ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 2002
Seria: TRANSPORT z. 46 Nr kol.1571

Piotr GUSTOF

KOMPUTEROWE WSPOMAGANIE OBLICZEŃ CIEPLNYCH ZAWORU DOLOTOWEGO I WYLOTOWEGO SILNIKA SPALINOWEGO Z ZAPŁONEM SAMOCZYNNYM

Streszczenie. W pracy wyznaczono obciążenia cieplne dla zaworu dolotowego i wylotowego silnika spalinowego z zapłonem samoczynnym. Obliczenia cieplne tych elementów przeprowadzone zostały z zastosowaniem metody elementów skończonych (MES).

COMPUTER SUPPORT FOR THE CALCULATION OF THERMAL PARAMETERS THE INLET AND THE EXHAUST VALVE OF DIESEL PISTON ENGINE

Summary. The paper determines the heat load for the inlet valve and the exhaust valve of Diesel piston engin. Computation of thermal parameters for these component parts has been performed using the finite elements method (MES).

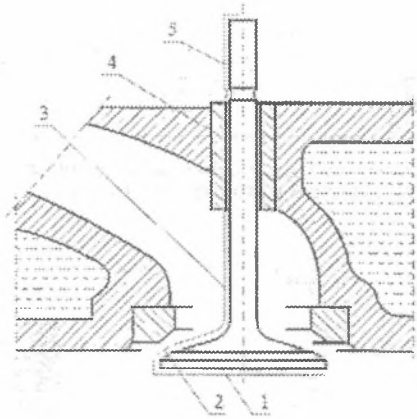
1. MODEL NUMERYCZNY ZAWORU DOLOTOWEGO I WYLOTOWEGO

Trójwymiarowy model geometryczny zaworu dolotowego podzielony został na 5 charakterystycznych powierzchni wymiany ciepła, którym to po podzieleniu modelu siatką elementów (meshing) przypisane zostały określone warunki brzegowe (rys.1).

Analogiczne powierzchnie wymiany ciepła przyjęto dla zaworu wylotowego.
Model numeryczny zaworu dolotowego i wylotowego wykonano na podstawie ich danych geometrycznych.

Do budowy modelu dyskretnego zastosowano moduł GEOSTAR systemu obliczeń numerycznych COSMOS/M, umożliwiający utworzenie modelu geometrycznego opisywanego obiektu, opis stałych termofizycznych, dyskretyzację modelu z narzędziami automatycznego doboru siatki elementów oraz założenie warunków brzegowych i obciążeń.

Przestrzenny model numeryczny zaworu dolotowego i wylotowego opracowany został z zastosowaniem czworościennych elementów bryłowych TETRA4, umożliwiających odwzorowanie modelu trójwymiarowego z zastosowaniem funkcji automatycznej generacji siatki elementów.



Rys. 1. Szkic zaworu dolotowego na tle głowicy silnika [1]
Fig. 1. Drawing of the inlet valve against the engine head [1]
Powierzchnie: 1- talerzyka zaworu od strony komory spalania, 2- styku przylgni zaworu z gniazdem, 3- stopki zaworu, 4- prowadząca trzonka zaworu w głowicy, 5- trzonka zaworu ponad głowicą

Do obliczeń cieplnych zaworu dolotowego i wylotowego przyjęto warunki brzegowe III rodzaju w postaci przebiegu temperatury i współczynnika przejmowania ciepła wyznaczone jako wartości średnie z pełnego cyklu pracy silnika SW680 przy prędkości obrotowej silnika $n = 2200 obr/\min$ i mocy $N_{max} = 114{,}6 kW$ (tabl.1).

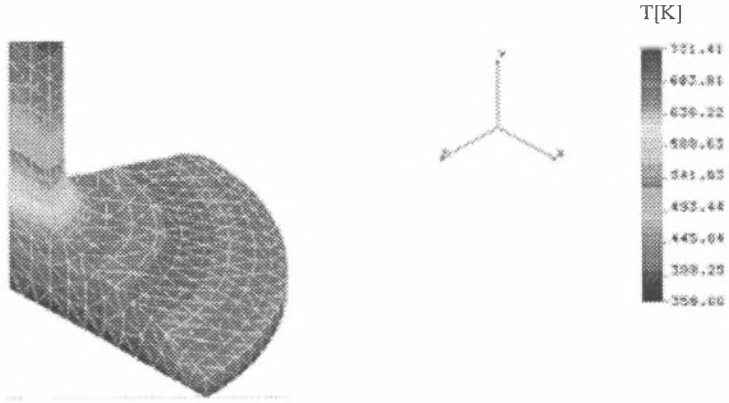
Tablica 1
Warunki brzegowe wymiany ciepła zaworu dolotowego i wylotowego silnika SW680 wyznaczone jako wartości średnie z pełnego cyklu pracy silnika [1]

Numer powierzchni i	Współczynnik przejmowania ciepła $\alpha_i [W/(m^2 \cdot K)]$		Temperatura T_i[K]	
	Zawór dolotowy	Zawór wylotowy	Zawór dolotowy	Zawór wylotowy
1	303,3	303,3	1152,2	1152,2
2	935,8	915,1	330,9	638,3
3	200,0	400,0	295,0	918,1
4	433,4	433,4	358,0	358,0
5	80,0	80,0	348,0	348,0

Przyjęte warunki brzegowe dla zaworu dolotowego i wylotowego wyznaczone zostały w Laboratorium Zakładu Napędów Spalinowych Politechniki Wrocławskiej, gdzie przeprowadzono pomiary ciśnienia indykowanego, a następnie obliczenia temperatury i współczynnika przejmowania ciepła w komorze spalania.

2. WYNIKI OBLICZEŃ

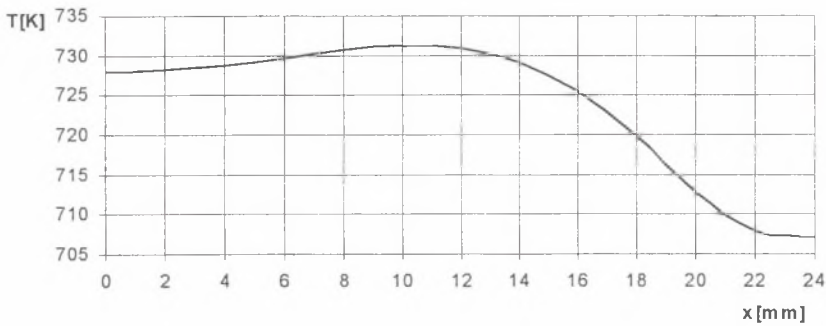
Wyniki obliczeń przeprowadzone dla zaworu dolotowego i wylotowego przedstawiono w postaci rysunków warstwicowych.



Rys.2. Rysunek warstwicowy z wyszczególnieniem węzłów wzdłuż krawędzi talerzyka zaworu dolotowego
Fig.2. Line drawing indicating heat centers along the edges of the inlet valve's disk

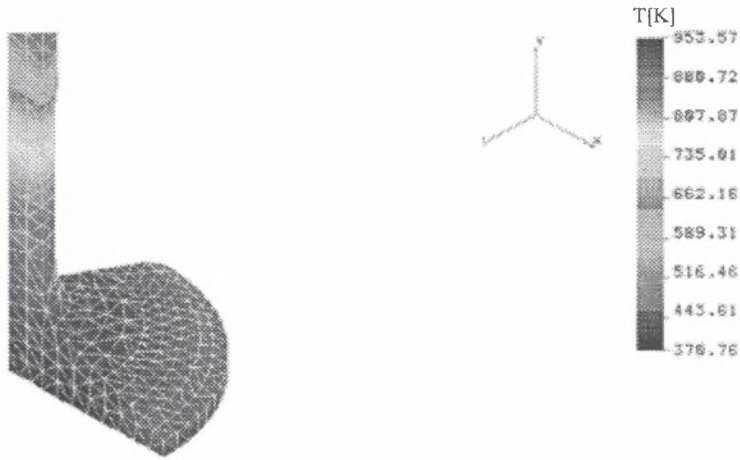
Rozkład temperatury talerzyka zaworu dolotowego przedstawiono na rysunku 2. Pomimo iż zawór dolotowy pracuje w niższych temperaturach niż zawór wylotowy, narażony jest on na większe nagłe zmiany temperatury. Z jednej strony, narażony jest na oddziaływanie gorących gazów pochodzących ze spalania mieszanki paliwowo-powietrznej, z drugiej zaś wystawiony jest na działanie stosunkowo chłodnych gazów dolotowych w kolektorze ssącym silnika.

Temperatura maksymalna wynosząca 730[K] dla części środkowej talerzyka zaworu od strony komory spalania spada do 350[K] dla części trzonka zaworu od strony głowicy. Spadek temperatury związany jest z odprowadzaniem ciepła z talerzyka zaworu poprzez jego trzonek. Rozkład temperatury na krawędzi talerzyka zaworu dolotowego przedstawiono na rysunku 3.



Rys.3. Rozkład temperatur wzdłuż krawędzi zaworu dolotowego
Fig.3. Distribution of temperatures along the edges of the inlet valve's disk

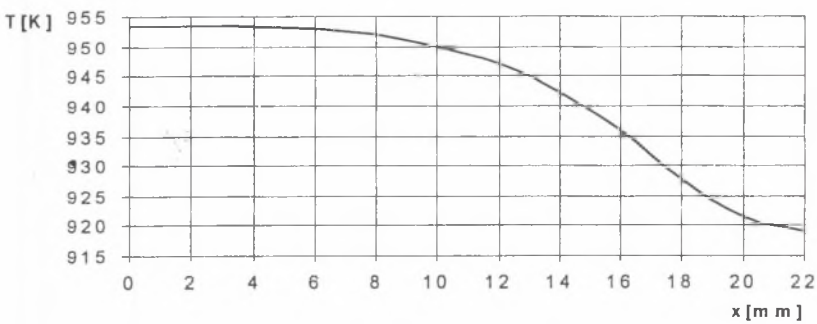
Temperatura maksymalna wynosząca 730[K] w części środkowej talerzyka zaworu dolotowego spada do wartości 705[K] na krawędzi od strony gniazda zaworowego. Spadek temperatury związany jest z odprowadzaniem ciepła przez gniazdo zaworowe. Wyniki obliczeń wymiany ciepła dla zaworu wylotowego przedstawiono na rysunku 4.



Rys.4. Rysunek warstwicowy z wyszczególnieniem węzłów wzdłuż krawędzi talerzyka zaworu wylotowego
Fig.4. Line drawing showing heat centers along the edges of the exhaust valve's disk

Zawór wylotowy, pracujący w znacznie cięższych warunkach niż zawór dolotowy, od strony komory spalania narażony jest na bezpośrednie oddziaływanie gorących gazów spalinowych.

Temperatura maksymalna, wynosząca 955[K] dla części środkowej talerzyka zaworu wylotowego od strony komory spalania, spada do 370[K] dla części trzonka zaworu od strony głowicy. Spadek temperatury związany jest z odprowadzaniem ciepła z talerzyka zaworu poprzez jego trzonek. Rozkład temperatury na krawędzi talerzyka zaworu dolotowego przedstawiono na rysunku 5.



Rys.5. Rozkład temperatur wzdłuż krawędzi talerzyka zaworu wylotowego
Fig.5. Distribution of temperatures along the edges of the exhaust valve's disk

Temperatura maksymalna o wartości 955[K] w części środkowej talerzyka spada do wartości 920[K] na krawędzi od strony gniazda zaworowego. Spadek temperatury związany jest podobnie jak w przypadku zaworu dolotowego z odprowadzaniem ciepła przez gniazdo zaworowe.

3. PODSUMOWANIE

Lokalną ocenę obciążenia cieplnego można uzyskać wyłącznie na podstawie analizy pól temperatur części silnika otaczających komorę spalania. Znajomość pola temperatur pozwala na określenie maksymalnych wartości temperatur i gradientów temperatur decydujących o naprężeniach termicznych i odkształceniach. Metoda elementów skończonych, która zastosowana została w powyższej pracy dla rozwiązania zadania przewodnictwa cieplnego, jest powszechnie stosowana w analizie rozwiązywania zadań termicznych.

Literatura

1. Kwaśniowski S., Sroka Z., Zabłocki W.: Modelowanie obciążeń cieplnych w elementach silników spalinowych. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1999.
2. Wiśniewski S.: Wymiana ciepła. Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1988.
3. Rusiński E.: Metoda elementów skończonych. System Cosmos/M. Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 1994.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Jerzy Jaskólski

Abstract

An estimate of the local heat load can only be produced by analyzing the thermal fields of engine components situated around the combustion chamber. Once we have identified the thermal field, we can establish maximum temperatures and temperature gradients that determine thermal stress and deformation. The finite components method which was used in solving the thermal equation in this paper is commonly applied in analyzing thermal problems.