

## THERMAL DEFORMATION OF THE SW680 ENGINE PISTON DEPENDING ON THE POSITION OF COMBUSTION CHAMBER

Grzegorz Mitukiewicz, Zbigniew Pawelski

Instytut Pojazdów, Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Łódzkiej  
Żeromskiego 16 Street, 90-924 Łódź, Poland  
tel.: +48 42 631-23-93, fax: +48 42 631-23-98  
e-mail: instpoj@p.lodz.pl, mituk@interia.pl, zpawelski@p.lodz.pl

### Abstract

The paper describes simulation model of thermal deformations of piston of Diesel engine with combustion chamber placed in piston crown. Results for different position of combustion chamber are presented and analyzed. For calculations assumed that thermal deformation of piston do not vary within engine's cycle if it works in constant conditions. An hand of pressure and temperature charts of SW680 engine, heat transfer coefficient on piston crown surface was defined. Heat transfer coefficient on the rest piston surfaces was defined based on the literature.

Using finite element method (FEM) code, piston shape was created, and then the piston body was meshed and loaded according to Fourier conditions. Nodes displacements let describe piston deformation. The results of initial simulation research of piston deformations shows, that these deformations to a considerable degree will depend from the position of the combustion chamber. The largest deformations stepped out for piston with the chamber farther displaced from the piston axis, the smallest for piston with the symmetrically situated combustion chamber. The largest differences in the deformations steps out in the areas of piston crown. Results from the performed earlier simulations show, that the position of combustion chamber has comparable influence on the deformation of piston leading parts (so essential for the engine exploitation with accordance to the rules), how the combustion chamber shape. Obtained results encourage to the performing of further research works.

**Keywords:** transport, silniki spalinowe, tłoki, komory spalania, odkształcenia cieplne

## ODKSZTAŁCENIA CIEPLNE TŁOKA SILNIKA SW680 W ZALEŻNOŚCI OD POŁOŻENIA ZASTOSOWANEJ KOMORY SPALANIA

### Streszczenie

W artykule przedstawiono model obliczeniowy odkształceń cieplnych tłoka silnika o zapłonie samoczynnym z komorą spalania umieszczoną w jego denku, oraz wyniki obliczeń dla różnie położonych komór spalania wraz z ich analizą. Do obliczeń przyjęto, że odkształcenia cieplne tłoka są stałe w całym cyklu pracy silnika, jeżeli pracuje on w ustalonych warunkach. Na podstawie wykresu indykatorowego silnika SW680 określono współczynnik przejmowania ciepła na powierzchni denka tłoka  $\alpha_0$ . Współczynniki przejmowania ciepła na pozostałych powierzchniach tłoka zostały przyjęte na podstawie zależności podanych w literaturze[6].

Przy pomocy programu komputerowego wykorzystującego metodę elementów skończonych (MES) zamodelowano tłok, a następnie dyskretyzowano jego objętość elementami przestrzennymi obciążonymi cieplnie przy wykorzystaniu warunków brzegowych trzeciego rodzaju (Fouriera). Wyznaczenie przesunięcia węzłów siatki pozwoliło na określenie odkształceń tłoka. Wyniki wstępnych badań symulacyjnych odkształceń tłoka wskazują, że odkształcenia te w znacznym stopniu zależą od położenia komory spalania. Największe odkształcenia wystąpiły dla tłoka z komorą najdalej odsuniętą od osi tłoka, a najmniejsze dla tłoka z symetrycznie umieszczoną komorą spalania. Największe różnice w odkształceniach występują w okolicach korony tłoka. Z przeprowadzonych wcześniej symulacji wynika, że położenie komory spalania ma porównywalny wpływ na odkształcenie części prowadzącej tłoka (tak istotne dla prawidłowej eksploatacji silnika), jak kształt komory spalania. Otrzymane wyniki zachęcają do prowadzenia dalszych prac badawczych.

**Słowa kluczowe:** transport, combustion engine, pistons, combustio chamber, thermal deformation

### 1. Wstęp

W silnikach o zapłonie samoczynnym powietrze dostarczane do cylindra jest sprężane tak, aby paliwo wtrysnięte do komory spalania w okolicy GMP uległo samoczynnemu zapłonowi. Jest to możliwe, jeżeli w komorze spalania w chwili wtrysku paliwa panuje odpowiednio wysoka

temperatura przekraczająca temperaturę samozapłonu. Charakterystyczne więc dla tych silników jest to, że przygotowanie mieszanki odbywa się dopiero w cylindrze i to w końcu suwu sprężania. W przeciwieństwie do silników o ZI nie potrzebują one dodatkowego źródła energii do zainicjowania zapłonu.

Z literatury dotyczącej obciążeń cieplnych silników tłokowych wynika, że procesy termodynamiczne zachodzące w silniku mają istotny wpływ na kształt i wymiary tłoka. Przeprowadzone przez różnych autorów [1, 3, 8] badania tłoków koncentrowały się przede wszystkim na procesach przyjmowania ciepła od gorących gazów przez denko tłoka, przewodzenie ciepła przez tłok i odprowadzanie ciepła od tłoka. Otrzymywano również schematy odkształceń cieplnych tłoka. Kształt komory umieszczonej w tłoku silnika o zapłonie samoczynnym uwarunkowany był głównie zapewnieniem odpowiedniego zawirowania mieszanki paliwowo powietrznej. Komory spalania przyjmują więc różnego rodzaju kształt np.: kulisty, toroidalny, itp.

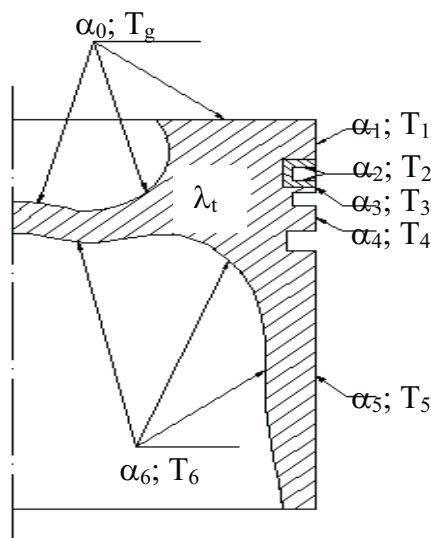
W Instytucie Pojazdów Politechniki Łódzkiej [10] są obecnie prowadzone prace mające na celu ocenę wpływu kształtu i położenia komory spalania na odkształcenia cieplne tłoka, przedstawione przykładowo dla silnika SW680. Badania te wykonano przy pomocy programów: ProEngineer i Ansys.

Praca przebiegała w następujących etapach [10]:

1. określono warunki brzegowe, wyznaczając wartość współczynnika przyjmowania ciepła na denku tłoka, (na pozostałych powierzchniach tłoka współczynnik przyjmowania ciepła określono na podstawie zależności najczęściej spotykanych w literaturze) [6],
2. zamodelowano tłoki przy pomocy programu ProEngineer,
3. konwertowano pliki tak, aby można je było otworzyć w programie ANSYS,
4. dyskretyzowano objętość tłoków elementami skończonymi,
5. obliczono rozkład temperatury tłoka,
6. obliczono odkształcenia cieplne tłoka.

## 2. Współczynniki przyjmowania ciepła na poszczególnych powierzchniach tłoka

Wielkością charakteryzującą stopień obciążenia cieplnego powierzchni otaczających komorę spalania jest współczynnik przyjmowania ciepła  $\alpha_g$ .



Rys. 1. Schemat tłoka z oznaczeniami temperatur  $T_i$  i współczynników przyjmowania ciepła  $\alpha_i$   
 Fig. 1. The schema of the piston with designations of temperatures  $T_i$  and heat transfer coefficient  $\alpha_i$

Na wartość globalną tego współczynnika składa się współczynnik przyjmowania ciepła przez konwekcję  $\alpha_k$  oraz współczynniki uwzględniające radiację płomienia  $\alpha_r$  i gazu  $\alpha_{rg}$  [9].

$$\alpha_g = \alpha_k + \alpha_r + \alpha_{rg} \quad (1)$$

Ostatni składnik w porównaniu z dwoma pierwszymi, jest pomijalnie mały, dlatego można przyjąć:

$$\alpha_g(\varphi_i) = \alpha_k(\varphi_i) + \alpha_r(\varphi_i) \quad (2)$$

Do opisu przejmowania ciepła przez konwekcję ( $\alpha_k$ ) najczęściej stosowaną zależnością, w odniesieniu do silników o zapłonie samoczynnym, jest zależność Woschniego [4]:

$$\alpha_k(\varphi_i) = 127,93 \cdot D^{-0,214} \cdot w^{0,786} \cdot p(\varphi_i)^{0,786} \cdot T(\varphi_i)^{-0,525} \text{ m}, \quad (3)$$

gdzie:

D - średnica cylindra, D = 0,128m,

W - średnia prędkość tłoka w komorze spalania  $\left[ \frac{m}{s} \right]$ ,

p( $\varphi_i$ ) - chwilowe wartości ciśnienia czynnika [MPa],

T( $\varphi_i$ ) - chwilowe wartości temperatury czynnika [K],

( $\varphi_i$ ) - wartość kąta obrotu wału korbowego [ $^{\circ}$ OWK].

Drugi ze współczynników składowych ( $\alpha_r$ ) wynika z promieniowania płomienia, co jest związane z pojawieniem się w nim cząstek sadzy. Zależność umożliwiającą wyznaczenie wartości tej wielkości Sitkei [1] określił następująco

$$\alpha_r(\varphi_i) = \frac{C_0 \cdot \varepsilon_{pl}(\varphi_i) \cdot [T_{pl}(\varphi_i) - (T_s)]}{T(\varphi_i) - T_s}, \quad (4)$$

gdzie:

C<sub>0</sub> - stała promieniowania ciała doskonale czarnego, C<sub>0</sub> = 5,67  $\frac{W}{m^2 K^4}$ ,

$\varepsilon_{pl}(\varphi_i)$  - chwilowa wartość emisyjności płomienia [-],

T<sub>pl</sub>( $\varphi_i$ ) - chwilowa wartość temperatury płomienia [K],

T<sub>s</sub> - średnia temperatura ścianek komory spalania [K],

T( $\varphi_i$ ) - chwilowa temperatura czynnika roboczego [K].

Emisyjność płomienia określa wzór [4]

$$\varepsilon_{pl}(\varphi_i) = \frac{0,18}{1 + 0,9 \cdot \frac{1 - \varepsilon_f(\varphi_i)}{\varepsilon_f(\varphi_i)}}, \quad (5)$$

$\varepsilon_f(\varphi_i)$  - względna emisyjność płomienia,

$$\varepsilon_f(\varphi_i) = 1 - e^{(-10 \cdot p(\varphi_i) \cdot l_p)} \quad [-],$$

p( $\varphi_i$ ) - ciśnienie w komorze spalania w i-tej chwili [MPa],

l<sub>p</sub> - średnia droga płomienia w komorze spalania [m],

$$l_p = 3,6 \cdot 10^{-2} \frac{V_k}{F_k},$$

V<sub>k</sub> - objętość komory spalania, V<sub>k</sub> = 120 cm<sup>3</sup>

F<sub>k</sub> - powierzchnia komory, F<sub>k</sub> = 250 cm<sup>2</sup>.

Temperatura płomienia w chwili „i”, odpowiadającej kątowemu położeniu wału korbowego  $\varphi_i$  [4]:

$$T_{pl}(\varphi_i) = \frac{\eta_v \cdot W \cdot (1 - \psi(\varphi_i)) \cdot \psi(\varphi_i)}{\left[ 1 - \psi(\varphi_i) + \frac{L_t}{\mu} \cdot (\lambda - \psi(\varphi_i)) \right] \cdot c_p(\varphi_i)} + T(\varphi_i), \quad (6)$$

$\eta_v$  - współczynnik napełnienia,  $\eta_v = 0,9$ ,

$W$  - wartość opałowa paliwa; dla oleju napędowego  $W = 42700 \frac{kJ}{kg}$ ,

$\psi(\varphi_i)$  - wartość funkcji Wiebego,

$L_t$  - teoretyczna liczba kilomoli powietrza potrzebna do spalania 1 kg paliwa, dla oleju napędowego,  $L_t = 0,495 \frac{kmol}{kg}$ ,

$\mu$  - masa molowa suchego powietrza,  $\mu = 0,02896 \frac{kg}{mol}$ ,

$\lambda$  - współczynnik nadmiaru powietrza,  $\lambda = 1,7$ ,

$c_p(\varphi_i)$  - ciepło właściwe płomienia  $\frac{J}{kg \cdot K}$ .

Wartość funkcji Wiebego:

$$\psi(\varphi_i) = 1 - e^{\frac{(-6,908 \cdot (\frac{\varphi_i - \varphi_p}{\varphi_k - \varphi_p})^{1,7})}{\varphi_k - \varphi_p}},$$

$\varphi_i$  - bieżąca wartość kąta obrotu wału korbowego,  $\varphi_i = 173^\circ - 243^\circ$ ,

$\varphi_p$  - kąt obrotu wału na początku spalania,  $\varphi_p = 173^\circ$ ,

$\varphi_k$  - kąt obrotu wału na końcu spalania,  $\varphi_k = 243^\circ$ .

Ciepło właściwe płomienia

$$c_p(\varphi_i) = \frac{997,3 \cdot 10^{-3}}{T(\varphi_i)^{0,0065} \cdot (1 - 156 \cdot 10^{-6} \cdot T(\varphi_i))}. \quad (7)$$

Średnią temperaturę ścianek komory spalania określa wzór

$$T_s = \frac{10^{-3}}{1 - \frac{D_k}{D_c}} \cdot \left[ 35,8 \left( \frac{D_k}{D_c} \right)^3 - 46,7 \left( \frac{D_k}{D_c} \right)^2 - 937,5 \left( \frac{D_k}{D_c} \right) + 948,3 \right] \cdot t_0, \quad (8)$$

$D_k$  - średnica komory w tłoku,  $D_k = 0,0715$  m,

$D$  - średnica tłoka,  $D = 0,128$  m,

$t_0$  - temperatura środka denka tłoka [K],

$$t_0 = 0,243 \cdot (0,0025 \cdot t_{ch} + 0,8) \cdot \left( 3 + \frac{\varepsilon}{16} \right) \cdot e^{-0,002 \cdot D \cdot p_e} \cdot f_{p_e} + 273,2, \quad (9)$$

$t_{ch}$  - temperatura cieczy chłodzącej,  $t_{ch} = 80^\circ C$ ,

$\varepsilon$  - stopień sprężania,  $\varepsilon = 16,5$ ,

$p_e$  - średnie ciśnienie użyteczne,  $p_e = 0,457$  MPa,

$D$  - średnica tłoka,  $D = 0,128$  m,

$f_{p_e}$  - stała termodynamiczna.

$$f_{p_e} = 128 + 0,041 \cdot n + [747 + 0,245 \cdot n - (136 + 0,045 \cdot n) \cdot p_e] \cdot \frac{p_e}{10}, \quad (10)$$

$n$  - prędkość obrotowa silnika,  $n = 2200 \left[ \frac{\text{obr}}{\text{min}} \right]$ .

Przyjmuje się, że średnia prędkość czynnika w komorze spalania osiąga wartość trzykrotnie większą niż prędkość tłoka, stąd:

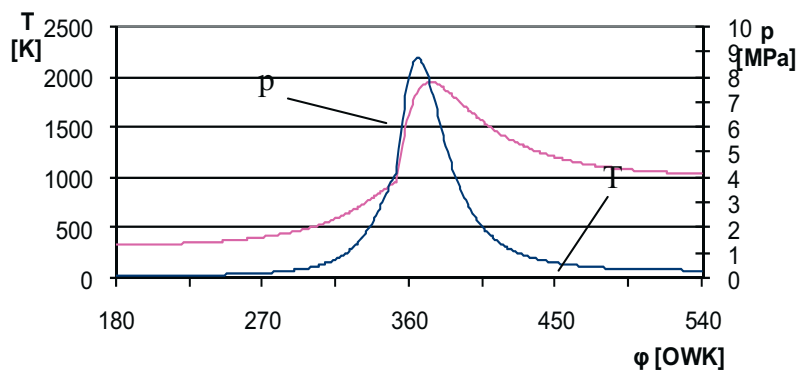
$$w \cong 3 \cdot c_{sr},$$

$c_{sr}$  - średnia prędkość tłoka,  $c_{sr} = 12 \left[ \frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$ ,

$$c_{sr} = \frac{S \cdot n}{30}, \quad (11)$$

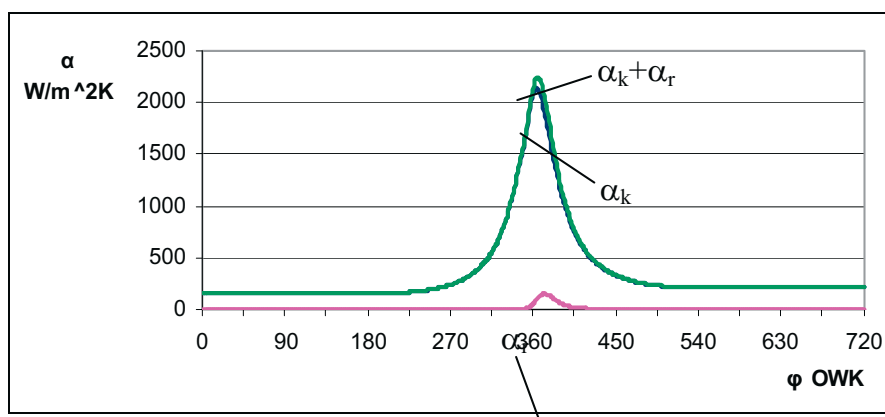
$S$  - skok tłoka,  $S = 0,16[\text{m}]$

W celu uzyskania przebiegów zmian ciśnienia i temperatury w komorze spalania silnika wykorzystano program komputerowy, który powstał w Instytucie Pojazdów Politechniki Łódzkiej. Program wykorzystuje algorytm Wiebego. Poniżej przedstawiono wykres zmian ciśnienia i temperatury w funkcji kąta obrotu wału korbowego.



Rys. 2. Wykres indykatorowy otwarty: Silnik SW680  
Fig. 2. Indicator diagram of the SW680 engine

Wykorzystując algorytm obliczeń przedstawiony we wcześniejszej części artykułu wyznaczono wartości współczynników przejmowania ciepła przez konwekcję  $\alpha_k$  oraz współczynnik uwzględniający radiację płomienia  $\alpha_r$ .



Rys. 3. Wykres przebiegu zmian współczynników przejmowania ciepła  
Fig. 3. Diagram of the course of heat transfer coefficients

Obliczenia były prowadzone dla warunków ustalonych, więc do obliczeń przyjęto średni współczynnik przejmowania ciepła  $\overline{\alpha}_0 = 542,76 \frac{W}{m^2 K}$ .

Średni współczynnik przejmowania ciepła na powierzchni powyżej pierwszego pierścienia tłokowego  $\overline{\alpha}_1$  jest mniejszy niż dla denka tłoka. W przypadku szczelin wąskich należy przyjmować niższe wartości temperatur gazu i znacznie niższe wartości współczynników przejmowania ciepła niż przy szczelinach szerokich.

Przyjęto:  $\overline{\alpha}_1 = 80 \frac{W}{m^2 K}$ .

Według Wiśniewskiego [6] średnie wartości współczynników przejmowania ciepła od tłoka do powierzchni bocznych pierwszego pierścienia uszczelniającego wynoszą:

$$\overline{\alpha}_2 = 10000 \div 20000 \frac{W}{m^2 K}; \text{ dla górnej powierzchni rowka pierścieniowego,}$$

$$\overline{\alpha}_2 = 20000 \div 30000 \frac{W}{m^2 K}; \text{ dla dolnej powierzchni rowka pierścieniowego.}$$

Przyjęto jednakowy współczynnik przejmowania ciepła dla obydwu powierzchni:

$$\overline{\alpha}_2 = 20000 \frac{W}{m^2 K}. \quad (12)$$

Pozostałe współczynniki przyjęto na podstawie literatury [6]. Wartości współczynników przejmowania ciepła oraz odpowiadające im temperatury przedstawia Tab. 1.

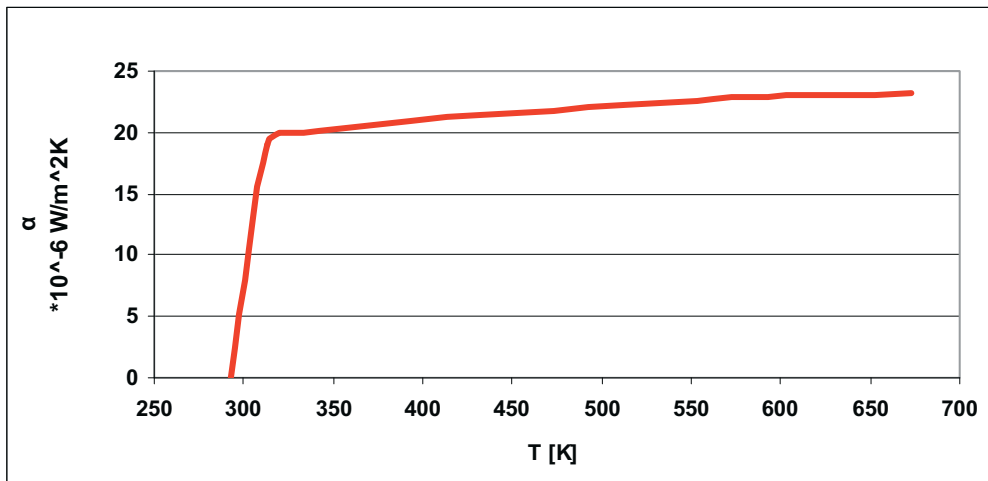
Tab. 1. Wartości przyjętych współczynników przejmowania ciepła i temperatur. Oznaczenia zgodne z Rys. 1  
Tab. 1. Values of applied heat transfer coefficients and temperatures. Marked according to Fig. 1

| i / numer powierzchni                     | 0      | 1   | 2     | 3    | 4    | 5    | 6   |
|---|--------|-----|-------|------|------|------|-----|
| $\alpha_i \left[ \frac{W}{m^2 K} \right]$ | 542,76 | 80  | 20000 | 1500 | 1000 | 1000 | 60  |
| $T_i$ [K]                                 | 600    | 415 | 405   | 405  | 400  | 400  | 348 |

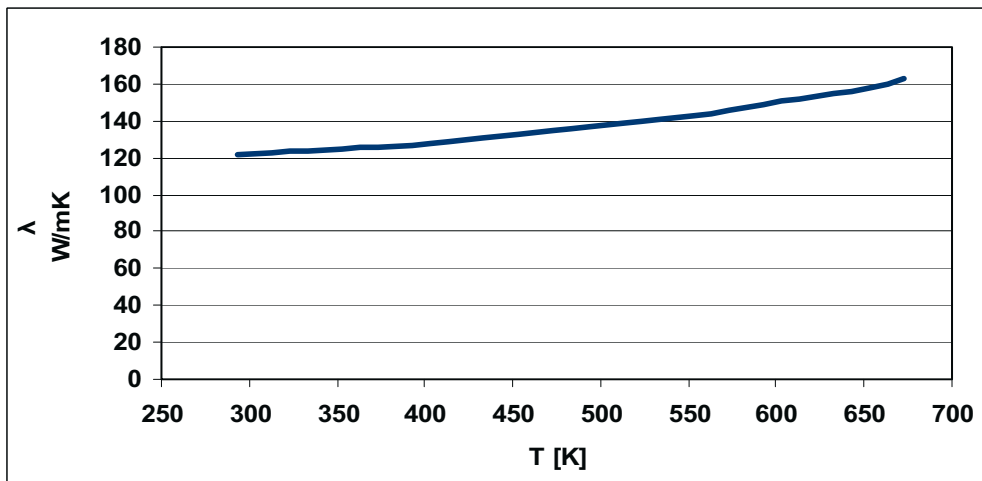
### 3. Wyniki obliczeń odkształceń cieplnych tłoków silnika sw680

Tłoki silników spalinowych wykonują się między innymi ze stopów aluminium. Przyjęto, że materiał z jakiego wykonane są badane tłoki to AK12. Własności materiałowe tego stopu aluminium z krzemem podano poniżej:

- moduł Younga  $E = 65000$  [MPa]n,
- liczba Poissona  $\nu = 0,33$  n,
- gęstość  $\rho = 2700 \left[ \frac{kg}{m^3} \right]$  n,
- współczynnik rozszerzalności cieplnej (Rys. 4),
- współczynnik przewodności cieplnej (Rys. 5).

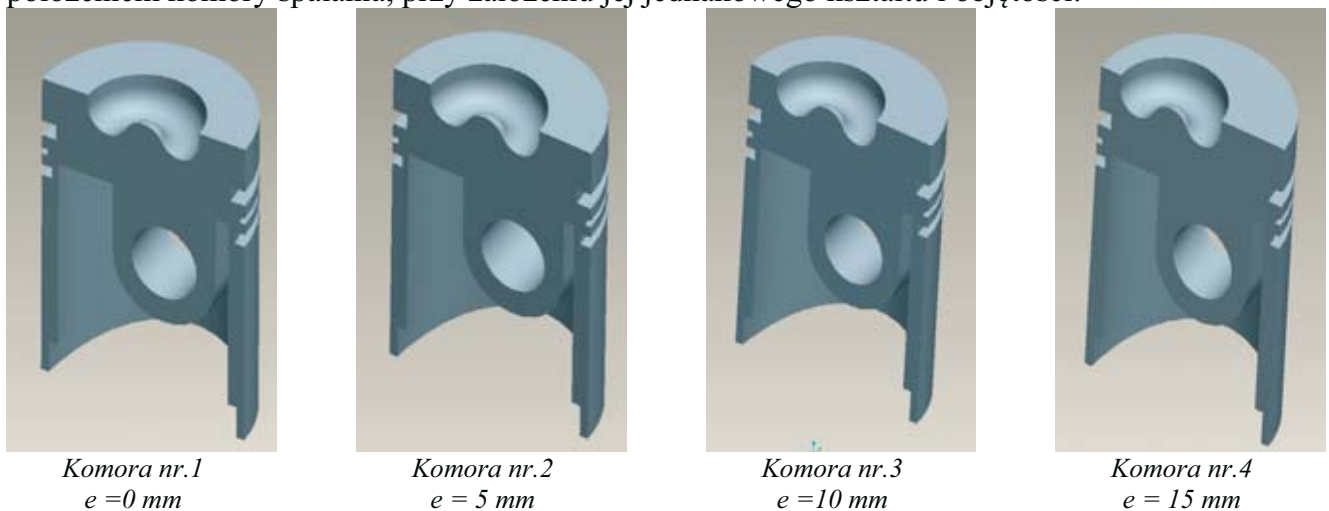


Rys. 4. Przebieg zmian współczynnika rozszerzalności liniowej w funkcji temperatury [2]  
 Fig. 4. The course of changes of the linear thermal expansion coefficient versus temperature [2]



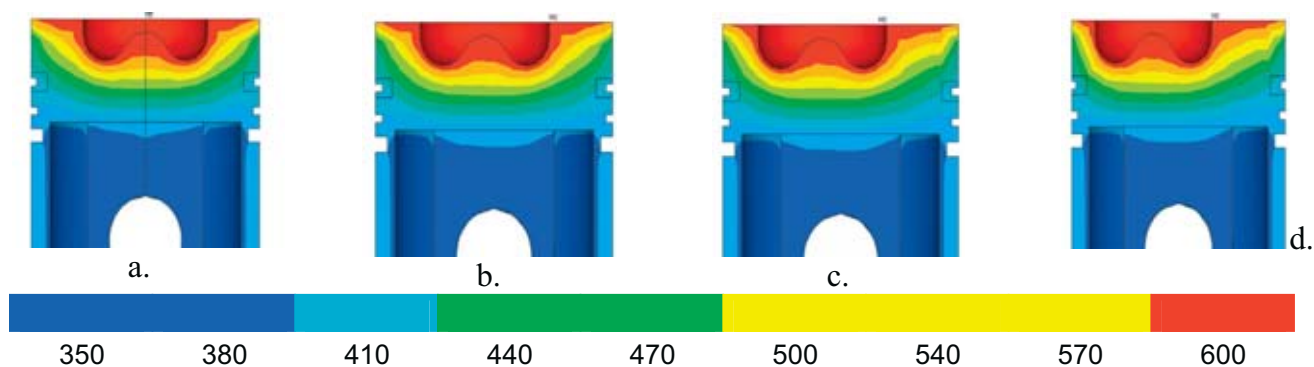
Rys. 5. Przebieg zmian współczynnika przewodności cieplnej w funkcji temperatury [2]  
 Fig. 5. The course of changes of thermal conductivity coefficient versus temperature [2]

Przy pomocy programu ProEngineer wykonano następujące modele tłoków różniące się położeniem komory spalania, przy założeniu jej jednakowego kształtu i objętości:



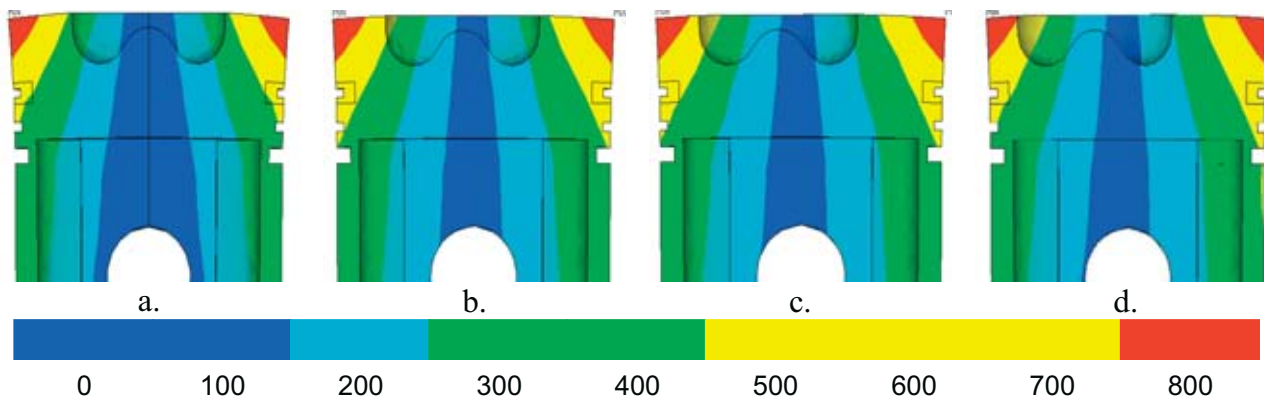
Rys. 6. Modele tłoków wykonanych przy pomocy programu ProEngineer  
 Fig. 6. Models the piston samples performed with the Pro Engineer program

Wyniki obliczeń wykonanych przy pomocy programu ANSYS przedstawiono poniżej:



Rys. 7. Rozkład temperatury tłoka dla różnie położonej komory spalania [K]  
 Fig. 7. Piston course temperature for different position of combustion chamber [K]

Analizując wymiary liniowe komór spalania można zauważyć, że przechodząc od komory spalania położonej w osi tłoka do komory, najdalej odsuniętej od osi tłoka uzyskano szeroki zakres zmian rozkładu temperatury jak również odkształceń cieplnych tłoka.



Rys. 8. Odkształcenia cieplne tłoków z różnie położoną komorą spalania [ $\mu\text{m}$ ]  
 Fig. 8. Thermal deformation of pistons with different position of combustion chamber [ $\mu\text{m}$ ]

Tab. 2. Maksymalne odkształcenia zaobserwowane w przypadku przesunięcia komory spalania  
 Tab. 2. Maximum of deformations observed In case of different position of combustion chamber

| Numer komory spalania | Zmiana wymiarów geometrycznych [mm] |                 |
|-----------------------|-------------------------------------|-----------------|
|                       | na lewo od osi                      | na prawo od osi |
| 1                     | 0,766                               | 0,766           |
| 2                     | 0,774                               | 0,759           |
| 3                     | 0,788                               | 0,755           |
| 4                     | 0,805                               | 0,747           |

#### 4. Podsumowanie

Wyniki wstępnych badań symulacyjnych odkształceń tłoka, przedstawione na Rys. 8, wskazują, że odkształcenia te w znacznym stopniu zależą od położenia komory spalania. Największe odkształcenia wystąpiły dla tłoka z komorą najdalej odsuniętą od osi tłoka (Rys. 8d), a najmniejsze dla tłoka z symetrycznie umieszczoną komorą spalania (Rys. 8a). Największe



różnice w odkształceniach występują w okolicach korony tłoka. Z przeprowadzonych wcześniej symulacji wynika, że położenie komory spalania ma porównywalny wpływ na odkształcenie części prowadzącej tłoka (tak istotne dla prawidłowej eksploatacji silnika), jak kształt komory spalania. Otrzymane wyniki zachęcają do prowadzenia dalszych prac badawczych.

## **Literatura**

- [1] Gardyński, L., Weroński, A., *Stanowisko do pomiarów chwilowych temperatur denka tłoka*. Materiały konferencyjne KONES '97.
- [2] Pietrowski, S., *Kryształizacja, struktura i właściwości siluminów tłokowych*, Wydawnictwo Politechniki Łódzkiej, Łódź 1999.
- [3] Pietrowski, S., *Struktura siluminów tłokowych w aspekcie obciążeń mechanicznych i cieplnych tłoka*. Journal of KONES Vol. 2, No. 1. Warsaw-Poznan, 1995.
- [4] Sitkei, G., *Heat transfer and thermal loading in internal combustion engines*. Akademiai Kiado, Budapest 1974.
- [5] Szlachta, Z., Mruk, A., Cisek, J., *Wpływ termoizolacji denka tłoka na własności silnika wysokoprężnego*. Interkonmot '98.
- [6] Wiśniewski, S., *Obciążenia cieplne silników tłokowych*, WKŁ Warszawa 1972.
- [7] Woschni, G., *Berechnung der Wandverluste und thermischen Belastung von Dieselmotoren*, MTZ Nr 2 1970.
- [8] Zabłocki, M., *Badania rozwojowe tłokowych silników spalinowych*, Praca zbiorowa. Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków - Janowice 1979.
- [9] Kwaśniewski, S., Sroka, Z. J., Zabłocki, W., *Modelowanie obciążeń cieplnych w elementach silników spalinowych*, Wydawnictwo Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1999.
- [10] Mitukiewicz, G., Sygniewicz, J., *Odształcenia cieplne tłoka silnika SW680 w zależności od kształtu zastosowanej komory spalania*, KONES 2007.

