ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1985
Seria: TRANSPORT z. 3 Nr kol. 829

Jan FILIPCZYK
Bronisław SENDYKA

# MOŻLIWOŚCI ZASTOSOWANIA TEORII WARSTWY GRANICZNEJ DO MODELOWANIA KONWEKCYJNEJ WYMIANY CIEPŁA MIĘDZY CZYNNIKIEM ROBOCZYM, A ŚCIANKAMI CYLINDRA W SILNIKU ZI

Streszczenie. Konwekcyjna wymiana ciepła w silniku spalinowym jest procesem złożonym i trudnym do modelowania.
Jedną z dokładniejszych metod odwzorowania konwekcyjnego przepływu ciepła może być zastosowanie teorii warstwy granicznej przy uwzględnieniu szeregu uproszczeń.

## 1. Wprowadzenie

Istniejące opracowania matematycznych modeli wymiany ciepła w silnikach spalinowych dotyczą przeważnie silników o zapłonie samoczynnym. Niniejsze opracowanie jest próbą oceny przydatności jednego z istniejących modeli matematycznych do specyfiki przekazywania ciepła w silnikach o zapłonie iskrowym.

## 2. Specyfika zjawiska przejmowania ciepła przez ścianki cylindra

Skomplikowana wymiana ciepła w komorze spalania silnika o zapłonie iskrowym składa się z konwekcyjnej wymiany ciepła i wymiany ciepła przez promieniowanie.

Konwekcyjna wymiana ciepła między mieszanką palną a ściankami komory spalania jest uwarunkowana turbuletnymi pulsacjami wewnątrz cylindra, wywołanymi ruchem tłoka, w stosunku do których przejmujące ciepło ścianki komory spalania są różnie zorientowane. Wielokierunkowość ruchu czynnika roboczego w cylindrze powodują także zawirowania determinowane cechami konstrukcyjnymi komory spalania, charakterem procesu napełniania i dynamiką spalania.

Konwekcyjną wymianę ciepła komplikuje także różnorodność zanieczyszczeń ścianek przejmujących ciepło, różnorodność pól temperatur i zmienne w czasie właściwości czynnika roboczego.

Mogłoby się wydawać, że wymiana ciepła w silnikach o zapłonie iskrowym ze względu na swój złożony charakter nie poddaje się analizie matematycznej. Jeżeli jednak przyjąć korekcyjne uproszczenia z wykorzystaniem teorii podobieństwa, można otrzymać przybliżony model zjawisk przejmowania ciepła przez ścianki.

## 3. Uwarunkowania matematycznego modelu konwekcyjnego przepływu ciepła

Konwekcyjna wymiana ciepła jest dominującym składnikiem wymiany ciepła w silniku spalinowym. Odnosi się to zarówno do doprowadzenia jak i odprowadzenia ciepła od ścianek komory spalania. Doskonalenie modelowania wymiany ciepła zależy od możliwości ulepszenia matematycznego opisu zjawiska, określającego konwekcję na ściankach komory spalania.

Konwekcyjna wymiana ciepła jest uwarunkowana przyścienną turbulencją. Zastosowanie teorii turbulencji warstwy granicznej jednofazowych środowisk do analizy konwekcyjnej wymiany ciepła w silniku ZI może być bazą matematycznych modeli obliczania współczynników wymiany ciepła w granicach komory spalania.

Opisując matematycznie konwekcyjny przepływ ciepła od czynnika roboczego do ścianek należy uwzględnić następujące oddziaływania: gazodynamicznego stanu w cylindrze na miejscowe charakterystyki cieplnej warstwy granicznej, wewnętrznych źródeł ciepła o objętości cylindra i intensywnych wibracji ścianek komory spalania na lokalne charakterystyki tej warstwy.

Należy zwrócić uwagę także na zmianę składu ładunku w cylindrze, co wpływa na charakterystyki warstwy granicznej. Warunkuje to obecność dyfuzji warstwy granicznej przy powierzchniach przejmujących ciepło, a to z kolei wpływa na specyfikę warstwy granicznej.

Istotne są także zmiany termodynamicznych parametrów czynnika roboczego (temperatury, ciśnienia, gęstości), jak i obecności przy spalaniu paliwa reakcji chemicznych i ich wpływ na warstwę graniczną. Zjawiska te należy traktować jako niestabilne i lokalne.

## 4. Przystosowanie teorii turbulentnej warstwy granicznej do konwekcyjnej wymiany ciepła w silniku ZI

W przypadku jednofazowych środowisk warunki pracy silnika są o wiele bardziej złożone od założeń teoretycznych opracowań warstw granicznych. W czynniku roboczym znajdującym się w komorze spalania, zmienia się nie tylko prędkość spalania, ale także temperatura, ciśnienie, gęstość, chemiczny skład mieszanki.

Uwzględniając fakt, że osiowosymetryczna warstwa graniczna jest typowa tylko w niewielu detalach (świeca, zawór), przy rozpatrywaniu przejmujących ciepło powierzchni w całości, można mieć do czynienia tylko z płaskimi warstwami granicznymi.

Dla skonstruowania matematycznego modelu konwekcyjnej wymiany ciepła w cylindrze silnika o zapłonie iskrowym wykorzystano podstawowe założenia teorii turbukentnej warstwy granicznej 4 .

Przyjmując za możliwe oderwanie warstwy granicznej od ścianki w wyniku wibracji, dla gazu o małej lepkości można przyjąć, że grubość dynamicznej, cieplnej i dyfuzyjnej warstwy granicznej odpowiadają sobie [2]. Dlatego ogranicza się tylko do obliczeń cieplnej, turbulentnej warstwy granicznej o zanikającej lepkości.

Jej charakterystyczna odrębność wyraża się tym, że dynamiczna lepkość gazu dąży do zera, ale zera nigdy nie osiąga. Liczba Reynoldsa dąży do nieskończoności.

W gazie o zanikającej lepkości lepka podwarstwa ulega degeneracji i jej rola sprowadza się tylko do tworzenia efektu "przylepiania" do ścianek. Dla płaskiej warstwy granicznej z zanikającą lepkością można wprowadzić pojęcie względnej wymiany ciepła [1], [4].

$$\psi_s = (St/St_o)_{Re_{**}} \tag{1}$$

gdzie:

St - kryterium Stentona,

$St_o$ - kryterium Stentona dla wzorcowej warstwy granicznej.

Wartości St, $St_o$ we wzorze (1) są sobie równe, jeżeli $R_{e_{**}}$ = idem, gdzie $R_{e_{**}}$ (kryterium Reynoldsa) wyliczone jest na podstawie wielkości strat energii.

Przy $Re \to \infty$ - można wprowadzić równanie (2):

$$\psi_s = \left[\int_0^1 \left(\frac{\tilde{\varrho}\tilde{q}}{\tilde{q}_o} \cdot \frac{\partial\omega}{\partial\xi} \frac{\partial\psi}{\partial\xi}\right)^{\frac{1}{2}} d\xi\right]^2 \tag{2}$$

gdzie:

$\omega = \omega_x/\psi_o$ - bezwymiarowa prędkość gazu,

$\omega_x$ - uśredniona prędkość gazu skierowana wzdłuż przejmującej ciepło powierzchni,

$\xi = y/\delta$ - bezwymiarowy odstęp od ścianki,

$q$ - gęstość cieplnego konwekcyjnego strumienia od gazu do ścianki na skutek molekularnego i turbulentnego przenoszenia ciepła w warstwie granicznej,

$\varrho$ - gęstość gazu,

- grubość cieplnej warstwy granicznej,

x,y - współrzędne skierowane wzdłuż powierzchni i po normalnej do niej,

$\vartheta$ - bezwymiarowa entalpia.

Dla nieizotermicznej płaskiej warstwy granicznej zależność (2) przyjmuje postać [4]:

$$\psi_{s\infty} = \frac{1}{\psi_* - 1}\left[\arcsin\frac{2(\psi_* - 1) + \Delta\psi}{\sqrt{4(\psi_* - 1)\cdot(\psi_* + \Delta\psi) + (\Delta\psi)^2}} - \arcsin\frac{\Delta\psi}{\sqrt{4(\psi_* - 1)\cdot(\psi_* + \Delta\psi) + (\Delta\psi)^2}}\right]^2 \tag{3}$$

gdzie:

$\psi_*$ - współczynnik kinetyczno-entalpijny (temperaturowy),

$\Delta\psi = \psi - \psi_*$ - czynnik wymiany ciepła,

$\psi$ - współczynnik entalpijny,

$T_{ść*}$ - równoważna temperatura ścianki,

$T_o$ - temperatura gazu na zewnętrznej, granicy warstwy granicznej,

$T_{ść}$ - lokalna temperatura ścianki.

Znajomość wymiany ciepła pozwala określić lokalne wartości kryterium Stentona i właściwych cieplnych strumieni na przejmujących ciepło powierzchniach [4], co zapiszemy:

$$St = St_{\sum\infty} = \psi_{s\infty}\, B(\mu_{ść}/\mu_{oo})^m/2\,(Re_{oo})^m_{**}\, P_r^{\,n} \tag{4}$$

$$q_{ść} = St_{\sum}\, \varrho_o\, \vartheta_o \Delta i \tag{5}$$

gdzie:

B, m, n - współczynniki liczbowe,

$P_r$ - kryterium Prandtla,

$\mu$ - współczynnik lepkości dynamicznej

$\Delta i = i_{ść} - i_{ść}$

$Re_{oo}$ - znajdujemy na podstawie temperatury $T_{oo}$,

gdzie:

$$T_{oo} = T_o\left[1 - (k - 1)M_o^2/2\right], \tag{6}$$

k - wykładnik adiabaty dla gazu,

$M_o$ - uśredniona liczba Macha.

W ten sposób tworzy się lokalne współczynniki konwekcyjnej wymiany ciepła od gazu do ścianek, które wyrażają się wzorem (1):

$$\alpha = q_{ść}\, T_{ść} - T_{ść} = St\varrho_o \vartheta_o\, c_{po}\, (T_{ść} - T_{ść*})/(T_{ść} - T_{ść*}) = \tag{7}$$

$$= St\, \varrho_o \vartheta_o\, c_{po}$$

gdzie:

$c_{po}$ - ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu.

Z analizy modelu warstwy granicznej wynika, że można go doprowadzić do praktycznej postaci przy obliczaniu konwekcyjnej wymiany ciepła w cylindrze silnika o zapłonie iskrowym, jeżeli są znane (w całym przedziale czasu) następujące pola: prędkość gazu (dla określenia $\vartheta_o$); temperatur gazu (dla określenia $T_o$), ciśnienia gazu (dla określenia $\mu$, i, itd.), fizykocieplnych charakterystyk czynnika roboczego w objętości cylindra, temperatur powierzchni przejmujących ciepło.

Teoria silników nie daje informacji o lokalnych niestacjonarnych gazodynamicznych i termodynamicznych charakterystykach środowisk w komorach spalania, co nie pozwala zastosować teorii turbulentnej warstwy granicznej dla obliczenia konwekcyjnej wymiany ciepła w cylindrze w silniku o zapłonie iskrowym.

Dla warunków warstwy granicznej w cylindrze silnika spalinowego nie ma aksjomatyki oraz danych sprawdzonych eksperymentalnie co uniemożliwia ścisłe matematyczne opisanie konwekcyjnej wymiany ciepła w cylindrze.

## 5. Podsumowanie

Teorię konwekcyjnej wymiany ciepła można wykorzystać do wyznaczenia kryteryjnych równań procesu. Teoria warstwy granicznej pozwala ocenić sposoby zmniejszenia konwekcyjnego przepływu ciepła do ścianek komory spalania przez:

- minimalizację przyściennej cyrkulacji czynnika roboczego,
- stabilizację warstwy granicznej na ściankach przez zmniejszenie ich wibracji,
- oddziaływanie na $p_o$, $T_o$, skład gazu drogą właściwego doboru współczynnika nadmiaru powietrza.

Ze względu na stałość parametrów przyściennej warstwy granicznej można stwierdzić, że konwekcyjna wymiana ciepła od gazu do ścianek komory spalania zmienia się w mniejszym niż dotychczas sądzono stopniu wraz ze zmianami pola prędkości temperatur i gęstości gazu w cylindrze.

Przyścienna warstwa graniczna oddziela pod względem termodynamicznym czynnik roboczy znajdujący się w cylindrze od ścianek komory spalania.

Zastosowanie teorii warstwy granicznej umożliwia ściślejsze zamodelowanie wymiany ciepła między czynnikiem roboczym, a ściankami cylindra z uwzględnieniem oddziaływania warstwy przyściennej.

Może być to wykorzystane do analizy obciążenia cieplnego ścianek komory spalania, co się bezpośrednio wiąże z oceną sprawności cieplnej silników.

LITERATURA

[1] Kopa R.D., Hollander B.R., Kimura M.: Combustion temperature, ressure and products of chemical equilibrium. University of California Rep. 64-11, 1964.

[2] Petriczenko P.M.: Rabocije procesy porszniewych maszin Maszinostrojenie 1972.

[3] Sandford G., Mc Bride B.J.: FORTRAN IV Program for calculation of thermodynamic data. NASA 1967.

[4] Szechowcow A.F.: Matiematiczeskoje modelirowanie tjepłopieriedaczi w bystrochodnych dizeljach. Charkow 1978.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Czesław Kordziński

Wpłynęło do Redakcji w czerwcu 1984 r.

ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ТЕОРИИ ГРАНИЧНОГО СЛОЯ ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ КОНВЕКЦИОННОГО ТЕПЛООБМЕНА МЕЖДУ РАБОЧИМ ФАКТОРОМ И СТЕНКАМИ ЦИЛИНДРА В ДВИГАТЕЛЕ С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ

Р е з ю м е

Конвекционный теплообмен в двигателе внутренного сгорания является сложным процессом и трудным в моделировании.

Одним из более точных методов отображения конвекционного прохода тепла может быть метод применения теории граничного слоя с рядом упрощений.

THE CHANCE TO APPLY THE BORDER STRATUM THEORY TO MODELLING THE CONVECTIONAL HEAT EXCHANGE BETWEEN THE WORKING MEDIUM AND THE CYLINDER WALLS IN THE SPARK-IGNITION ENGINE

S u m m a r y

The convectional heat exchange in the combustion engine is an compli-

cated and difficult problem to be modelled. One of the more precise methods to consider the convectional heat flowover can be the border stratum theory which can be applied when some simplifications have been done.