dla umożliwienia zmiany regulacji kąta wyprzedzenia wtrysku w czasie badań stanowiskowych.

W dotychczasowych badaniach wykorzystano dwa rodzaje paliw: alkohol metylowy oraz mieszaninę propan-butan. W obu przypadkach jako paliwo inicjujące zapłon wykorzystany był olej napędowy.

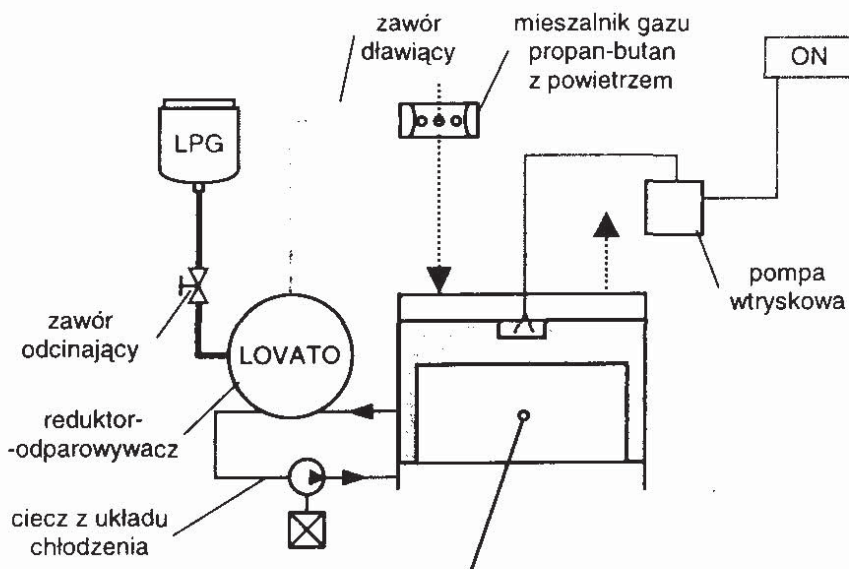
Jak wcześniej wspomniano wobec niskiej wartości liczby cetanowej obu paliw zdecydowano się na inicjację zapłonu od możliwie niewielkiej dawki oleju napędowego. Taki system zasilania i zapłonu nie wymaga gruntownej przeróbki silnika bazowego, wykonanego fabrycznie jako silnik o zapłonie samoczynnym. W obu przypadkach zmiana systemu zasilania sprowadza się do zabudowy na silniku układu dostarczania paliwa zastępczego w zasadzie bez konieczności ingerencji w konstrukcję silnika bazowego.

Przyjęcie koncepcji inicjacji zapłonu od dawki oleju napędowego przybliży również system spalania do systemu HCCI (homogeneous charge compression ignition engine), który coraz częściej wymieniany jest jako przyszłościowy ze względu na sprawność ogólną i zawartość składników w spalinach [1].

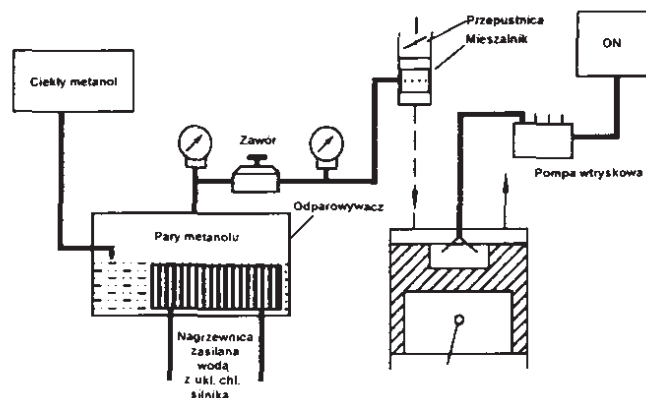
Celowość rozwoju koncepcji zasilania dwupaliwowego w tak przyjętym rozwiązaniu wydaje się być potwierdzona licznymi publikacjami z badań prowadzonych w zagranicznych i krajowych ośrodkach badawczych [2], [3], [4], [5], [6], [7].

2. Omówienie stosowanych systemów zasilania silnika dwupaliwowego

Schematy przebadanych dwupaliwowych schematów zasilania przedstawiono na rys. 1 i rys. 2.



Rys. 1. Schemat dwupaliwowego układu zasilania silnika o ZS z wykorzystaniem paliwa LPG [8]
 Fig. 1. Scheme of dual fuel, compression ignition engine fuelled with LPG [8]



Rys. 2. Schemat dwupaliwowego układu zasilania silnika o ZS z wykorzystaniem alkoholu metylowego jako paliwa [9]

Fig. 1. Scheme of dual fuel, compression ignition engine fuelled with methanol [9]

W obu przypadkach paliwo główne (LPG, metanol) dostarczane były w fazie gazowej do mieszalnika zabudowanego w kolektorze dolotowym silnika. Po ustaleniu możliwie korzystnej wartości inicjującej zapłon dawki oleju napędowego przyjęto ją za niezmienną. Jej wartość d_i stanowiła energetycznie ok. 40÷50% wartości sumy energii dostarczanej do silnika w warunkach znamionowego obciążenia. Moc silnika regulowana była wydatkiem paliwa gazowego. W ten sposób wraz ze zmianą obciążenia silnika zmieniał się także w szerokich granicach skład zasysanej mieszaniny powietrze-paliwo zastępcze od bardzo ubożego przy częściowych obciążeniach do składu określanego współczynnikiem nadmiaru powietrza $\lambda = 2\div 2,5$ przy obciążeniu znamionowym. W przypadku stosowania alkoholu metylowego na silniku zamontowano układ odparowania tego paliwa z wykorzystaniem do tego procesu ciepła z układu chłodzenia silnika. Takie rozwiązanie było możliwe ze względu na fakt, że temperatura wrzenia alkoholu metylowego jest niższa niż temperatura cieczy chłodzącej w silniku.

W przypadku stosowania paliwa LPG wykorzystano typowy odparowywacz-reduktor firmy Lovato stosowany powszechnie w przypadku zasilania paliwem LPG silników o zapłonie iskrowym.

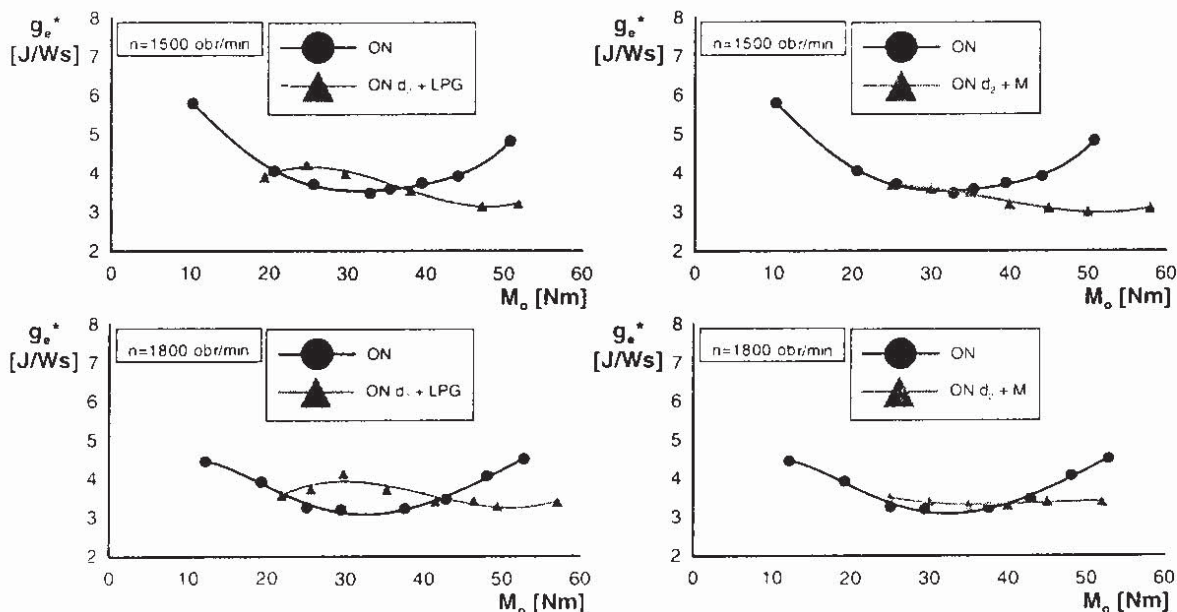
3. Charakterystyki obciążeniowe jednostkowego zużycia energii

Wobec różnych wartości opałowych stosowanych w trakcie badań paliw zdecydowano się na sporządzenie charakterystyk jednostkowego zużycia energii g_c^* [J/Ws] w funkcji obciążenia silnika opisanego momentem obrotowym M [Nm]. Charakterystyki wykonano dla dwóch różnych prędkości obrotowych silnika $n_1 = 1500$ obr/min i $n_2 = 1800$ obr/min. W trakcie badań stosowano stałą wartość dawki oleju napędowego wynoszącą $d_2 = 0,025$ g/cykl. Jej wielkość przyjęto na podstawie wcześniej przeprowadzonych badań. Gwarantowała ona osiągnięcie przez silnik zasilany dwupaliwowo porównywalnej z przypadkiem zasilania standardowego mocy silnika oraz lepszymi parametrami jednostkowego zużycia energii oraz zawartości składników w spalinach.

Należy podkreślić, że dla uniknięcia efektu spalania stukowego zmieniono regulację kąta wyprzedzenia wtrysku dawki inicjującej oleju napędowego na późniejszą w stosunku do stosowanej w silniku standardowym – $\alpha_w = 30^\circ$ OWK przed GMP. Regulacja ta wynosiła:

- dla silnika zasilanego dwupaliwowo z wykorzystaniem alkoholu metylowego $\alpha_w = 27^\circ$ OWK przed GMP,
- dla silnika zasilanego dwupaliwowo z wykorzystaniem LPG $\alpha_w = 20^\circ$ OWK przed GMP.

Wykonane charakterystyki zestawiono na rys. 3.



Rys. 3. Porównanie charakterystyk obciążeniowych jednostkowego zużycia energii silnika [8], [10]
 Fig. 3. Comparison of specific energy consumption characteristics [8], [10]

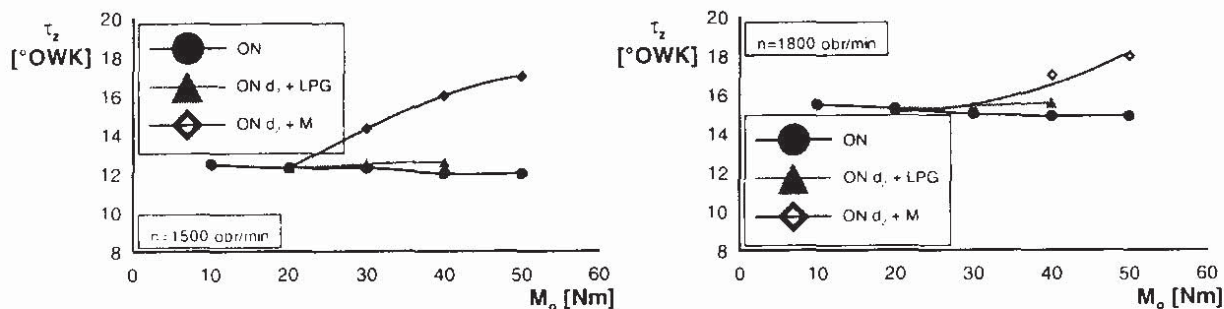
Z porównania wynika, że silnik zasilany dwupaliwowo dla obu stosowanych paliw charakteryzuje się możliwością uzyskania porównywalnej wartości momentu obrotowego (czasami nawet większej) w porównaniu z przypadkiem zasilania standardowo olejem napędowym. Cechą charakterystyczną jest także poprawa sprawności ogólnej silnika dwupaliwowego – zmniejszenie g_e^* (dla każdego rodzaju stosowanego paliwa zastępczego) w obszarze obciążeń zbliżonych do maksymalnych. Obserwuje się także pewne obniżenie sprawności ogólnej (zwiększenie g_e^*) w obszarze obciążeń częściowych.

4. Badania procesu spalania

4. 1. Badania przebiegu zmian podstawowych parametrów w funkcji obciążenia silnika

W czasie badań dokonywano rejestracji przebiegów ciśnień dla różnych obciążeń i prędkości obrotowych badanych wersji silników. Każdorazowo dokonywano rejestracji 100 kolejnych cykli, które poddano uśrednieniu. Tak otrzymane wykresy poddano analizie i w konsekwencji uzyskano przebiegi zmienności zwłoki samozapłonu τ_z , średniej szybkości narastania ciśnienia $(dp/d\alpha)_{sr}$ oraz maksymalnej wartości ciśnienia spalania P_{max} w funkcji obciążenia badanych wersji zasilania silnika. Należy tu podkreślić, że porównań dokonano dla jednakowej wartości kąta wyprzedzenia wtrysku inicjującej zapłon dawki oleju napędowego $\alpha_w = 30^\circ$ OWK przed GMP.

Jednym z analizowanych parametrów była zwłoka samozapłonu. Wyniki uzyskane na podstawie analizy wykresów indykatorowych zarejestrowanych w trakcie sporządzania charakterystyk obciążeniowych przy prędkościach obrotowych $n = 1500$ obr/min i $n = 1800$ obr/min zestawiono na rys. 4.

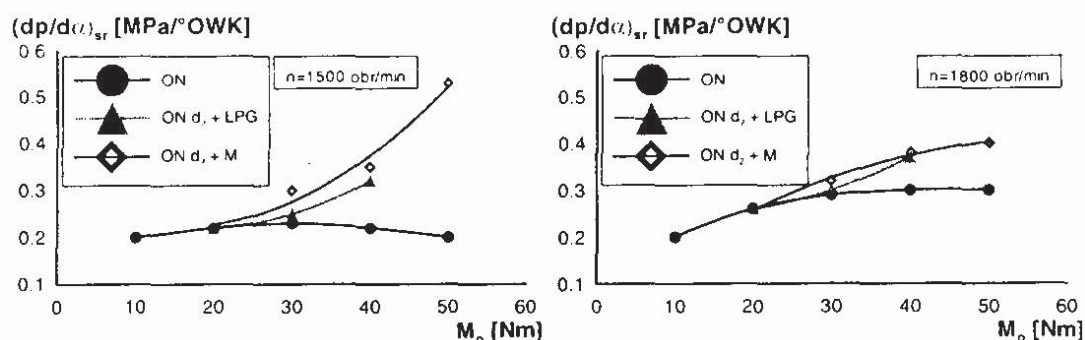


Rys. 4. Porównanie charakterystyk zmian czasu zwłoki samozapłonu τ_z w funkcji obciążenia silnika: zasilanego standardowo olejem napędowym, dwupaliwowo z udziałem LPG, dwupaliwowo z udziałem alkoholu metylowego (regulacja kąta wyprzedzenia wtrysku inicjującej zapłon dawki oleju napędowego dla wszystkich przypadków $\alpha_w = 30^\circ\text{OWK}$ przed GMP) [13]

Fig. 4. Comparison of ignition delay characteristics (injection angle 30 deg of CA before TDC) [13]

Z przytoczonych na rys. 4 wykresów wynika, że zwłoka samozapłonu dla obu przypadków zasilania dwupaliwowego jest większa niż dla przypadku zasilania standardowego. Przy czym zasilaniu z użyciem alkoholu metylowego towarzyszy znacznie większa wartość zwłoki samozapłonu.

Kolejnym analizowanym parametrem procesu spalania była średnia prędkość narastania ciśnienia. Przebiegi zmienności tego parametru przedstawione zostały na rys. 5.

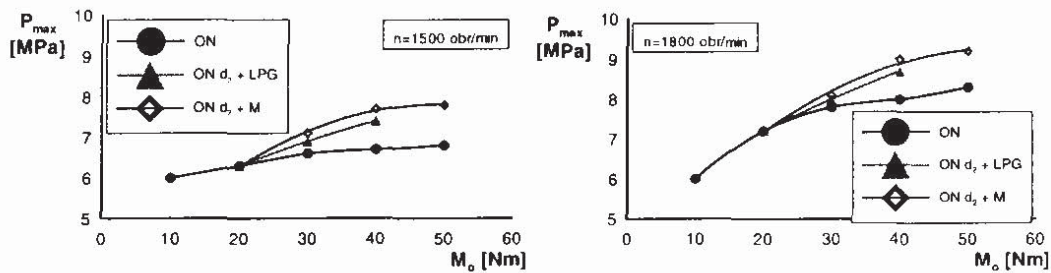


Rys. 5. Porównanie charakterystyk zmian średniej szybkości narastania ciśnienia $(dp/d\alpha)_{sr}$ w funkcji obciążenia silnika: zasilanego standardowo olejem napędowym, dwupaliwowo z udziałem LPG, dwupaliwowo z udziałem alkoholu metylowego (regulacja kąta wyprzedzenia wtrysku inicjującej zapłon dawki oleju napędowego dla wszystkich przypadków $\alpha_w = 30^\circ\text{OWK}$ przed GMP) [13]

Fig. 5. Comparison of average rate of pressure rise characteristics (injection angle 30 deg of CA before TDC) [13]

Jak widać przebiegi krzywych zależności średniej szybkości narastania ciśnienia w funkcji obciążenia obu badanych wersji układów zasilania wskazują, że wraz ze wzrostem obciążenia wyraźnie wzrastały wartości średniej szybkości narastania ciśnienia dla silnika zasilanego dwupaliwowo.

Należy zauważyć, że wartości średniej szybkości narastania ciśnienia dla dwupaliwowego silnika zasilanego alkoholem metylowym są nieco większe niż w przypadku stosowania LPG. Podobnie dla obu przypadków zasilania dwupaliwowego zaobserwowano występowanie wyższych wartości maksymalnego ciśnienia obiegu P_{max} . Krzywe zmienności tego parametru w funkcji obciążenia silnika przedstawiono na rys. 6.



Rys. 6. Porównanie charakterystyk zmian maksymalnej wartości ciśnienia spalania P_{max} w funkcji obciążenia silnika: zasilanego standardowo olejem napędowym, dwupaliwowo z udziałem LPG, dwupaliwowo z udziałem alkoholu metylowego (regulacja kąta wyprzedzenia wtrysku inicjującej zapłon dawki oleju napędowego dla wszystkich przypadków $\alpha_w = 30^\circ \text{OWK}$ przed GMP) [13]

Fig. 6. Comparison of maximum pressure characteristics (injection angle 30 deg of CA before TDC) [13]

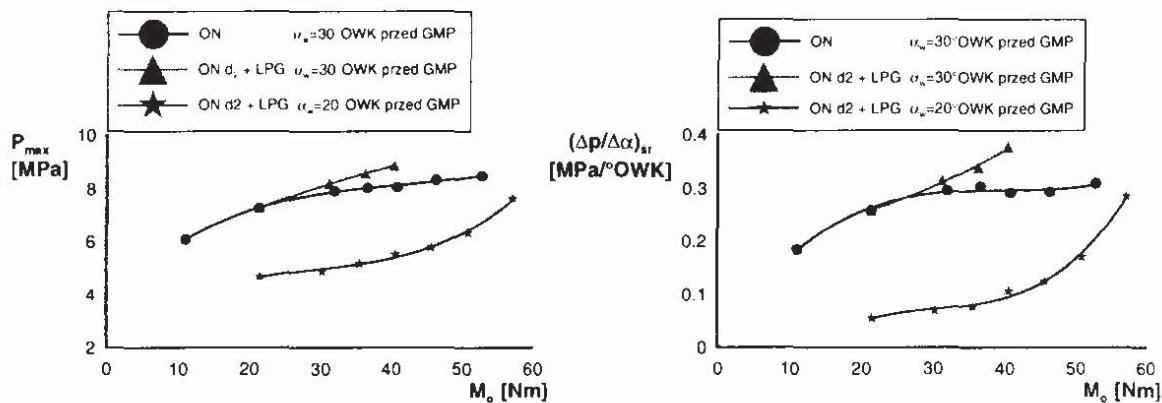
Tu także widać, że silnik zasilany dwupaliwowo z użyciem alkoholu metylowego jako paliwa zastępczego charakteryzuje się nieco wyższymi wartościami maksymalnego ciśnienia obiegu w porównaniu z przypadkiem zasilania LPG.

4.2. Badanie zmian przebiegu ciśnienia w procesie spalania pod kątem możliwości występowania spalania stukowego

Przeprowadzone w Zakładzie Silników Spalinowych i Pojazdów Politechniki Radomskiej badania trwałościowe silnika zasilanego dwupaliwowo z wykorzystaniem paliwa zastępczego LPG wykazały awaryjne zużycie tłoków polegające na wyłamaniu półki pod pierścieniem uszczelniającym. Dla wyjaśnienia przyczyny takiego awaryjnego zużycia przeprowadzono szereg analiz w ramach pracy doktorskiej dr inż. Stanisława Kozioła pt. „Ocena trwałości układu tłokowo-korbowego dwupaliwowego silnika o zapłonie samoczynnym zasilanego głównie mieszaniną propan-butan”. Analiza procesu spalania dokonana na podstawie przebiegu jednego cyklu spalania z dobraną odpowiednio częstotliwością próbkowania ciśnienia wykazała, że przyczyną występowania awarii tłoka było spalanie stukowe mieszaniny LPG-powietrze przy zastosowaniu fabrycznej regulacji kąta wyprzedzenia wtrysku inicjującej zapłon dawki oleju napędowego. Spalanie to pojawiało się już przy niezbyt wysokim obciążeniu silnika tj. przy obciążeniu momentem obrotowym $M = 40 \text{ Nm}$. Zmiany wartości maksymalnego ciśnienia w funkcji obciążenia badanych silników z fabryczną regulacją kąta wyprzedzenia wtrysku przedstawiono na rys. 6.

W omawianej pracy doktorskiej wykazano również, że zmiana regulacji kąta wyprzedzenia wtrysku w silniku dwupaliwowym na późniejszy wynoszący $\alpha_w = 20^\circ \text{OWK}$ przed GMP skutkuje przesunięciem występowania spalania stukowego na obszar obciążeń powyżej 50 Nm . Należy tu podkreślić, że zmiana regulacji prowadząca do odsunięcia niebezpieczeństwa występowania spalania stukowego prowadzi do zmniejszenia średniej szybkości narastania ciśnienia oraz maksymalnych wartości ciśnienia w procesie spalania silnika dwupaliwowego.

Analizując przedstawione wykresy widać wyraźnie, że opóźnienie momentu początku wtrysku inicjującej zapłon dawki oleju napędowego z fabrycznej $\alpha_w = 30^\circ \text{OWK}$ przed GMP na nową $\alpha_w = 20^\circ \text{OWK}$ przed GMP skutkuje zmniejszeniem zarówno wartości średniej szybkości narastania ciśnienia $(dp/d\alpha)_{sr}$ jak i wartości maksymalnej ciśnienia P_{max} . W efekcie tak wprowadzona regulacja prowadzi do przesunięcia obszaru występowania spalania stukowego w kierunku obciążeń silnika przekraczających wartość momentu maksymalnego silnika zasilanego standardowo [14].



Rys. 7. Zależność maksymalnego ciśnienia w cylindrze p_{max} i średniej szybkości narastania ciśnienia $(\Delta p / \Delta \alpha)_{sr}$ od obciążenia silnika dla silnika zasilanego standardowo przy fabrycznej regulacji kąta początku wtrysku oleju napędowego $\alpha_w = 30^\circ$ OWK przed GMP, silnika zasilanego dwupaliwowo przy fabrycznej regulacji kąta początku wtrysku inicjującej zapłon dawki oleju napędowego $\alpha_w = 30^\circ$ OWK przed GMP oraz silnika zasilanego dwupaliwowo i opóźnionej względem fabrycznej regulacji kąta początku wtrysku inicjującej zapłon dawki oleju napędowego $\alpha_w = 20^\circ$ OWK przed GMP

Fig. 7. Comparison of maximum pressure and average rate of pressure rise characteristics for standard regulation of injection engine (injection angle 30 deg of CA before TDC) and optimised injection engine (injection angle 30 deg of CA before TDC); engine speed 1800 rpm

5. Podsumowanie i wnioski

- Dwupaliwowy silnik o zapłonie samoczynnym dla wszystkich omawianych w artykule paliw zastępczych charakteryzuje się możliwością uzyskania porównywaną lub większą wartość momentu obrotowego przy jednoczesnym zwiększeniu sprawności ogólnej silnika w obszarze obciążeń maksymalnych. Ta ostatnia cecha wynika ze wzrostu sprawności cieplnej obiegu silnika dwupaliwowego [11], [13].
- Wyższe wartości zwłoki samozapłonu w silniku zasilanym dwupaliwowo wynikają zdaniem autora z faktu, że wraz ze zwiększonym obciążeniem silnika mieszanina paliwo zastępcze-powietrze staje się coraz bogatsza. Fakt ten utrudnia dostęp tlenu do cząsteczek wtrysniętego oleju napędowego i utrudnia samozapłon tego paliwa.
- Wzrost średniej szybkości narastania ciśnienia wynika z opisanego we wstępie „objętościowego” charakteru procesu spalania mieszaniny paliwa zastępczego i powietrza.
- Wzrost maksymalnych wartości ciśnień obiegu silnika dwupaliwowego wynika ze wzrostu średniej wartości szybkości narastania ciśnienia. Cecha ta wynika, jak już wspomniano, z „objętościowego” charakteru spalania mieszaniny paliwa zastępczego i powietrza w obszarze płonącej strugi dawki oleju napędowego.
- Spalanie stukowe w omawianych silnikach dwupaliwowych, prowadzące do awarii tłoka lub zmniejszające trwałość może pojawić się przy wyższych obciążeniach silnika. Wówczas to mieszanina paliwa zastępczego i powietrza staje się bogatsza, w efekcie bardziej podatna na występowanie zjawiska spalania stukowego. Sprzyja temu także fakt znacznej wartości stopnia sprężania silnika $\epsilon = 17$ oraz niekorzystny kształt komory spalania charakterystyczny dla wtrysku bezpośredniego oleju napędowego do cylindra, ze szczelinami pomiędzy płaską częścią denka tłoka a głowicą.
- Wyeliminowanie zjawiska spalania stukowego lub jego przesunięcie na obszar większych obciążeń niż osiąga silnik zasilany standardowo jest możliwe na drodze opóźnienia kąta wyprzedzenia wtrysku inicjującej zapłon dawki oleju napędowego.

Literatura

- [1] Takatsuto R., Igarashi T., Iida N.: Auto Ignition and Combustion of DME and n-Butane / Air Mixtures in Homogeneous Charge Compression Ignition Engine. The Fourth International Symposium COMODIA'98 Proceedings, Japan, Kyoto 1998.
- [2] Kusaka J., Daisho Y., Kihara R., Saito T.: Combustion and Exhaust Gas Emission Characteristics of a Diesel Engine Dual-Fuelled with Natural Gas. The Fourth International Symposium COMODIA'98 Proceedings, Japan, Kyoto 1998.
- [3] Ogawa H., Chenyu L., Tosaka S., Fujiwara Y., Miyamoto N.: Combustion Mechanism Analysis, with In-Chamber Gas Composition Measurements in a Premixed Lean Compression Ignition Engine. The Fourth International Symposium COMODIA'98 Proceedings, Japan, Kyoto 1998.
- [4] Furutani M., Ohta Y., Kono M., Hasegawa M.: An Ultra-Lean Premixed Compression-Ignition Engine Concept and its Characteristics. The Fourth International Symposium COMODIA'98 Proceedings, Japan, Kyoto 1998.
- [5] Miyamoto T., Hayashi A. K., Harada A., Sasaki S., Akagawa H., Tsujimura K.: Numerical Simulation of Premixed Lean Diesel Combustion in DI Engine. The Fourth International Symposium COMODIA'98 Proceedings, Japan, Kyoto 1998.
- [6] Stelmasiak Z., Wojciechowska-Trombska A.: Wpływ kąta wyprzedzenia wtrysku paliwa ciekłego na parametry pracy i emisję silnika dwupaliwowego zasilanego gazem ziemnym i olejem napędowym. *Journal of KONES. Combustion Engines*, vol. 8, No 3-4, 2001
- [7] Stelmasiak Z.: Wpływ wielkości dawki iniekcującej oleju napędowego na parametry pracy dwupaliwowego silnika zasilanego olejem napędowym i gazem ziemnym. *Journal of KONES. Combustion Engines*, vol. 8, No 3-4, 2001
- [8] Luft S.: Dwupaliwowy silnik o zapłonie samoczynnym zasilany mieszaniną gazów propan-butan (LPG) i olejem napędowym. Wydawnictwo Politechniki Radomskiej, Monografia Nr 54, Radom 2002
- [9] Luft S.: Studium silnika o zapłonie samoczynnym zasilanego głównie alkoholem metylowym. Wydawnictwo Politechniki Radomskiej, Monografia Nr 29, Radom 1997
- [10] Luft S., Michalczewski A.: Aspekt ekologiczny dwupaliwowego zasilania silnika o zapłonie samoczynnym głównie mieszaniną gazów propan-butan (LPG). Materiały konferencyjne III Ogólnopolskiej Konferencji Naukowo-Technicznej Pojazd a Środowisko, Politechnika Radomska 2001
- [11] Luft S., Michalczewski A.: Analiza wybranych wskaźników pracy dwupaliwowego silnika o zapłonie samoczynnym zasilanego głównie mieszaniną gazów propan-butan. Materiały konferencji Autoprogres-KONMOT 2002
- [12] Stelmasiak Z.: Ekologiczno-ekonomiczne aspekty zastosowania gazu w silnikach dwupaliwowych. Materiały konferencyjne „Pojazd a Środowisko”, Radom 2001
- [13] Luft S., Michalczewski A.: Analiza parametrów procesu spalania w dwupaliwowym silniku o zapłonie samoczynnym zasilanym głównie mieszaniną gazów propan-butan. Materiały konferencyjne V Konferencji Komputerowe Systemy Wspomagania Nauki, Przemysłu i Transportu TRANSCOMP 2001
- [14] Kozioł S.: „Ocena trwałości układu korbowo-tłokowego dwupaliwowego silnika o zapłonie samoczynnym zasilanego głównie mieszaniną propan-butan. Praca doktorska, Politechnika Radomska, 2004