

Zdzisław STELMASIAK*

Analiza wpływu składu mieszaniny gaz-powietrze na wybrane parametry dwupaliwowego silnika o wtrysku bezpośrednim

Perspektywy wykorzystania gazu ziemnego do zasilania silników spalinowych oraz rozwój elektronicznych systemów sterowania silników spowodowały ponowne zainteresowanie dwupaliwowym systemem zasilania. Dwupaliwowy silnik o zapłonie samoczynnym pozwala zachować większość pozytywnych cech silnika o zapłonie samoczynnym i wykazuje szereg korzystnych cech w stosunku do gazowego silnika o zapłonie iskrowym.

W pracy przedstawiono wpływ składu mieszaniny gaz ziemny-powietrze (CNG – Compressed Natural Gas) na parametry pracy silnika ze szczególnym uwzględnieniem parametrów spalania i toksyczności spalin. Stwierdzono, że w zakresie zmiany składu mieszaniny gazowej $\lambda_o = 1,4-6,0$ pogorszenie parametrów spalania jest niewielkie i może być akceptowalne w silnikach trakcyjnych średniej wielkości. Równocześnie mimo zastosowania tradycyjnego systemu wtryskowego zubożenie mieszaniny do $\lambda_o < 6,0$ umożliwia znaczną zmianę obciążenia silnika. Ograniczenie zubożenia mieszaniny do $\lambda_o < 4,5$ ogranicza niekorzystne zjawiska związane ze spalaniem ubogich mieszanin gazowych. Wymaga ono jednak zastosowania elektronicznych systemów wtrysku paliwa takich jak common rail.

Przedstawione wyniki mogą być przydatne przy adaptacjach silnika ZS do zasilania gazowego oraz przy budowie systemów ich regulacji.

Słowa kluczowe: dwupaliwowy, gaz ziemny, skład mieszaniny, spalanie gazu, szybkość wydzielania ciepła

Analysis of the influence of gas-air mixture property on the selected parameters dual fuel direct injection diesel engine

Perspectives of usage natural gas in feeding systems of internal combustion engines and development of electronic control systems have resulted in survived interest in dual fuel system of engine feeding. Compression ignition, dual fuel engine enables to preserve majority of positive features of compression ignition engine and shows many advantageous features comparing with gaseous engine with spark ignition system.

The paper shows an impact of gaseous mixture composition on operational parameters of the engine, with special consideration of combustion parameters and toxicity of exhaust gases. It has been confirmed that in range of gaseous mixture composition change in scope of $\lambda_o = 1.4-6.0$ worsening of combustion parameters is negligible and can be accepted for medium size traditional engines. Simultaneously, in spite of implementation of traditional injection system, leaning of the mixture up to $\lambda_o < 6.0$ enables significant change of engine load. Limitation of leaning of the mixture up to $\lambda_o < 4.5$, restricts harmful phenomena connected with combustion of lean gaseous mixtures. It requires, however, fuel injection electronic systems such as common rail.

Results presented in the paper can be useful in adaptations of compression ignition engine to gaseous feeding and in stage of development of control systems to such engines.

Key words: dual fuel, natural gas, mixture composition, gas combustion, heat release rate

1. Wprowadzenie

Gazowe silniki dwupaliwowe znane są od kilkadziesiąt lat. Pozwalają one zachować większość pozytywnych cech silników o zapłonie samoczynnym takich jak wysoką sprawność termiczną, możliwość spalania mieszanin gazowych w szerokim zakresie zmian jej składu, równomierną pracę silnika przy zmianach prędkości obrotowej i obciążenia. Nie bez znaczenia jest również mała hałaśliwość i możliwość pracy silnika przy braku gazu lub awarii instalacji gazowej. Cecha ta może mieć istotne znaczenie w okresie przejściowym przy niedostatecznej sieci stacji tankowania lub przy zastosowaniach w transporcie publicznym. Silniki te w przeszłości posiadały również szereg wad, szczególnie istotnych przy tradycyjnym systemie zasilania i w trakcyjnych zastosowaniach silnika. Wady te wynikały z faktu, że jakość ładunku w dwupaliwowym silniku oraz przebieg spalania wynikają z aktual-

1. Introduction

Dual fuel gaseous engines have been known for tens of years. They enable to preserve majority of positive features of compression ignition engine, such as high thermal efficiency, possibility of combustion of gaseous mixtures in broad range of their composition, uniform engine operation during change of engine load and revolution speed. Low noise level and possibility of engine operation in case of shortage of gas or malfunction of installation of the gas are also not insignificant. Those features can be of a significant meaning during transitory periods with non-sufficient network of gas filling stations or within public transport implementations. Those engines had featured with series of drawbacks, especially substantial in traditional feeding system and traditional implementations of the engine. Those drawbacks had resulted from fact that quality of the charge in

nego składu mieszaniny gaz-powietrze i wielkości dawki inicjującej. Przy tradycyjnych adaptacjach silnika ZS do zasilania dwupaliwowego, częściowe obciążenia silnika osiągame były przez zubożanie mieszaniny gazowej, co powodowało zmniejszanie szybkości jej spalania i wzrost stref zaniku płomienia w okolicach ścianek cylindra. Ponadto mniejsze szybkości propagacji płomienia w zubożonych mieszaninach powodowały przedłużanie procesu spalania a tym samym wzrost strat cieplnych. Obydwa zjawiska prowadziły do zmniejszenia sprawności silnika w większym stopniu niż wynikałoby to jedynie ze zubożenia mieszaniny. Przy szybko zmieniającym się obciążeniu w silniku trakcyjnym występowały trudności z utrzymaniem składu mieszaniny palnej w zakresie wynikającym z aktualnego zapotrzebowania mocy silnika, co dodatkowo powodowało wzrost emisji CO i TCH (*Total Hydrocarbons*). Przy wrastających wymaganiach odnośnie toksyczności spalin omawiane cechy silników dwupaliwowych były nie do zaakceptowania. W efekcie stopniowo odchodzono od tej koncepcji zasilania w kierunku gazowych silników o zapłonie iskrowym. System dwupaliwowy był jednak stosowany w dużych silnikach stacyjnych pracujących przy stałych obciążeniach zbliżonych do obciążenia znamionowego [1, 2]. Rozwój systemów elektronicznego sterowania silnika a przede wszystkim zastosowanie systemu *common rail* do wtrysku dawki inicjującej oraz sekwencyjnego wtrysku gazu spowodowały ponowne zainteresowanie producentów omawianym systemem zasilania [3, 4, 5]. Szczególnie istotne prace w tym zakresie wykonano w firmach MAN B&W [1, 2, 6] Waertsila [8] oraz Cooper-Bessemer oraz Coltec-Fairbanks Morse [9]. W dwupaliwowych silnikach tych firm zastosowano małe komory wstępne, w których inicjowane jest spalanie dawką oleju napędowego stanowiącą energetycznie 1-3% całkowitej energii dostarczanej do silnika. Po ustabilizowaniu się spalania i wzroście ciśnienia w komorze wstępnej, gorące produkty spalania wtryskiwane są do komory zasadniczej gdzie zapalają pozostałą mieszaninę gazową. Ten system spalania pozwolił osiągnąć średnie ciśnienia użytkowe przekraczające 2,0 MPa oraz sprawności ogólne silnika na poziomie 44-46% [1, 7, 10]. Badania przeprowadzone przez firmy Cooper-Bessemer i Coltec-Fairbanks Morse wykazały, że również mniejsze silniki dwupaliwowe z komorą wstępną i bardzo małą dawką inicjującą osiągają sprawność i średnie ciśnienia efektywne porównywalne z osiąganymi w silnikach samochodów ciężarowych zasilanych samym ON [9].

2. Parametry charakteryzujące jakość ładunku w silniku dwupaliwowym

Schemat spalania ładunku w silniku dwupaliwowym przedstawiono na rys. 1. Parametrami określającymi jakość ładunku są:

- λ_o – współczynnik nadmiaru powietrza mieszaniny gaz powietrze;
- λ – średni współczynnik nadmiaru powietrza dla całego ładunku;
- q – jednostkowa dawka inicjująca [mm^3/cykl];
- X – przeliczeniowa dawka zapłonowa przypadająca na 1m^3 gazu [$\text{kg ON}/\text{NM}^3$ gazu].

dual fuel engine and course of combustion process result from actual composition of gas-air mixture and from size of initial dosage. In traditional adaptations of compression ignition engines to dual fuel feeding, partial engine loads were obtained via leaning of gaseous mixture, what resulted in reduction of its combustion rate and growth of flame decay zones near cylinder walls. Moreover, lower rates of flame propagation in leaned mixtures resulted in prolongation of combustion process and the same in growth of thermal loss. The both phenomena led to reduction of engine efficiency in greater extend than reduction which would result from leaning of the mixture only. At rapidly changing load in traditional engine there occurred difficulties with maintaining combustible mixture composition in a range resulted from actual demand of engine output power, what additionally resulted in growth of CO and TCH emissions (*Total Hydrocarbons*). On growing requirements with respect to toxicity of exhaust gases, features of dual fuel engines discussed here could not be accepted. In result, one has gradually gone away from such concept of fuelling in direction of spark ignition gaseous engines. Dual fuel system, however, was used in large stationary engines operated at constant loads near to rated load [1, 2]. Development of electronic systems of engine control and first of all, implementation of *common rail* system to injection of initial dosage and sequential injection of gas resulted in repeated interest of engine manufacturers in feeding systems described here [3, 4, 5]. Especially significant work in that scope was performed by MAN B&W [1, 2, 6], Waertsila [8], Cooper-Bessemer and Coltec-Fairbanks Morse [9]. In dual fuel engines produced by those companies small pre-chambers were implemented, where combustion of a dosage of diesel oil constituting energetically 1-3% of total energy supplied to the engine is initiated. After stabilization of combustion and growth of the pressure in the pre-chamber, hot products of combustion are injected to main chamber where remaining gaseous mixture is ignited. That system of combustion has enabled to reach medium useful pressures exceeding 2.0 MPa and general engine efficiencies at level of 44-46% [1, 7, 10]. Research made by Cooper-Bessemer and Coltec-Fairbanks Morse have shown, that also smaller dual fuel engines with pre-chamber and very small initial dosage can develop efficiency and average useful pressures which can be compared with the same parameters obtained in truck engines fed on diesel oil only [9].

2. The parameters describe the quality of charge in a dual fuel engine

The scheme of charge combustion in a dual fuel engine shows fig. 1. The parameters describe of charge quality are:

- λ_o – excess air ratio of gas-air mixture;
- λ – mean excess air ratio of all charge;
- q – pilot dose quantity [mm^3/cycle];
- X – conversion dose ignition adequate to 1m^3 gas [$\text{kgDO}/\text{m}^3\text{gas}$].

Excess air ratios may count from the following formulas:

Współczynniki nadmiaru powietrza można obliczać ze wzorów:

$$\lambda_o = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_g \cdot L_{thg}} \quad (1)$$

$$\lambda = \frac{m_a}{\dot{m}_g \cdot L_{thg} + \dot{m}_{DO} \cdot L_{thDO}} \quad (2)$$

gdzie: \dot{m}_a – strumień powietrza zasysanego przez silnik; \dot{m}_{DO} – strumień oleju napędowego; \dot{m}_g – strumień gazu zasysanego przez silnik; L_{thDO} , L_{thg} – teoretyczne zapotrzebowanie powietrza dla oleju napędowego i gazu.

Dawka jednostkowa przypadająca na jeden cykl pracy może być obliczona z wzoru:

$$q = \frac{2 \cdot \dot{m}_{DO}}{\rho_{DO} \cdot n} \quad (3)$$

gdzie: n – prędkość obrotowa silnika, ρ_{DO} – gęstość oleju napędowego.

Dawka zapłonowa X może być obliczana na podstawie ilości gazu i oleju napędowego dostarczanego do silnika:

$$X = \frac{\dot{m}_{DO} \cdot \rho_g}{\dot{m}_g} \quad (4)$$

gdzie: ρ_g – gęstość gazu.

Dawka inicjująca q [mm³/cykl] dotyczy rzeczywistej ilości oleju napędowego wtryskiwanej na jeden cykl pracy silnika i jest ściśle związana z wielkością silnika. Określa ona możliwy zasięg strugi paliwa ciekłego niezależnie od wielkości komory spalania. Przy zastosowanej aparaturze wtryskowej określa możliwe warunki wtrysku, w tym również jakość rozpylenia. Przy stałej dawce inicjującej q , co jest najczęstszym przypadkiem w aplikacjach praktycznych, wielkość q jest stała niezależnie od obciążenia, natomiast wielkość dawki zapłonowej X wzrasta wraz z malejącym obciążeniem silnika.

Dawkę zapłonową X , przy ustalonych własnościach obydwu paliw, można sprowadzić do stosunku energii oleju napędowego do energii dostarczanej z gazem. Wielkość X jest niezależna od wielkości silnika i wskazuje, jaką energią był zapalany gaz. Tym samym spełnia ona przy porównywaniu różnych silników podobną rolę jak jednostkowe zużycie paliwa czy inne wielkości względne.

3. Stanowisko badawcze

Badania przeprowadzono na jednocylindrowym silniku o zapłonie samoczynnym i wtrysku bezpośrednim typu 1CA90. Dane techniczne silnika przedstawiono w tabeli 1.

Parametry spalania obliczano na podstawie średnich wykresów indykatorowych ze 128 kolejno po sobie następujących cykli pojedynczego spalania. Wykresy rejestrowano przy pomocy układu INDIMETER typ 619 i

$$\lambda_o = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_g \cdot L_{thg}} \quad (1)$$

$$\lambda = \frac{m_a}{\dot{m}_g \cdot L_{thg} + \dot{m}_{DO} \cdot L_{thDO}} \quad (2)$$

where: \dot{m}_a – air stream sucking by engine; \dot{m}_{DO} – stream of Diesel oil; \dot{m}_g – gas stream sucking by engine; L_{thDO} , L_{thg} – theoretical demand of air for diesel oil and gas.

Pilot dose quantity for one work cycle may count from formulas:

$$q = \frac{2 \cdot \dot{m}_{DO}}{\rho_{DO} \cdot n} \quad (3)$$

where: n – engine revolution; ρ_{DO} – density of Diesel oil.

Ignition dose X may be count from quantity of gas and Diesel oil deliver to engine:

$$X = \frac{\dot{m}_{DO} \cdot \rho_g}{\dot{m}_g} \quad (4)$$

where: ρ_g – gas density.

Initial dosage q [mm³/cycle] concerns real quantity of diesel oil injected per single cycle of engine operation and is closely connected with engine size. It determines possible

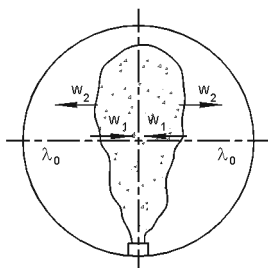
range of liquid fuel stream, independently on size of combustion chamber. With implemented injection apparatus it determines possible conditions of injection, including quality of atomization as well. At constant initial dosage q , what is the most common case in practical applications, size of q is constant independently on load, size of ignition dosage X , however, increases together with reducing engine load.

Ignition dosage X , at steady properties of the both fuels, can be brought to ratio of energy of diesel oil to energy supplied with gas. Size of the X is independent from engine size and shows on energy used to combustion of gas. The same, it fulfills, in comparison with various engines, the same role as specific fuel consumption or other relative parameters.

Tab. 1. Dane techniczne silnika

Table 1. Test Engine Specification

Liczba cylindrów/No. of Cylinders	1
Średnica cylindra/Bore	90 mm
Skok tłoka/Stroke	90 mm
Pojemność skokowa/Displacement Volume	573 ccm
Stopień sprężania/Compression Ratio	16,8:1
Moc znamionowa/Power	6,1 kW
Prędkość obrotowa/Speed	3000 rpm
Typ komory spalania/Chamber Type	DI
Wyrzucenie wtrysku/Injection Timing	28°OWK przed GMP



Rys. 1. Schemat spalania gazu i oleju napędowego w silniku dwupaliwowym

Fig. 1. The scheme of gas and Diesel oil combustion in a dual fuel engine

nadajnika kąta typ 3016 firmy AVL. Wartości ciśnienia rejestrowano, co $0,5^\circ\text{OWK}$ w pełnym zakresie cyklu pracy silnika. Zarejestrowane wykresy indykatorowe wykorzystywano do obliczeń parametrów spalania. W analizie cyklu pracy silnika wykorzystywano pierwszą zasadę termodynamiki i równanie stanu. W obliczeniach przyjmowano średnie parametry termodynamiczne czynnika. Jako początek spalania przyjmowano punkt, w którym szybkość wydzielania ciepła brutto $dQ/d\alpha$ gwałtownie wzrasta. W punkcie tym krzywa ciśnienia ma punkt przegięcia a jej pierwsza pochodna ma minimum lokalne. Punkt występowania lokalnego minimum pochodnej ciśnienia dp/da był przyjmowany jako początek spalania. Jako koniec spalania przyjmowano punkt w którym $dQ/d\alpha=0$. W punkcie tym wykładnik politropy jest równy wykładnikowi adiabaty czynnika $m=\kappa$. W badaniach analizowano przebiegi następujących parametrów:

- ciśnienie cylindra p ;
- szybkość przyrostu ciśnienia $dp/d\alpha$;
- szybkość wydzielania ciepła $dQ/d\alpha$;
- średnia temperatura czynnika T ;
- opóźnienie zapłonu Θ_d .

Do analizy wykorzystywano przebiegi parametrów spalania w przedziale wysokich ciśnień w okolicach GMP oraz maksymalne wartości parametrów.

4. Analiza wyników badań

Zmiany składu mieszaniny gazowo-powietrznej uzyskiwano przez zmianę ilości gazu dopływającego do silnika. Zmiana ilości powietrza była proporcjonalna do bieżącej ilości gazu. Badania wykazały, że przy stałej prędkości obrotowej zmiana napełnienia silnika była pomijalnie mała. Stosowano stałą wielkość dawki inicjującej oleju napędowego, co odzwierciedlało w przybliżeniu jednakowe warunki zapłonu mieszanin o zmiennych stężeniach gazu. Analizę przeprowadzono dla dwóch wartości dawki inicjującej $q=8,2\div 9,4\text{ mm}^3/\text{cykl}$ i $q=13,8\div 15,4\text{ mm}^3/\text{cykl}$ stanowiących odpowiednio udziały energetyczne $25,4\div 29,2\%$ oraz $42,8\div 47,8\%$. Stosunkowo wysoki udział energii oleju napędowego wynikał z zastosowania tradycyjnej aparatury wtryskowej uniemożliwiającej wtrysk małych dawek inicjujących. Zmiany wielkości dawki jednostkowej, uwidocznione na rysunkach, związane były ze zmianą dawkowania pompy wtryskowej wraz ze zmianą prędkości obrotowej.

Ciśnienia maksymalne w czasie spalania maleją w miarę zmniejszającej się koncentracji gazu w mieszaninie (rys. 2). Przebieg zmian ciśnień p_{max} wskazuje, że przy stałej prędkości obrotowej silnika wpływ zubożenia mieszaniny na maksymalne ciśnienia w cylindrze zależy od tego czy dotyczy zakresu bogatych czy ubogich mieszanin. Największe zmiany występują w zakresie bogatych mieszanin $\lambda_o=1,8\div 3,0$. Przy dalszym zubożeniu mieszaniny wpływ λ_o na ciśnienia maksymalne maleje. Charakter zmian p_{max} jest podobny dla wszystkich badanych prędkości obrotowych. W miarę powiększania prędkości obrotowej silnika poziom maksymalnych ciśnień w cylindrze maleje. Wynika to z faktu, że spalanie gazu, opóźnione w stosunku do spalania dawki inicjującej, w miarę zwiększania prędkości obrotowej odbywa się

3. Test stand

The tests were carried out on single cylinder, compression ignition direct-injection engine type 1CA90. The specifications for the test engine are presented in the Table 1.

The induction system of the engine was provided with a mixer to which natural gas (CNG) was fed continuously. Amount of the gas was adjusted by a throttling valve of the mixer and by a ball valve that limited maximum discharge of gas flowing to the engine. The engine load was regulated by change of quantity of the gas volume at a constant of initial dose quantity of the Diesel oil injected with traditional injection system. Two various initial doses were used during the tests: $10, 15\text{ mm}^3/\text{cycle}$. Concentration of toxic components was measured with by Pierburg AG exhaust-gas analysers: infrared for CO, flame-ionisation for TCH and chemoluminescence for NOx. Smokiness of exhaust gases was measured with use of AVL smokemeter of 409 type.

Combustion parameters were calculated on base of averaged indicator diagram with 128 successive cycles of individual combustions. Indicator diagrams were recorded with use of INDIMETER system of 619 type and crankshaft angle transmitter of 3016 type, manufactured by AVL. Pressure values in the cylinder were recorded every 0.5 deg.CA in full range of working cycle, i.e. for high pressure sector and charge exchange loop.

Recorded indicator diagrams served for calculation of combustion parameters. The 1st Thermodynamic Law and Equation of State were used in analysis of working cycle of the engine. Average parameters of the medium during the cycle have been assumed. Point where the gross heat release rate $dQ/d\alpha$ begins to grow rapidly was assumed as a beginning of combustion. In this point the pressure line has got inflexion point and its first derivative reaches its local minimum. Point of local minimum of the 1st derivative of the pressure $dp/d\alpha$ in the calculations was taken as a beginning of combustion. Point where heat release rate is equal to zero, $dQ/d\alpha=0$, was assumed as the end of combustion. In that point polytropic curve exponent equals to adiabatic exponent of the medium, $m=\kappa$. Courses of the following parameters were undergone the analysis:

- Cylinder Pressure p .
- Pressure Rise Rate $dp/d\alpha$.
- Heat Release Rate $dQ/d\alpha$.
- Average Temperature of the Medium T .
- Ignition Delay Θ_d .

Courses of combustion parameters in high-pressure sector near TDC point and maximal values of parameters were used to the analysis.

4. Experimental results and discussion

Changes in composition of gas-air mixture were obtained via changed quantity of gas flowing in the engine. Change of quantity of the air was proportional to current quantity of gas. Investigations have shown that at constant engine speed change of engine filling was negligibly small. Constant size of initial dosage of diesel oil has been used, what reflected approximately the same conditions of combustion of the mix-

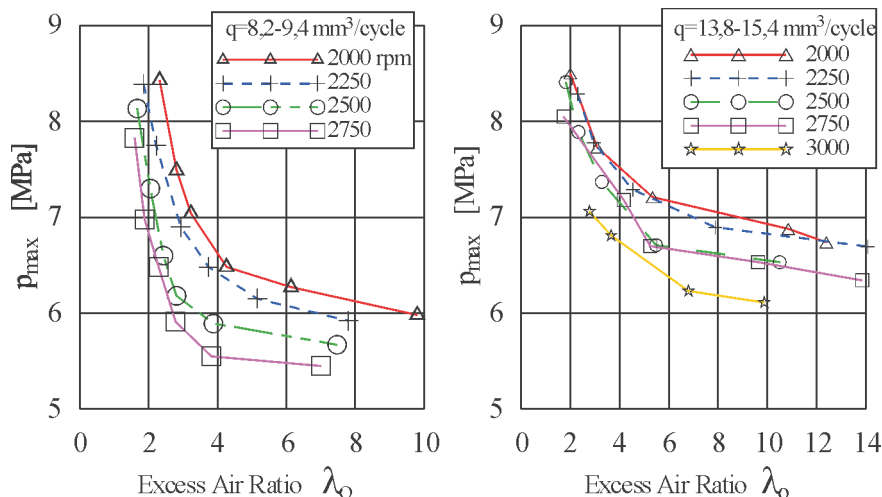
coraz później po GMP, czemu towarzyszy szybki wzrost objętości nad tłokiem. Przy stałej wartości λ_o , dla minimalnej dawki inicjującej, różnice ciśnień maksymalnych związane ze zmianą prędkości obrotowej w zakresie 2000÷2750 obr/min wynoszą 1,5÷2,0 MPa. Dla większej dawki inicjującej zmiany p_{max} wynoszą 0,8÷1,3 MPa przy zmianie prędkości obrotowej 2000÷3000 obr/min. Przy stałej prędkości obrotowej zmiany ciśnienia maksymalnego związane ze zmianą λ_o wynoszą 2,4÷2,6 MPa dla dawki $q=8,2\div9,4$ mm³/cykl i 1,1÷1,7 MPa dla dawki $q=13,8\div15,4$ mm³/cykl.

W zakresie bogatych mieszanin, o składzie $\lambda_o < 2,5$, maksymalne ciśnienia dla obydwu analizowanych dawek inicjujących są zbliżone. Wynika to z faktu, że przy spalaniu bogatej mieszaniny o maksymalnym ciśnieniu decyduje energia wydzielana ze spalania gazu, a spalanie mieszaniny jest na tyle szybkie, że energia wydzielana z dawki inicjującej ma mniejsze znaczenie. Natomiast dla uboższych mieszanin o $\lambda_o > 2,5$ większej dawce inicjującej odpowiadają większe ciśnienia w czasie spalania. Szczególnie widoczne jest to dla bardzo ubogich mieszanin o $\lambda_o > 4,0$, gdzie różnice w ciśnieniach maksymalnych wynoszą około 1 MPa.

Przebiegi maksymalnej szybkości przyrostu ciśnienia ($dp/d\alpha$)_{max} pokazane na rys. 3 potwierdzają również, że dla małych dawek inicjujących, przy bogatych mieszaninach gaz-powietrze, o maksymalnej szybkości przyrostu ciśnienia decyduje spalanie gazu. Natomiast w przypadku mieszanin zubożonych o $\lambda_o > 2,5$ maksymalne szybkości przyrostu ciśnienia wynikają ze spalania dawki inicjującej. W związku z tym dla mieszanin $\lambda_o > 2,5$ zmiana koncentracji gazu w mieszaninie nie wpływa na wartość ($dp/d\alpha$)_{max}. Może to również świadczyć o tym, że przy stałej wielkości dawki inicjującej zmiany koncentracji gazu w ubogim zakresie λ_o nieznacznie wpływają na szybkość spalania oleju napędowego, co podkreślano już wcześniej [11, 12]. W efekcie w ubogich mieszaninach zmiany λ_o nieznacznie wpływają na wartości ($dp/d\alpha$)_{max}. Poziom wartości ($dp/d\alpha$)_{max} maleje w miarę powiększania prędkości obrotowej silnika. Różnice w wartościach ($dp/d\alpha$)_{max} przy minimalnej dawce inicjującej dla prędkości obrotowej silnika 2000 obr/min i 2750 obr/min wynoszą 0,30÷0,35 MPa/°OWK.

Zwiększenie dawki inicjującej powoduje wzrost wartości ($dp/d\alpha$)_{max} szczególnie w zakresie ubogich mieszanin i większych prędkości obrotowych. Różnice wartości ($dp/d\alpha$)_{max} wynoszą wtedy 0,15÷0,25 MPa/°OWK.

Najwyższe średnie temperatury czynnika występują dla bogatych mieszanin gaz-powietrze i wtedy istotnie zależą od koncentracji gazu w mieszaninie, co pokazano na rys. 4. Dla obydwu analizowanych dawek inicjujących maksymalne wartości temperatury czynnika T_{max} zmniejszają się wraz z malejącą koncentracją gazu w mieszaninie. Charakter zmian temperatury T_{max} jest podobny dla każdej badanej prędkości



Rys. 2. Zmiany maksymalnego ciśnienia cylindra p_{max} w funkcji współczynnika nadmiaru powietrza λ_o dla różnych wielkości dawki inicjującej i prędkości obrotowej

Fig. 2. The changes of maximal cylinder pressures p_{max} in function of excess air ratio λ_o for varies pilot dose quantity and engine revolutions

turen with changeable concentrations of gas. The analysis was carried out for two values of initial dosage, $q=8.2\div9.4$ mm³/cycle and $q=13.8\div15.4$ mm³/cycle, constituting energetic share of 25.4÷29.2% and 42.8÷47.8% respectively. The relative high Diesel oil share was connected with application of traditional injection system what prevent small pilot dose injection. Changes in size of unitary dosage, seen in the Figures, were connected with change of dosage of injection pump, occurring together with change of engine revolution speed.

Maximal pressure during combustion decreases in course of reducing concentration of gas in the mixture (Fig. 2). Run of change of maximal pressure p_{max} shown in the Fig. 2 shows that at constant engine speed, impact of leaning of the mixture on maximal pressure in the cylinder depends on fact if it concerns rich or lean range of the mixture. The biggest changes are present in rich range of the mixture $\lambda_o = 1.8\div3.0$. In course of further leaning of the mixture, impact of λ_o on maximal pressure is decreasing. Character of p_{max} change is similar for all tested engine speeds. As engine revolution speed is growing, level of maximal pressure in the cylinder decreases. It results from fact that combustion of gas, delayed with respect to combustion of initial dosage, as far as engine speed is increasing occurs more and more later after TDC, what is accompanied by rapid growth of volume over the piston's crown. At constant value of the λ_o , for minimal initial dosage, differences of maximal pressures are connected with change of engine speed in range of 2000÷2750 rpm and amount to 1.5÷2.0 MPa. For bigger initial dosage, changes of p_{max} amount to 0.8÷1.3 MPa at change of engine speed of 2000÷3000 rpm. At constant engine speed changes of maximal pressure are connected with change of λ_o and are equal to 2.4÷2.6 MPa for the dosage of $q=8.2\div9.4$ mm³/cycle and 1.1÷1.7 MPa for the dosage of $q=13.8\div15.4$ mm³/cycle.

In range of rich mixtures having composition of $\lambda_o < 2.5$, maximal pressures for the both analyzed initial dosages are similar. It results from fact, that during combustion of rich mixture, energy released from combustion of the gas de-

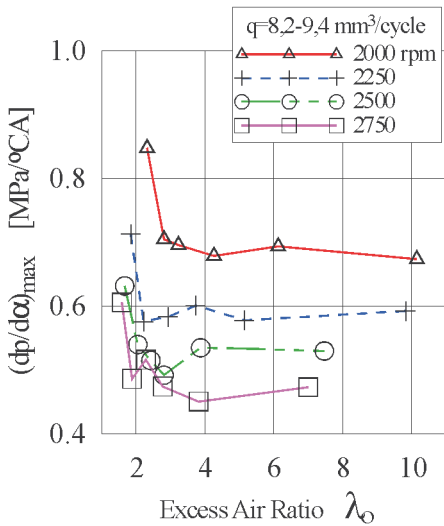
obrotowej silnika. Dla małych dawek przy stałej wartości λ_0 temperatury T_{max} są podobne niezależnie od prędkości obrotowej. Niewielkie różnice występują jedynie w zakresie bogatych mieszanin tj. dla $\lambda_0 < 3$, kiedy to obserwowano dla prędkości obrotowej 2000 obr/min wyższe temperatury T_{max} w granicach 100÷200 K w stosunku do prędkości 2750 obr/min.

Charakter zmian temperatury T_{max} dla większych dawek jest podobny jak dla małych, mniejszej koncentracji gazu

decyduje na maksymalną prędkość przyrostu ciśnienia, a spalanie mieszanki jest szybkie, energia uwolniona z jego palenia jest nieważna. Dla mieszanek bogatych, jednakże, przy $\lambda_0 > 2.5$, wyższe ciśnienia odpowiadają większym dawkom początkowym. Jest to szczególnie widoczne dla mieszanek bardzo ubogich przy $\lambda_0 > 4.0$, gdzie różnice w maksymalnym ciśnieniu wynoszą około 1 MPa.

Przebieg maksymalnej prędkości przyrostu ciśnienia ($dp/d\alpha)_{max}$ przedstawiony na rys. 3 również dowodzi, że dla małych dawek, w mieszankach bogatych, spalanie gazu decyduje o prędkości przyrostu ciśnienia. Na

odwrotnie, w mieszankach ubogich przy $\lambda_0 > 2.5$, maksymalne prędkości przyrostu ciśnienia wynikają z dawki początkowej. W połączeniu z tym, dla mieszanek ubogich przy $\lambda_0 > 2.5$ zmiany składu mieszanki nie mają wpływu na wartość $(dp/d\alpha)_{max}$. Można również udowodnić, że przy stałej dawce początkowej, zmiany składu mieszanki w ubogim zakresie λ_0 mają niewielki wpływ na prędkość przyrostu ciśnienia, co zostało już podkreślone w [11, 12]. W rezultacie, w mieszankach ubogich zmiany λ_0 mają niewielki wpływ na wartości $(dp/d\alpha)_{max}$. Poziorność wartości $(dp/d\alpha)_{max}$ maleje wraz z



Rys. 3. Zmiany maksymalnej szybkości przyrostu ciśnienia cylindra $(dp/d\alpha)_{max}$ w funkcji współczynnika nadmiaru powietrza λ_0 dla różnych wielkości dawki inicjującej i prędkości obrotowej

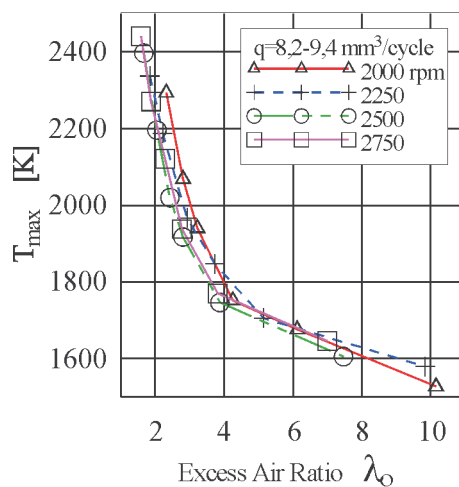
Fig. 3. The changes of maximal cylinder pressure rise rate $(dp/d\alpha)_{max}$ in function of excess air ratio λ_0 for varies pilot dose quantity and engine revolutions

odpowiadają niższe temperatury. Dla stałej wartości współczynnika λ_0 występują jednak wyższe temperatury wraz ze wzrostem prędkości obrotowej. Prawidłowość ta występuje w całym zakresie zmian składu mieszaniny gazowej. Przy zmianie prędkości obrotowej w zakresie 2000÷3000 obr/min różnice temperatur przy stałym współczynniku λ_0 wynoszą 150÷300 K.

Analiza krzywych na rys. 5 pokazuje, że największe zmiany maksymalnych szybkości wydzielenia ciepła $(dQ/d\alpha)_{max}$ występują w zakresie bogatych mieszanin gaz-powietrze - dla $\lambda_0 < 2.5$. Wzbogacaniu mieszaniny towarzyszy wtedy duży wzrost wartości $(dQ/d\alpha)_{max}$. Wynika to z faktu, że w bogatym zakresie λ_0 o maksymalnej szybkości wydzielenia ciepła decyduje szybkość spalania gazu. Jest ona silnie uzależniona od składu mieszaniny i wykazuje tendencje wzrostu wraz ze wzrostem koncentracji gazu w mieszaninie, o czym wspomniano już wcześniej. W zakresie ubogich mieszanin gaz-powietrze (dla $\lambda_0 > 2.5$) o wartości $(dQ/d\alpha)_{max}$ decyduje szybkość wy-

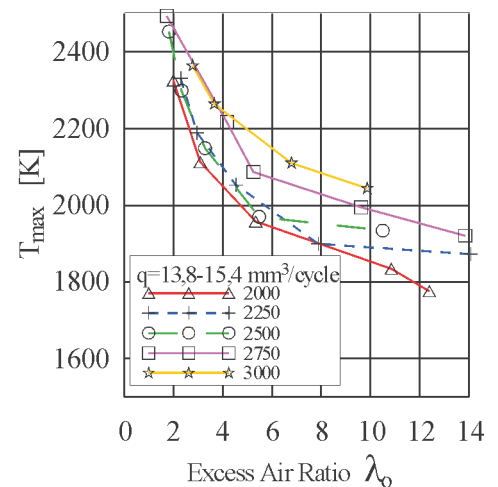
bieg prędkości przyrostu ciśnienia, a spalanie mieszanki jest szybkie, energia uwolniona z jego palenia jest nieważna. Dla mieszanek bogatych, jednakże, przy $\lambda_0 > 2.5$, wyższe ciśnienia odpowiadają większym dawkom początkowym. Jest to szczególnie widoczne dla mieszanek bardzo ubogich przy $\lambda_0 > 4.0$, gdzie różnice w maksymalnym ciśnieniu wynoszą około 1 MPa.

Przebieg maksymalnej prędkości przyrostu ciśnienia ($dp/d\alpha)_{max}$ przedstawiony na rys. 3 również dowodzi, że dla małych dawek, w mieszankach bogatych, spalanie gazu decyduje o prędkości przyrostu ciśnienia. Na odwrotnie, w mieszankach ubogich przy $\lambda_0 > 2.5$, maksymalne prędkości przyrostu ciśnienia wynikają z dawki początkowej. W połączeniu z tym, dla mieszanek ubogich przy $\lambda_0 > 2.5$ zmiany składu mieszanki nie mają wpływu na wartość $(dp/d\alpha)_{max}$. Można również udowodnić, że przy stałej dawce początkowej, zmiany składu mieszanki w ubogim zakresie λ_0 mają niewielki wpływ na prędkość przyrostu ciśnienia, co zostało już podkreślone w [11, 12]. W rezultacie, w mieszankach ubogich zmiany λ_0 mają niewielki wpływ na wartości $(dp/d\alpha)_{max}$. Poziorność wartości $(dp/d\alpha)_{max}$ maleje wraz z



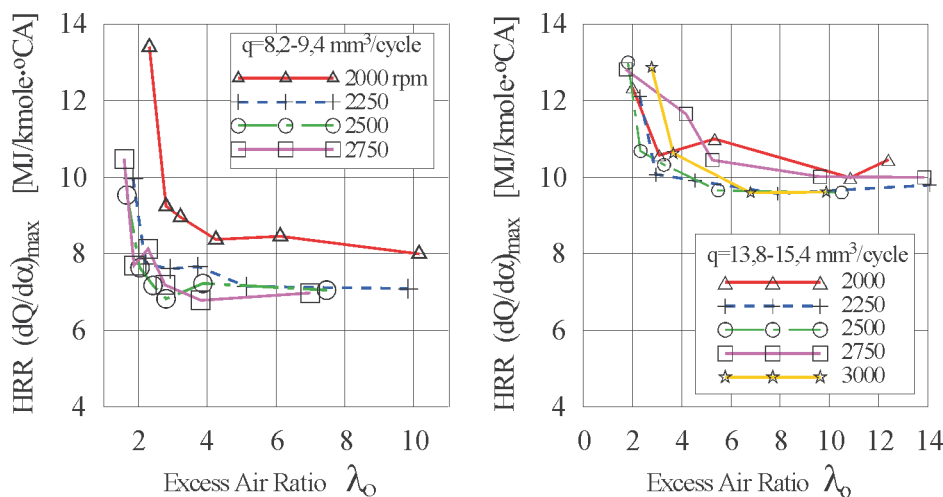
Rys. 4. Zmiany maksymalnej wartości temperatury ładunku T_{max} w funkcji współczynnika nadmiaru powietrza λ_0 dla różnych wielkości dawki inicjującej i prędkości obrotowej

Fig. 4. The changes maximal values of charge temperatures T_{max} in function of excess air ratio λ_0 for varies pilot dose quantity and engine revolutions



dzielania ciepła ze spalania dawki inicjującej. Jak wiadomo szybkość spalania paliwa ciekłego jest głównie uzależniona od szybkości parowania paliwa i dyfuzji tlenu do par paliwa. Zarówno szybkość parowania jak i dyfuzji zależą przede wszystkim od temperatury i szybkości ruchu względnego czynnika. Wpływ stężenia gazu na zmianę obydwu parametrów jest niewielki. W związku z tym w zakresie ubogich mieszanin gaz-powietrze zmiana $(dQ/d\alpha)_{\max}$ wraz ze zmianą λ_o jest niewielka. Szybkość wydzielania ciepła uzależniona jest ponadto od prędkości obrotowej silnika. Dla małych dawek inicjujących w miarę wzrostu prędkości obrotowej maksymalne wartości $(dQ/d\alpha)_{\max}$ maleją.

Przeprowadzone badania wykazały odmienny przebieg sprawności indykowanej w funkcji składu mieszaniny palnej dla małych dawek inicjujących i dla dawek stanowiących powyżej 40% całkowitej energii dostarczonej do silnika, co pokazują krzywe na rys. 6. Przedstawione wartości sprawno-



Rys. 5. Zmiany maksymalnej szybkości wydzielania ciepła $(dQ/d\alpha)_{\max}$ w funkcji współczynnika nadmiaru powietrza λ_o dla różnych wielkości dawki inicjującej i prędkości obrotowej

Fig. 5. The changes of maximal HRR (heat release rate) $(dQ/d\alpha)_{\max}$ in function of excess air ratio λ_o for varies pilot dose quantity and engine revolutions

ści indykowanej uzyskano przy stałym kącie wyprzedzenia wtrysku 28°OWK przed GMP.

Silnik dwupaliwowy zasilany małą dawką inicjującą oleju napędowego największą sprawność indykowaną osiąga w bogatym zakresie λ_o . W miarę zmniejszania koncentracji gazu w mieszaninie sprawność indykowana maleje o wartość bezwzględną w granicach 2÷4% dla prędkości obrotowych 2000÷2250 obr/min i 4÷6% dla prędkości 2500÷2700 obr/min. Większe zmniejszenie sprawności przy wyższych prędkościach obrotowych silnika związane jest z powiększającym się udziałem strat cieplnych do ścianek cylindra ze względu na wyższe temperatury silnika. Strata sprawności cieplnej przy częściowym obciążeniu związana jest z wydłużaniem czasu spalania ubogiej mieszaniny i powstaniem martwych stref niespalonej mieszaniny w wyniku zaniku spalania przy ściankach, o czym informowano w pracach [13, 14, 15]. Wydaje się, że przy częściowym obciążeniu silnika dwupaliwowego stratę sprawności można byłoby częściowo zmniej-

The highest average temperatures of working medium are present for rich gas-air mixtures and in this case they are significantly dependent on concentration of gas in the mixture, what is shown in the Fig. 4. For the both analyzed initial dosages, maximal values of temperature of the medium T_{\max} decrease together with reducing concentration of gas in the mixture. Character of temperature T_{\max} change is similar for each tested engine speed. For small dosages at constant value of λ_o , temperatures T_{\max} are similar independently on engine speed. Small differences are present in range of rich mixtures only, i.e. for $\lambda_o < 3$, when higher temperatures T_{\max} in the limits of 100÷200 K were observed at engine speed of 2000 rpm, with respect to engine speed of 2750 rpm.

For bigger dosages, character of T_{\max} temperature changes is similar like for small dosages, smaller concentration of gas corresponds to lower temperatures. For constant value of λ_o factor there are present, anyhow, higher temperatures

together with the growth of engine speed. That regularity is present in whole range of change of gaseous mixture composition. During change of engine speed in range of 2000÷3000 rpm, differences of the temperatures at constant λ_o factor amount to 150÷300 K.

Analysis of curves shown in the Fig. 5 shows, that the highest changes of heat release rates $(dQ/d\alpha)_{\max}$ are present in range of rich air-gas mixtures - for $\lambda_o < 2.5$. Enrichment of the mixture is accompanied by high growth of $(dQ/d\alpha)_{\max}$ value. It results from fact, that in rich range of λ_o , combustion rate of gas decides on maximal heat release rate. It is strongly dependent on composition of the mixture and shows tendency to growth together with growth

of concentration of gas in the mixture, what has been already mentioned above. In range of lean air-gas mixtures (for $\lambda_o > 2.5$), heat release rate from combustion of initial dosage decides on $(dQ/d\alpha)_{\max}$. As already known, combustion rate of liquid fuel is mainly dependent on rate of fuel evaporation and diffusion of oxygen to vapors of the fuel. Both rate of evaporation and diffusion depend, first of all, on temperature and speed of relative movement of the working medium. Impact of gas concentration on change of the both parameters is small. With respect to it, in range of lean air-gas mixtures, change of $(dQ/d\alpha)_{\max}$ together with change of λ_o is small. Heat release rate depends additionally on engine revolution speed. For small initial dosages, values of $(dQ/d\alpha)_{\max}$ are reducing as engine revolution speed is growing.

Performed tests have shown for small initial dosages and dosages constituting 40% of total energy supplied to the engine a diverse run of indicated efficiency in function of combustible mixture composition, what is illustrated by

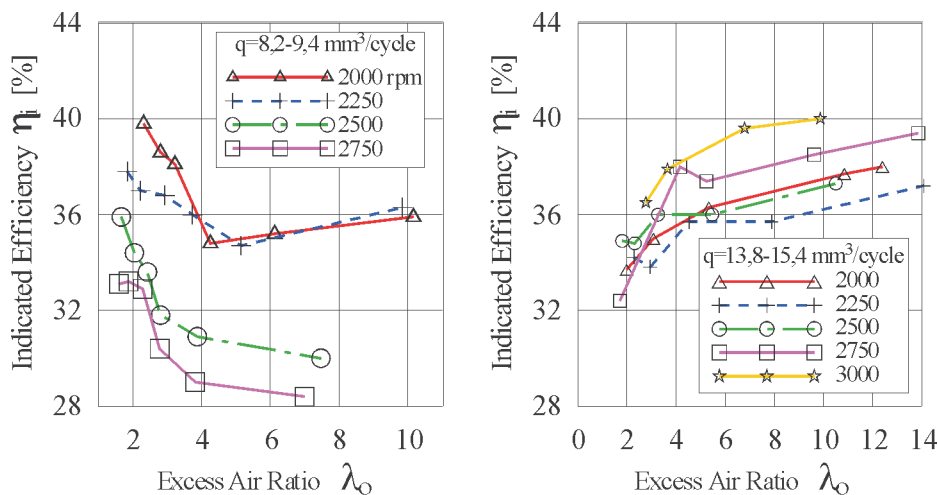
zyć przez dławienie powietrza i optymalizację kąta wyprzedzenia wtrysku. Pozwoliłoby to na wzbogacenie mieszaniny i utrzymanie λ_0 w optymalnym zakresie.

Przy dużych dawkach inicjujących (dawki dostarczające około 40% całkowitej energii, często stosowane są przy adaptacjach silników ZS, w których pozostawiono klasyczną aparaturę wtryskową, lub tam gdzie dodatek gazu traktowany jest jedynie jako czynnik zmniejszający zadymienie spalin przy wysokich obciążeniach silnika) najmniejsze sprawności indykowane osiąga silnik w zakresie bogatych mieszanin (rys. 6). Dla dużych dawek inicjujących sprawność indykowana silnika rośnie

wraz ze zubożaniem mieszaniny. Wzrost ten zależy od prędkości obrotowej i tak dla 2000 obr/min wynosi około 5,5%, a dla 2700 obr/min aż 7,7%. Interesujące jest również to, że zwiększenie prędkości obrotowej z 2000 obr/min do 2250 obr/min spowodowało zmniejszenie sprawności indykowanej. Dalsze zwiększanie prędkości powoduje jednak wzrost sprawności i dla prędkości obrotowej 2750÷3000 obr/min sprawności indykowane dla mieszanin o $\lambda_0 > 2,5$ przekraczają wartości osiągnięte dla 2000 obr/min.

Zarówno wzrost sprawności związany ze zubożaniem mieszaniny gazowej, a zwłaszcza ze wzrostem prędkości obrotowej jest dość nieoczekiwany i wymaga dodatkowego wyjaśnienia. Interesujące jest również to, że w zakresie bogatych mieszanin o $\lambda_0 = 1,8 \div 2,5$ sprawności dla dawki 13,8÷15,4 mm³/cykl są mniejsze od wartości osiągniętych przy małej dawce inicjującej. Dopiero w zakresie bardzo ubogich mieszanin o $\lambda_0 > 4$ sprawności są znacznie większe od osiągniętych przy małych dawkach.

Można sądzić, że przyczyn omawianych zjawisk należy upatrywać w zmianie warunków spalania paliwa ciekłego, które w omawianym przypadku stanowiło znaczną ilość energii dostarczanej do silnika (42,8÷47,8%). Przy bogatej mieszaninie warunki utleniania dużej dawki paliwa ciekłego są gorsze niż przy zasilaniu tradycyjnym. Związane jest to ze zmniejszeniem koncentracji tlenu w mieszaninie jak również z tym, że stosunkowo duża masa gazu obejmowana przez zwiększone strugi paliwa ciekłego, paląca się równocześnie z olejem napędowym odbiera dodatkowo tlen i zmniejsza szybkość spalania dawki inicjującej. Zubożanie mieszaniny prowadzi do poprawy warunków spalania paliwa ciekłego i wpływa na poprawę sprawności. Stwierdzony duży wzrost sprawności indykowanej nie może być jednak tłumaczony jedynie przez zmianę warunków utleniania dawki inicjującej. Wydaje się, że istotne znaczenie może mieć również zmiana przebiegu wydzielania ciepła przy zubożaniu mieszaniny gazowej, co omawiano we wcześniejszych pracach [11, 12]. Badania Chena, Konno i Goto [16], Olssona i innych [17] oraz Heywooda



Rys. 6. Zmiany sprawności indykowanej η_i w funkcji współczynnika nadmiaru powietrza λ_0 dla różnych wielkości dawek inicjujących i różnych prędkości obrotowych

Fig. 6. The changes of indicated efficiency η_i in function of excess air ratio λ_0 for varies pilot dose quantity and engine revolutions

curves on the Fig. 6. The value of indicated efficiency was obtained for constant pilot dose timing 20°CA for TDC.

Dual fuel engine fed on small initial dosage of diesel oil has developed its maximal indication efficiency in rich range of λ_0 . As concentration of gas in the mixture reduces, the indication efficiency decreases with absolute value in the limits of 2÷4% for engine speed of 2000÷2250 rpm and with 4÷6% for engine speed of 2500÷2700 rpm. Bigger reduction of the efficiency at higher engine speeds is connected with increasing share of thermal loss to cylinder walls, due to higher temperatures of the engine. Loss of thermal efficiency at partial engine load is connected with prolongation of combustion time of lean mixtures and formation of dead zones of not burnt mixture, resulted from decay of combustion near cylinder walls what has been already announced in [13, 14, 15]. It seems that at partial load of dual fuel engine, loss of efficiency can be partially reduced by throttling of the air and the optimization of the pilot dose timing. It would enable to enrich the mixture and maintain λ_0 in optimal range.

At large initial dosages (dosages supplying about 40% of total energy, are often used in adaptations of compression ignition engines, with not changed classical injection apparatus, or where addition of gas is considered only as a medium reducing smokiness of exhaust gases at high engine loads) lower indication efficiencies are developed by the engine in range of rich mixtures (Fig. 6). For big initial dosages, indication efficiency of the engine increases together with leaning of the mixture. This growth depends on engine speed, and thus for 2000 rpm amounts to about 5.5%, and for 2700 rpm as much as 7.7%. It is also interesting that increase of engine speed from 2000 rpm to 2250 rpm has resulted in reduction of indication efficiency. Further increase of the speed, however, results in growth of the efficiency and for engine speed of 2750÷3000 rpm, indication efficiencies for a mixtures having $\lambda_0 > 2.5$ exceed the values developed for 2000 rpm.

Both growth of the efficiency connected with leaning of gaseous mixture, especially with increase of engine speed is

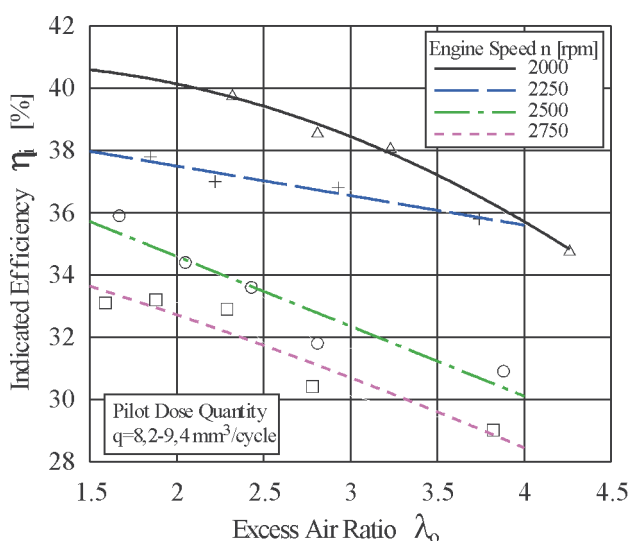
[15] wykazały, że silnik osiąga maksymalną sprawność indykowaną jeżeli wydzielanie zasadniczej części energii zachodzi w przedziale kątów $3\div 6^\circ\text{OWK}$ po GMP. W silniku dwupaliwowym krzywe szybkości wydzielania ciepła dla dawki inicjującej i mieszaniny gazowej są względem siebie przesunięte, a wydzielanie ciepła ze spalania gazu jest opóźnione w stosunku do wydzielania ciepła ze spalania oleju napędowego. Przy małych dawkach o sprawności indykowanej silnika decyduje szybkość wydzielania ciepła ze spalania gazu. W miarę zubożania mieszaniny krzywa wydzielania ciepła opóźnia się w stosunku do GMP, co powoduje zmniejszanie sprawności indykowanej. Natomiast przy dużych dawkach inicjujących, stanowiących znaczący udział energii dostarczanej do silnika, zubożanie mieszaniny gazowej zmniejsza ilość energii wydzielanej ze spalania gazu i wprawdzie opóźnia wydzielanie energii z gazu, ale przez równoczesne zwiększanie udziału energii paliwa ciekłego powoduje, że środek ciężkości krzywej sumarycznego wydzielanego ciepła przesuwa się w kierunku wcześniejszych kątów, czyli zbliża się do GMP. Może to oddziaływać korzystnie na wzrost sprawności indykowanej.

Na rys. 7 przedstawiono przewidywane zmiany sprawności indykowanej dla małych dawek inicjujących ($q=8,2\div 9,4\text{ mm}^3/\text{cykl}$) w zakresie zmian składu mieszaniny $\lambda_0=1,5\div 4,0$ i prędkości obrotowej $n=2000\div 2750\text{ obr/min}$. Zmiany te uzyskano przez opisanie punktów pomiarowych pokazanych na rysunku 7, w zakresie bogatych mieszanin, funkcjami ciągłymi. Zmniejszenie sprawności indykowanej, liczone w wartościach bezwzględnych, w podanym zakresie zmian współczynnika λ_0 wynosi 5,9% (względne zmniejszenie o 14,5%) dla 2000 obr/min i 5,1% (względne zmniejszenie o 15,2%) dla 2750 obr/min. Różnica sprawności indykowanej związana ze wzrostem prędkości obrotowej przy stałym składzie $\lambda_0=\text{const}$ jest w przybliżeniu stała i wynosi około 6% (względne zmniejszenie sprawności o 14,8% dla $\lambda_0=1,5$ oraz o wartość 17,3% dla $\lambda_0=4,0$). Przy analizie opóźnienia samozapłonu dla

rather unexpected and requires additional explanation. It is also interesting, that in range of rich mixtures having $\lambda=1.8\div 2.5$ the efficiencies for dosage of $13.8\div 15.4\text{ mm}^3$ are lower than values developed at small initial dosage. Not till then in range of lean mixtures with $\lambda_0>4$ the efficiencies are significantly lower than developed at small dosages.

It can be assumed, that reasons of the phenomena discussed here can be found in changed conditions of combustion of liquid fuel, which in case discussed here constituted significant portion of energy supplied to the engine ($42.8\div 47.8\%$). With rich mixture, oxidation conditions of big dosage of the fuel are worse than in case of traditional fuelling. It is connected with reduction of concentration of oxygen in the mixture, as well as with fact that relatively big mass of gas is embraced by increased streams of liquid fuel, burning simultaneously with diesel oil, additionally takes away oxygen and reduces combustion rate of initial dosage. Leaning of the mixture leads to improvement of conditions of combustion of liquid fuel and impacts on improvement of the efficiency. Confirmed high growth of indication efficiency, however, cannot be explained only by change of oxidation conditions of initial dosage. It seems that change of run of heat release rate during leaning of gaseous mixture can be also of a significant meaning, what has been discussed in earlier studies [11, 12]. Research of Chen, Konno and Goto [16], Olsson and others [17] as well as Heywood [15] have shown, that the engine develops maximal indication efficiency if release of energy occurs in angular interval of $3\div 6^\circ\text{CA}$ after TDC. In dual fuel engine, heat release rate curves for initial dosage and gaseous mixture are shifted with respect each other, and heat release from combustion of gas is delayed with respect to heat release from combustion of diesel oil. At small initial dosage, heat release rate from combustion of gas decides on the indication efficiency. As the mixture is leaning, curve of heat release is delayed with respect to TDC, what results in reduction of indication efficiency. At big initial dosages, however, constituting significant share of energy supplied to the engine, leaning of gaseous mixture reduces quantity of energy released from combustion of gas, and though retards release of energy from gas via simultaneous increasing of share of energy of liquid fuel, brings about that center of gravity of curve of total heat release is shifted in direction of more earlier crankshaft rotation angles, i.e. approaches to TDC. It can have harmful impact on growth of indication efficiency.

The Fig. 7 shows anticipated changes of indication efficiency for small initial dosages ($q=8.2\div 9.4\text{ mm}^3/\text{cycle}$) in range of mixture composition change of $\lambda_0=1.5\div 4.0$ and engine speed of $n=2000\div 2750\text{ rpm}$. The changes were obtained by approximation with continuous functions of measured points shown in the Fig. 7, in range of rich mixtures. Reduction of indication efficiency, calculated in absolute values, within specified range of change air excess ratio λ_0 amounts to 5.9% (relative reduction with 14.5%) for 2000 rpm and 5.1% (relative reduction with 15.2%) for 2750 rpm. Difference of indication efficiency connected with increase of engine speed at constant composition, $\lambda_0=\text{const}$, is approximately stable and



Rys. 7. Zmiany sprawności indykowanej η_i w funkcji współczynnika nadmiaru powietrza λ_0 dla różnych prędkości obrotowych

Fig. 7. The changes of indicated efficiency η_i in function of excess air ratio λ_0 for varies engine revolutions

$\lambda_o = \text{const}$ stwierdzono w przybliżeniu stałe wzrosty kąta zwłoki samozapłonu występujące między prędkością minimalną i maksymalną niezależnie od składu mieszaniny. Dlatego wydaje się, że tak znaczne zmniejszenie sprawności przy zwiększaniu prędkości obrotowej związane jest ze wzrostem zwłoki samozapłonu. Jeżeli dalsze badania to potwierdzą, to przez aktywną zmianę kąta wyprzedzenia wtrysku dawki inicjującej będzie można zmniejszyć straty sprawności ogólnej.

Znaczne zmniejszenie sprawności indykowanej w zakresie $5,1 \div 5,9\%$ przy zubożeniu mieszaniny gazowo-powietrznej w zakresie $\lambda_o = 1,5 \div 4,0$ wskazuje, że należy się liczyć z podobnym zmniejszeniem sprawności ogólnej silnika dwupaliwowego pracującego przy częściowych obciążeniach. Analiza zmian sprawności indykowanej wskazuje również, że korzystne byłoby ograniczenie składu mieszaniny ubogiej do $\lambda_o = 3,0$. Zmiany sprawności związane ze zmianą λ_o nie przekraczałyby wtedy $2,0 \div 2,8\%$. Tego typu ograniczenia stosuje się w dużych silnikach stacyjnych dla utrzymania na odpowiednim poziomie temperatury spalin. Wydaje się jednak, że utrzymanie proponowanych składów w silnikach trakcyjnych pracujących przy małych obciążeniach nie może być uzyskane jedynie przez dławienie powietrza. W wielocylindrowym silniku trakcyjnym małe obciążenia należałoby raczej uzyskiwać przez odcinanie dopływu gazu po osiągnięciu $\lambda_o = 3,0$ i przechodzenie na zasilanie tradycyjne. Można również stosować wyłączanie kolejnych cylindrów z pracy, co jest możliwe w silnikach z układem common rail i wielopunktowym wtryskiem gazu.

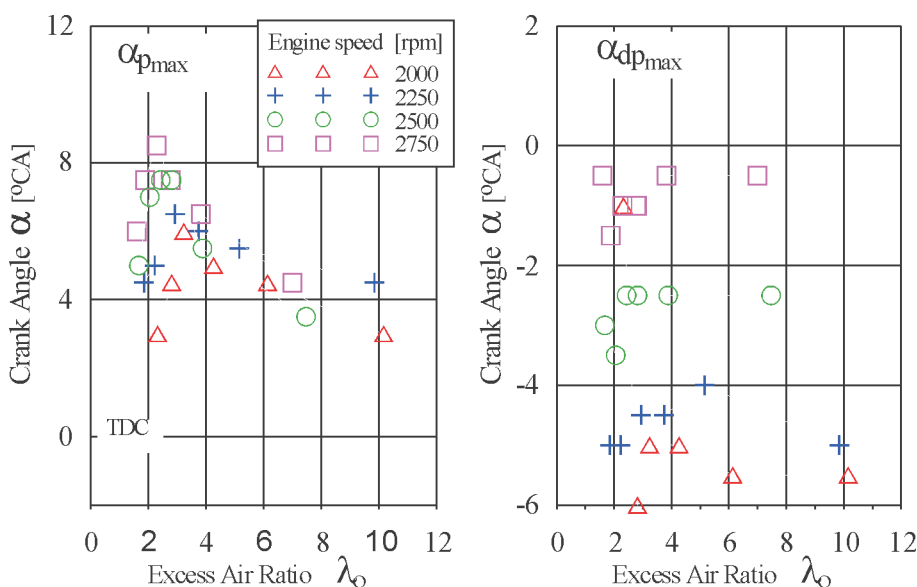
Wpływ składu mieszaniny na wartość kątów obrotu wału korbowego odpowiadających maksymalnym wartościom ciśnienia $\alpha_{p_{max}}$, przyrostu ciśnienia $\alpha_{dp_{max}}$, średniej temperatury czynnika $\alpha_{T_{max}}$, i szybkości wydzielania ciepła $\alpha_{dQ_{max}}$ przedstawiono na rys. 8÷9. Wykresy dotyczą zasilania dwupaliwowego silnika z małą dawką inicjującą $q = 8,2 \div 9,4 \text{ mm}^3/\text{cykl}$. Kąt wyprzedzenia wtrysku był stały i wynosił 28°OWK przed GMP. Zmiany składu mieszaniny gazowej wynosiły $\lambda_o = 1,59 \div 12,84$ w całym zakresie zmian obciążeń i prędkości obrotowej silnika.

Z analizy rys. 8 wynika, że maksymalne ciśnienia spalania występowały w przedziale kątów $3 \div 9^\circ \text{OWK}$ po GMP. Położenie maksymalnego ciśnienia względem GMP zależne jest zarówno od składu mieszaniny gazowej, jak i prędkości obrotowej silnika. Zubożanie mieszaniny gazowej w bogatym zakresie powoduje, że maksymalne ciśnienie występuje później. Największe opóźnienie p_{max} występuje dla $\lambda_o = 2,2 \div 3,0$ zależnie od prędkości obrotowej. Dalsze zubożanie mieszaniny przyspiesza osiąganie p_{max} . Związane jest z tym, że w zakresie ubo-

amounts to about 6% (relative reduction of efficiency with 14.8% for $\lambda_o = 1.5$ and with value of 17.3% for $\lambda_o = 4.0$). In course of analysis of self-ignition delay for $\lambda_o = \text{const}$ one has confirmed approximately constant increments of self-ignition delay angle present between maximal and minimal engine speed, independently on composition of the mixture. Therefore, it seems that such significant reduction of the efficiency during increase of engine speed is connected with growth of self-ignition delay. If further investigation shall confirm it, than via active change of injection advance angle of initial dosage it would be possible to reduce loss of general efficiency.

Significant reduction of indication efficiency in extent of $5.1 \div 5.9\%$ during leaning of air-gas mixture in range of $\lambda_o = 1.5 \div 4.0$ shows, that one should take into consideration a similar reduction of general efficiency of dual fuel engine operating at partial loads. Analysis of indication efficiency change also shows that it would be advantageous to restrict composition of lean mixture to $\lambda_o = 3.0$. Changes of the efficiency connected with change of λ_o would not exceed than $2.0 \div 2.8\%$. Limitations of such type are used in large stationary engines in order to maintain temperature of exhaust gases on a relevant level. It seems, however, that maintenance of proposed compositions in traction engines operating at low loads can not be obtained by throttling of the air only. In multi-cylinder traction engine, small loads should be obtained rather by cut-off of gas inflow after reaching $\lambda_o = 3.0$ and return to traditional feeding. It is also possible to use switch-off from operation of successive cylinders, what is possible in engines incorporating common rail system and multi point injection of gas.

Impact of mixture composition on value of crankshaft rotation angles corresponding to maximal values of the pres-



Rys. 8. Wpływ składu mieszaniny gaz-powietrze na wartości kątów obrotu wału korbowego odpowiadających maksymalnemu ciśnieniu $\alpha_{p_{max}}$ i maksymalnemu przyrostowi ciśnienia $\alpha_{dp_{max}}$: dawka inicjująca $q = 8,2 \div 9,4 \text{ mm}^3/\text{cykl}$

Fig. 8. The impact of gas-air mixture composition on the crank angle of maximal cylinder pressure $\alpha_{p_{max}}$ and maximal pressure rise rate $\alpha_{dp_{max}}$: pilot dose quantity $q = 8.2 \div 9.4 \text{ mm}^3/\text{cycle}$

gich mieszanin dominującą rolę w osiągnięciu maksymalnych parametrów spalania odgrywa przebieg spalania paliwa ciekłego. Różnice położenia punktu p_{max} związane ze zmianą składu mieszaniny gazowo-powietrznej wynoszą $3\div 4^{\circ}OWK$ i są prawie dwukrotnie większe od zmian kąta opóźnienia zapłonu związanych ze zubożaniem mieszaniny. Wpływ prędkości obrotowej wykazuje prawidłowość polegającą na tym, że przy większych prędkościach obrotowych maksymalne wartości omawianych czterech parametrów spalania są osiągnięte później. Związane jest to ze zwiększoną zwłoką samozapłonu oleju napędowego. Różnice w osiągnięciu punktu p_{max} między minimalną a maksymalną prędkością obrotową wynoszą $3\div 4^{\circ}OWK$ i są prawie o połowę mniejsze od zwiększenia zwłoki samozapłonu związanej ze zmianą prędkości obrotowej.

Kąty odpowiadające maksymalnym szybkościom przyrostu ciśnienia α_{dpmax} i wydzielania ciepła α_{dQmax} świadczą o położeniu fazy największej dynamiki procesu spalania względem GMP. Analiza rys. 8÷9 wskazuje, że badany silnik dwupaliwowy obydwie wymienione parametry osiągał w przybliżeniu w tym samym okresie odpowiadającym $-6,0^{\circ}OWK$ przed GMP. Zarówno zmiana położenia α_{dpmax} jak i α_{dQmax} względem GMP, związana ze składem mieszaniny wynosząca około $2^{\circ}OWK$, jak i związana ze zmianą prędkości obrotowej wynosząca około $6^{\circ}OWK$, odpowiadają w przybliżeniu analogicznym zmianom kąta opóźnienia samozapłonu. Można na tej podstawie wyciągnąć wniosek, że o położeniu względem GMP obydwu punktów decyduje początek spalania. Zatem aktywna korekta początku spalania przez zmianę początku wtrysku dawki inicjującej powinna umożliwiać sterowanie położeniem tych parametrów, co może być szczególnie istotne w odniesieniu do krzywej przebiegu wydzielania ciepła.

Położenie względem GMP punktu odpowiadającego maksymalnej temperaturze czynnika ma istotne znaczenie ze względu na straty ciepłne i obciążenie ciepłne elementów silnika. Dlatego najkorzystniejsze byłoby, aby maksymalne temperatury występowały możliwie blisko GMP. Ze względu na małą powierzchnię wymiany straty ciepłne byłyby wtedy małe i silnik mógłby osiągnąć wyższe sprawności ciepłne. Z rys. 9 wynika, że przez zubożanie mieszaniny palnej (zwłaszcza w zakresie bogatych mieszanin) w silniku dwupaliwowym maksymalne temperatury czynnika występują coraz później. Przesunięcie punktu odpowiadającego T_{max} związane ze zmianą składu mieszaniny gazowej, wynosi $6\div 8^{\circ}OWK$, co należy uznać jako znaczące. Świadczy to o istotnym wpływie zmniejszającej się szybkości spalania zubożonych mieszanin i uzasadnia zmniejszanie sprawności indykowanej silnika. Porównanie wartości kątów odpowiadających α_{pmax} oraz α_{Tmax} wskazuje, że w silniku dwupaliwowym maksymalne temperatury występowały w zakresie $6\div 8^{\circ}OWK$ po osiągnięciu maksymalnego ciśnienia spalania.

Stężenia tlenku węgla CO i niespalonych węglowodorów TCH w badanym silniku dwupaliwowym były wysokie i przekraczały stężenia występujące w silniku zasilanym tradycyjnie. Mogą być one jednak łatwo zmniejszone przez zastosowanie katalizatora utleniającego, który charakteryzuje się wysoką sprawnością przemiany w niskich temperaturach

sure α_{pmax} , pressure rise rate α_{dpmax} , average temperature of the working medium α_{Tmax} , and heat release rate α_{dQmax} are shown in the Fig. 8÷9. The diagrams relate to feeding of dual fuel engine with small initial dosage $q=8.2\div 9.4$ mm³/cycle. Injection advance angle was constant and amounted to $28^{\circ}CA$ angle before TDC. Changes of gaseous mixture composition amounted to $\lambda_0=1.59\div 12.84$ in full range of change of engine load and revolution speed.

Analysis of the Fig. 8 demonstrates that maximal combustion pressures were present in angular interval of $3\div 9^{\circ}CA$ after TDC. Location of maximal pressure with respect to TDC depends both on composition of gaseous mixture and engine revolution speed. Leaning of gaseous mixture in rich range effects in more later occurrence of maximal pressure. The biggest delay of p_{max} is present for $\lambda_0=2.2\div 3.0$ depending on engine speed. Further leaning of the mixture accelerates development of p_{max} . It is connected with fact, that in range of lean mixtures, combustion run of liquid fuel plays dominant role in reaching maximal parameters of combustion. Differences in location of p_{max} point, connected with change of air-gas mixture composition amount to $3\div 4^{\circ}CA$ and are nearly twice bigger than changes of ignition delay angle, connected with leaning of the mixture. Impact of engine revolution speed shows a regularity consisting on fact that at higher engine speeds maximal values of discussed here four combustion parameters are developed later. It is connected with increased delay of self-ignition of diesel oil. Differences in reaching p_{max} point, between minimal and maximal engine speed amount to $3\div 4^{\circ}CA$ and are nearly half lower than increase of self-ignition delay connected with change of engine speed.

Angles corresponding to maximal pressure rise rates α_{dpmax} and heat release α_{dQmax} prove about location of the phase of the biggest dynamics of combustion process with respect to TDC. Analysis of the Fig. 8÷9 shows that investigated dual fuel engine has developed the both specified parameters approximately in the same period equivalent to $-6,0^{\circ}CA$ before TDC. Both change of location of α_{dpmax} as well as α_{dQmax} with respect to TDC, related with composition of the mixture amounting to about $2^{\circ}CA$, as well as related with change of engine speed amounting to about $6^{\circ}CA$, approximately correspond with analogical changes of self-ignition delay angle. On such base one can draw conclusion, that beginning of combustion determines location of the both points with respect to TDC. Hence, active correction of beginning of combustion through change of beginning of injection of initial dosage should enable to control location of those parameters, what could be especially substantial with respect to curve of heat release run.

Location with respect TDC of the point corresponding to maximal temperature of the working medium is of a significant meaning with respect to heat loss and thermal load of engine components. It would be the most advantageous, therefore, that maximal temperatures are present possibly close to TDC. With regard to small exchange area, heat loss would be small and the engine could not develop a higher thermal efficiencies. From the Fig. 9 is evident, that through leaning

spalin. Jedną z przyczyn wysokiego poziomu TCH w silnikach dwupaliwowych jest przedmuch części ładunku do układu wylotowego związany z przekryciem zaworów. Wielopunktowy wtrysk gazu po zamknięciu zaworu wylotowego może przyczynić się do zmniejszenia TCH w spalinach silników dwupaliwowych.

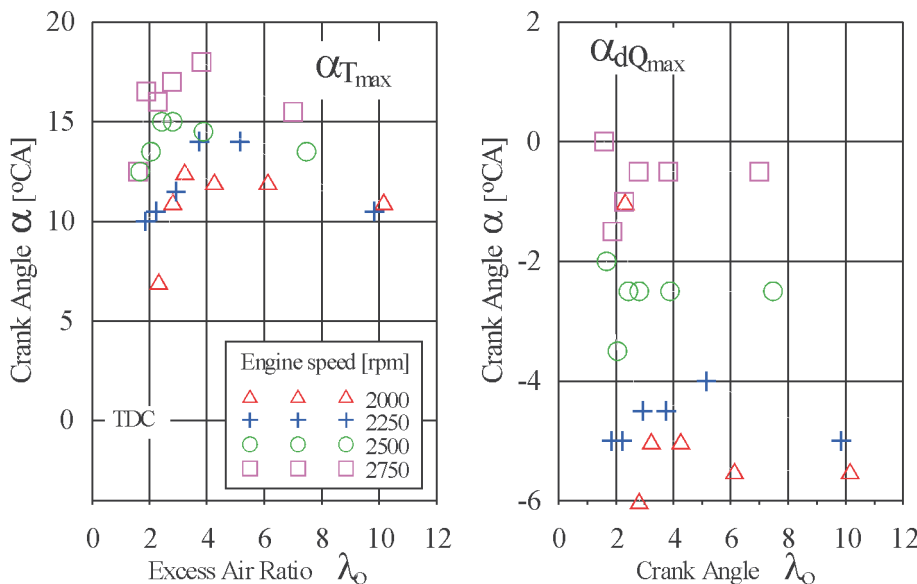
Zmiany stężenia CO i TCH w funkcji λ_o pokazano na rys. 10 i 11. Wzrost stężenia TCH przy zubożaniu mieszaniny w

of combustible mixture (particularly in range of rich mixtures) maximal temperatures in dual fuel engine are present later and later. Shift of the point corresponding to T_{max} , connected with change of composition of gaseous mixture amounts to 6÷8°CA, what should be recognized as significant. It proves significant impact of reducing combustion rate of leaned mixtures and substantiates reduction of indicating efficiency of the engine. Comparison of the values of angles

corresponding to α_{pmax} and α_{Tmax} show, that maximal temperatures in dual fuel engines were present in scope of 6÷8°CA after reaching maximal combustion pressure.

Concentrations of carbon oxides CO and not burnt hydrocarbons TCH in investigated dual fuel engine were high and exceeded concentrations present in engines fed traditionally. The concentrations can be, however, easily reduced though usage of oxidation catalyst, which is characteristic of high efficiency of transformation in low temperatures of exhaust gases. One of the reasons of high level of TCH in dual fuel engines is scavenge to exhaust system of a part of the charge, connected with valve overlap. Multipoint injection of gas after closing the exhaust valve can contribute to reduction of TCH in exhaust gases of dual fuel engine.

Changes of concentrations of CO and TCH as a function of λ_o are shown in the Fig. 10 and 11. Growth of TCH concentration during leaning of the mixture in range of $\lambda_o < 3.0$ can be explained by worsening of fuel oxidation conditions in reaction zones, with respect to re-

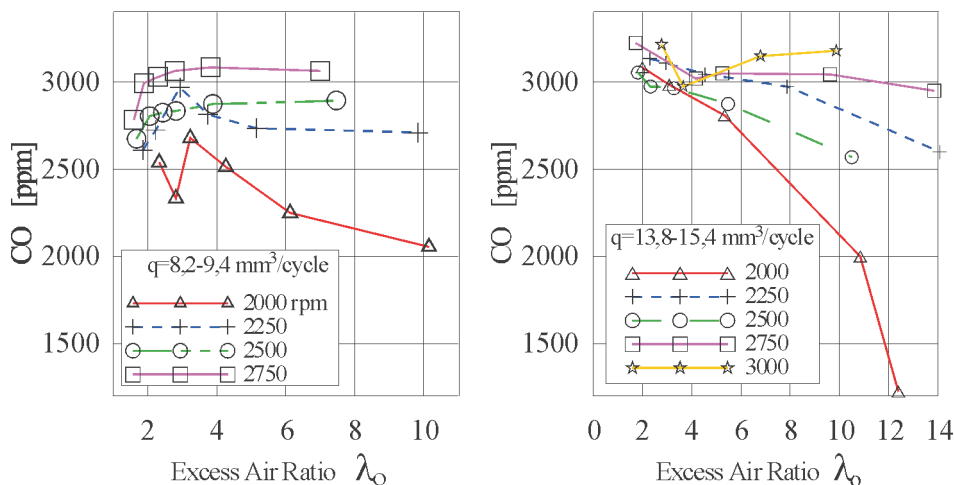


Rys. 9. Wpływ składu mieszaniny gaz-powietrze na wartości kątów obrotu wału korbowego odpowiadających maksymalnej temperaturze czynnika α_{Tmax} i maksymalnej szybkości wydzielania ciepła α_{dQmax} : dawka inicjująca $q=8,2\div9,4$ mm³/cykl

Fig. 9. The impact of gas-air mixture composition on the crank angle of maximal charge temperature α_{Tmax} and maximal heat release rate α_{dQmax} : pilot dose quantity $q=8.2\div9.4$ mm³/cycle

zakresie $\lambda_o < 3,0$ może być tłumaczony pogorszeniem się warunków utleniania paliwa w strefach reakcji w związku ze zmniejszeniem się temperatur reagentów. Dalsze zubożanie mieszaniny $\lambda_o > 3,0$ powodowało zmniejszanie TCH w spalinach, co było spowodowane znacznym zmniejszeniem koncentracji gazu w ładunku. Potwierdza to również przypuszczenie o dużym udziale przedmuchi w zawartości TCH w spalinach.

Stężenie NO_x zmniejsza się wraz ze zubożaniem mieszaniny gaz-powietrze i dla małych dawek inicjujących w niewielkim stopniu zależy od prędkości obrotowej (rys. 12). Szczególnie duże obniżenie stężenia NO_x obserwowano w bogatych mieszaninach $\lambda_o < 3,0$ gdzie spadek stężenia NO_x był ponad 3-krotny dla małych dawek inicjujących i prawie 1,5-krotny dla



Rys. 10. Zmiany stężenia CO w spalinach w funkcji współczynnika nadmiaru powietrza λ_o dla różnych dawek inicjujących i różnych prędkości obrotowych

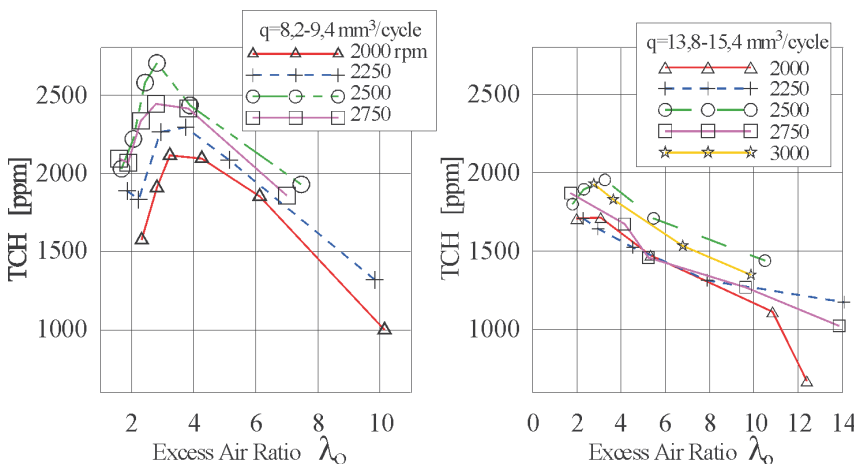
Fig. 10. The changes of CO concentration in exhaust gases in function excess air ratio λ_o for varies pilot dose quantity and varies engine revolution

większych. Dalsze zubożanie mieszanki ($\lambda_0 > 3,0$) w mniejszym stopniu wpływa na zawartość NO_x . Wiadomo, że szybkość tworzenia NO_x wykazuje wykładniczą zależność od temperatury. Zrozumiałe zatem jest, że zmniejszanie koncentracji

reagentów. Dalsze zubożanie mieszanki ($\lambda_0 > 3,0$) miało skutkiem zmniejszenia temperatury. Dalsze zubożanie mieszanki ($\lambda_0 > 3,0$) miało skutkiem zmniejszenia temperatury. Dalsze zubożanie mieszanki ($\lambda_0 > 3,0$) miało skutkiem zmniejszenia temperatury.

Further leaning of the mixture, $\lambda_0 > 3.0$ had resulted in reduction of TCH in exhaust gases, what was caused by significant reduction of gas concentration in the charge. It also confirms assumption about large share of scavenge in content of TCH in exhaust gases.

Concentration of NO_x decreases together with leaning of air-gas mixture, and for small initial dosages depends in small extent from engine speed (Fig. 12). Especially big reduction of NO_x concentration was observed in rich mixtures, $\lambda_0 < 3.0$ where drop of NO_x concentration was nearly triple for small initial dosages and nearly one and half for bigger ones. Further leaning of the mixture, ($\lambda_0 > 3.0$) impacts in smaller extent on content of NO_x . It is known, that rate of NO_x generation demonstrates exponential dependency on temperature. It is understandable, therefore, that reduction of CNG concentration, leading to reduction of temperature of working medium in reaction zones, leads to limitation of NO_x concentration. It should be underlined, anyhow, that big



Rys. 11. Zmiany stężenia TCH w spalinach w funkcji współczynnika nadmiaru powietrza λ_0 dla różnych dawek inicjujących i różnych prędkości obrotowych

Fig. 11. The changes of TCH concentration in exhaust gases in function excess air ratio λ_0 for varies pilot dose quantity and varies engine revolution

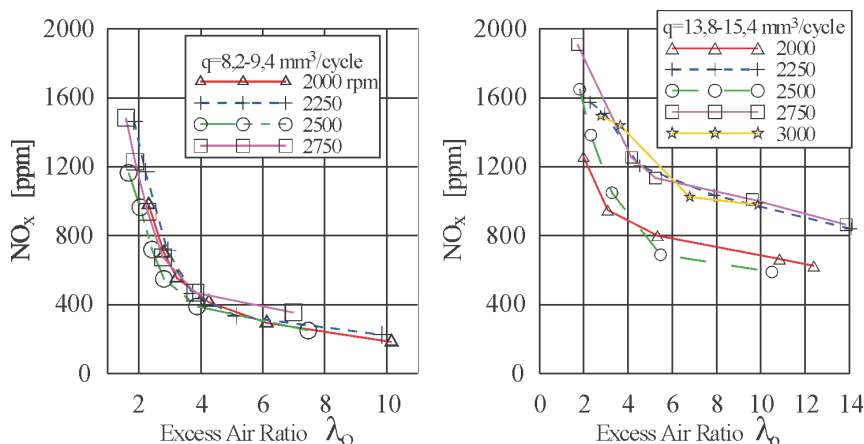
redukcji gazu prowadzące do obniżenia temperatury czynnika w strefach reakcji prowadzi do ograniczenia stężenia NO_x . Należy jednak zaznaczyć, że stwierdzone przy małych dawkach duże zmniejszenia NO_x wraz ze wzrostem λ_0 pozwala przypuszczać, że w silniku dwupaliwowym istnieje możliwość sterowania zawartością NO_x przez stosowanie właściwego składu mieszanki palnej. Trzeba również zaznaczyć, że stężenia NO_x przy zasilaniu dwupaliwowym były średnio o około 35÷45% mniejsze od stężeń silnika pracującego w tych samych warunkach i zasilanego samym olejem napędowym.

redukcji gazu prowadzące do obniżenia temperatury czynnika w strefach reakcji prowadzi do ograniczenia stężenia NO_x . Należy jednak zaznaczyć, że stwierdzone przy małych dawkach duże zmniejszenia NO_x wraz ze wzrostem λ_0 pozwala przypuszczać, że w silniku dwupaliwowym istnieje możliwość sterowania zawartością NO_x przez stosowanie właściwego składu mieszanki palnej. Trzeba również zaznaczyć, że stężenia NO_x przy zasilaniu dwupaliwowym były średnio o około 35÷45% mniejsze od stężeń silnika pracującego w tych samych warunkach i zasilanego samym olejem napędowym.

Zadymienie spalin silnika dwupaliwowego przy małych dawkach inicjujących i pełnym obciążeniu silnika było ponad 4-krotnie mniejsze od zadymienia przy zasilaniu olejem napędowym. Przebieg zmian zadymienia w funkcji λ_0 dla małych dawek inicjujących oleju napędowego pokazany na rys. 13 wskazuje na istotne zmniejszenie zadymienia przy zubożaniu bogatej mieszanki, w zakresie $\lambda_0 < 3,0$. Występuje wtedy prawie 4-krotne zmniejszenie zadymienia. Świadczy to, że spalane paliwo gazowe zmniejszając ilość tlenu w ładunku istotnie wpływa na warunki utleniania paliwa ciekłego, które stanowi główne źródło zadymienia spalin silników dwupaliwowych.

Smokiness of exhaust gases of dual fuel engine at small initial dosages and full engine load was more than fourfold smaller than smokiness during feeding on diesel oil. Course of smokiness change as a function of λ_0 for small initial dosages of diesel oil shown in the Fig. 13 points at significant reduction of the smokiness during leaning of rich mixture, in

Zwiększenie dawki inicjującej do około 15 mm^3/cykl powoduje prawie 3-krotny wzrost zadymienia w zakresie bogatych mieszanki i prawie 2-krotny w zakresie ubogich. Potwierdza to tezę, że w silniku dwupaliwowym sadza tworzona jest w trakcie spalania dawki inicju-



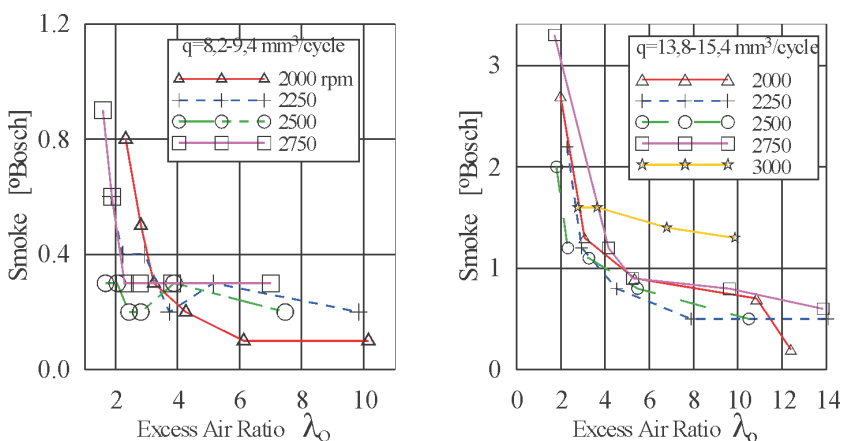
Rys. 12. Zmiany stężenia NO_x w spalinach w funkcji współczynnika nadmiaru powietrza λ_0 dla różnych dawek inicjujących i różnych prędkości obrotowych

Fig. 12. The changes of NO_x concentration in exhaust gases in function excess air ratio λ_0 for varies pilot dose quantity and varies engine revolution

jącej. Na podkreślenie zasługuje również fakt, że mimo iż dawka inicjująca stanowiła prawie 50% dawki znamionowej (przy zasilaniu tradycyjnym), przy częściowym obciążeniu w silniku dwupaliwowym zadymienie było ponad 2,5 razy mniejsze od zadymienia w silniku zasilanym tradycyjnie.

Na rys. 14-15 przedstawiono zwłokę samozapłonu dawki inicjującej. Czas zwłoki samozapłonu w silnikach ZS jest bardzo ważnym parametrem wpływającym na przebieg procesu spalania, osiągi silnika i emisję spalin. Jest on zwykle definiowany jako okres czasu między początkiem wtrysku paliwa, a pierwszym dostrzegalnym wzrostem ciśnienia spowodowanym spalaniem.

W silnikach dwupaliwowych zwłoka samozapłonu odgrywa znacznie większą rolę niż w silniku zasilanym tradycyjnie. Wynika to z faktu, że samozapłon dawki inicjującej oleju napędowego nie jest równoznaczny z dużą dynamiką spalania gazu, którą mieszanina gazowa uzyskuje po pewnym okresie indukcji. Zwłoka samozapłonu jak i wspomniany okres indukcji zależne są od rodzaju spalanego gazu, jego składu chemicznego oraz współczynnika nadmiaru powietrza λ_o mieszaniny gazowo-powietrznej. Z przebiegu krzywych opóźnienia zapłonu pokazanych na rys. 14 wynika, że w zakresie $\lambda_o < 3,2$ w miarę wzbogacania mieszaniny gazowej czas zwłoki samozapłonu maleje. Dzieje się tak mimo maleją-



Rys. 13. Zmiany zadymienia spalin w funkcji współczynnika nadmiaru powietrza λ_o dla różnych dawek inicjujących i różnych prędkości obrotowych

Fig. 13. The changes of smokiness of exhaust gases in function excess air ratio λ_o for varies pilot dose quantity and varies engine revolution

cego stężenia tlenu w mieszaninie. Fakt ten świadczy o pozytywnym oddziaływaniu reakcji przedpłomiennych w mieszaninie gazowej na proces samozapłonu dawki inicjującej. W miarę wzrostu stężenia gazu w mieszaninie udział reakcji przedpłomiennych wzrasta, czego efektem jest skrócenie zwłoki samozapłonu. Maksymalny czas zwłoki samozapłonu występował dla $\lambda_o \gg 3,5$ i zmieniał się w zakresie 1,25-1,40 ms. Dla mieszanin o $\lambda_o > 3,5$ czas zwłoki maleje mimo malejącego udziału reakcji przedpłomiennych. Wynika to z faktu, że dla mieszanin ubogich zasadnicze znaczenie w procesie samozapłonu zaczyna odgrywać wzrastające stężenie tlenu w mieszaninie w miarę zmniejszania ilości gazu. Na uwagę zasługuje również fakt, że zmiany czasu opóźnienia samozapłonu związane ze zmianą λ_o nie przekraczają 0,1 ms. Odpowiada to

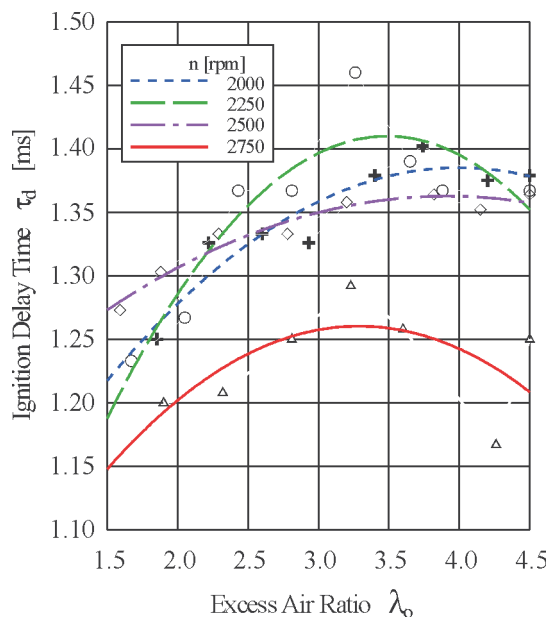
range of $\lambda_o < 3.0$. There occurs than nearly fourfold reduction of the smokiness. It proves that combusted gaseous fuel, reducing quantity of oxygen in the charge, significantly impacts on oxidation conditions of liquid fuel, which constitutes main source of smokiness of exhaust gases from dual fuel engine.

Increase of initial dosage up to about 15 mm³/cycle results in nearly threefold increase of the smokiness in range of rich mixtures and nearly twice in range of lean mixtures. It confirms the thesis that in dual fuel engine the soot is generated in course of combustion of initial dosage. It is worth to underline, that despite of fact that initial dosage has constituted almost 50% of nominal dosage (at traditional feeding), at partial load in dual fuel engine the smokiness was more than 2.5 lower than smokiness in the engine fed traditionally.

The Figs. 14-15 shows delay of self-ignition of initial dosage. Duration of self-ignition delay in compression ignition engine constitutes very important parameter impacting on run of combustion process, engine performance and emission of exhaust gases. It is usually defined as a time period between beginning of fuel injection, and the first perceptible growth of the pressure caused by combustion.

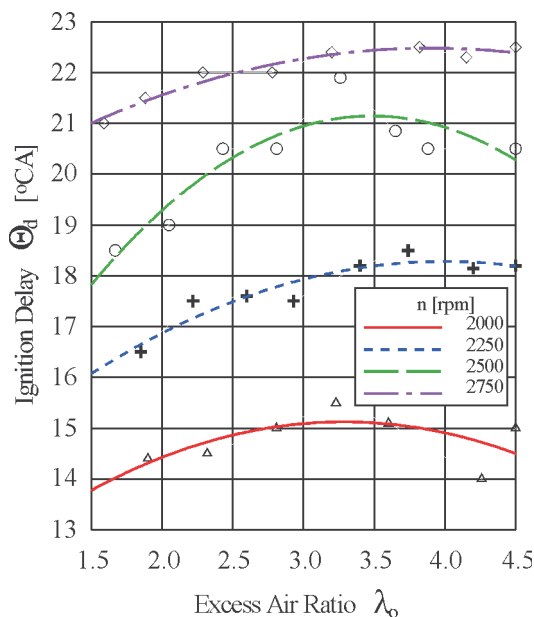
In dual fuel engine, self-ignition delay plays much more significant role than in the engine fed traditionally. It results

from fact, that self-ignition of initial dosage of diesel oil is not synonymous with big dynamics of combustion of gas, which gaseous mixture develops after certain period of induction. Delay of self-ignition as well as mentioned above time of induction are dependent on type of combusted gas, its chemical composition and air excess ratio λ_o of air-gas mixture. From curves of ignition delay shown in the Fig. 14 is seen that in range of $\lambda_o < 3.2$, time of self-ignition delay decreases as gaseous mixture undergoes enrichment. It takes place in spite of reducing concentration of oxygen in the mixture. That fact proves positive influence on pre-flame reactions in gaseous mixture on self-ignition process of initial dosage. As concentration of gas in the mixture grows, share of pre-flame reactions increases, what results in shortening of self-ignition delay. Maximal time of self-ignition delay was present for $\lambda_o \gg 3.5$ and has been changing in range of 1.25-1.40 ms. For the mixtures with $\lambda_o > 3.5$, duration of the delay decreases in spite of decreasing share of pre-flame reactions. It results from fact, that increasing concentration of oxygen in the mixture as far as quantity of gas in the mixture decreases, begins to play fundamental meaning for lean mixtures in the process of self-ignition. It is worth to pay attention on fact, that changes in time of self-ignition delay connected with change of λ_o do not exceed 0.1 ms. It corresponds, anyhow, to changes of the delay expressed in angular units in range of $Q_d = 1-3^\circ \text{CA}$ what already requires correction of beginning of injection of initial dosage (Fig. 15).



Rys. 14. Zmiany czasu opóźnienia samozapłonu dawki inicjującej τ_d w funkcji składu mieszaniny gaz-powietrze dla różnych prędkości obrotowych

Fig. 14. The changes of ignition delay time τ_d in function excess air ratio λ_o for varies pilot dose quantity and varies engine revolution



Rys. 15. Zmiany kąta opóźnienia samozapłonu dawki inicjującej Θ_d w funkcji składu mieszaniny gaz-powietrze dla różnych prędkości obrotowych

Fig. 15. The changes of ignition delay of the pilot dose Θ_d in function excess air ratio λ_o for varies pilot dose quantity and varies engine revolution

jednak zmianom opóźnienia wyrażonym w jednostkach katowych w zakresie $Q_d = 1 \div 3$ °OWK co wymaga już korekty początku wtrysku dawki inicjującej (rys. 15).

Z rys. 15 wynika również istotna zmiana kąta opóźnienia samozapłonu związana ze zmianą prędkości obrotowej, która w badanym zakresie zmian prędkości wynosiła $6 \div 7$ °OWK. Obydwie omawiane przyczyny zmian kąta opóźnienia samozapłonu uzasadniają konieczność aktywnej korekty kąta początku wtrysku dawki pilotującej. Powinna ona jednak uwzględniać również zmianę położenia względem GMP dynamiki wydzielania ciepła z mieszaniny gazowej związaną ze zmianą jej składu, co sygnalizowano wcześniej [12].

5. Wnioski

Na podstawie przeprowadzonych badań można sformułować następujące wnioski ogólne:

- W silniku dwupaliwowym możliwe jest spalanie mieszaniny gaz-powietrze w szerokim zakresie zmian składu mieszaniny palnej, znacznie szerszym niż w silnikach gazowych o zapłonie iskrowym. W całym zakresie zmian składu mieszaniny palnej silnik wykazuje równomierną pracę i małą hałaśliwość.
- Zmiany składu w zakresie bogatych mieszanin wywołują duże zmiany parametrów spalania wpływające na sprawność cieplną i emisję spalin silnika dwupaliwowego. Wymaga to dużej czułości systemu regulacji silnika, czego nie można uzyskać przy mechanicznym sterowaniu silnika. Przy ubogich mieszaninach wpływ zmiany jakości mieszaniny na omawiane parametry maleje.
- Spadek sprawności indykowanej, związany ze zmianą składu mieszaniny gazowo-powietrznej nie przekraczał 6% przy

From the Fig. 15 is also evident substantial change of self-ignition delay angle, connected with change of engine revolution speed, which within investigated range of engine speed had amounted to $6-7$ °CA. Both discussed here reasons of the change of self-ignition angle delay substantiate necessity of active correction of start injection angle of pilot dosage. The correction should, anyhow, take into consideration also a change of location, with respect to TDC, of dynamics of heat release from gaseous mixture, connected with change of its composition, what has been already signaled earlier [12].

5. Conclusion

On base of carried out investigations the following general conclusions can be drawn:

- In dual fuel engine there is a possibility of combustion of air-gas mixtures in broad range of combustible mixture composition, much wider than in gas engines with spark ignition. In whole range of change of combustible mixture composition the engine demonstrates uniform operation and low loudness.
- Changes of composition in rich range of the mixtures evoke big changes of combustion parameters, impacting on thermal efficiency and emission of exhaust gases from dual fuel engine. It requires high sensitiveness of engine control system, what can not be obtained with use of mechanical control system of the engine. With lean mixtures, impact of a change of quality of the mixture on discussed parameters decreases.
- Drop of indication efficiency, connected with change of air-gas mixture composition did not exceed 6% during

zmianie składu mieszaniny w zakresie $\lambda_o=1,8\div 8,5$. W adaptacjach należy jednak ograniczyć zubożanie mieszaniny do $\lambda_o < 4,5$. Pozwoli to ograniczyć straty sprawności silnika przy małych obciążeniach i zmniejszyć emisję CO i THC. Konieczne jest również przeprowadzenie optymalizacji kąta wyprzedzenia wtrysku dawki inicjującej.

- Badania wykazały na dużą zależność stężenia NO_x i zadymienia spalin od koncentracji gazu w mieszaninie i od wielkości dawki inicjującej. Stężenia NO_x i zadymienie maleje wraz ze zubożeniem mieszaniny palnej, a największe zmiany występują w zakresie $\lambda_o < 2,5$. Na wielkość emisji NO_x i zadymienia wpływa również wielkość dawki inicjującej. Zwiększenie dawki inicjującej z 20÷25% udziału energetycznego do 40÷45% powoduje przy tym samym współczynniku nadmiaru powietrza prawie dwukrotny wzrost stężenia NO_x i prawie 3-krotny wzrost zadymienia
- Zasilanie dwupaliwowe zwiększa zwłokę samozapłonu oleju napędowego. Dodatkowo zwłokę samozapłonu powiększa zubożanie mieszaniny gazowej. Zakres zmian zwłoki związany ze zmianą składu mieszaniny gazowej wynosił 1÷1,5° OWK. Zmiany zwłoki samozapłonu powinny być w silniku dwupaliwowym korygowane przez elektroniczne sterowanie początkiem wtrysku dawki inicjującej.

change of mixture composition in range of $\lambda_o=1.8-8.5$. In course of the adaptations, however, one should restrict leaning of the mixture up to $\lambda_o < 4.5$, what shall enable to limit loss of engine efficiency at low load and reduce emission of CO and THC. Necessary is also realization the optimize of the pilot dose timing.

- The investigation has shown significant dependency of NO_x concentration and exhaust gases smokiness on concentration of gas in the mixture and size of initial dosage. Concentration of NO_x and smokiness decreases together with leaning of combustible mixture, and the biggest changes occur in range of $\lambda_o < 2.5$. Size of initial dosage also impacts on value of NO_x and smoke emissions. Increase of initial dosage from 20-25% of energetic share to 40-45% at the same air excess ratio results in nearly twice growth of NO_x concentration and nearly threefold growth of the smoke.
- Dual fuel feeding increases self-ignition delay of diesel oil. Additionally, self-ignition delay is increased by leaning of gaseous mixture. Range of change of the delay connected with change of gaseous mixture composition amounted to 1-1.5°CA. Changes of self-ignition delay in dual fuel engine should be corrected by electronic controlling of beginning of initial dosage injection.

Artykuł recenzowany

Literatura/Bibliography

- [1] Friedeman Zacharias: Gasmotoren. Vogel Buchverlag Würzburg, 2001.
- [2] Wadman B.: Dual Fuel Conversion of Cat D399 Engine. Diesel & Gas Turbine Worldwide, April 1999.
- [3] Clark N.N., Atkinson R.J., Tennant Chr.J.: Saturn Dual Fuel Engine Optimization. www.cemr.wvu.edu.
- [4] Gebert K., Beck J., Barkhimer R.L., Wong H.Ch.: Strategies to Improve Combustion and Emission Characteristics of Dual Fuel Pilot Ignited Natural Gas Engines, SAE Paper 971712.
- [5] Zhang Y., Liu X., Yang Q., Han X., Cheng Ch.: The Studies of an Electronically Controlled CNG System for Dual Fuel Engines, SAE Paper 2001-01-0145, 2001.
- [6] Albrecht A.: Dual Fuel Engine Developments at MAN B&W. Diesel & Gas Turbine Worldwide, October 1995.
- [7] Schiffgens H.J., Brandt D., Dier L., Rieck K., Glauber R.: Die Entwicklung des neuen MAN B&W Diesel-Gas-Motors 32/40 DG. MTZ Motortechnische Zeitschrift 58(1997) 10, 1997.
- [8] Wärsilä Power for Land and SEA – Private Materials, 2000.
- [9] Weaver S.Chr., Turner S.H.: Dual Fuel Natural Gas/Diesel Engines: Technology, Performance, and Emissions. SAE Paper 940548, 1994.
- [10] Schaaf H.: MAN B&W Diesel Extended Dual-Fuel Engine Range up to 16 MW. Diesel & Gas Turbine Worldwide, April 1966.
- [11] Stelmasiak Z.: Analysis of Combustion Phenomena in Dual Fuel Engine Fed with Natural Gas CNG. FISITA World Automotive Congress June 2-7 June 2002, Helsinki, Paper No. F02V030.
- [12] Stelmasiak Z.: Study of gas combustion process in a compression ignition dual fuel engine fed on natural gas and Diesel oil. Publication of Technical University Bielsko-Biala, No. 5/2003, 2003.
- [13] Badr O., Karim G.A., Liu B.: An examination of the flame spread limits in a dual fuel engine. Applied Thermal Engineering 19 (1999) 1071-1080, 1999.
- [14] Borman G.L., Ragland K.W.: Combustion Engineering. McGraw-Hill, New York 1998.
- [15] Heywood J.B.: Internal Combustion Engines Fundamentals. McGraw-Hill, New York 1988.
- [16] Chen Z., Konno M., Goto S.: Study on Homogenous premixed charge CI engine fueled with LPG. JSAE Review 22 (2001) 265-270, 2001.
- [17] Olsson J.O., Tunestal P., Haraldsson G., Johansson B.: A Turbo Charged Dual Fuel HCCI Engine. SAE Paper 2001-01-1896, 2001.

* Dr hab. inż. Zdzisław Stelmasiak – adiunkt na Wydziale Budowy Maszyn i Informatyki Akademii Techniczno-Humanistycznej w Bielsku-Białej.

Mr Zdzisław Stelmasiak Ph.D., M.E. – Doctor in the Faculty of Mechanical Engineering and Computer Sciences at Technical University of Bielsko-Biala.

