

## THERMAL DEFORMATIONS OF THE SW680 ENGINE PISTON DEPENDING ON THE APPLIED COMBUSTION CHAMBER SHAPE

Grzegorz Mitukiewicz, Jerzy Sygniewicz

Politechnika Łódzka, Instytut Pojazdów  
Żeromskiego 116, 90-924 Łódź  
tel.: +48 42 631-23-90; +48 42 631-23-99  
e-mail: mituk@interia.pl, jsygniew@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 shapes 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 simulation results allow to find the optimal shape of combustion chamber, in respect of piston deformation, and also can be the base to create the method of fast verify combustion chamber shape. Results simulation research of piston deformations showed that piston deformations were considerably dependent from combustion chamber shape. The biggest deformations came out for the chamber of small depth and the high diameter. Differences of thermal deformations of piston skirt reach to 50  $\mu\text{m}$

**Keywords:** combustion engine, piston, thermal deformations, combustion chamber

## ODKSZTAŁCENIA CIEPLNE TŁOKA SILNIKA SW680 W ZALEŻNOŚCI OD KSZTAŁTU 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 różnych kształtów komory 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.

Za pomocą 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.

Uzyskane wyniki obliczeń mogą stanowić punkt wyjścia do wyznaczenia optymalnego pod względem odkształceń cieplnych kształtu komory spalania a także być podstawą do stworzenia metody umożliwiającej szybką weryfikację przyjętego kształtu komory spalania. Wyniki badań symulacyjnych odkształceń tłoka, wskazały, że odkształcenia tłoka są w znacznym stopniu zależne od kształtu komory spalania. Największe odkształcenia wystąpiły dla komory o małej głębokości i dużej średnicy. Różnice odkształceń cieplnych części prowadzącej tłoka sięgają do 50  $\mu\text{m}$ .

**Słowa kluczowe:** silnik spalinowy, tłok, odkształcenia termiczne, komora spalania

### 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.

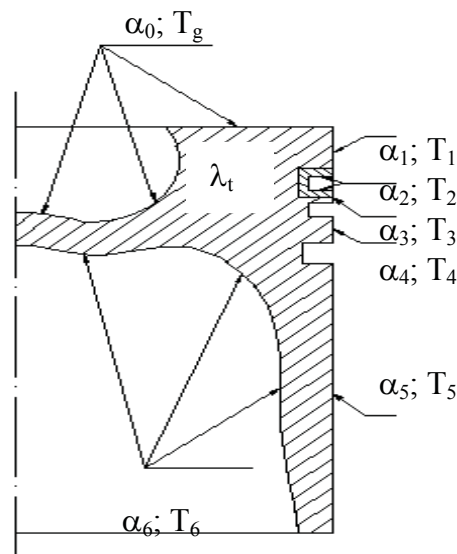
Z literatury dotyczącej obciążeń cieplnych silników tłokowych wynika, że procesy termodynamiczne zachodzące w silniku mają istotny wpływ na kształt i wymiary tłoka. Przeprowadzone przez różnych autorów [1,3,8] badania tłoków koncentrowały się przede wszystkim na procesach przyjmowania ciepła od gorących gazów przez denko tłoka, przewodzenie ciepła przez tłok i odprowadzanie ciepła od tłoka. Otrzymywano również schematy odkształceń cieplnych tłoka. Nie były one jednak tematem przewodnim badań. 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 są obecnie prowadzone prace mające na celu ocenę wpływu kształtu komory spalania na odkształcenia cieplne tłoka, przedstawione tu przykładowo dla silnika Leyland SW680. Badania te wykonano przy pomocy programów: ProEngineer i Ansys.

Praca przebiegała w następujących etapach:

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);
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 i współczynników przejmowania ciepła  
Fig. 1. The schema the piston with designations of temperatures and coefficients of heat transfer

Na wartość globalną tego współczynnika składa się współczynnik przejmowania 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]

$$\alpha_k(\varphi_i) = 127,930^{-0,214} \cdot w^{0,786} \cdot p(\varphi_i)^{0,786} \cdot T(\varphi_i)^{-0,525}, \quad (3)$$

gdzie:

D – średnica cylindra [m],

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 [°OWK].

Drugi z 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:

$C_0$  – stała promieniowania ciała doskonale czarnego,  $C_0 = 5,67 \frac{W}{m^2 K^4}$ ,

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

$T_{pl}(\varphi_i)$  – chwilowa wartość temperatury płomienia [K],

$T_s$  – średnia temperatura ścianek komory spalania [K],

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

Emisyjność płomienia określa wzór [4]:

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

gdzie:

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

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

$l_p$  – średnia droga płomienia w komorze spalania [m],

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

gdzie:

$V_k$  – objętość komory spalania [cm<sup>3</sup>],

$F_k$  - powierzchnia komory [ $\text{cm}^2$ ].

Temperatura płomienia w chwili  $i$ , odpowiadającej kątowemu położeniu wału korbowego  $\varphi_i$ :

$$T_{pl}(\varphi_i) = \frac{\eta_v \cdot W \cdot (1 - \psi(\varphi_i)) \cdot \psi(\varphi_i)}{\left[ 1 - \psi(\varphi_i) + \frac{L_t}{\mu} \cdot (\lambda - \psi(\varphi_i)) \right] \cdot c_p(\varphi_i)} + T(\varphi_i), \quad (7)$$

gdzie:

$\eta_v$  - współczynnik napełnienia,

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

$\psi$  - wartość funkcji Wiebego,

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

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

$\lambda$  - współczynnik nadmiaru powietrza,

$c_p$  - ciepło właściwe płomienia  $\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$ .

Wartość funkcji Wiebego:

$$\psi(\varphi_i) = 1 - e^{\frac{(-6,908 \cdot (\frac{\varphi_i - \varphi_p}{\varphi_k - \varphi_p})^{1,7})}{\varphi_k - \varphi_p}}, \quad (8)$$

gdzie:

$\varphi_i$  - 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:

$$c_p(\varphi_i) = \frac{997,3 \cdot 10^{-3}}{T(\varphi_i)^{0,0065} \cdot (1 - 156 \cdot 10^{-6} \cdot T(\varphi_i))}. \quad (9)$$

Średnią temperaturę ścianek komory spalania określa wzór:

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

gdzie:

$D_k$  - średnica komory w tłoku [m],

$D$  - średnica tłoka [m],

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

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

$t_{ch}$  - temperatura cieczy chłodzącej, [°C],

$\varepsilon$  - stopień sprężania,  
 $p_e$  - średnie ciśnienie użyteczne [MPa],  
 $D$  - średnica tłoka [m],  
 $f_{p_e}$  - stała termodynamiczna,

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

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

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

$$w \cong 3 \cdot c_{\dot{s}r}, \quad (11)$$

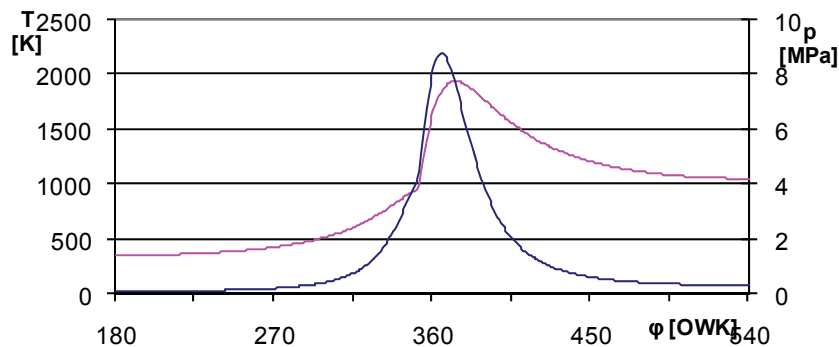
$c_{\dot{s}r}$  - średnia prędkość tłoka  $\left[ \frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$ ,

$$c_{\dot{s}r} = \frac{S \cdot n}{30},$$

$S$  - skok tłoka [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.

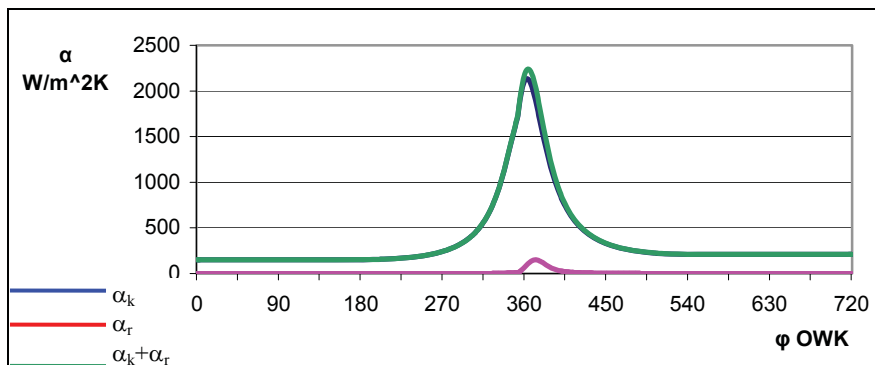
Wyniki obliczeń przedstawiono na rysunku nr 2.



Rys. 2. Wykres indykatorowy otwartego Silnika Leyland SW680

Fig.2. Indicator diagram of the 680 Leyland 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 coefficients of heat transfer changes

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

Średni współczynnik przejmowania ciepła na powierzchni powyżej pierwszego pierścienia tłokowego  $\bar{\alpha}_1$  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:  $\bar{\alpha}_1 = 80 \frac{W}{m^2 K}$ .

Według Wiśniewskiego [3] średnie wartości współczynników przejmowania ciepła od tłoka do powierzchni bocznych pierwszego pierścienia uszczelniającego wynoszą:

$$\bar{\alpha}_2 = 10000 - 20000 \frac{W}{m^2 K} \quad \text{dla górnej powierzchni rowka pierścieniowego,}$$

$$\bar{\alpha}_2 = 20000 - 30000 \frac{W}{m^2 K} \quad \text{dla dolnej powierzchni rowka pierścieniowego.}$$

Przyjęto jednakowy współczynnik przejmowania ciepła dla obydwu powierzchni:

$$\bar{\alpha}_2 = 20000 \frac{W}{m^2 K}.$$

Pozostałe współczynniki przyjęto na podstawie literatury. Wartości współczynników przejmowania ciepła oraz odpowiadające im temperatury przedstawia Tabela 1.

Tab 1. Wartości przyjętych współczynników przejmowania ciepła i temperatur  
Tab. 1. Values of applied coefficients of heat transfer and temperatures

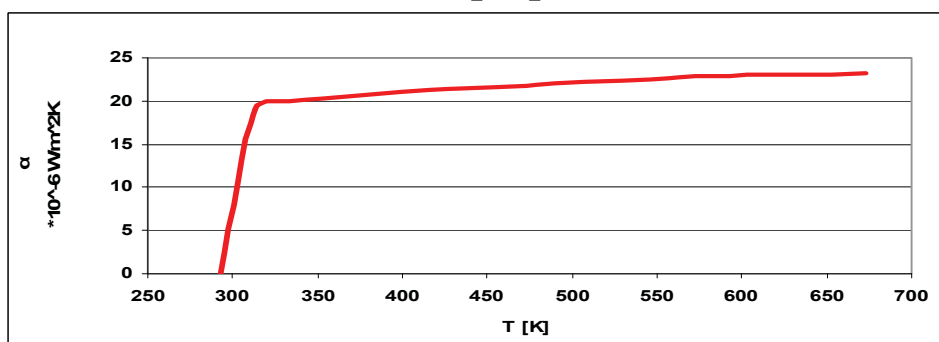
Numer powierzchni	0	1	2	3	4	5	6
$\alpha \left[ \frac{W}{m^2 K} \right]$	542,76	80	20000	1500	1000	1000	60
T [K]	600	415	405	405	400	400	348

### 3. Wyniki obliczeń odkształceń cieplnych tłoków silnika SW680

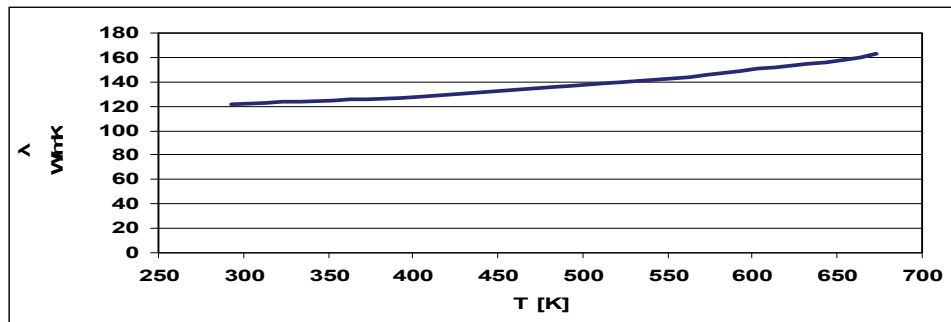
Obliczenia zostały przeprowadzone dla tego samego tłoka o różnych kształtach komory spalania. Objętość wszystkich czterech komór spalania była jednakowa. Obliczenia wykonano dla stopu aluminium stosowanego przez firmę Mahle o nazwie Mahle 124.

Dane materiałowe:

- moduł Younga  $E = 65000 \text{ [MPa]}$ ,
- liczba Poissona  $\nu = 0,33$ ,
- gęstość  $\rho = 2700 \left[ \frac{kg}{m^3} \right]$ .



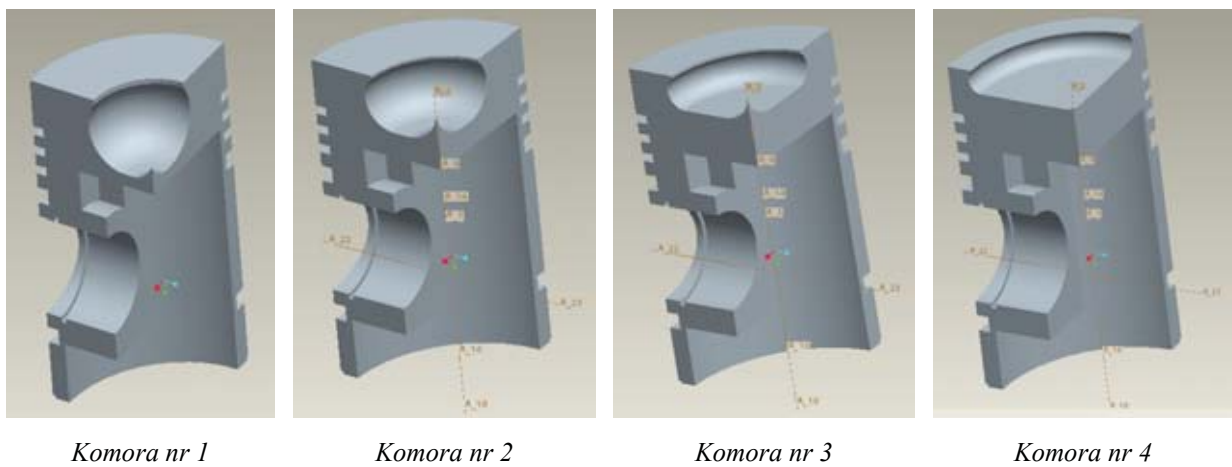
Rys. 4. Przebieg zmian współczynnika rozszerzalności liniowej w funkcji temperatury [2]  
Fig.4. The course of changes of the linear thermal expansion coefficient versus temperature [2]



Rys. 5. Przebieg zmian współczynnika przewodności cieplnej w funkcji temperatury [2]

Fig.5. The course of changes of the thermal conductivity coefficient versus temperature

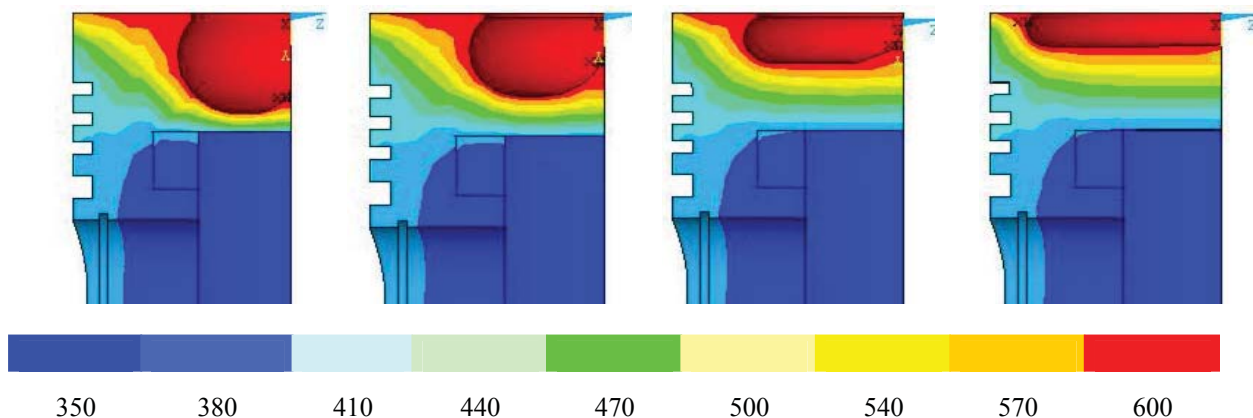
Przy pomocy programu ProEngineer wykonano następujące modele tłoków różniące się geometrią komory spalania, przy założeniu jednakowej jej objętości:



Rys. 6. Modele tłoków wykonanych przy pomocy programu ProEngineer

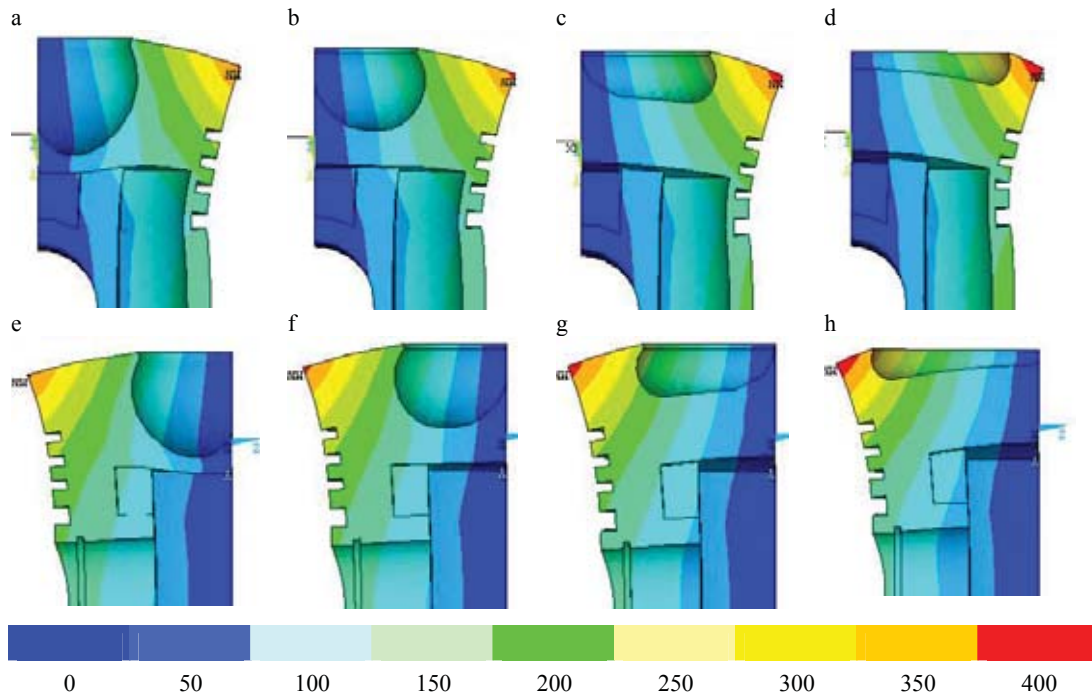
Fig. 6. Models the piston samples performed with the ProEngineer program

Analizując wymiary liniowe komór spalania można zauważyć, że przechodząc od komory spalania o najmniejszej średnicy i największej głębokości do komory o największej średnicy i najmniejszej głębokości uzyskano szeroki zakres zmian rozkładu temperatury jak również odkształceń cieplnych tłoka.



Rys. 7. Rozkład temperatury tłoka dla różnych kształtów komory spalania [K]

Fig. 7. Piston course temperature for different combustion chamber shapes [K]



Rys. 8. Odkształcenia cieplne tłoka dla różnych kształtów komory spalania [ $\mu\text{m}$ ]  
 a, b, c, d: w płaszczyźnie prostopadłej do osi sworzni, e, f, g, h: w płaszczyźnie równoległej do osi sworzni  
 Fig. 8. Thermal deformations of piston for different combustion chamber shapes [ $\mu\text{m}$ ]  
 a, b, c, d: in the surface of normal for pin axis; e, f, g, h: in the surface of perpendicular for pin axis

#### 4. Podsumowanie

Wyniki wstępnych badań symulacyjnych odkształceń tłoka, przedstawione na rys. 8, wskazują, że odkształcenia te są w znacznym stopniu zależne od kształtu komory spalania. Największe odkształcenia wystąpiły dla komory o małej głębokości i dużej średnicy (rys. 8d i 8h), a najmniejsze dla komory o małej średnicy i dużej głębokości (rys. 8a i 8e). Można to zaobserwować nie tylko w okolicy denka tłoka ale również na jego części prowadzącej. Różnice odkształceń cieplnych części prowadzącej tłoka sięgają  $50\mu\text{m}$ . Tym samym wyniki wstępnych eksperymentów potwierdzają celowość podjętej tematyki.

#### Literatura

- [1] Gardyński, L., Weroński, A., *Stanowisko do pomiarów chwilowych temperatur denka tłoka*. Materiały konferencyjne KONES '97, Warszawa 1997.
- [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, 1998.
- [6] Wiśniewski, S., *Obciążenia cieplne silników tłokowych*. WKŁ Warszawa 1972.
- [7] Woschni, G., *Berechnung der Wandverluste und thermischen Belastung von Dieselmotoren*. MTZ No. 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.