

Grzegorz KUBICA

WPLYW SYSTEMU ZASILANIA I RODZAJU PALIWA NA BILANS CIEPLNY SILNIKA ZI W FAZIE NAGRZEWANIA

Streszczenie. W opracowaniu przedstawiono wyniki badania wpływu sposobu zasilania i rodzaju paliwa na bilans cieplny silnika ZI. Przeprowadzone badania obejmują pomiar temperatury cieczy chłodzącej w czasie nagrzewania silnika oraz szczegółową analizę przemian termodynamicznych zachodzących w zamkniętej komorze spalania. Analizy składników bilansu energii dokonano wykorzystując program o nazwie „EnComOne”, który realizuje założenia matematycznego modelu jednostrefowego. 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 INFLUENCE OF FEEDING SYSTEM AND FUEL KIND ON THERMAL BALANCE IN SI ENGINE DURING WARM

Summary. The results of research an influence of feeding system and fuel kind on thermal balance in SI engine, are presented in this paper. The tests leaded are included measurement results of cooling fuel temperature during warm, as well as the detailed analysis of thermodynamic processes inside closed chamber. The aplication “EnComOne”, 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

Pomimo wielu podobieństw cechujących spalanie benzyny i paliwa gazowego (LPG) w silnikach ZI, istnieje również szereg różnic, które mają wpływ na eksploatację oraz na skład emitowanych spalin silnika zasilanego alternatywnie. Jedna z istotnych różnic dotyczy procesu tworzenia mieszanki i wynika ze stanu skupienia paliwa na tym etapie. Wiąże się to bezpośrednio z działaniem układu zasilania.

Paliwo bazowe, benzyna, we wszystkich stosowanych układach zasilania pozostaje w fazie ciekłej aż do momentu zassania ładunku do cylindra silnika. Przemiana fazowa może być już inicjowana w kanałach dolotowych, ale generalnie zachodzi wewnątrz cylindra. Paliwa gazowe (w tym LPG) w powszechnie stosowanych układach mieszalnikowych, czy

nadciśnieniowych, w czasie tworzenia mieszanki palnej są już w fazie gazowej. Przemiana fazowa zachodzi w parowniku, poza silnikiem.

Wobec powyższego, zasadniczym celem opracowania pozostaje próba określenia wpływu, jaki wywierają te różnice: w pierwszej kolejności na elementarne przemiany termodynamiczne zachodzące wewnątrz komory spalania, a docelowo na bilans cieplny całego silnika. W tym celu dokonano porównania szybkości przyrostu temperatury cieczy chłodzącej w fazie nagrzewania silnika zasilanego benzyną i paliwem gazowym. Dodatkowo szczegółowej analizie poddano procesy zachodzące w zamkniętej komorze spalania (sprężanie, spalanie i rozprężanie) w takich samych warunkach pracy silnika, jak przebiegała faza nagrzewania.

2. PROCEDURY POMIAROWE I OBIEKT BADAŃ

Podstawowym parametrem pomiarowym jest:

- **temperatura cieczy chłodzącej w czasie nagrzewania silnika**, dodatkowo zmierzono:
- temperaturę powietrza w układzie dolotowym,
- temperaturę otoczenia,
- temperaturę spalin w kolektorze wydechowym (2 punkty).

Badania przeprowadzono na silniku X16SZR w samochodzie Opel Astra [1]. Silnik o poj. 1,6 dm³ rozgrzewano na biegu jałowym – 800 obr/min i przy prędkości 3000 obr/min. Pomiary wykonano dla dwóch rodzajów paliwa, a tym samym, dwóch systemów zasilania:

- benzyna bezołowiowa (Pb 95), wtrysk jednopunktowy typu Multec;
- LPG, nadciśnieniowy system sekwencyjnego zasilania paliwem w fazie gazowej.

Do analizy procesów zachodzących w zamkniętej komorze spalania wykorzystano jednostrefowy model matematyczny zapisany w aplikacji „EnComOne” [2,5] oraz wyniki wcześniejszych etapów badań przeprowadzonych na tym obiekcie [3].

3. ANALIZA PROCESÓW ZACHODZĄCYCH W ZAMKNIĘTEJ KOMORZE SPALANIA

Do analizy wybrano te stany pracy silnika, w których następowało nagrzewanie silnika, tzn. praca bez obciążenia na biegu jałowym i przy podwyższonych obrotach, dla dwóch wybranych paliw.

Obliczenia wykonano w programie symulacyjnym „EnComOne”, który oprócz podstawowych parametrów (ciśnienie $p(\varphi)$, temperatura $T(\varphi)$, wypalenie ładunku $x(\varphi)$) pozwala również wyznaczyć sprawność cieplną obiegu, oraz porcje energii wszystkich składników bilansu, w który wchodzi:

- energia wywiązana w procesie spalania dQ ;
- ciepło oddane do ścian komory spalania dQ_w ;
- entalpia ładunku i spalin dI ;
- praca wykonana nad tłokiem dL .

Bilans energii w komorze spalania wyraża następujące równanie:

$$dQ - dI - dQ_w - dL = 0 \quad (1)$$

Po podstawieniu funkcji składowych równanie bilansowe przybiera następującą postać:

$$G * W_d * dx - G * dc_v(T) * dT - \int_{\varphi_0}^{\varphi} \alpha(\varphi) * A(\varphi) * [T(\varphi) - T_{sc}] d\varphi - dp(\varphi) * dV(\varphi) = 0 \quad (2)$$

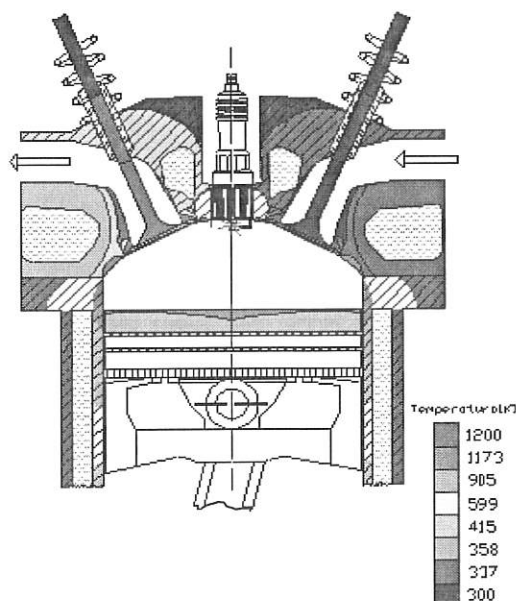
gdzie:

- G – ilość ładunku;
- W_d – wartość opałowa mieszanki;
- $dc_v(T)$ – elementarna zmiana ciepła właściwego ładunku;
- $\alpha(\varphi)$ – funkcja współczynnika przejmowania ciepła;
- $A(\varphi)$ – funkcja opisująca powierzchnię komory spalania;
- T_{sc} – średnia temperatura ścian komory spalania;
- $dV(\varphi)$ – elementarna zmiana objętości komory spalania;
- φ – kąt obrotu wału korbowego.

W równaniu (2) występują dwie niewiadome: p i T , dlatego należy skorzystać z równania z równania stanu gazu aby wyeliminować ciśnienie p :

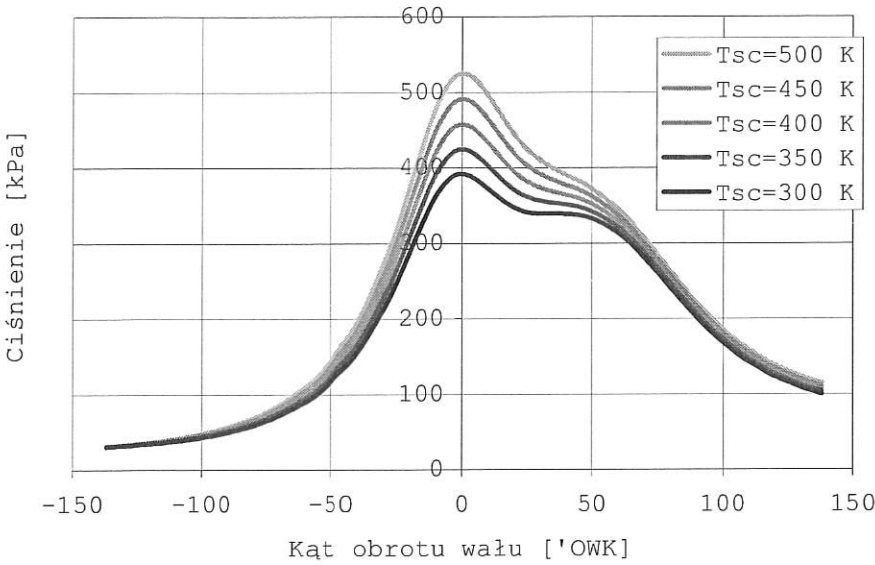
$$p = \frac{G * R * T}{V} \quad (3)$$

W czasie nagrzewania silnika zmianom ulegają przede wszystkim temperatury ścianek elementów komory spalania. Na rysunku (rys.1) przedstawiono przykładowy rozkład pól temperatur w cylindrze badanego silnika przy zasilaniu LPG [4]. W wykorzystywanym modelu matematycznym otoczenie jest opisywane za pomocą średniej temperatury ścian T_{sc} . Wpływ zmian wartości na przebiegi $p(\varphi)$ i $T(\varphi)$, przedstawiono na dalszych rysunkach (rys. 2 i 3).

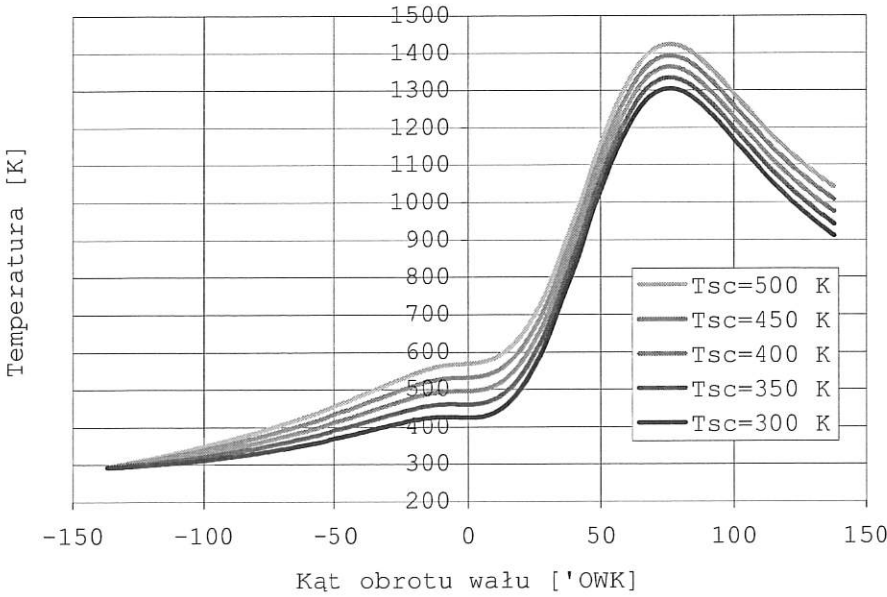


Rys. 1. Rozkład pól temperatur ścianek komory spalania w badanym silniku zasilanym LPG w czasie pracy z $n=800$ obr/min [4]

Fig. 1. Walls chamber temperature profile in tested engine fueled by LPG, $n=800$ rpm [4]

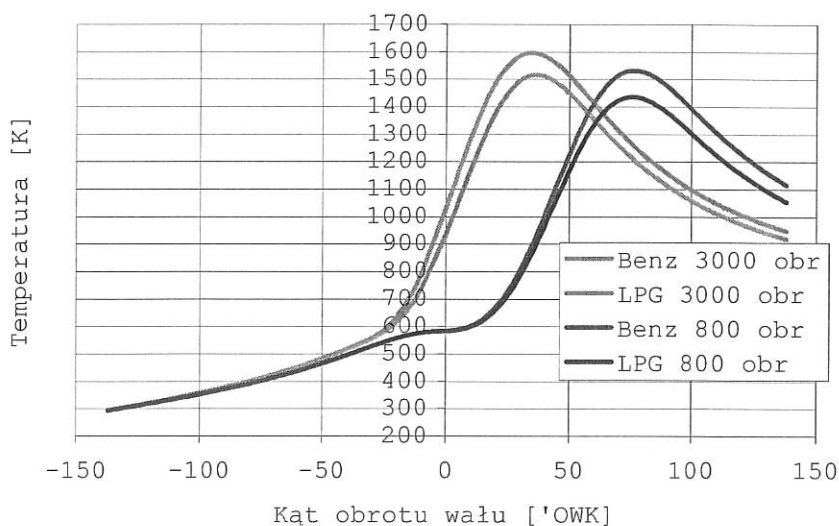


Rys. 2. Wpływ temperatury ścian komory spalania na przebieg ciśnienia indykowanego
Fig. 2. An influence of average wall chamber temperature on indicated pressure



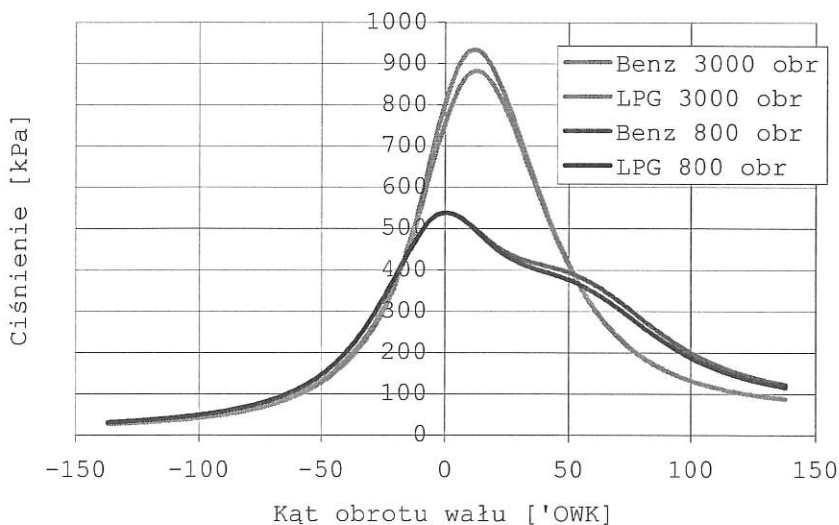
Rys. 3. Wpływ temperatury ścian komory spalania na przebieg temperatury w cylindrze
Fig. 3. An influence of average wall chamber temperature on temperature of gases inside cylinder

Aby zaobserwować różnice w kształtowaniu temperatury i ciśnienie jakie powodują zmiana rodzaju paliwa i systemu zasilania porównano ze sobą wyniki obliczeń w badanych stanach pracy i przedstawiono na wykresach (rys.4 i 5).



Rys. 4. Przebiegi zmian temperatury w komorze spalania w badanych stanach pracy

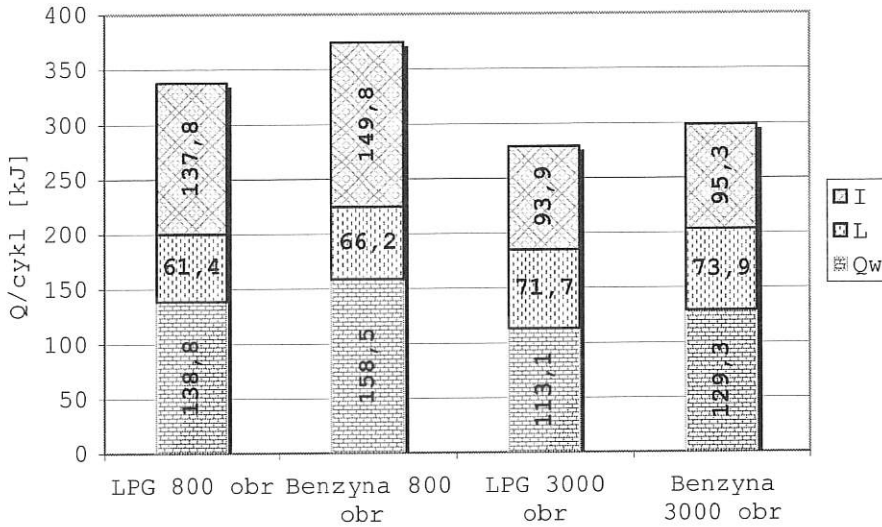
Fig. 4. Profiles of temperature inside cylinder for choosed working conditions



Rys. 5. Przebiegi zmian ciśnienia indykowanego w badanych stanach pracy

Fig. 5. Profiles of indicated pressure for choosed working conditions

Z powyższych zestawień wynika, że najistotniejsze różnice widoczne są w tym obszarze gdzie zachodzi proces spalania. Przy zasilaniu benzyną, we wszystkich przypadkach uzyskano wyższe wartości maksymalne ciśnienia i temperatury ładunku niż przy zasilaniu LPG. Dalsza, szczegółowa analiza pozwoliła ustalić dokładnie wielkość porcji energii biorących udział w tych procesach oraz kierunki jej przepływu (rys.6).



Rys. 6. Udziały składników bilansu energii w komorze spalania w analizowanych stanach pracy silnika
Fig. 6. The composition of the thermal balance inside chamber in tested working conditions

4. SZYBKOŚĆ PRZYROSTU TEMPERATURY CIECZY CHŁODZĄCEJ W FAZIE NAGRZEWANIA SILNIKA

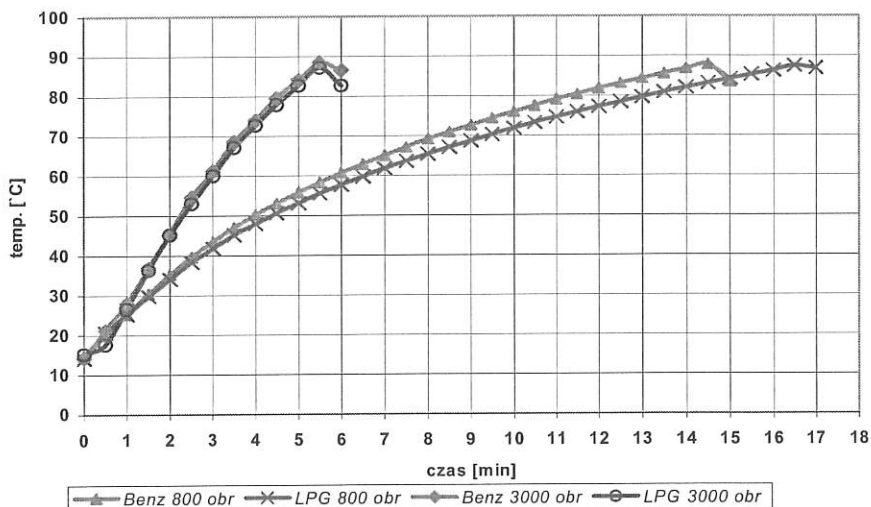
Badania wykonywano w zakresie nagrzewania cieczy chłodzącej w tzw. małym obiegu, czyli do momentu otwarcia się termostatu. Moment ten jest łatwy do uchwycenia, ponieważ w chwili otwarcia następuje spadek temperatury wskutek napływu zimnej cieczy od strony chłodnicy. Po każdym pomiarze następowała przerwa, aż do momentu całkowitego wystygnięcia silnika, tj. do uzyskania przez ciecz chłodzącą silnika temperatury otoczenia. Aby zapewnić powtarzalność eksperymentu, badania przeprowadzono w specjalnym pomieszczeniu, co gwarantowało stabilność warunków otoczenia.

Do pomiaru temperatury cieczy chłodzącej wykorzystano termistor zamontowany w ścianie kolektora dolotowego. Zmierzone wartości rezystancji przeliczono wg charakterystyki termistora, którą opisuje następujące równanie [9]:

$$T = -28,294 \cdot \ln(R) + 240 \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (4)$$

gdzie: R – rezystancja [Ω].

Uzyskano następujące wyniki pomiaru szybkości przyrostu temperatury cieczy chłodzącej w badanych stanach pracy silnika (rys.7)



Rys. 7. Wyniki pomiaru temperatury cieczy chłodzącej w różnych warunkach pracy silnika
Fig. 7. The results of measurement of cooling fluid temperature for choosed working conditions

W trakcie pomiarów dokonano także rejestracji kilku innych wielkości charakteryzujących badany stan pracy silnika, które zostały wykorzystane w analizie wykonanej przy pomocy aplikacji „EnComOne” lub będą wykorzystane w dalszych badaniach. Dane uzupełniające przedstawiono w tabeli 1.

Tabela 1

Dane uzupełniające pomiary w badanych stanach pracy silnika

		Temp. powietrza w układzie dolotowym [°C]	Temp. otoczenia [°C]	Temp. spalin [°C]		Czas nagrzewania t_n [min:sek]
				T_{s1}	T_{s2}	
n = 800 obr	Pł 95	20,01	17	321,5	301,9	14:20
	LPG	18,13	16	299,3	293,8	17:31
n = 3000 obr	Pł 95	18,05	16	459,8	449,8	5:13
	LPG	19,92	17	447,4	441,2	5:28

5. WNIOSKI

Podsumowując przebieg badań i uzyskane wyniki można sformułować następujące podstawowe wnioski:

1. Czas nagrzewania silnika jest krótszy przy zasilaniu benzyną (tabela 1) w obydwu badanych stanach pracy silnika. Świadczy to o bardziej intensywnym strumieniu energii przejmowanej przez układ chłodzenia.
2. Szczegółowa analiza przemian w komorze spalania wykazała, że ilość energii przekazywanej do ścian komory spalania jest wprost proporcjonalna do całkowitej ilości energii wywiązanej w czasie spalania ładunku. W badanym bilansie energetycznym jej udział wynosił średnio $41\div 43\%$, niezależnie od rodzaju paliwa (rys.6).
3. Wyniki analizy przemian energetycznych wewnątrz cylindra zostały potwierdzone wynikami pomiarów szybkości nagrzewania silnika, które wykazały, że intensywność nagrzewania uzależniona jest od ilości energii wywiązanej w procesie spalania.
4. Istotnymi parametrami wywierającymi wpływ na ogólny bilans energii silnika są: sprawność napełniania i wartość opałowa paliwa, ze względu na to, że determinują całkowitą ilość energii dostarczoną na cykl/cylinder.

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. Ryś M.: Badanie procesu spalania w silniku samochodu OPEL ASTRA 1.6 zasilanego benzyną i LPG. Praca dyplomowa inżynierska, Politechnika Śląska, Tychy 2005.
4. Pijaj M.: Wpływ rodzaju paliwa na obciążenia cieplne komory spalania. Praca dyplomowa magisterska, Politechnika Śląska, Katowice 2005.
5. Kubica G.: Silnik gazowy zasilany wtryskowo – studium analityczne. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, z.30 Transport, Gliwice 1998.
6. Kowalewicz A.: Systemy spalania szybkoobrotowych tłokowych silników spalinowych. WKŁ, Warszawa 1980.
7. Maćkowski J.: Obliczenia cieplne silników spalinowych zasilanych paliwami alternatywnymi jedno- i wieloskładnikowymi. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1989.
8. Jaskólski J., Budzik G.: Stacjonarny przepływ ciepła w tłoku silnika spalinowego. Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków 2003.
9. Materiały firmy BOSCH – Sensoren Katalog, Stuttgart, Germany 1997.

Recenzent: Prof. zw.dr hab. inż. Bronisław Sendyka