

Piotr GUSTOF, Damian JĘDRUSIK

## WYZNACZENIE ROZKŁADU TEMPERATUR ZAWORU DOLOTOWEGO DOŁADOWANEGO SILNIKA Z ZAPŁONEM SAMOCZYNNYM W STANIE NIEUSTALONYM

**Streszczenie.** W pracy wyznaczono rozkłady temperatur zaworu dolotowego doładowanego silnika z zapłonem samoczynnym w stanie nieustalonym przy zastosowaniu modelu dwustrefowego procesu spalania oraz metody elementów skończonych (MES) za pomocą programu Cosmos/M.

## DETERMINES DISTRIBUTION OF TEMPERATURES THE INLET VALVE OF DIESEL TURBO ENGINE IN AN UNSTEADY STATE

**Summary.** The thesis determines distribution of temperatures the inlet valve of Diesel turbo engine in an unsteady state performed using model of process of two-zone combustion and the finite elements method (MES) with support of programme Cosmos/M.

### 1. MODELOWANIE OBCIĄŻEŃ CIEPLNYCH ZAWORU DOLOTOWEGO

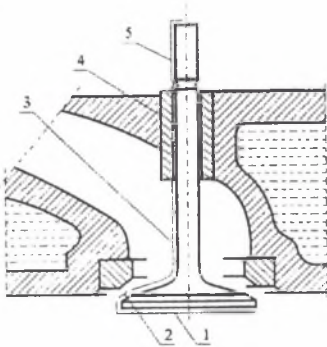
Modelowanie obciążeń cieplnych zaworu przeprowadzono opierając się na zmiennych okresowo warunkach brzegowych III rodzaju, które opisują współczynnik przejmowania ciepła  $\alpha$  oraz temperatura  $T$  otaczającego powierzchnie zaworu czynnika roboczego [1], wyznaczona na podstawie modelu dwustrefowego [2]. Analiza była przeprowadzona od momentu uruchomienia silnika do czasu, kiedy rozkład temperatur w zaworze zmieniał się w niewielkim zakresie.

Przy modelowaniu obciążeń cieplnych zaworu dolotowego przyjęto, że jest on wykonany ze stali konstrukcyjnej do ulepszenia cieplnego 40H. Ponieważ obliczenia przepływu ciepła w

zaworze dotyczyły stanu nieustalonego, konieczna była znajomość trzech podstawowych własności fizycznych tej stali - gęstość  $\rho$ , pojemność cieplna właściwa  $c_p$ , a także współczynnik przewodności cieplnej  $\lambda$  (w pracy uwzględniono zmiany tego współczynnika w funkcji temperatury). Podczas analizy obciążeń cieplnych założono, że na początku (w chwili  $\tau=0$  [s]) rozkład temperatur w zaworze jest stały i równy temperaturze otoczenia.

## 2. ANALIZA WARUNKÓW BRZEGOWYCH

W zaworze wyróżniono pięć charakterystycznych powierzchni (rys.1), którym przypisano określone wartości warunków brzegowych III rodzaju.



*Powierzchnia:*

- 1 – talerzyka zaworu od strony komory spalania,
- 2 – styku przylgni zaworu z gniazdem,
- 3 – stopki zaworu w kanale dolotowym,
- 4 – prowadząca trzonka zaworu w głowicy,
- 5 – trzonka zaworu ponad głowicą.

Rys. 1. Szkic zaworu dolotowego na tle głowicy silnika [1]

Fig. 1. Drawing of the inlet valve against the engine head [1]

Ponieważ obciążenia cieplne powierzchni 1,2 i 3 zaworu zmieniają się w czasie pełnego cyklu pracy silnika, przyjęto dla nich okresowo zmienne warunki brzegowe III rodzaju. Natomiast dla powierzchni 4 i 5 założono średnie warunki wymiany ciepła.

### 2.1. Powierzchnia talerzyka zaworu (1)

Na całej powierzchni talerzyka zaworu dolotowego można przyjmować warunki wymiany ciepła równoważne warunkom panującym w komorze spalania silnika [1]:

$$T_{1D}(\varphi_i) = T(\varphi_i) \quad [K] \quad (1)$$

$$\alpha_{1D}(\varphi_i) = \alpha_g(\varphi_i) \quad \left[ \frac{W}{m^2 K} \right] \quad (2)$$

## 2.2. Powierzchnia przyłgni zaworu (2)

Powierzchnia ta cyklicznie styka się z powierzchnią gniazda zaworowego.

### Faza otwarcia zaworu

Temperaturę ośrodka otaczającego powierzchnię przyłgni zaworu dolotowego  $T_{2OD}(\varphi_i)$  w czasie fazy jego otwarcia przyjęto za pracę [1] jako temperaturę otoczenia  $T_{ot}$  powiększoną o przyrost temperatury w kanale dolotowym:

$$T_{2OD}(\varphi_i) = T_{ot} + \Delta T_D \quad [K] \quad (3)$$

Współczynnik przejmowania ciepła  $\alpha_{2OD}(\varphi_i)$  przyłgni zaworu obliczono na podstawie literatury [1] ze wzoru:

$$\alpha_{2OD}(\varphi_i) = Nu(\varphi_i) \frac{\lambda(\varphi_i)}{d_h} \quad \left[ \frac{W}{m^2 K} \right] \quad (4)$$

gdzie:

$Nu(\varphi_i)$  - liczba *Nusselta*,

$\lambda(\varphi_i)$  - przewodność cieplna powietrza,

$d_h$  - charakterystyczny wymiar liniowy (średnica wewn. gniazda zaworowego  $d_g$  [3]).

Liczbę *Nusselta* dla stosunku wzniosu zaworu  $h_z$  do średnicy wewnętrznej gniazda  $d_g$  równego 0,28 oraz przy liczbie  $Re < 1,6 \cdot 10^5$  obliczono na podstawie pracy [3] ze wzoru:

$$Nu(\varphi_i) = 0,27 \cdot Re(\varphi_i)^{0,58} \quad (5)$$

### Faza zamknięcia zaworu

Temperaturę ośrodka otaczającego powierzchnię przyłgni zaworu dolotowego w czasie jej fazy przylegania do gniazda  $T_{2ZD}(\varphi_i)$ , przyjęto jako średnią temperaturę wody w płaszczu chłodzącym silnika  $\bar{T}_w$ :

$$T_{2ZD}(\varphi_i) = \bar{T}_w \quad [K] \quad (6)$$

Współczynnik przejmowania ciepła  $\alpha_{2ZD}(\varphi_i)$  przyłgni zaworu dolotowego obliczono ze wzoru na zastępczy opór cieplny [1]:

$$\frac{1}{\alpha_{2ZD}(\varphi_i)} = \frac{1}{\alpha_{przgn}} + \frac{S_{gn}}{\lambda_{gn}} + \frac{1}{\alpha_{gngl}} + \frac{S_{gl}}{\lambda_{gl}} + \frac{1}{\alpha_w} \quad \left[ \frac{m^2 K}{W} \right] \quad (7)$$

gdzie:

- $\alpha_{przgn}$  - zastępczy współczynnik przejmowania ciepła pomiędzy przyłgnią a gniazdem,
- $\alpha_{ngl}$  - zastępczy współczynnik przejmowania ciepła pomiędzy gniazdem a głowicą,
- $\alpha_w$  - zastępczy współczynnik przejmowania ciepła po stronie wody chłodzącej silnika,
- $\lambda_{gn}, \lambda_{gl}$  - przewodność cieplna materiału gniazda i głowicy,
- $S_{gn}, S_{gl}$  - średnie zastępcze grubości warstw materiału gniazda i głowicy na kierunku największego gradientu temperatury.

### 2.3. Powierzchnia stopy zaworu (3)

Podobnie jak w przypadku przyłgni zaworowej, warunki wymiany ciepła na omawianej powierzchni mają charakter cykliczny [1].

#### Faza otwarcia zaworu

Temperaturę ośrodka otaczającego powierzchnię stopy zaworu  $T_{3OD}(\varphi_i)$  w czasie fazy jego otwarcia przyjęto jako temperaturę otoczenia  $T_{ot}$  powiększoną o przyrost temperatury w kanale dolotowym [1]:

$$T_{3OD}(\varphi_i) = T_{ot} + \Delta T_D \quad [K] \quad (8)$$

Dla fazy otwarcia zaworu współczynnik przejmowania ciepła  $\alpha_{3OD}(\varphi_i)$  obliczono ze wzoru:

$$\alpha_{3OD}(\varphi_i) = Nu(\varphi_i) \frac{\lambda(\varphi_i)}{d_h} \quad \left[ \frac{W}{m^2 K} \right] \quad (9)$$

Dla zaworu przyjęto liczbę *Nusselta* według Zapfa [4]:

$$Nu = 0,214 Re(\varphi_i)^{0,68} \left( 1 - 0,765 \frac{h_z}{D_z} \right) \quad (10)$$

gdzie:

- $Re(\varphi_i)$  - liczba *Reynoldsa*,
- $h_z$  - wznios zaworu [m],
- $D_z$  - średnica talerzyka zaworu [m].

#### Faza zamknięcia zaworu

Temperaturę ośrodka otaczającego powierzchnię stopy zaworu  $T_{3ZD}(\varphi_i)$  w czasie fazy jego zamknięcia przyjęto jako temperaturę otoczenia  $T_{ot}$  powiększoną o przyrost temperatury w kanale dolotowym:

$$T_{3ZD}(\varphi_i) = T_{ot} + \Delta T_D \quad [K] \quad (11)$$

Dla fazy zamknięcia zaworu dolotowego, współczynnik przyjmowania ciepła  $\alpha_{3ZD}(\varphi_i)$  za pracą [1] przyjęto:

$$\alpha_{3ZD}(\varphi_i) = \frac{1}{2} \alpha_{skrz} \left[ \frac{W}{m^2 K} \right] \quad (12)$$

gdzie:

$\alpha_{skrz}$  - współczynnik przyjmowania ciepła dla skrzyni korbowej.

#### 2.4. Powierzchnia prowadząca trzonka zaworu (4)

Jako średnią temperaturę ośrodka otaczającego powierzchnię prowadzącą trzonka zaworu dolotowego  $\bar{T}_{4D}$  przyjęto średnią temperaturę wody w płaszczu chłodzącym silnika  $\bar{T}_w$ :

$$\bar{T}_{4D} = \bar{T}_w \quad [K] \quad (13)$$

Współczynnik przyjmowania ciepła  $\bar{\alpha}_{4D}$  przyłgni zaworu dolotowego obliczono ze wzoru na zastępczy opór cieplny [1]:

$$\frac{1}{\bar{\alpha}_{4D}} = \frac{1}{\alpha_{irzpr}} + \frac{S_{pr}}{\lambda_{pr}} + \frac{1}{\alpha_{prgl}} + \frac{S_{gl}}{\lambda_{gl}} + \frac{1}{\alpha_w} \left[ \frac{m^2 K}{W} \right] \quad (14)$$

gdzie:

- $\alpha_{irzpr}$  - zastępczy współczynnik przyjmowania ciepła pomiędzy trzonkiem i prowadnicą,
- $\alpha_{prgl}$  - zastępczy współczynnik przyjmowania ciepła pomiędzy prowadnicą i głowicą,
- $\alpha_w$  - zastępczy współczynnik przyjmowania ciepła po stronie wody chłodzącej silnika,
- $\lambda_{pr}, \lambda_{gl}$  - przewodność cieplna materiału prowadnicy i głowicy,
- $S_{pr}, S_{gl}$  - średnie zastępcze grubości warstw materiału prowadnicy i głowicy na kierunku największego gradientu temperatury.

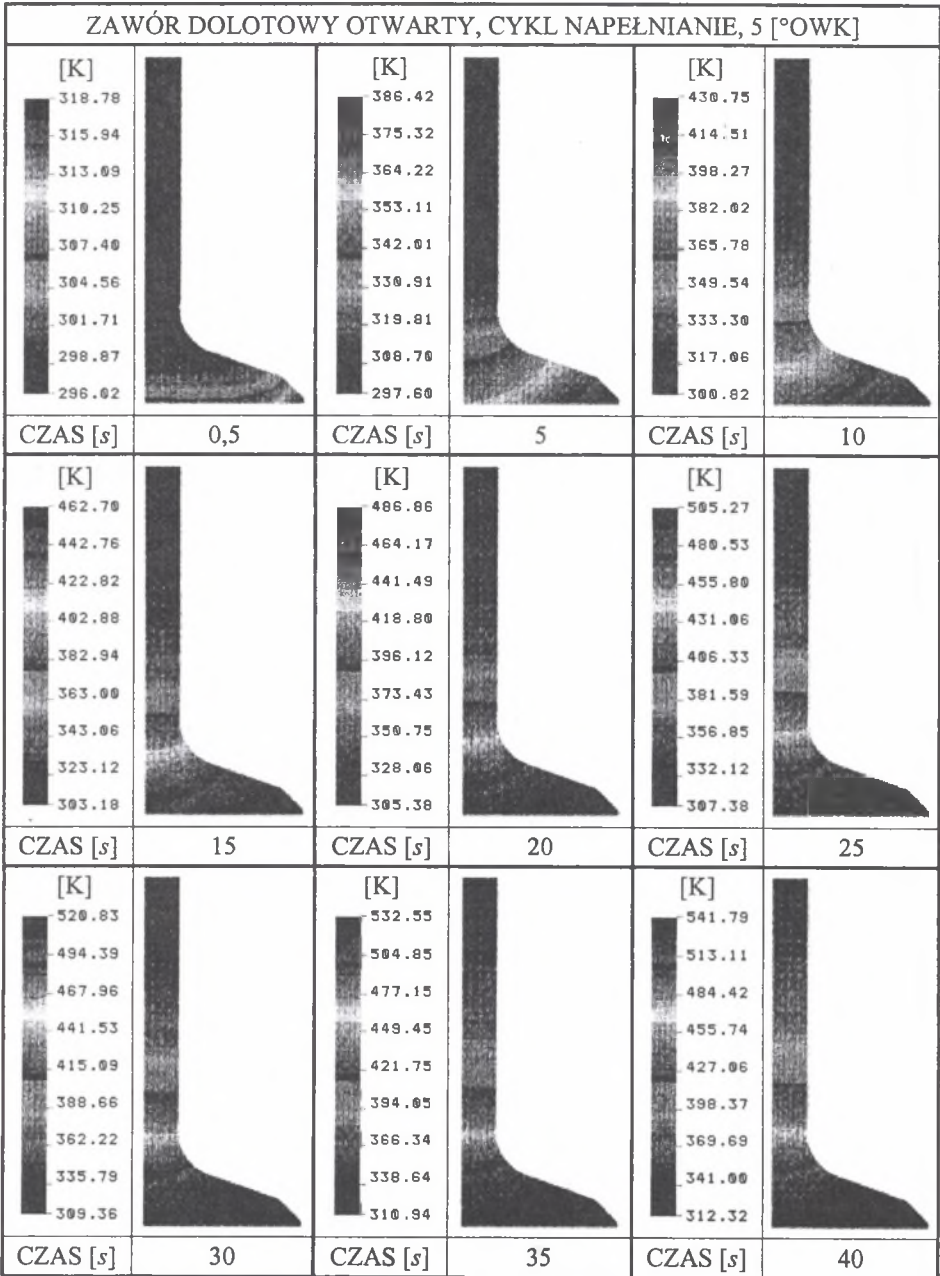
#### 2.5. Powierzchnia trzonka zaworu ponad głowicą (5)

Dla zaworu dolotowego dla powierzchni (5), przyjęto warunki wymiany ciepła takie same, jak w skrzyni korbowej [1], tj.

$$\bar{T}_{5D} = \bar{T}_{skrz} \quad [K] \quad (15)$$

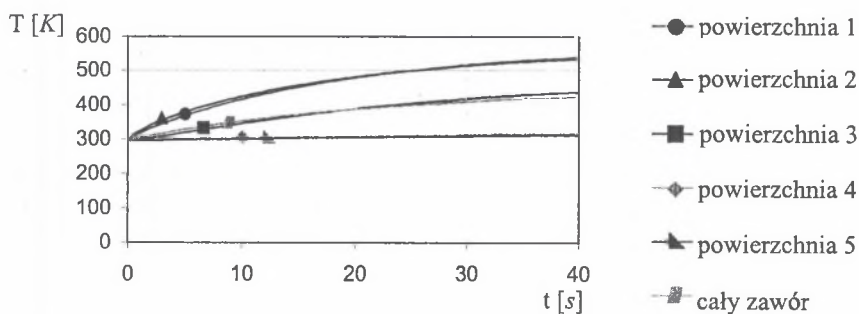
$$\bar{\alpha}_{5D} = \bar{\alpha}_{skrz} \left[ \frac{W}{m^2 K} \right] \quad (16)$$

## 3. WYNIKI OBLICZEŃ



Rys. 2. Fazy nagrzewania się zaworu doletowego  
 Fig. 2. Phases of the inlet valve heating up

W pracy zamodelowano obciążenia cieplne zaworu dolotowego dla doładowanego silnika wysokoprężnego z wtryskiem bezpośrednim o pojemności  $2390 \text{ cm}^3$  i mocy nominalnej  $85 \text{ kW}$ , którego prędkość obrotowa wynosiła  $2000 \text{ obr/min}$ . Obliczenia wykonano z dokładnością  $5^\circ \text{OWK}$ . Na rysunku 2 przedstawiono kolejne fazy nagrzewania się zaworu dolotowego dla takiego samego położenia tłoka wynoszącego  $5^\circ \text{OWK}$  po zwrocie zewnętrznym (ZZ) (cykl napełnianie-zawór otwarty) po 0,5, 5, 10, 15, 20, 25, 30, 35 i 40 s pracy silnika. Z obliczeń wynika, że zawór nagrzewa się od krawędzi talerzyka tam, gdzie jest najmniej materiału w kierunku osi talerzyka. Ponadto stwierdzono, że maksymalna temperatura (w 40 s pracy silnika) wynosi ok.  $540 \text{ K}$  i występuje pomiędzy brzegiem talerzyka a jego osią. Takie umiejscowienie maksymalnej temperatury spowodowane jest dużą wartością współczynnika przewodności cieplnej stali, którą przyjęto na zawór. W wyniku tego linia izotermiczna maksymalnej temperatury nie przemieszcza się dalej wzdłuż powierzchni talerzyka, lecz głębiej wnika w materiał zaworu (do ok.  $1.5 \text{ mm}$ ).



Rys. 3. Wykres zmian średnich temperatur całego zaworu dolotowego i jego powierzchni  
 Fig. 3. The graph of the average temperature variability in the inlet valve and its surface

Na rysunku 3 przedstawiono wykres średnich temperatur całego zaworu i jego poszczególnych powierzchni. Największa średnia temperatura panuje na powierzchni talerzyka (1) oraz powierzchni przylgni (2), natomiast najmniejsza średnia temperatura panuje na powierzchni prowadzącej trzonka zaworu w głowicy (4) oraz na powierzchni trzonka zaworu ponad głowicą (5).

#### 4. PODSUMOWANIE

W wyniku przeprowadzonych obliczeń stwierdzono, że maksymalna temperatura zaworu dolotowego (w 40 s pracy silnika) wynosi ok. 540 K. Z obliczeń wynika, że najszybciej zawór nagrzewa się do 20 s pracy silnika (średnio ok. 4.5 K na sekundę), następnie jego temperatura zaczyna się stabilizować i w 40 s zmienia się w niewielkim zakresie (ok. 1.1 K na sekundę). Ze względu na złożoność zagadnienia analiza rozkładu temperatur w zaworze dolotowym w stanie nieustalonym będzie przedmiotem dalszych obliczeń w przyszłości.

#### Literatura

1. Kwaśniewski S., Sroka Z., Zabłocki W.: Modelowanie obciążeń cieplnych w elementach silników spalinowych. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1999.
2. Gustof P.: Wyznaczenie przebiegu temperatur ładunku dla pełnego cyklu roboczego w cylindrze doładowanego silnika o zapłonie samoczynnym. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Seria: Transport z.43, Gliwice 2001.
3. Wiśniewski S.: Obciążenia cieplne silników tłokowych. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1972.
4. Ambrozik A.: Klasyfikacja empirycznych zależności określających współczynnik przejmowania ciepła w tłokowych silnikach spalinowych. Silniki Spalinowe, 4, 1987.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Jerzy Jaskólski

#### Abstract

In the results of conducted calculations it was stated, that max temperature inlet valve (in 40 s of an engine work) is about 540 K. From calculations results, that valve is heated to 20 s work of engine most faster (average about 4.5 K on second), temperature next begin stabilize and it is changed in 40 s in small range (about 1.1 K on second). Because of the complexity of the problem of analysis distribution temperatures in inlet valve in an unsteady state, its going to be further subject of analysis.