THE MATHEMATICAL MODELLING OF LIQUID'S FUEL DOSE FOR SLOWROTATION DIESEL ENGINES

Aleksandra Wawro, Stefan Postrzednik
Politechnika Śląska
Instytut Techniki Cieplnej
44-100 Gliwice, Ul. Konarskiego 22
tel.: (+4832) 2371332 fax.: (+4832) 2372872
e-mail: wawro@itc.polsl.pl

Abstract

The knowledge about the thermodynamic parameters' change during the fuel's dose combustion for burning room of internal combustion engine is very important for engine's design. There has been made the analysis of temperature and pressure for different steps of fuel combustion in cylinder for every conversion degree. The presented calculations are carrying out for engines that are with Diesel cycles working. The paper has been shown the differences between the analysis for two models of gas: ideal gas (c_p = idem) and semi ideal gas
(c_p = f(T)). There has been presented the combustion temperature course for different air ratio, too. The results of calculations have been shown with diagrams.

MATEMATYCZNE MODELOWANIE PROCESU WYPALANIA DAWKI PALIWA CIEKŁEGO W WOLNOOBROTOWYCH SILNIKACH WYSOKOPRĘŻNYCH

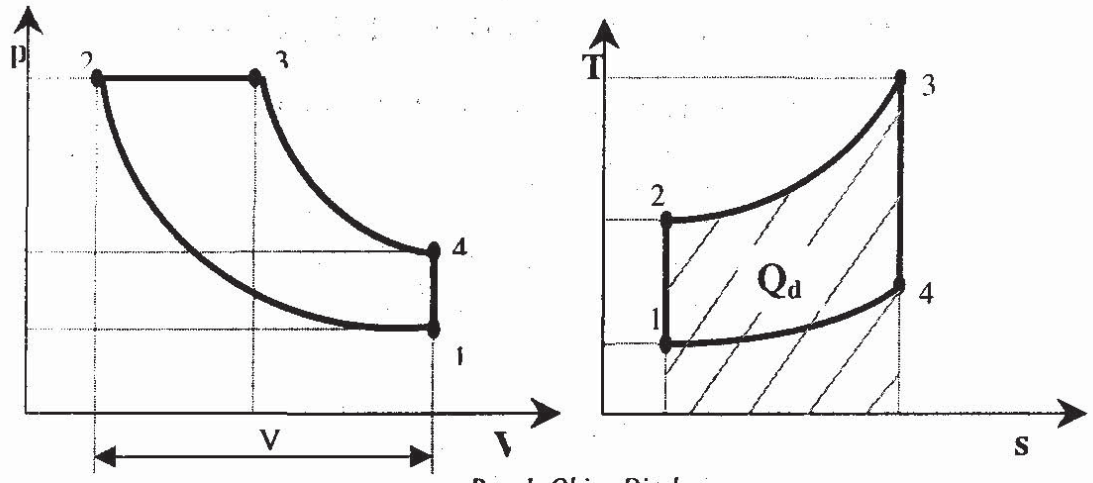
Streszczenie

Znajomość przebiegu zmian poszczególnych parametrów termodynamicznych w komorze spalania tłokowego silnika spalinowego podczas wypalania dawki paliwa stanowi istotny krok w konstruowaniu samego silnika. W artykule dokonano analizy zmian temperatury oraz ciśnienia panującego w cylindrze w poszczególnych etapach wypalania paliwa ciekłego przy uwzględnieniu stopnia konwersji paliwa. Wykonane obliczenia sporządzono dla silników działających zgodnie z obiegiem Diesla. Przedstawiono tu różnice powstałe w wyniku analizy dwóch modeli gazów: modelu gazu doskonałego (c_p = idem) oraz półdoskonałego (c_p = f(T)). Ponadto, dla lepszego uwidocznienia przedziału zmienności temperatur, analizę numeryczną sporządzono dla różnych wartości stosunku nadmiaru powietrza λ. Wyniki obliczeń zilustrowano graficznie.

1. Wprowadzenie

Parametry termodynamiczne panujące w cylindrach tłokowego silnika spalinowego, podczas jego pracy, ulegają ciągłym, dynamicznym zmianom. Zmiany te związane są z generacją ciepła podczas wypalanie dawki wtryskiwanego paliwa. Wstępny przebieg zmienności parametrów takich jak temperatura czy też ciśnienie czynnika znajdującego się w danym momencie w komorze spalania można oszacować na podstawie obliczeń bazujących na obiegach porównawczych tłokowych silników spalinowych. W przypadku wolnoobrotowych silników wysokoprężnych analizowanym obiegiem jest obieg Diesla (rys.1), gdzie proces spalania paliwa zachodzi tylko podczas przemiany izobarycznej. W obiegu tym sprężanie i kompresja mieszanki od parametrów otoczenia do momentu, gdy nastąpi początek spalania, przebiega zgodnie z krzywą przemiany izentropowej. Podobnie charakter adiabaty odwracalnej ma rozprężanie gazów spalinowych. Przemianą zamykającą obieg jest tu, podobnie jak we wszystkich pozostałych obiegach porównawczych tłokowych

silników spalinowych, izochora. Uzyskane na podstawie analizy obiegu porównawczego obliczenia nie obrazują jednak rzeczywistego przebiegu wypalania paliwa – charakteryzują one jedynie wstępnie przebieg krzywych zmian parametrów termodynamicznych oraz określają ich przedział zmienności.



Rys. 1. Obieg Diesla
Fig. 1. Diesel cycle

Zmienność tychże parametrów jest jednocześnie silnie powiązana ze zmianami stopnia konwersji paliwa U. Ten bezwymiarowy parametr określany jest zależnością:

$$U = \frac{\Delta m_p}{m_{p,0}} = \frac{m_{p,o} - m_p}{m_{p,0}} = 1 - \frac{m_p}{m_{p,0}} \tag{1}$$

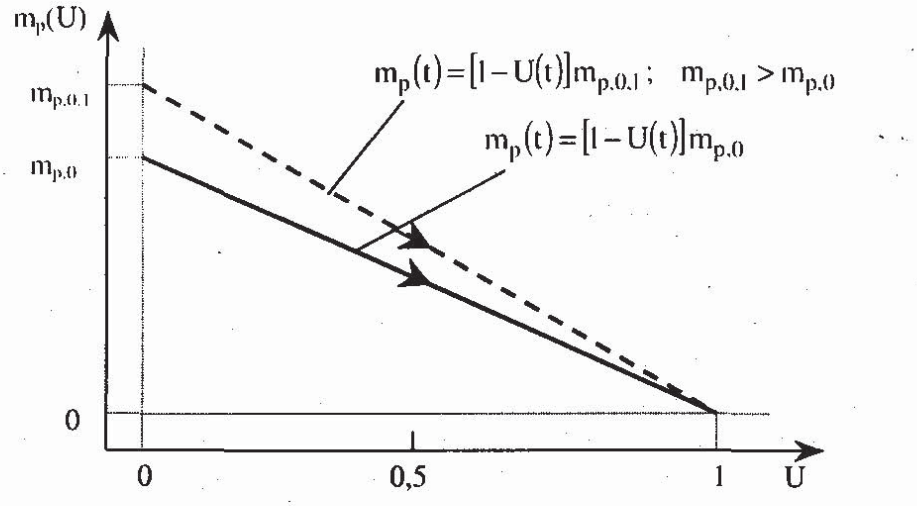
i zawiera się w zakresie:

$$0 \le U \le 1 \tag{2}$$

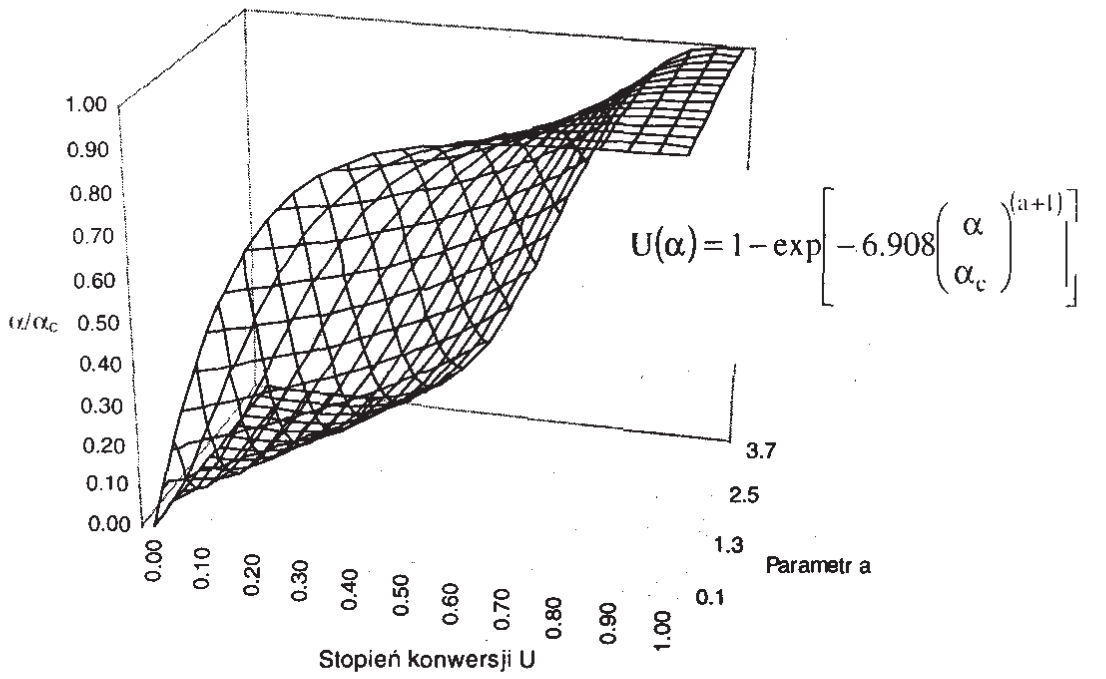
Znając, zatem aktualny stopień konwersji paliwa można określić chwilową masę pozostałego do wypalenia paliwa:

$$m_p(U) = (1 - U)m_{p,0} \tag{3}$$

Stopień konwersji paliwa dla silników spalinowych określany jest przy pomocy zależności funkcyjnej Vibe'go, która została zilustrowana na rys.3.



Rys. 2 Chwilowa masa paliwa
Fig. 2. Actually fuel mass



Rys. 3. Funkcja Vibe'go
Fig. 3. Vibe's function

2. Model matematyczny procesu wypalania dawki paliwa ciekłego

Przebieg zmian parametrów termodynamicznych (temperatura i ciśnienie) jest silnie uzależniony od charakteru przemiany, podczas której zachodzi proces wypalania dawki paliwa. Dal wolnoobrotowych silników wysokoprężnych przemiana ta ma charakter izobaryczny, a zatem ilość dostarczonego do układu ciepła można określić zależnością:

$$Q_d = m_{cz}\, c_p \left(T_3 - T_2\right) \tag{4}$$

W przypadku, gdy analizie podlega obieg oparty na przemianach gazów doskonałych, wówczas wartość ciepła właściwego czynnika jest uzależniona jedynie od składu elementarnego czynnika obiegu. Natomiast, gdy rozpatrywany obieg analizowany jest w aspekcie modelu gazów półdoskonałych wówczas wartość ciepła właściwego jest ściśle związana z temperaturą czynnika. W poniższej analizie przedstawione zostaną m.in. różnice, jakie powstają w wyniku zastosowania tych dwóch różnych modeli gazów. Dla uproszczenia procesu obliczeniowego wstępnie przyjęte zostanie założenie spalania całkowitego i zupełnego, a zatem charakteryzującego się całkowitym brakiem substancji palnych (stałych i gazowych) w gazach spalinowych. W wyniku tych założeń w spalinach rozpatruje się tylko obecność azotu, tlenu, dwutlenku węgla i pary wodnej. Molowe ciepło właściwe czynnika powstającego w wyniku wypalania paliwa wyznacza się korzystając z zależności wiążącej molowe ciepła właściwe substancji przy stałej objętości i ciśnieniu oraz uniwersalną stałą gazową MR:

$$\left(Mc_p\right) = \left(Mc_v\right) + MR \tag{5}$$

Molowe ciepło właściwe przy stałej objętości Mc_v wyznacza się za pomocą funkcji wielomianowej:

$$\left(Mc_v\right)_i = a_0 + a_1 T + a_2 T^2 + a_3 T^3 \tag{6}$$

gdzie indeks i oznacza i-ty składnik gazu. Wartości poszczególnych współczynników a_i wyznaczono na podstawie tablic termodynamicznych i przedstawiono w tabeli 1.

Tabela 1. Wartości współczynników a_i
Table 1. The value of a_i factors

gaz	a_0	a_1	a_2	$a_{3...}$
O_2	1.9287091749E+01	4.42556999472E-03	6.47739035461E-07	1.74523887236E-13
N_2	2.0455557376E+01	3.58623777132E-04	1.34259395002E-06	-3.0473672036E-10
H_2O	2.4100440936E+01	1.40347387848E-03	2.52301903884E-06	-5.3542125697E-10
CO_2	1.6151789361E+01	2.60347143513E-02	8.77393136060E-06	1.12506471959E-09

Wartość Mc_v dla całej mieszaniny określa się sumując odpowiednio:

$$(Mc_v) = \sum_i z_i (Mc_v)_i \tag{7}$$

Analizowany w modelu czynnik roboczy jest mieszaniną powietrza i wypalonego w tymże powietrzu paliwa. A zatem ilość czynnika wyraża się następująco:

$$m_{cz} = m_a + U m_p \tag{8}$$

Zarówno masę powietrza m_a wymaganego do spalania jak i dawkę spalanego paliwa m_p można wyznaczyć korzystając z układu równań stechiometrii spalania:

$$n'_C = \frac{c}{12} \tag{9}$$

$$n'_{N_2} = \frac{n}{28} \tag{10}$$

$$n'_{O_2} = \frac{o}{32} \tag{11}$$

$$n_{a,min} = \frac{n'_C + 0.5 n'_{N_2} - n'_{O_2}}{0.21} \tag{12}$$

a zatem rzeczywista ilość powietrza zużytego w procesie spalania:

$$n'_a = \lambda n_{a,min} \tag{13}$$

Dawkę wypalanego paliwa można wyrazić zależnością:

$$m_p = \frac{0.21 n'_a + 0.5 X_{z,a} n'_a}{\lambda\left(n'_C + 0.5 n'_{N_2} - n'_{O_2}\right)} \tag{14}$$

gdzie $X_{z,a}$ oznacza wilgotność względną powietrza.

Aktualne parametry termodynamiczne panujące w komorze spalania wyznacza się dla wyznaczonego z równań stechiometrii (produktów) składu medium sporządzając bilans energii obejmujący początek procesu (punkt 2 na obiegu) i aktualny moment procesu (wyznaczany w zależności od stopnia konwersji paliwa U). A zatem można zapisać:

$$Q_d = m_{cz} c_p (T_U - T_2) \tag{15}$$

Z drugiej zaś strony ciepło doprowadzone można także opisać zależnością wykorzystującą wartość opałową paliwa W_d:

$$Q_d = U m_p W_d \tag{16}$$

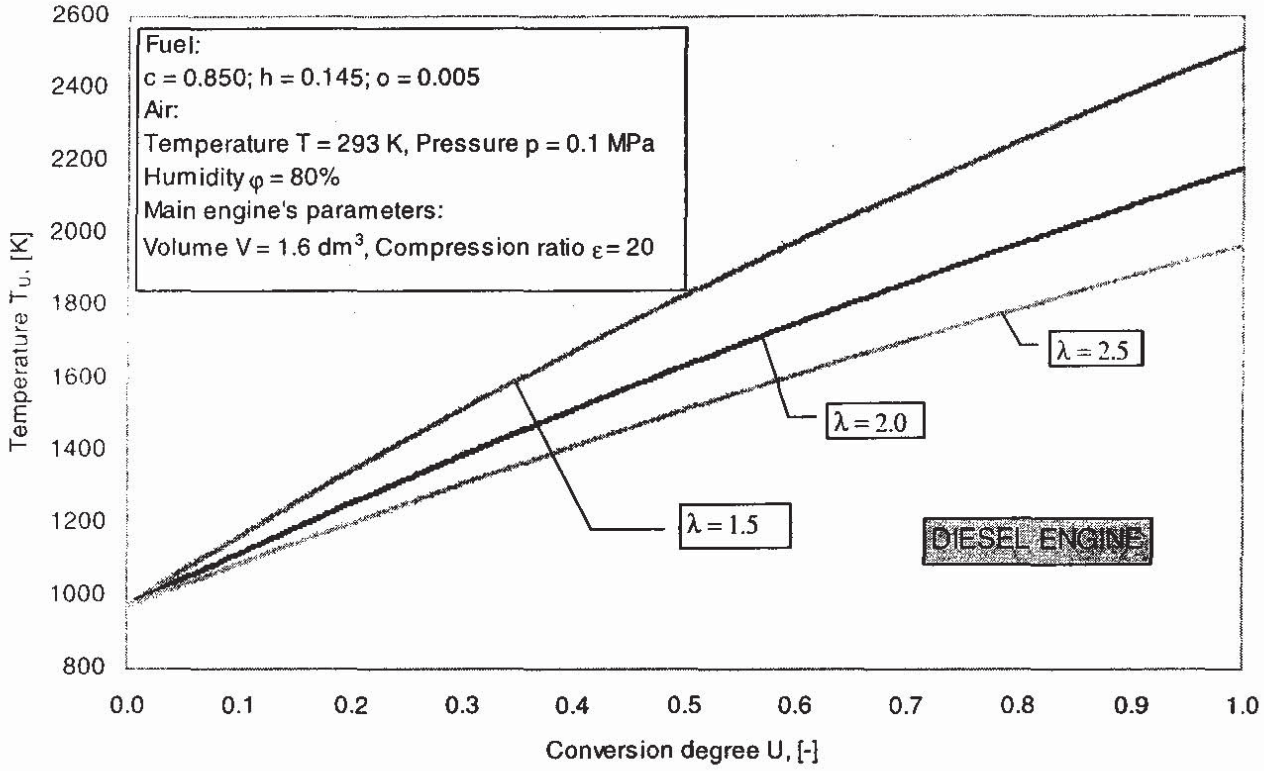
A zatem korzystając z powyższych zależności można wyznaczyć chwilową temperaturę procesu spalania paliwa:

$$T_U = \frac{U m_p W_d}{m_{cz} c_p} + T_2 \tag{17}$$

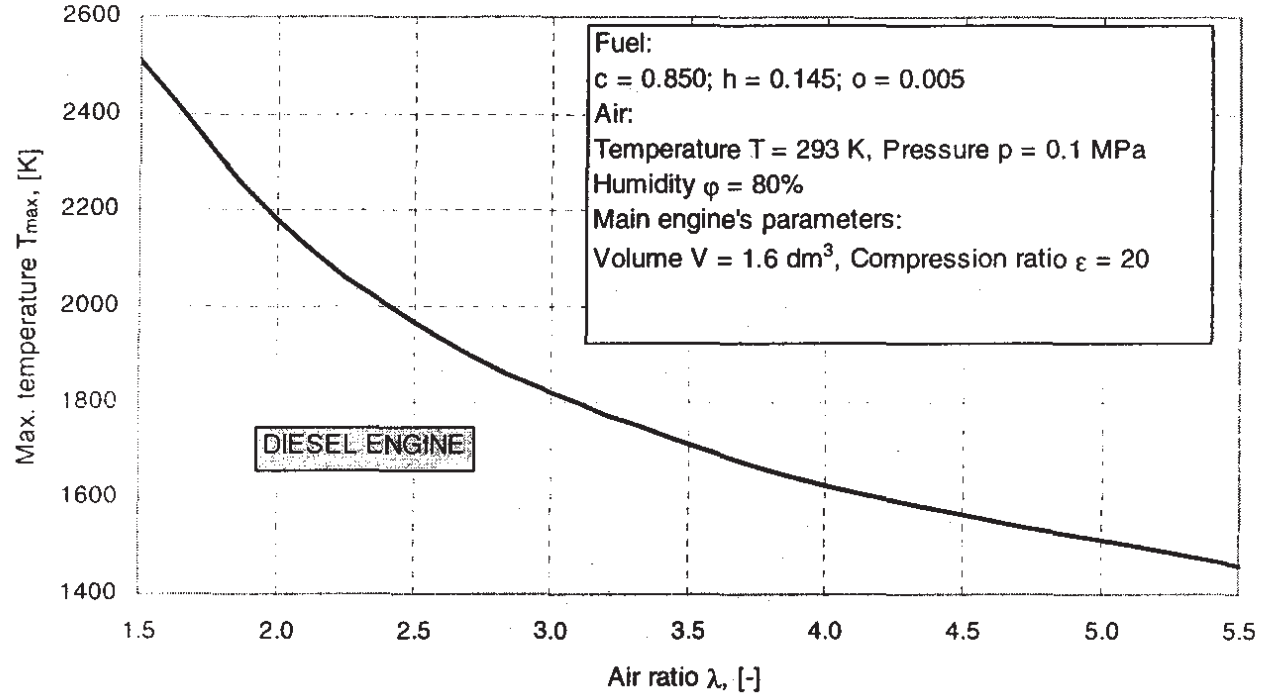
Ciśnienie zaś podczas spalania w przypadku silników działających zgodnie z obiegiem Diesla jest stałe. Jego wartość można wyznaczyć korzystając z równania stanu obowiązującego zarówno dla gazów doskonałych jak i półdoskonałych.

3. Analiza obliczeń numerycznych

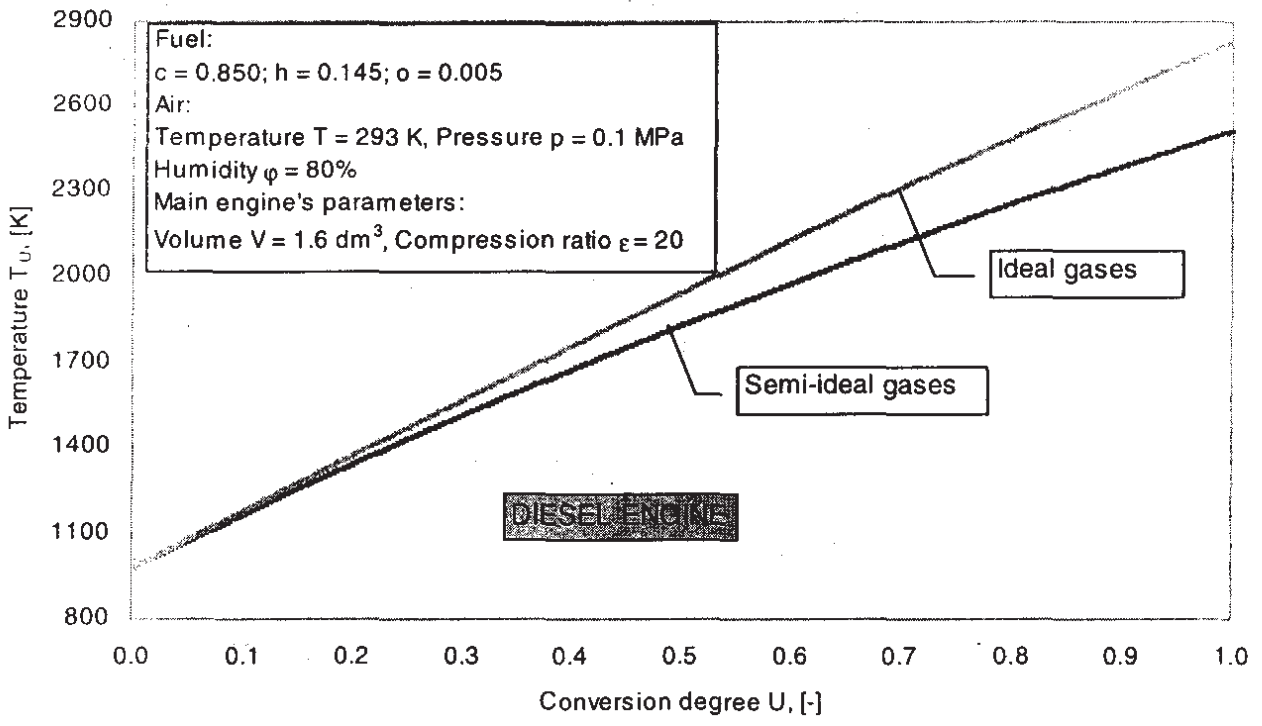
Przebieg zmian temperatur podczas wypalania dawki paliwa ciekłego w wolnoobrotowym silniku wysokoprężnym w zależności od aktualnego obciążenia silnika (wyrażonego pośrednio poprzez stosunek nadmiaru powietrza λ) przedstawiono na rysunku 4. Kolejna rycina ilustruje wpływ tegoż właśnie parametru na temperatury maksymalne uzyskiwane w komorze. Widać tu (rys. 4 i 5), że podczas pracy silnika w zakresie najczęściej występujących obciążeń w typowych silnikach wysokoprężnych (gdy λ mieści się w przedziale 1.5 ... 2.5) temperatury w komorze są znacznie wyższe aniżeli w przypadku biegu luzem kiedy to stosunek nadmiaru powietrza oscyluje w granicach 5 ... 7. Można zauważyć, że krzywa $T_{max}=f(\lambda)$ ma charakter hiperboliczny. Na ilustracji 6 przedstawiono natomiast wpływ przyjętego modelu gazu (gaz doskonały lub półdoskonały) na zakres panujących w komorze temperatur.



Rys. 4. Przebieg zmienności temperatur spalania jako funkcja stosunku nadmiaru powietrza λ
Fig. 4. The combustion's temperature course as a air ratio λ function



Rys. 5. Maksymalna temperatura spalania jako funkcja stosunku nadmiaru powietrza λ
Fig. 5. The max. combustion temperature as a air ratio λ function



Rys. 6. Wpływ zastosowanego modelu gazu na temperaturę spalania (dla λ=1.5)
Fig. 6. The temperature course for different gases models (for λ=1.5)

Ze względu na analogię wyników przebieg zmienności temperatur w zależności od modelu gazu został przedstawiony tylko dla λ=1.5. W przypadku pozostałych wartości stosunku nadmiaru powietrza, dla których wykonano obliczenia uzyskiwane wyniki są podobne – różnica pomiędzy wartościami temperatur maksymalnych dla tych przypadków waha się w przedziale 250-400K.

4. Podsumowanie

Dokonana analiza pozwala wywnioskować iż temperatura procesu zależy bezpośrednio od przyjętego stosunku nadmiaru powietrza, a co za tym idzie i od aktualnego obciążenia silnika. Z kolei temperatura ta przekłada się bezpośrednio na toksyczność gazów spalinowych, gdyż jak wiadomo zbyt duże obniżenie temperatury spalania powoduje wzrost m.in. emisji węglowodorów alifatycznych i aromatycznych. Z drugiej strony zastosowany model przebiegu wypalania paliwa jest modelem ściśle teoretycznym, nie uwzględniającym m.in. wymiany ciepła pomiędzy czynnikiem gazowym a płynem chłodzącym omywającym w płaszczu wodnym cylindry czy też bezpośrednio pomiędzy omawianym medium a denkiem tłoka. Ponadto w algorytmie numerycznym wykorzystano uproszczony model spalania całkowitego i zupełnego co umożliwiło wykonanie zaledwie wstępnej analizy obliczeniowej. W przypadku spalania w silnikach wysokoprężnych kolejnym krokiem jest dokonanie obliczeń dla w przybliżeniu rzeczywistych warunków procesu uwzględniających powstawanie zarówno stałych (sadza) jak i gazowych palnych składników spalin.

Jak wykazano niebagatelny wpływ na temperatury uzyskiwane w procesie spalania ma przyjęty model gazu. Różnica 300K pomiędzy wartościami temperatur maksymalnych procesu (tj. ponad 10%) dla tych dwóch modeli gazów wskazuje iż do dalszych analiz należy przyjąć bliższy modelowi gazu rzeczywistego model gazu półdoskonałego. Dopiero tak sporządzone obliczenia pozwolą na uzyskanie rzeczywistego przebiegu zmian parametrów w komorze spalania silnika spalinowego.

Literatura

[1] Praca zbiorowa *Encyklopedia popularna PWN*, Warszawa, 1988

[2] Szargut J.: *Termodynamika techniczna*, PWN, Warszawa 2000

[3] Wawro A.: *Modelowanie procesu spalania paliw ciekłych*, materiały konferencyjne AUTOPROGRESS - KONMOT 2002, Pasym k. Olsztyna

[4] Postrzednik, S., Wawro A.: Analysis of the thermodynamic efficiency of the reference cycles of internal combustion engines, materiały konferencyjne ECOS 2002, Berlin

[5] Wawro A., Postrzednik S.: Analiza zmian parametrów termodynamicznych podczas procesu spalania paliw ciekłych i gazowych w warunkach izochorycznych, materiały konferencyjne KONES 2003, Wisła