ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 2007
Seria: TRANSPORT z. 61 Nr kol. 1704

Grzegorz KUBICA

BADANIE PROCESU SPALANIA W SILNIKU SAMOCHODU OPEL ASTRA I 1,6 ZASILANYM SPRĘŻONYM GAZEM ZIEMNYM

Streszczenie. W artykule przedstawiono wyniki badania wpływu kąta wyprzedzenia zapłonu na przebieg spalania w silniku ZI, zasilanym gazem ziemnym (CNG). 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. Przy zasilaniu gazem ziemnym (CNG) zastosowano system ciągłego, nadciśnieniowego wtrysku paliwa, typu Etagas Tartarini Auto. W opracowaniu dokonano również porównania wyników uzyskanych we wcześniejszych etapach realizowanego projektu badawczego, gdzie silnik był zasilany paliwem bazowym (benzyna Pb 95) przez system jednopunktowego wtrysku paliwa, typu Multec.

AN INVESTIGATION OF COMBUSTION PROCESS IN OPEL ASTRA I 1,6 SI ENGINE FUELED WITH CNG

Summary. The results of investigatin of influence ignition advance on combustion process in SI engine fueled with CNG, 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. CNG supply was realised by Etagas injectin system made by TartariniAuto. The comparison with results of earlier stage of project, where engine was fueled with gasoline (Pb 95) by SPI, Multec type, are presented in this paper, too.

1. WPROWADZENIE

Jednym z kierunków dalszego rozwoju motoryzacji, również w Polsce, jest upowszechnianie sprężonego gazu ziemnego (CNG), jako paliwa alternatywnego. Korzyści ekologiczne i ekonomiczne są znane i analizowane na bieżąco już od wielu lat. Podstawowe przeszkody hamujące możliwość zastosowania na szerszą skalę tego paliwa to:

- mała liczba stacji tankowania gazu ziemnego;
- ciężar i pojemność dostępnych zbiorników paliwa.

Obecnie, w naszym kraju, obserwuje się intensywne działania w kierunku zagęszczenia sieci stacji tankowania. Ponadto, pojawiają się też oferty firm produkujących agregaty do

indywidualnego tankowania gazu ziemnego z sieci miejskiej. Równocześnie wchodzą na rynek zbiorniki kompozytowe, które częściowo likwidują problemy z magazynowaniem paliwa w pojeździe. Powyższe aspekty wyraźnie wskazują, że pojawiające się nowe rozwiązania sprzyjają upowszechnieniu gazu ziemnego, jako paliwa alternatywnego i należy spodziewać się zmian w tym kierunku.

Głównym celem prezentowanej części badań jest przedstawienie podstawowych parametrów, opisujących proces spalania gazu ziemnego w badanym silniku. W tym celu przeprowadzono obliczenia z użyciem modelu matematycznego, który, na podstawie zarejestrowanego przebiegu ciśnienia w komorze spalania, pozwala na uzyskanie dalszych informacji o przebiegu procesu spalania [2,4]. Zarówno pomiary i analizy przeprowadzone na tym etapie, jak i wyniki wcześniejszych etapów realizowanego projektu pozwalają na opracowanie bardziej szczegółowych zagadnień przedstawiających wpływ kąta wyprzedzenia zapłonu na przebieg procesu spalania przy zasilaniu gazem ziemnym oraz porównanie uzyskanych parametrów z tymi, które charakteryzują proces spalania przy zasilaniu paliwem bazowym – Pb95[3].

Wykaz oznaczeń przyjętych w opracowaniu:

U_u, U_b – energie wewnętrzne (fizyczna i chemiczna) mieszanki i spalin;

I_u, I_b – entalpie (fizyczna i chemiczna) mieszanki i spalin;

T_u, T_b – temperatury stref mieszanki i spalin;

V_u, V_b – objętości chwilowe stref 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} – ciepła dopływające do ścian komory spalania (głowica, tłok, tuleja) ze stref mieszanki i spalin;

G_u, G_b – masy 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} – wartości opałowe mieszanki i spalin;

R_u, R_b – stałe gazowe mieszanki i spalin;

c_{vu}, c_{vb} – pojemności cieplne, molowe mieszanki i spalin przy stałej objętości;

c_{pu}, c_{pb} – pojemności cieplne, molowe 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 dm^3, zabudowany w samochodzie OPEL Astra I (rys. 1). Dane charakteryzujące silnik zestawiono w tabeli (tabela 1).W trakcie badań prowadzonych na hamowni podwoziowej rejestrowano ciśnienie indykowane w funkcji kąta obrotu wału korbowego. System pomiarowy oparto na: przetworniku ciśnienia typu 6121, wzmacniaczu ładunku typu 2613B, znaczniku 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 [5]. Obciążenie silnika zapewniała hamownia podwoziowa typu FLA 203, firmy Bosch.

Rys. 1. Samochód na hamowni. Widoczny zasobnik paliwa
Fig. 1. The car on dynamometer chassis. CNG continer is visible

Tabela 1

Charakterystyczne parametry silnika [1]

Typ	Cztery cylindry w układzie rzędowym
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

Zakres badań stanowiskowych obejmował 5 serii pomiarowych, w których dokonywano zmian kąta wyprzedzenia zapłonu. W pierwszej serii pomiarowej zachowano ustawienia fabryczne sterownika opracowane dla benzyny. W kolejnych seriach zwiększano wyprzedzenie zapłonu odpowiednio o: -6°, -9°, -12° i -15°OWK. W serii dokonywano pomiarów w ustalonych warunkach pracy silnika:

- na biegu jałowym,
- przy podwyższonych obrotach, bez obciążenia (z wyjątkiem serii -15°OWK);
- przy ustalonej prędkości z pełnym obciążeniem.

Zarejestrowane na tym etapie badań przebiegi ciśnienia w funkcji kąta obrotu wału korbowego, zużycie paliwa oraz charakterystyczne temperatury i ciśnienia, stanowiły podstawę do obliczeń modelowych.

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,

- mieszankę 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 dφ obrotu wału korbowego:

➢ bilans energii strefy niespalonej (mieszanki)

$$dQ = dU_u + dI_u + p * dV_u + dQ_{wu} \tag{1}$$

➢ bilans energii frontu spalania

$$dI_u = dI_b + dQ \tag{2}$$

➢ bilans energii strefy spalonej (spalin)

$$dI_b = dU_b + p * dV_b + dQ_{wb} \tag{3}$$

➢ termiczne równania stanu stref

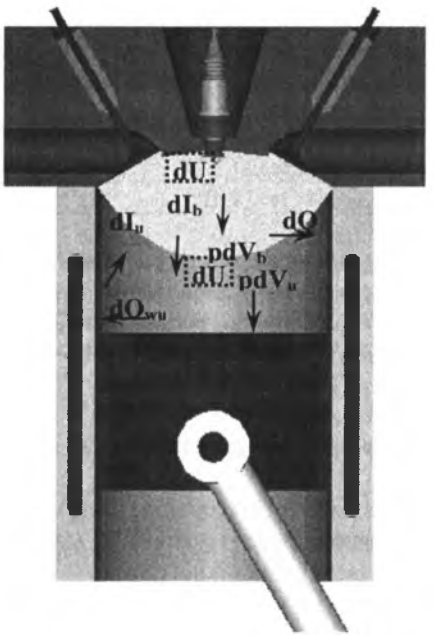
$$p * V_u = G_u * R_u * T_u \tag{4}$$

$$p * V_b = G_b * R_b * T_b \tag{5}$$

➢ równania ilości substancji i objętości

$$G = G_u + G_b \tag{6}$$

$$V_i = V_u + V_b \tag{7}$$



Rys. 2. Składniki bilansu energii w poszczególnych strefach

Fig. 2. Components of energy balance in each zone

➢ stopień wypalenia ładunku

$$x = \frac{G_b}{G} \tag{8}$$

➢ stopień wyzwolenia energii chemicznej zawartej w paliwie

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

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 -φ.

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

$$0 = dU_u + dU_b + p * dV + dQ_w \tag{10}$$

$$dI_b = dU_b + p * dV_b + dQ_{wb} \tag{11}$$

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

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

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

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

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

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 obliczano za pomocą poniższej zależności:

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

4. WYNIKI BADAŃ STANOWISKOWYCH I SYMULACYJNYCH

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

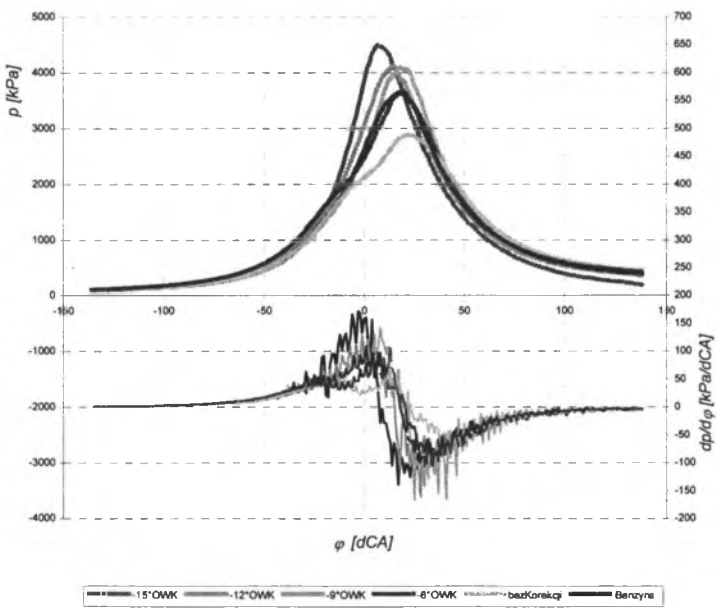
Tabela 2

Zestawienie wyników uzyskanych w całym zakresie badań

Paliwo	Zapłon	n [obr/min]	P_{max} [kPa]	T_{max} [K]	$\Delta\varphi_{sp}$ [°OWK]	t_{sp} [ms]	Udziały wybranych składników spalin			
							CO [%]	CO_2 [%]	O_2 [%]	NO [ppm]
Sprężony gaz ziemny (CNG)	Korekcja −15°OWK	766	614	1869	85	9,24	0,012	9,109	0,398	145,4
		1495	3703	2067	82	4,57	0,012	9,109	0,395	183,5
		2009	4103	2035	86	3,57	0,012	9,109	0,402	184,9
		2517	4425	2047	84	2,78	0,012	9,109	0,394	186,3
	Korekcja −12°OWK	760	656	1793	81	8,88	0,142	8,969	0,471	430,3
		4050	1185	1806	87	1,79	0,012	9,109	0,396	168
		1497	3300	2132	83	4,62	0,012	9,109	0,396	174,8
		2008	3751	2076	82	3,40	0,011	9,109	0,409	180,2
		2520	4611	2118	78	2,58	0,011	9,109	0,408	179,6
	Korekcja −9°OWK	750	662	1830	78	8,66	0,010	9,109	0,418	144,3
		3650	944	1807	94	2,15	0,288	8,813	0,556	648,7
		1490	2795	2143	88	4,92	0,037	9,081	0,422	265,1
		2000	3391	2232	83	3,46	0,044	9,073	0,421	281,8
		2510	4000	2286	79	2,62	0,031	9,088	0,418	250

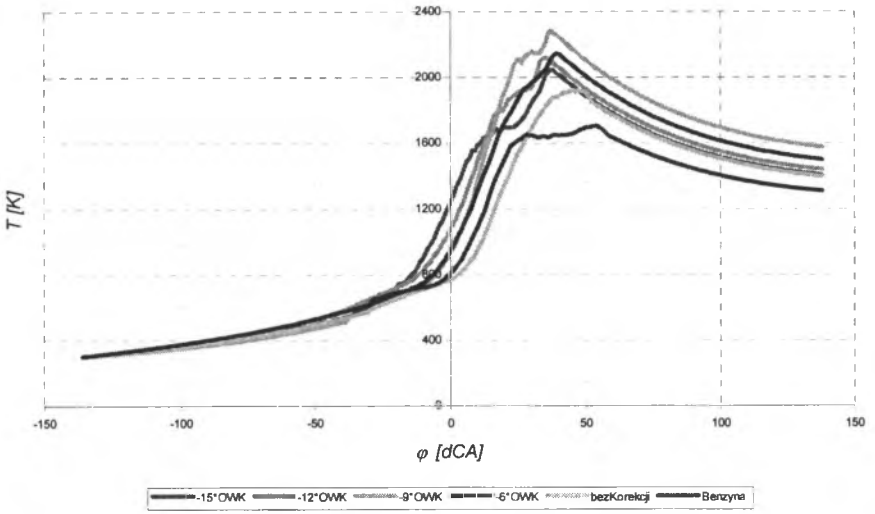
Sprężony gaz ziemny (CNG)	Korekcja –6°OWK	740	632	1647	86	9,68	0,011	9,110	0,395	155,4
		4150	954	1840	96	1,93	0,011	9,110	0,407	148
		1490	2527	2063	86	4,81	0,023	9,096	0,405	221
		2000	3091	2076	82	3,42	0,015	9,102	0,431	201,1
		2510	3699	2146	76	2,52	0,011	9,109	0,402	175,2
	Bez korekcji	880	603	1756	97	9,18	0,017	9,095	0,379	516,9
		4270	955	2077	82	1,60	0,027	9,091	0,424	199,8
		1490	2113	1894	93	5,20	0,015	9,102	0,431	200,5
		2010	2683	1910	82	3,40	0,012	9,110	0,394	176,4
		2510	2798	1921	82	2,72	0,012	9,109	0,395	185,7
Benzyna Pb 95	Bez korekcji	800	918	1621	57	5,94	0,023	12,705	0,000	0,1
		4540	1095	1959	86	1,58	0,088	12,634	0,036	52,8
		1520	3332	1722	86	4,71	0,031	12,697	0,001	5,3
		2020	3647	1762	85	3,51	0,028	12,700	0,000	2,4
		2500	3642	1696	89	2,97	0,027	12,700	0,000	1,4

Podstawowym parametrem pomiarowym w badaniach stanowiskowych było ciśnienie indykowane w komorze spalania. Na wykresie (rys. 3) przedstawiono przebiegi ciśnienia uzyskane dla różnych kątów wyprzedzenia zapłonu przy zasilaniu gazem ziemnym. Ponadto, naniesiono wyniki uzyskane przy zasilaniu benzyną. Obliczono również wartości przyrostów ciśnienia w funkcji kąta obrotu wału korbowego.



Rys. 3. Wykres ciśnienia indykowanego i przyrostów ciśnienia dla pracy silnika przy pełnym obciążeniu z prędkością n=2500 obr/min

Fig. 3. Indicated pressure and current increases dp/dφ in full loaded engine working with n=2500 rpm

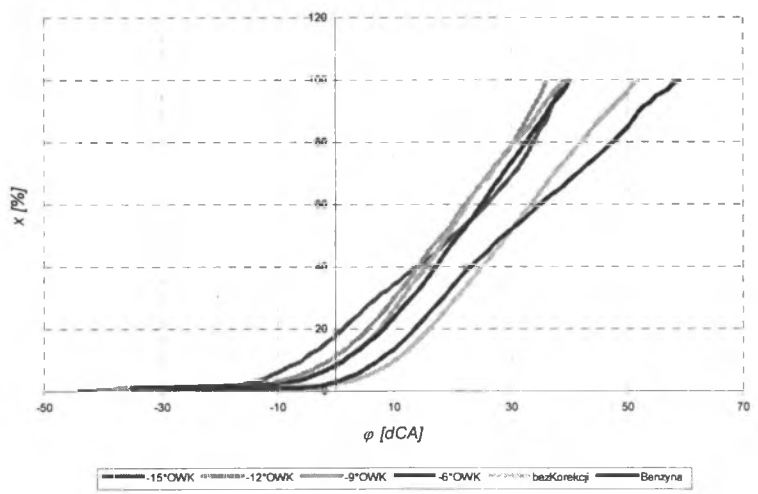


Rys. 4. Wykresy uśrednionej temperatury ładunku T(φ) dla pracy silnika przy pełnym obciążeniu z prędkością n=2500 obr/min

Fig. 4. An average temperature profiles T(φ) in full loaded engine working with n=2500 rpm

Badania symulacyjne, będące uzupełnieniem badań stanowiskowych, pozwoliły na wyznaczenie przebiegów temperatury ładunku zamkniętego w komorze spalania, (rys. 4).

Istotnym, parametrem bezpośrednio odzwierciedlającym rozwój wywiązywania się ciepła w procesie spalania, jest stopień wypalenia ładunku x(φ), (rys. 5).



Rys. 5. Stopień wypalenia ładunku przy pracy silnika z pełnym obciążeniem i prędkości n = 2500 obr/min

Fig. 5. Heat release ratio in full loaded engine working with 2500 rpm

5. WNIOSKI

Wyniki przeprowadzonych analiz można ująć w następujących wnioskach:

1. Zastosowanie gazu ziemnego, jako paliwa w silniku ZI nie wymaga zmian konstrukcji silnika, poza wykonaniem niezbędnych prac adaptacyjnych w obrębie układu zasilania.
2. Korekcja kąta wyprzedzenia zapłonu, w przypadku zasilania CNG, pozwala na uzyskanie przebiegów ciśnienia indykowanego zbliżonych do tych, które obrazują spalanie benzyny (rys. 3).
3. Poziom średniej temperatury gazów wewnątrz komory przy spalaniu gazu ziemnego jest wyższy w stosunku do temperatur towarzyszących spalaniu benzyny. Znaczący wpływ wywołuje tu zmiana kąta wyprzedzenia zapłonu (rys. 4).
4. Analiza stopnia wypalenia ładunku w funkcji położenia wału korbowego (rys. 5) pozwala stwierdzić, że mieszanka powietrza z gazem ziemnym spala się gwałtowniej niż mieszanka powietrza z benzyną. Ponadto, proces spalania gazu ziemnego skraca się wraz ze wzrostem prędkości obrotowej przy pełnym obciążeniu.
5. Przedstawione w tabeli 2 udziały składników spalin dotyczą spalin w kolektorze wydechowym, przed katalizatorem. Obliczenia symulacyjne potwierdziły niższą zawartość CO_2 po spaleniu gazu ziemnego. Wyższa jest natomiast zawartość NO, co jest wynikiem wyższych temperatur występujących w czasie procesu spalania.

Literatura

1. Etzold H. R.: Opel Astra. Sam naprawiam samochód. WKŁ, 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. Zeszyty Naukowe 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. Materiały firmy NATIONAL INSTRUMENTS – The Measurement and Automation Catalog, Austin TX, U.S. 2002.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Sławomir Luft

Artykuł stanowi sprawozdanie z realizacji pracy: BW-489/RT2/2007