

PIOTR GUSTOF, ALEKSANDER HORNIK, DAMIAN JĘDRUSIK*

WYZNACZANIE WARTOŚCI I ROZKŁADU TEMPERATURY W TŁOKU DOŁADOWANEGO SILNIKA Z ZAPŁONEM SAMOCZYNNYM

DETERMINATION OF TEMPERATURE DISTRIBUTION IN THE PISTON OF A SUPERCHARGED DIESEL ENGINE

Streszczenie

W niniejszym artykule wyznaczono wartość i rozkłady temperatury w tłoku doładowanego silnika z zapłonem samoczynnym w początkowej fazie jego pracy z zastosowaniem dwustrefowego modelu procesu spalania, warunków brzegowych III rodzaju oraz metody elementów skończonych (MES) za pomocą programu COSMOS/M.

Słowa kluczowe: dwustrefowy model procesu spalania, obciążenie cieplne tłoka, MES

Abstract

In this paper distribution of temperatures in the piston of turbo Diesel engine at the beginning of its work was presented. Computations were performed by means of a two-zone combustion model and the finite elements method (FEM) by using of COSMOS/M program.

Keywords: two-zone combustion model, heat loads of the piston, FEM

* Dr inż. Piotr Gustof, mgr inż. Aleksander Hornik, mgr inż. Damian Jędrusik, Katedra Eksploatacji Pojazdów Samochodowych, Wydział Transportu, Politechnika Śląska w Gliwicach.

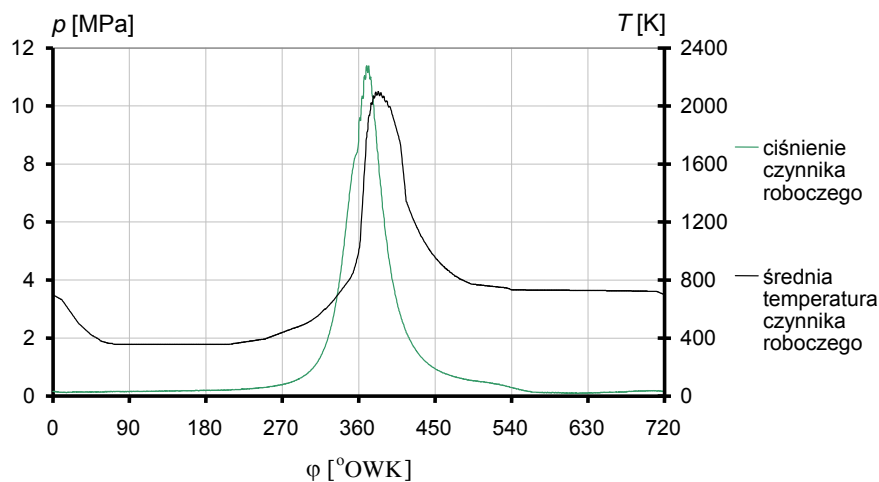
1. Wstęp

Doskonalenie silników z zapłonem samoczynnym podyktowane jest wieloma względami, do których należą m.in. ciągle rosnące wymagania dotyczące ich osiągnięć (wskaźnik mocy jednostkowej), ograniczenia emisji toksycznych składników spalin i nietoksycznego CO₂ (efekt cieplarniany) oraz zachowania odpowiedniej trwałości jednostki napędowej.

Realizacja wymagań stawianych współczesnym silnikom wysokoprężnym może odbywać się poprzez badania doświadczalne bądź coraz szerzej stosowane badania komputerowe. Badania komputerowe w stosunku do doświadczalnych pozwalają obniżyć koszty i czas weryfikacji nowych prototypów i z tego powodu modelowanie elementów silnika, jak i zjawisk termodynamicznych w nim zachodzących jest bardzo przydatnym i chętnie wykorzystywanym narzędziem w pracach konstrukcyjno-badawczych. Ponadto możliwości spełnienia powyższych kryteriów przy zachowaniu poprawnej pracy silnika limitowane są przez zdolność jego poszczególnych elementów, m.in. tłoków, do przenoszenia obciążeń cieplnych.

2. Modelowanie obciążeń cieplnych tłoka

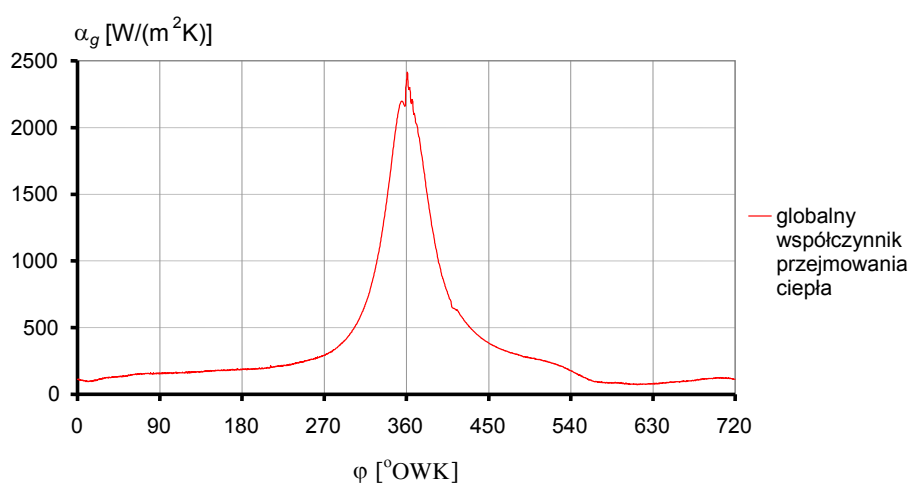
W niniejszym artykule modelowanie obciążeń cieplnych tłoka przeprowadzono, wykorzystując zmienne i średnie wartości warunków brzegowych III rodzaju z zastosowaniem analizy czasowej przebiegu wartości temperatury i jej rozkładu w tłoku doładowanego silnika ZS.



Rys. 1. Przebieg ciśnienia i temperatury czynnika roboczego w doładowanym silniku ZS ($N = 48 \text{ kW}$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $\lambda = 1,66$)

Fig. 1. The course of pressure and temperature of working medium in turbo Diesel engine ($N = 48 \text{ kW}$, $n = 2000 \text{ rpm}$, $\lambda = 1,66$)

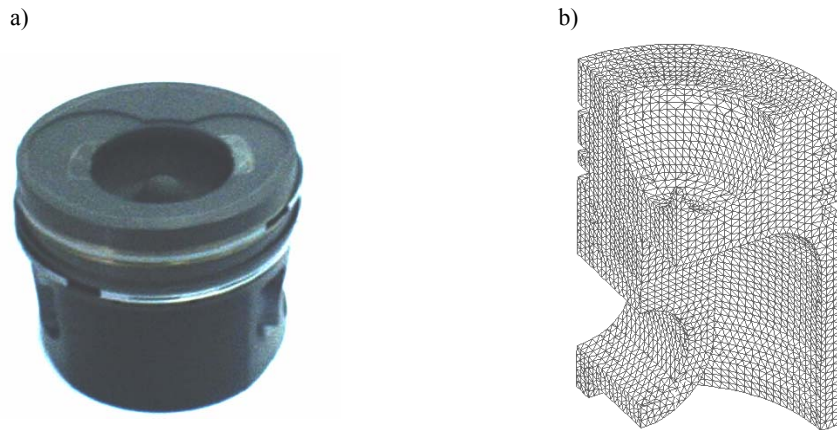
Warunki brzegowe III rodzaju opisują: temperatura czynnika roboczego (rys. 1) oraz globalny współczynnik przejmowania ciepła wyznaczony m.in. na podstawie zależności Woschniego (rys. 2). Przebieg temperatury czynnika roboczego dla całego cyklu pracy silnika wyznaczono z zastosowaniem dwustrefowego modelu procesu spalania na podstawie zmierzzonego przebiegu ciśnienia indykatorem (rys. 1) [1, 2]. Analizę obciążeń cieplnych w tłoku przeprowadzono w początkowej fazie pracy silnika od momentu, gdy temperatura tłoka była równa temperaturze otoczenia do czasu, w którym rozkład temperatury w tłoku zmieniał się w niewielkim zakresie.



Rys. 2. Przebieg globalnego współczynnika przejmowania ciepła w komorze spalania silnika ZS
 Fig. 2. The course of total heat transfer coefficient in the combustion chamber of turbo Diesel engine

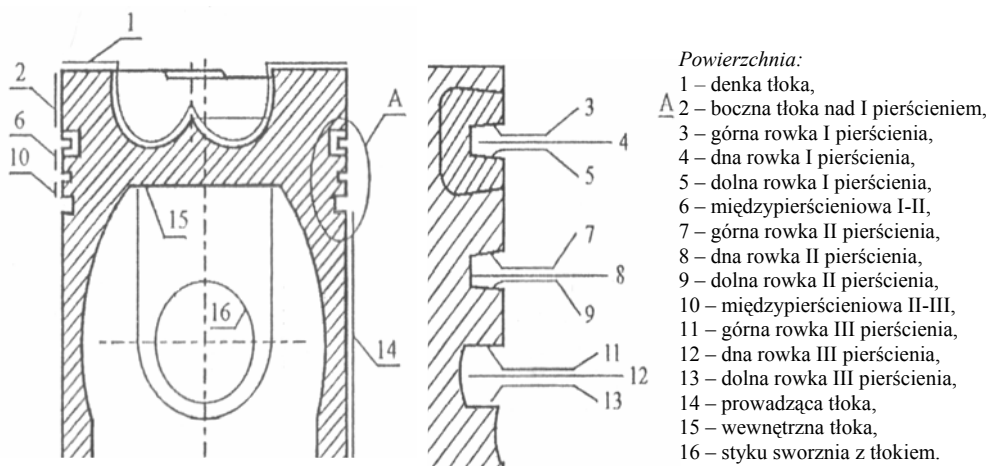
3. Model geometryczny i warunki brzegowe tłoka

Model geometryczny tłoka (rys. 3b)) został stworzony na podstawie elementu rzeczywistego (rys. 3a)) za pomocą modułu Geostar programu COSMOS/M. W modelu tym wyróżniono 16 charakterystycznych powierzchni (rys. 4), którym przypisano określone wartości warunków brzegowych III rodzaju [2–4]. Dokładny sposób tworzenia modelu przestrzennego oraz matematyczny opis warunków wymiany ciepła na charakterystycznych powierzchniach analizowanego tłoka zostały przedstawione we wcześniejszych publikacjach [5, 6].



Rys. 3. Model geometryczny tłoka: a) element rzeczywisty, b) model dyskretny

Fig. 3. Geometrically model of piston: a) real element, b) discrete model

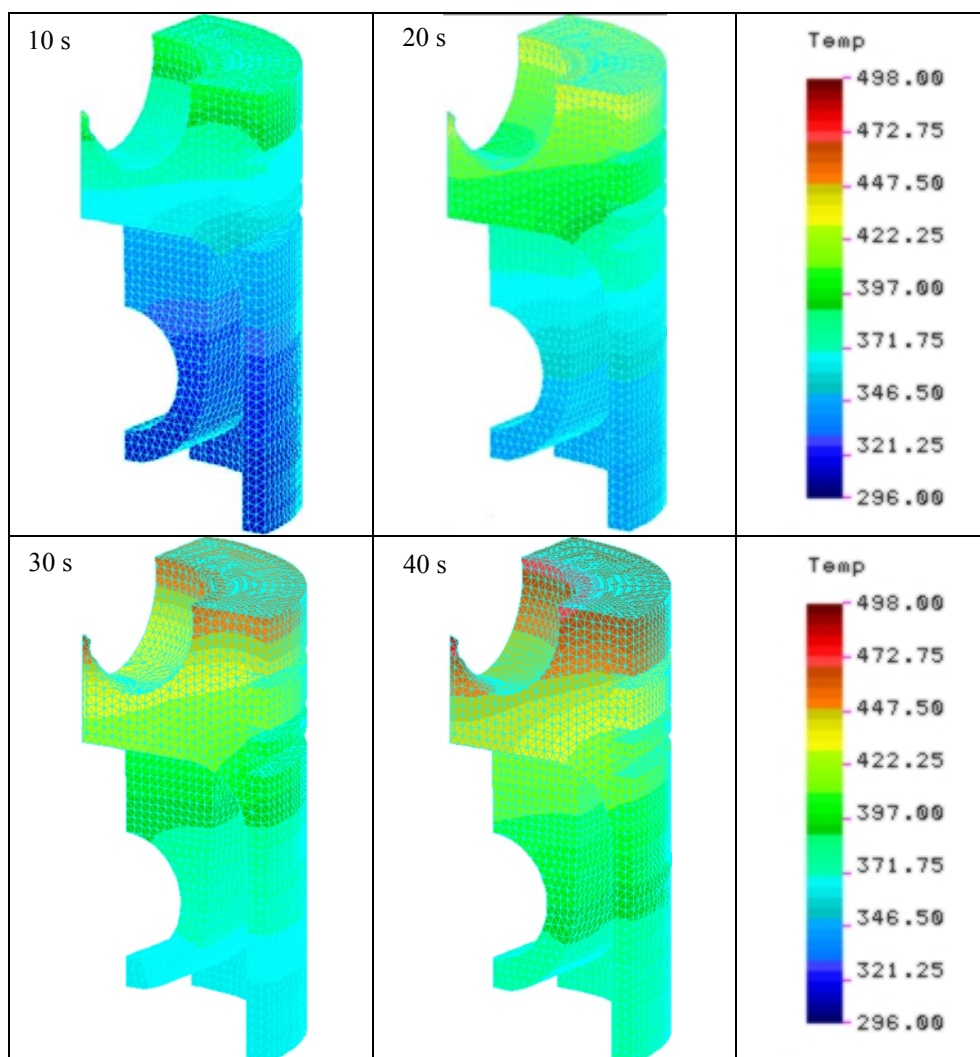


Rys. 4. Powierzchnie wymiany ciepła dla tłoka

Fig. 4. Surface heat exchange of the piston

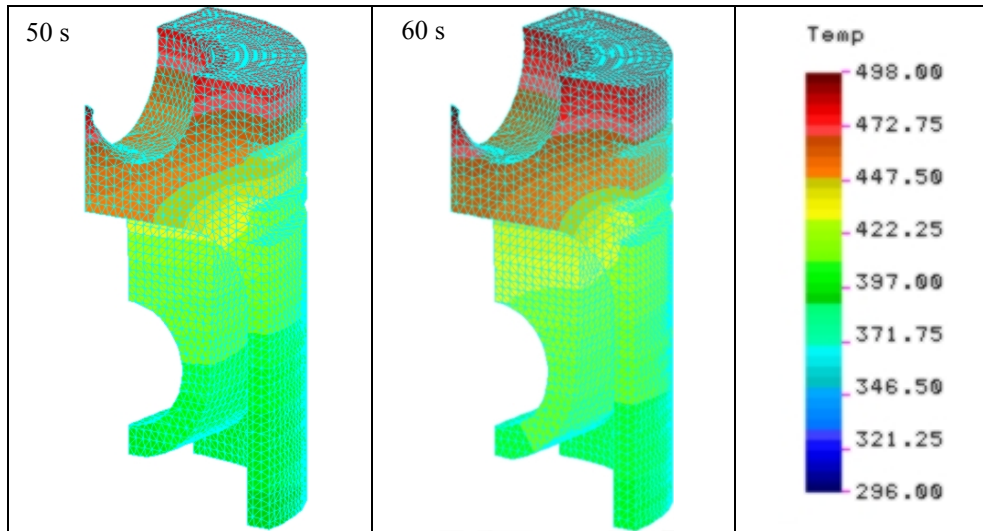
4. Wyniki obliczeń

W artykule zamodelowano obciążenia cieplne tłoka doładowanego silnika ZS z wtryskiem bezpośrednim o pojemności 2390 cm³ i mocy znamionowej 85 KW. Obliczenia wykonano z dokładnością do 0,5°OWK dla współczynnika nadmiaru powietrza $\lambda = 1,66$ i prędkości obrotowej 2000 min⁻¹. Na rysunkach 5 i 6 przedstawiono kolejne fazy nagrzewania się tłoka po 10, 20, 30, 40, 50 oraz 60 s pracy silnika przy położeniu tłoka 5°OWK po zwrocie zewnętrznym w cyklu napełniania. Natomiast na rys. 7 przedstawiono przebieg zmiany maksymalnej temperatury na powierzchniach tłoka silnika w czasie.



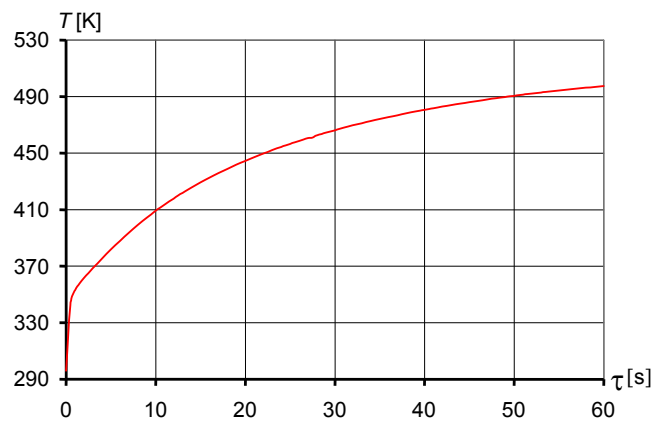
Rys. 5. Fazy nagrzewania się tłoka

Fig. 5. Phases of the piston heating up



Rys. 6. Fazy nagrzewania się tłoka

Fig. 6. Phases of the piston heating up



Rys. 7. Przebieg zmiany maksymalnej temperatury na tłoku silnika

Fig. 7. The course of change maximal temperature on the piston engine

5. Podsumowanie

W wyniku przeprowadzonych obliczeń numerycznych stwierdzono, że najwyższa temperatura występuje na powierzchni denka tłoka oraz jego powierzchni bocznej nad pierwszym pierścieniem. W czasie pracy silnika wynoszącej 60 s temperatura ta osiągnęła ok.

500 K, natomiast przyrost temperatury dla tych powierzchni ok. 200 K. Z obliczeń numerycznych wynika także, że tłok najszybciej nagrzewał się w początkowych 5 s pracy silnika, gdzie szybkość przyrostu temperatury wyniosła ok. 17 K/s. Natomiast średnia szybkość nagrzewania się tłoka podczas 60 s jego pracy wyniosła ok. 3,5 K/s. Z kolei największe obciążenia cieplne tłoka wystąpiły w początkowej fazie rozruchu silnika w komorze spalania tłoka i wyniosły ok. 5 K/mm. Wydaje się zatem, że prowadzenie dalszych obliczeń, dla większego przedziału czasowego, umożliwi w przyszłości dokonanie pełniejszej oceny osiąganych wartości temperatury tłoka doładowanego silnika ZS, co pozwoli lepiej, zdaniem autorów, skorelować uzyskane wyniki obliczeń z danymi w literaturze przedmiotu, które nie są do końca precyzyjne. Ponadto wyniki obliczeń zostaną zweryfikowane na rzeczywistym obiekcie [6], co umożliwi w pełni ocenić przydatność zastosowanych modeli matematycznych do analizy przepływu ciepła w wybranych elementach tłokowego silnika spalinowego.

Literatura

- [1] Gustof P., *Wyznaczanie przebiegu temperatur ładunku dla pełnego cyklu roboczego w cylindrze doładowanego silnika o zapłonie samoczynnym*, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, seria: Transport, z. 43, Gliwice 2001.
- [2] Kwaśniewski S., Sroka Z., Zabłocki W., *Modelowanie obciążeń cieplnych w elementach silników spalinowych*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1999.
- [3] Wiśniewski S., *Wymiana ciepła*, PWN, Warszawa 1987.
- [4] Jaskólski J., *Zagadnienia optymalizacji obciążeń cieplnych tłoków silników spalinowych*, Wydawnictwo Politechniki Częstochowskiej, Częstochowa 2001.
- [5] Gustof P., Hornik A., Jędrusik D., *Modelowanie obciążeń cieplnych tłoka doładowanego silnika ZS*, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, seria: Transport, z. 63, Gliwice 2006.
- [6] Gustof P., Hornik A., Jędrusik D., *Modelling of the heat load in the piston of turbo Diesel engine-continuation*, Problemy Transportu, t. 2, z. 4, Gliwice 2007.