ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1997
Seria: TRANSPORT z.29 Nr kol.1358

Piotr GUSTOF
Krystian WILK

WYKORZYSTANIE MODELU DWUSTREFOWEGO DO WYZNACZANIA ŚREDNIEJ TEMERATURY ŁADUNKU W DOŁADOWANYM SILNIKU ZS

Streszczenie. W pracy przedstawiono wyniki próby wykorzystania modelu dwustrefowego do analizy procesu spalania w silniku o zapłonie samoczynnym z doładowaniem. Na podstawie danego wykresu indykatorowego silnika oraz wzniosu iglicy wtryskiwacza obliczono przebieg wartości temperatury strefy niespalonej i strefy spalin, średnią temperaturę ładunku w cylindrze oraz stopień wypalenia ładunku w funkcji kąta obrotu wału korbowego (OWK) silnika.

THE USE OF THE TWO - ZONE MODEL TO CALCULATE THE AVERAGE TEMPERATURE OF LOAD IN THE TURBO DIESEL ENGINE

Summary. The results of the test of utilizing the two - zone model to analize combustion process in the Turbo Diesel engine have been presented in this paper. On the base of the indicated diagram of engine and needle lift of the nozzle values of temperature of non - combustion and combustion zone, average temperature of load and coefficient of used mixture in function of the crankshaft angle were calculated.

1. DWUSTREFOWY MODEL PROCESU SPALANIA ŁADUNKU W SILNIKU

W silniku ZS , po wtrysku paliwa do zassanego i sprężonego powietrza, ładunek nie stanowi jednorodnej mieszanki . Ta niejednorodność ładunku stanowi istotną różnicę w porównaniu z ładunkiem silnika ZI. Uwzględnienie niejednorodności przestrzennej ładunku w silniku ZS stwarza poważne problemy w modelowaniu matematycznym procesu spalania.

W pierwszym przybliżeniu podjęto próbę wykorzystania modelu dwustrefowego do analizy procesu spalania ładunku w silniku ZS, co wymaga przyjęcia założenia o jednorodności tego ładunku.

Model dwustrefowy, wykorzystany do analizy procesu spalania w silniku ZS, składa się z równań bilansów energii stref dla elementarnego kąta OWK i równań pomocniczych :

- równanie bilansu energii strefy niespalonej ,
- równanie bilansu energii frontu spalania ,
- równanie bilansu energii strefy spalin ,
- termiczne równania stanu strefy niespalonej i strefy spalin ,
- równania sumy objętości stref i ilości substancji w strefach ,
- równania określającego stopień wypalenia ładunku.

Szczegółowy zapis wymienionych równań przedstawiono wcześniej w [1].
Wartości temperatury strefy niespalonej T_{uo} na początku obliczeń nie szacowano, lecz przyjęto deterministycznie po zamodelowaniu rozkładu dawki paliwa przypadającej na poszczególne stopnie obrotu wału korbowego silnika oraz przy założeniu bardzo małego początkowego współczynnika wypalenia ładunku x w cylindrze.

Początkową temperaturę strefy spalonej T_{bo} wyznaczono z przedziału temperatur ograniczonego od góry temperaturą adiabatyczną spalania, a od dołu temperaturą kalorymetryczną paliwa.

Spośród wielu najbardziej prawdopodobnych wartości temperatur T_{bo} wybrano za najbardziej optymalną tę, przy której współczynnik wypalenia ładunku x osiągnął wartość 99,9%.

Średnią temperaturę ładunku wyznaczono ze wzoru :

$$T_{śr} = ((1-x)c_{vu} + xc_{vb}T_b)/ ((1-x)c_{vu} + xc_{vb}), \tag{1}$$

gdzie :

x - współczynnik wypalenia ładunku ,

c_{vu} , c_{vb} - pojemność cieplna właściwa strefy niespalonej i strefy spalin przy stałej objętości ,

T_u , T_b - temperatura strefy niespalonej i strefy spalin.

Jako kryterium poprawności szacunku przyjęto warunek, aby:

$$dQ \geq 0, \tag{2}$$

gdzie:

dQ - elementarna porcja ciepła, przypadająca na elementarny kąt OWK, przepływająca z frontu spalania do strefy niespalonej

$$dQ = dI_u - dI_b, \tag{3}$$

gdzie:

dI_u, dI_b - elementarne porcje pełnej (fizycznej i chemicznej) entalpii ładunku i spalin.

2. OBIEKT ANALIZY I DANE DO OBLICZEŃ

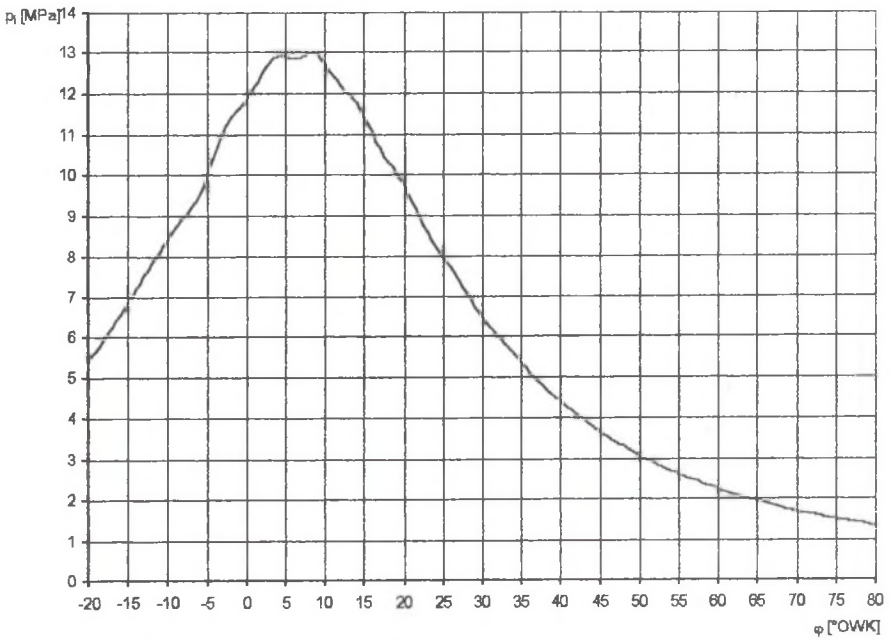
Przedmiotem analizy był pięciocylindrowy, doładowany silnik wysokoprężny o pojemności 2.41, z wtryskiem bezpośrednim o mocy nominalnej 85 kW. W rozważaniach wykorzystano wykres indykatorowy oraz wznios iglicy wtryskiwacza zdjęty przez firmę AVL przy prędkości obrotowej silnika 4250 min^{-1} z dokładnością co 0,5 OWK. Początek wtrysku paliwa wynosił - 13° OWK przez ZZ, a sumaryczna dawka paliwa V_E = 39,4 mm^3. Znajomość przebiegu wzniosu iglicy wtryskiwacza w funkcji kąta obrotu wału korbowego silnika oraz zmierzona sumaryczna dawka wtryśniętego paliwa na jeden cykl posłużyła do zamodelowania rozkładu przebiegu elementarnych dawek paliwa przypadających na poszczególne stopnie obrotu wału.

Kąt początku spalania φ_o określono rozpatrując przebieg indykowanego ciśnienia w cylindrze silnika. Do obliczeń przyjęto φ_o = 5,5° OWK przed ZZ. Temperaturę pierwszej porcji spalin określono dla T_{bo} = 1990 K, zaś temperaturę ładunku w momencie rozpoczęcia spalania określono dla T_{uo} = 1066,5 K. Przyjęto też, że stopień wypalenia pierwszej porcji ładunku wynosi x_o = 0,00002.

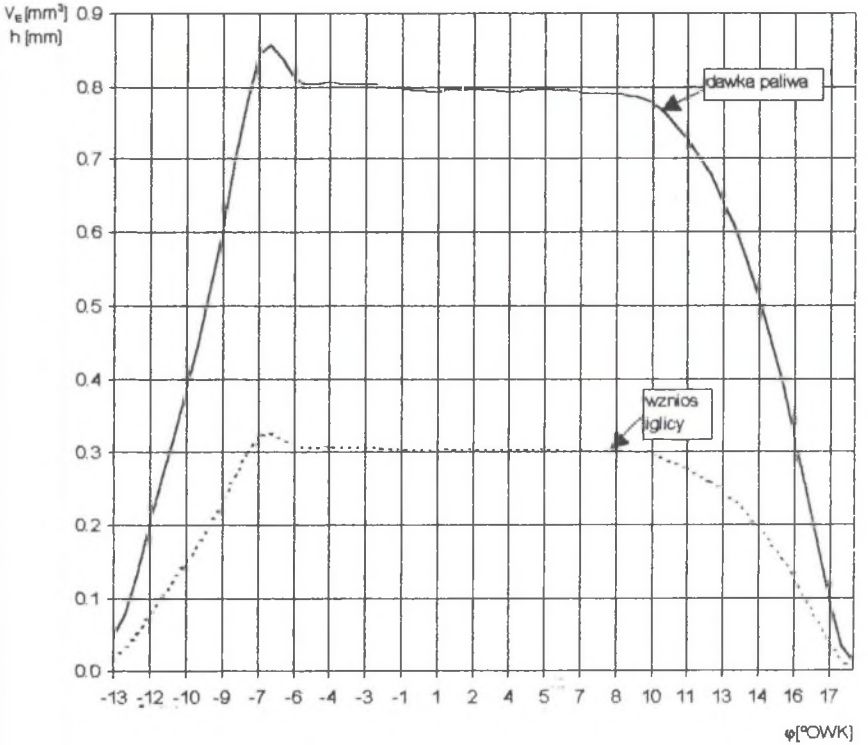
3. WYNIKI OBLICZEŃ WYKONANYCH DO OCENY ŚREDNIEJ WARTOŚCI TEMPERATURY ŁADUNKU W CYLINDRZE DOŁADOWANEGO SILNIKA ZS

Do oceny średniej wartości temperatury ładunku w silniku ZS wykonano obliczenia wartości wielkości termodynamicznych charakteryzujących proces spalania w zależności od kąta OWK. Określono przy tym przebieg wartości temperatury T_u - strefy niespalonej, T_b - strefy spalin, stopnia wypalenia ładunku x oraz ciepła dQ przekazywanego z frontu spalania do strefy niespalonej.

Obliczenia wykonano dla wartości zmierzonego stosunku nadmiaru powietrza $\lambda = 1{,}69$ i trwały do momentu aż współczynnik x nie osiągnął wartości powyżej 99,9%. W celu ilustracji uzyskanych wyników na rysunku 1 przedstawiono przebieg zdjętego ciśnienia indykowanego, a na rysunku 2 rozkład dawki paliwa zamodelowany na podstawie zmierzonego wzniosu iglicy wtryskiwacza.

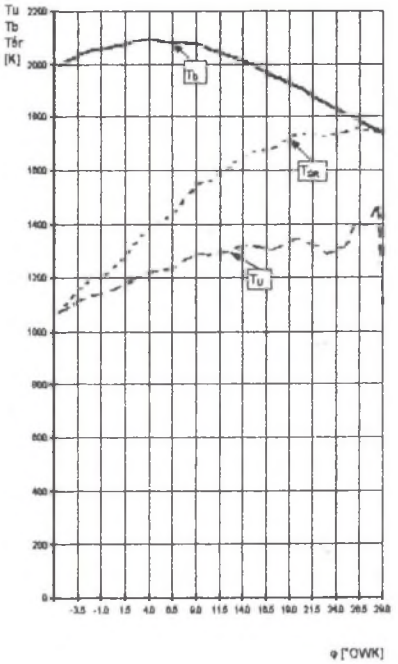


Rys. 1. Przebieg indykowanego ciśnienia w cylindrze silnika
Fig. 1. The course of the indicated pressure in the engine cylinder

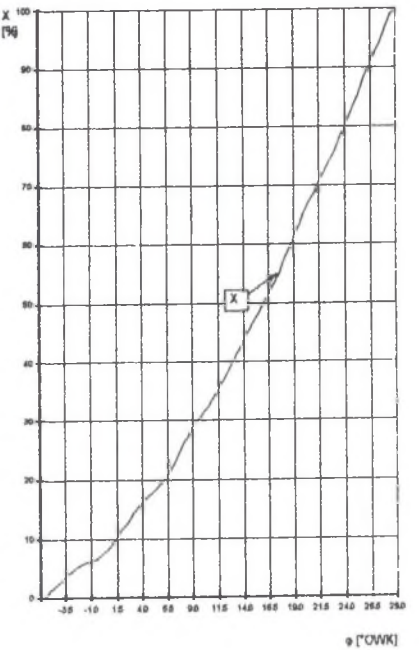


Rys. 2. Wznios iglicy wtryskiwacza oraz rozkład dawki paliwa od kąta φ OWK
Fig. 2. The needle lift of the nozzle side and disposition of the elementary dose of fuel on the crankshaft angle

Na rysunku 3 przedstawiono przebieg wartości obliczonych temperatur T_u, T_b i $T_{śr}$, a na rys. 4 przebieg wartości stopnia wypalenia ładunku x od kąta obrotu wału korbowego silnika.



Rys. 3. Przebieg wartości temperatur T_u, T_b i $T_{śr}$ od kąta φ OWK
Fig. 3. Dependence of the values temperaturs T_u, T_b and $T_{śr}$ on the crankshaft angle



Rys. 4. Przebieg współczynnika wypalenia ładunku x od kąta φ OWK
Fig 4. Dependence coefficient of used load x on the crankshaft angle

4. PODSUMOWANIE

W pracy wykazano, że wykres indykatorowy silnika oraz informacja o dawce paliwa mogą być podstawą do określenia wartości temperatury ładunku w cylindrze oraz że jest możliwe

wykorzystanie modelu dwustrefowego do analizy wielkości termodynamicznych charakteryzujących przebieg procesu spalania w silniku ZS.

LITERATURA

1. Maćkowski K., Wilk K.: The Effect of the Mixture and Flame Front Initial Temperature on the Heat Amoung Flowing Between Zones in the Combustion Engine. W: 12-th International Symposium on Combustion Processes, Bielsko-Biała, Sept. 1991
2. Maćkowski J., Wilk K.: Wpływ składu chemicznego spalin na wyniki obliczeń temperatury procesu spalania w silniku ZI: Konferencja „KONMOT' 94", Kraków - Raba Niżna 1994
3. Gaydon A.G., Wolfhard H.G.: Flames, their Structure Radiarion and Temperature, Chapman nad Hall Ltd, London 1970

Recenzent: Prof.dr hab.inż. Jerzy Jaskólski

Wpłynęło do Redakcji: 07.02.1996 r.

Abstract

The results of the test of using the two - zone model to analize combustion process in the Turbo Diesel engine have been presented in this paper. The presented model allows to determine the average temperature of load on the base of the indicated diagrem and needle lift of the nozzle side. The needle lift of the nozzle was used to estimate the elementary dose of fuel injected to engine cylinder. Values of temperatur of non - combustion and combustion zone and coefficient of used mixture was also calculated. The results of calculatins are presented in Fig. 2. Fig. 3, Fig. 4 in the from of dependence disposition of the elementary dose of fuel, value temperatures T_u, T_b and $T_{śr}$ and coefficient of used load x on the crankshaft angle.