

Grzegorz KUBICA

ANALIZA PRZEBIEGU PROCESU SPALANIA ŁADUNKU W SILNIKU ZI ZASILANYM ALTERNATYWNIE BENZYNĄ I LPG

Streszczenie. W opracowaniu przedstawiono wyniki badania wpływu rodzaju paliwa na przebieg spalania w silniku ZI. Przeprowadzone badania obejmują pomiary ciśnienia indykowanego na stanowisku hamownianym oraz szczegółową analizę przemian termodynamicznych zachodzących w zamkniętej komorze spalania. Analizy składników bilansu energii dokonano wykorzystując program o nazwie „EnComTwo”, który realizuje założenia matematycznego modelu dwustrefowego. Obiektem badań był silnik ZI oznaczony kodem X16SZR w samochodzie Opel Astra I. W trakcie badań silnik był zasilany dwoma rodzajami paliwa poprzez następujące systemy zasilania:

- Benzyna Pł 95 – system jednopunktowego wtrysku paliwa; typu Multec,
- LPG – nadciśnieniowy system sekwencyjnego zasilania w fazie gazowej; firmy Tartarini.

AN ANALYSIS OF COMBUSTION PROCESS IN SI ENGINE ALTERNATIVELY FUELED WITH GASOLINE AND LPG

Summary. The results of research an influence of fuel kind on combustion process in SI engine, are presented in this paper. The tests leaded are included measurement results of dynamometer chassis test, as well as the detailed analysis of thermodynamic processes inside closed chamber. The aplication “EnComTwo”, which resolves assumptions of mathematical model, was used in analysing of engine thermal balance. An object of research was SI engine X16SZR in Opel Astra I. The engine during tests was fueled with two kinds of fuel in proper feeding systems:

- Gasoline Pł 95 – system SPI; Multec type,
- LPG – sequentional injection system of gasous made by Tartarini.

1. WPROWADZENIE

Fakt znacznego upowszechnienia LPG w zasilaniu silników spalinowych pociąga za sobą rozwój badań nad zjawiskami zachodzącymi przy spalaniu tego paliwa w cylindrze silnika ZI. Podobnie, rozwój systemów zasilania paliwami gazowymi sprawia, iż konieczna jest szczegółowa analiza procesów towarzyszących tworzeniu mieszanki palnej i napełnieniu cylindra.

Własności fizykochemiczne wybranego paliwa gazowego są na ogół zbliżone do benzyny, przez co obydwu paliwa można spalać w podobnych warunkach, uzyskując podobne efekty. Jednak istnieje również szereg szczegółów różniących przebieg procesu spalania. Zachodzi zatem konieczność prowadzenia badań pozwalających na uchwycenie indywidualnych cech i

charakteru zachodzących zjawisk towarzyszących spalaniu tego paliwa, w celu optymalizacji warunków regulacji, oraz minimalizacji ilości toksyn zawartych w spalinach.

W opracowaniu przeprowadzono badania porównawcze dla wybranej jednostki zasilanej alternatywnie benzyną i LPG. Zakres badań obejmował dwa etapy:

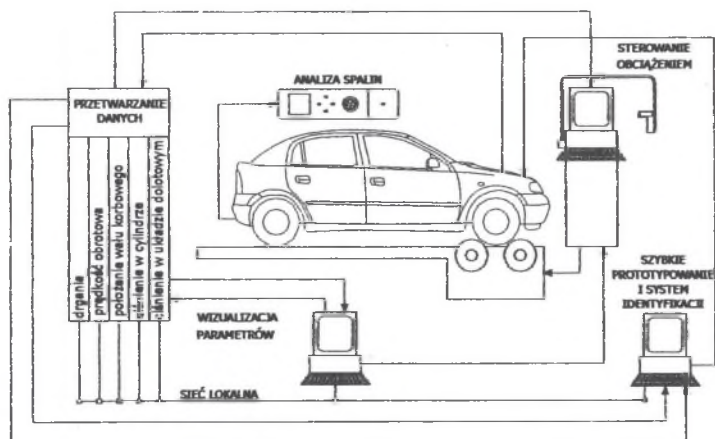
- badania hamowniane z rejestracją m.in. zmian ciśnienia w komorze spalania,
- badania symulacyjne wykonane z użyciem matematycznego modelu dwustrefowego opisującego fazy: sprężania, spalania i rozprężania ładunku.

Wykaz oznaczeń przyjętych w opracowaniu:

U_u, U_b	– energia wewnętrzna (fizyczna i chemiczna) mieszanki i spalin;
I_u, I_b	– entalpia (fizyczna i chemiczna) mieszanki i spalin;
T_u, T_b	– temperatura strefy mieszanki i spalin;
V_u, V_b	– objętość chwilowa strefy mieszanki i spalin;
V_i	– objętość chwilowa przestrzeni roboczej w cylindrze;
p	– ciśnienie panujące w cylindrze;
Q	– ciepło dopływające do strefy mieszanki od frontu płomienia;
Q_{wu}, Q_{wb}	– ciepło dopływające do ścian komory spalania (głowica, tłok, tuleja) ze strefy mieszanki i spalin;
G_u, G_b	– masa substancji mieszanki i spalin na cykl;
G	– masa ładunku na cykl;
x	– stopień wypalenia ładunku;
y	– stopień wyzwolenia energii chemicznej zawartej w paliwie;
W_{du}, W_{db}	– wartość opałowa mieszanki i spalin;
R_u, R_b	– stałe gazowe mieszanki i spalin;
c_{vu}, c_{vb}	– pojemność cieplna molowa mieszanki i spalin przy stałej objętości;
c_{pu}, c_{pb}	– pojemność cieplna molowa mieszanki i spalin przy stałym ciśnieniu;
T_{sr}	– średnia temperatura ładunku;
φ	– kąt położenia wału korbowego.

2. BADANIA STANOWISKOWE

W badaniach wykorzystano czterocylindrowy silnik z zapłonem iskrowym o objętości skokowej $1,6 \text{ dm}^3$, zabudowany w samochodzie OPEL Astra. Silnik ten badano przy prędkości biegu jałowego i kilku wybranych prędkościach obrotowych, przy pełnym otwarciu przepustnicy. W trakcie badań prowadzonych na hamowni podwoziowej rejestrowano ciśnienie indykowane w funkcji kąta obrotu wału korbowego w dwóch kolejnych seriach pomiarowych. Pierwsza z nich obejmowała zasilanie paliwem benzynowym, a druga paliwem gazowym - LPG. W pomiarach wykorzystano przetwornik ciśnienia typu 6121, wzmacniacz ładunku typu 2613B, znacznik położenia wału korbowego typu DPA firmy Kistler. Sygnały rejestrowano za pomocą ośmiokanałowej karty akwizycji danych NI PCI-6143 sterowanej programem opracowanym w środowisku LabView 7.1 [6]. Obciążenie silnika zapewniała hamownia podwoziowa typu FLA 203 firmy Bosch. Schemat układu pomiarowego przedstawia rys.1.



Rys. 1. Schemat układu pomiarowego [3]
 Fig. 1. Scheme of test band [3]

Tabela 1

Charakterystyczne parametry silnika [1]

Typ	Cztery cylindry w układzie rzędownym
Objętość skokowa	1598 cm ³
Średnica cylindra	79,0 mm
Skok tłoka	81,5 mm
Stopień sprężania	9,6
Kąt otwarcia zaworu wydechowego	41° przed DMP
Kąt zamknięcia zaworu wydechowego	11° po GMP
Kąt otwarcia zaworu ssącego	11° przed GMP
Kąt zamknięcia zaworu ssącego	41° po DMP

Zarejestrowane na tym etapie badań przebiegi ciśnienia w funkcji kąta obrotu wału korbowego stanowiły podstawę do obliczeń modelowych [5].

3. ZAŁOŻENIA MODELU DWUSTREFOWEGO [4]

W opracowanym modelu przyjęto, że:

- przestrzeń komory spalania podzielona jest na dwie strefy oddzielone od siebie nieskończenie cienkim frontem płomienia (rys.2),
- wartości temperatur w poszczególnych strefach są jednorodne,
- temperatura frontu płomienia jest równa temperaturze spalin [6],
- mieszkankę paliwowo-powietrzną i spaliny traktuje się jako gazy półdoskonałe,
- energia chemiczna mieszanki i spalin (niespalonych zupełnie) jest wyrażona za pomocą wartości opałowej.

Model zdefiniowano układem przedstawionych poniżej równań, określonych dla elementarnych porcji energii i elementarnego kąta $d\phi$ obrotu wału korbowego:

➤ bilans energii strefy niespalonej (mieszanki)

$$dQ = dU_u + dI_u + p * dV_u + dQ_{vu} \quad (1)$$

- bilans energii frontu spalania

$$dI_u = dI_b + dQ \quad (2)$$

- bilans energii strefy spalonej (spalin)

$$dI_b = dU_b + p * dV_b + dQ_{wb} \quad (3)$$

- termiczne równania stanu stref

$$p * V_u = G_u * R_u * T_u \quad (4)$$

$$p * V_b = G_b * R_b * T_b \quad (5)$$

- równania ilości substancji i objętości

$$G = G_u + G_b \quad (6)$$

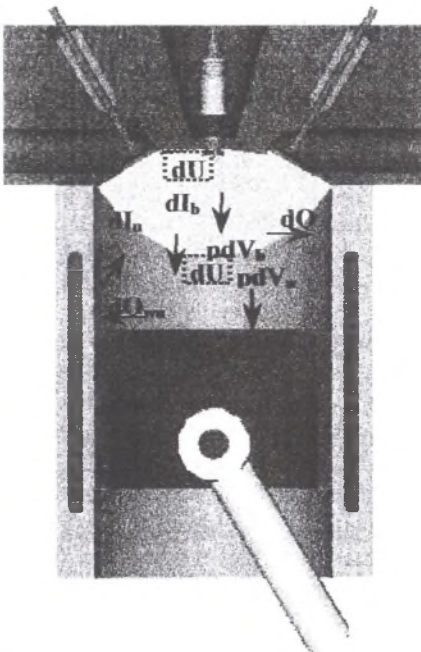
$$V_i = V_u + V_b \quad (7)$$

- stopień wypalenia ładunku

$$x = \frac{G_b}{G} \quad (8)$$

- stopień wyzwolenia energii chemicznej zawartej w paliwie

$$y = x * \left(1 - \frac{W_{db}}{W_{du}} \right) \quad (9)$$



Rozwiązanie układów równań przy wykorzystaniu metody numerycznej opartej na iteracji obliczeń w określonym przedziale zmiennych pozwalało na wyznaczenie wartości temperatur w strefie mieszanki T_u i spalin T_b oraz składu chemicznego spalin w funkcji kąta obrotu wału korbowego $-\varphi$.

Ponieważ układ równań określający bilanse energii dla stref mieszanki niespalonej i spalonej oraz frontu płomienia nie jest zależny od dQ , we froncie płomienia nie występuje akumulacja energii, a układ równań przyjmuje następującą postać:

$$0 = dU_u + dU_b + p * dV + dQ_w \quad (10)$$

$$dI_b = dU_b + p * dV_b + dQ_{wb} \quad (11)$$

Pełną entalpię (fizyczną i chemiczną) i energię wewnętrzną ładunku i spalin uwzględniono wprowadzając do obliczeń następujące równania:

$$u_u = W_{du} + \overline{c_{vu}} * (T_u - T_o) - R_u * T_o \quad (12)$$

$$u_b = W_{db} + \overline{c_{vb}} * (T_b - T_o) - R_b * T_o \quad (13)$$

Rys. 2. Składniki bilansu energii w poszczególnych strefach

Fig. 2. Components of energy balance in each zone

$$i_u = W_{du} + \overline{c_{pu}} * (T_u - T_o) \quad (14)$$

$$i_b = W_{db} + \overline{c_{pb}} * (T_b - T_o) \quad (15)$$

Wyznaczając kolejno pochodne energii wewnętrznej ładunku, energii wewnętrznej spalin, entalpii ładunku, entalpii spalin, wymiany ciepła ze ściankami w strefie niespalonej, wymiany ciepła ze ściankami w strefie spalin, stopnia wypalenia ładunku możliwe jest określenie zależności pozwalających na obliczenie:

- przyrostów temperatur w strefie niespalonej dT_u i w strefie spalin dT_b ,
- temperatur chwilowych T_u i T_b w każdym kroku obliczeniowym.

Średnią wartość temperatury czynnika roboczego obliczono za pomocą poniższej zależności:

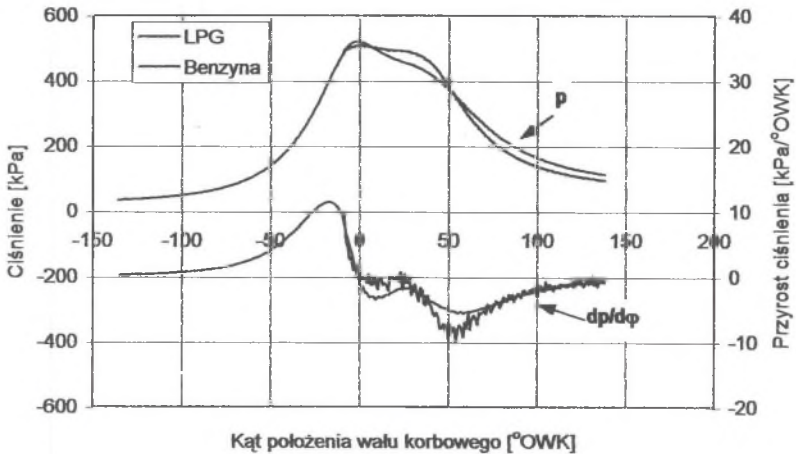
$$T_{sr} = \frac{(1-x) * \overline{c_{vu}} * T_u + x * \overline{c_{vb}} * T_b}{(1-x) * \overline{c_{vu}} + x * \overline{c_{vb}}} \quad (16)$$

Do przeprowadzenia obliczeń wykorzystano aplikację o nazwie „EnComTwo”.

Weryfikację modelu przeprowadzono w ramach badań obejmujących analizę procesu spalania w silniku gazowym Perkins AD3.152 [2].

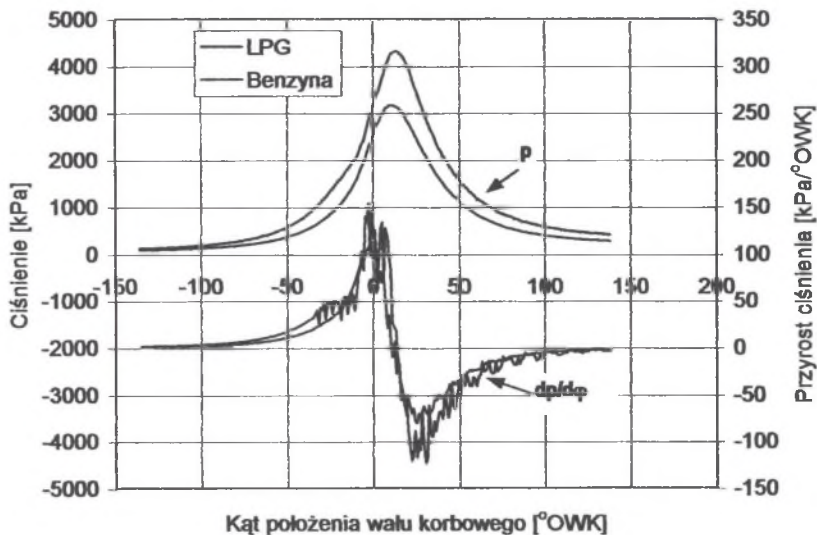
4. WYNIKI BADAŃ STANOWISKOWYCH I SYMULACYJNYCH

Podstawowym parametrem pomiarowym w badaniach stanowiskowych było ciśnienie indykowane w komorze spalania. Na wykresach (rys. 3 i 4) przedstawiono przebiegi ciśnienia uzyskane w różnych warunkach pracy silnika dla wybranych paliw. Ponadto obliczono wartości przyrostów ciśnienia w funkcji kąta obrotu wału korbowego.



Rys. 3. Wykres ciśnienia indykowanego i przyrostów ciśnienia dla badanych paliw przy pracy silnika na biegu jałowym, $n=790$ obr/min

Fig. 3. Indicated pressure and current increases $dp/d\phi$ for tested fuels in engine without load, $n=790$ rpm

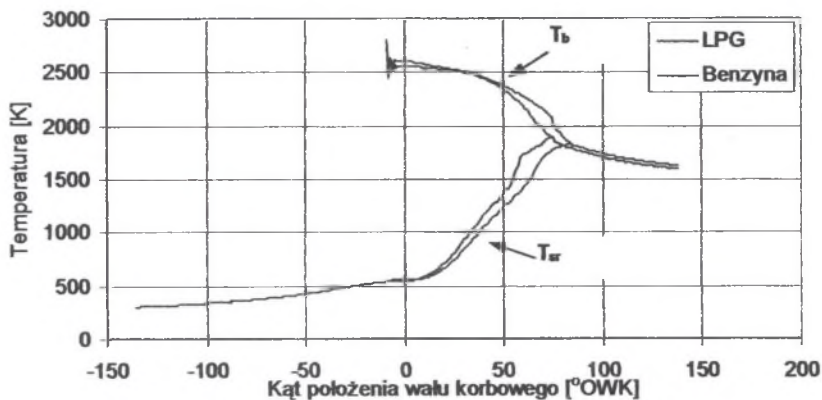


Rys. 4. Wykres ciśnienia indykowanego i przyrostów ciśnienia dla badanych paliw przy pracy silnika z prędkością $n=3000$ obr/min

Fig. 4. Indicated pressure and current increases $dp/d\phi$ for tested fuels in engine working with $n=3000$ rpm

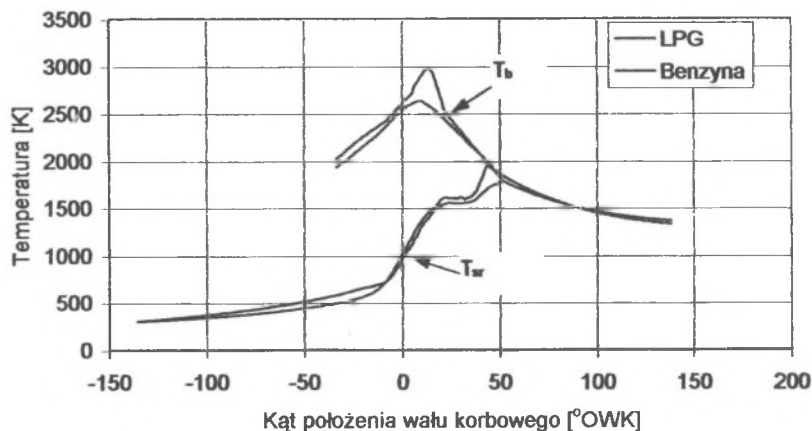
Badania symulacyjne, będące uzupełnieniem badań stanowiskowych, pozwoliły na wyznaczenie przebiegów temperatur (rys. 5 i 6):

- $T_{sr}(\phi)$ – średniej temperatury ładunku zamkniętego w komorze spalania,
- $T_b(\phi)$ – temperatury w strefie spalin.



Rys. 5. Wykresy temperatur: $T_{sr}(\phi)$ i $T_b(\phi)$ dla badanych paliw na biegu jałowym, $n=790$ obr/min

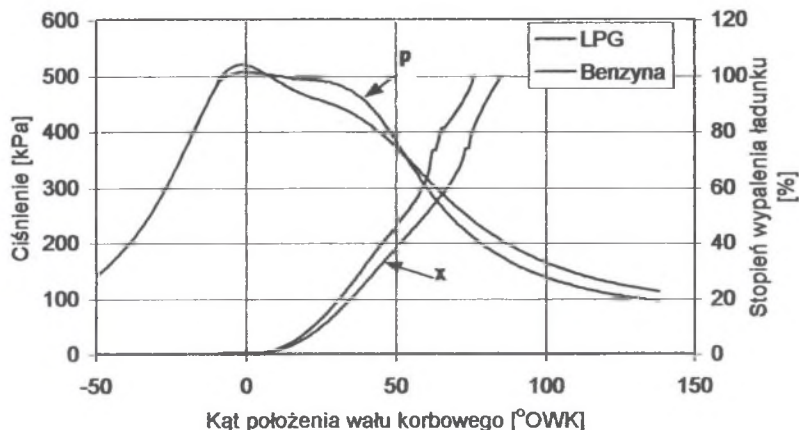
Fig. 5. The profiles of temperatures: $T_{sr}(\phi)$ i $T_b(\phi)$ for tested fuels in engine working without load, $n=790$ rpm



Rys. 6. Wykresy temperatur: $T_{sr}(\varphi)$ i $T_b(\varphi)$ dla badanych paliw przy pracy silnika z prędkością $n=3000$ obr/min
 Fig. 6. The profiles of temperatures: $T_{sr}(\varphi)$ i $T_b(\varphi)$ for tested fuels in engine working with $n=3000$ rpm

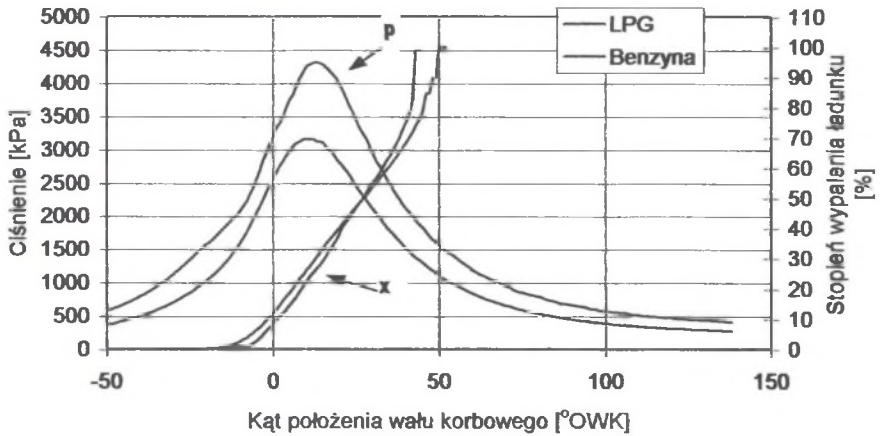
Istotnym parametrem odzwierciedlającym bezpośrednio rozwój wywiązywania się ciepła w procesie spalania jest stopień wypalenia ładunku $x(\varphi)$. Wyznaczone wartości tej wielkości przedstawiono w zestawieniu z zarejestrowaną zmianą ciśnienia w czasie trwania spalania (rys. 7 i 8).

Wyniki uzyskane w całym zakresie badań, dla wybranych, charakterystycznych wielkości zestawiono w formie tabelarycznej (tabela 2). Prezentowane w prawej części tabeli udziały wybranych składników spalin są wynikiem obliczeń symulacyjnych i odnoszą się do składu spalin w kanałach wylotowych, tuż po otwarciu zaworu wydechowego.



Rys. 7. Wykresy ciśnienia indykowanego i stopnia wypalenia ładunku dla badanych paliw na biegu jałowym, $n=790$ obr/min

Fig. 7. The profiles of indicated pressure and heat release rate for tested fuels in engine working without load, $n=790$ rpm



Rys. 8. Wykresy ciśnienia indykowanego i stopnia wypalenia ładunku dla badanych paliw przy pracy silnika z prędkością $n=3000$ obr/min

Fig. 8. The profiles of indicated pressure and heat release rate for tested fuels in engine working with 3000 rpm

Tabela 2

Zestawienie wyników uzyskanych w całym zakresie badań

Nr pomiaru	Paliwo	n [obr/min]	$\Delta\varphi_{sp}$ [°OWK]	T_{bo} [K]	T_{bmax} [K]	T_{bs} [K]	Udziały wybranych składników spalin			
							CO [%]	CO ₂ [%]	O ₂ [%]	NO [ppm]
1.1	Benzyna	790	95	2802	2802	1810	0,044	12,54	0,215	442
1.2		1630	84	2049	2571	1752	0,013	12,57	0,186	336
1.3		1910	84	1988	2521	1734	0,01	12,57	0,189	319
1.4		3000	87	1934	2631	1776	0,015	12,56	0,168	347
1.5		4000	84	1907	2607	1779	0,015	12,55	0,166	349
2.1	LPG	790	87	2723	2723	1591	0,06	11,17	0,64	332
2.2		1500	79	2185	2629	1501	0,01	11,22	0,625	218
2.3		2000	79	2220	2862	1501	0,01	11,22	0,614	216
2.4		2500	77	2146	2687	1578	0,02	11,21	0,604	305
2.5		3000	80	2023	2966	1906	0,02	11,1	0,564	966
2.6		3500	79	1987	2842	1924	0,023	11,08	0,556	1038
2.7		4000	80	1997	2932	1986	0,04	10,99	0,539	1188

5. PODSUMOWANIE

Wyniki przeprowadzonych analiz można ująć w następujących wnioskach:

1. Dokładna rejestracja przebiegu zmian ciśnienia (częstotliwość próbkowania 50 kHz) pozwoliła na zaobserwowanie pulsacji przyrostów ciśnienia występujących przy spalaniu LPG (rys. 3 i 4). Przebieg zarejestrowany dla benzyny cechuje się znacznie większą stabilnością. Uzyskany obraz nie może być efektem szumu pomiarowego, ponieważ pulsacje pojawiają się dokładnie w położeniu wału, w którym następuje zapłon mieszanki.

2. Różnice zaobserwowane w czasie analizy stopnia wypalenia ładunku (rys.8) polegają na tym, że w przypadku spalania LPG proces wolniej się rozwija w początkowej fazie, a następnie dynamicznie przyspiesza. W efekcie tego faza spalania jest krótsza średnio o 4–7°OWK, niż w przypadku benzyny. Spalanie mieszanki benzynowej cechuje się w miarę stałym przyrostem w zasadniczej fazie procesu. W obydwu przypadkach wyraźnie widoczny jest okres inicjacji spalania.
3. Wyznaczone przebiegi temperatur mają zbliżony profil, ściśle zależny od przebiegu zarejestrowanego ciśnienia. Wartości temperatur w charakterystycznych punktach (tabela 2), osiągają wyższy poziom w strefie spalin w przypadku LPG, średnio o: 90-120K – temperatura początkowa T_{bo} i 300K – temperatura maksymalna T_{bmax} .
4. Analiza składu spalin w kolektorze wydechowym wykazuje silną zależność zawartości NO od temperatury spalin w tym miejscu układu.

LITERATURA

1. Etzold H. R.: Opel Astra. Sam naprawiam samochód. WKŁ Sp. z o.o., Warszawa 2003.
2. Flekiewicz M., Kubica G.: The practical verification of the mathematical model of gas engine powered by LPG. Proceedings of 8th European Automotive Congress, Bratislava 2001.
3. Flekiewicz M., Kubica G., Wilk K.: Określenie udziałów składników spalin w silniku zasilanym benzyną i paliwem gazowym. ZN Politechniki Częstochowskiej, z.26 Mechanika, Częstochowa 2006.
4. Maćkowski J., Wilk K: The effect of the mixture and flame front initial temperature on the heat amount flowing between zones in the combustion engine. 12th international symposium on combustion processes, Bielsko Biała, Poland 1991.
5. Stempniak M.: Analiza przebiegu zmian ciśnienia indykowanego w silniku gazowym. Praca inżynierska, Wydział Transportu Politechniki Śl., Katowice 2006.
6. Materiały firmy NATIONAL INSTRUMENTS – The Measurement and Automation Catalog, Austin TX, U.S. 2002.

Recenzent: Dr hab. inż. Sławomir Luft, prof. nzw. w Politechnice Radomskiej

Artykuł stanowi sprawozdanie z realizacji pracy: BW-419/RT2/2006