

**Sławomir BŁASIAK\***, **Czesław KUNDERA\***

## **WPLYW WARUNKÓW EKSPLOATACJI NA WŁASNOŚCI CIEPLNE BEZSTYKOWEGO USZCZELNIENIA CZOŁOWEGO**

**INFLUENCE OF THE EXPLOITATION PARAMETERS  
ON THE THERMAL BEHAVIOR  
OF THE NONCONTACTING FACE SEAL**

### **Słowa kluczowe:**

uszczelnienie czołowe, analiza cieplna

### **Key words:**

face seal, heat analysis

### **Streszczenie**

W pracy przedstawiono wyniki badań symulacyjnych dotyczących wpływu parametrów eksploatacyjnych na rozkłady temperatury w elementach konstrukcyjnych oraz w warstwie medium rozdzielającej pierścienie. Sformułowany model matematyczny składający się ze wzajemnie sprzężonych równań różniczkowych cząstkowych rozwiązano numerycznie w oparciu o własny program komputerowy. Do rozwiązywania równań o pochodnych cząstkowych zastosowano metodę objętości skończonej (FVM).

---

\* Politechnika Świętokrzyska, Wydział Mechatroniki i Budowy Maszyn, al. Tysiąclecia Państwa Polskiego 7, 25-314 Kielce.

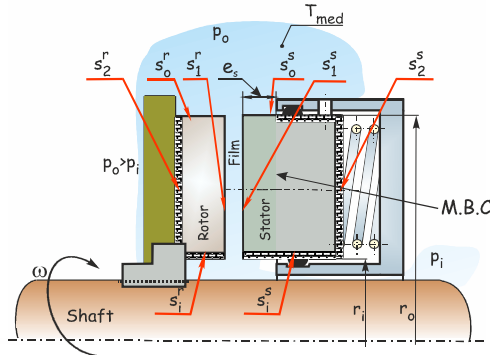
## WPROWADZENIE

Trwałość i niezawodność bezstykowych uszczelnień czołowych w istotny sposób zależy od warunków cieplnych. Generowany w szczelinie strumień ciepła wywołuje nierównomierny rozkład temperatur zarówno w samej warstwie w szczelinie, jak również w pierścieniach uszczelniających. O ważności zjawisk cieplnych zachodzących w uszczelnieniach czołowych świadczy wiele prac teoretyczno-eksperymentalnych opublikowanych w ostatnich 30 latach. W pierwszych pracach [L. 1, 2, 3] dotyczących przepływu ciepła przyjmowano jednowymiarowe modele matematyczne dotyczące zarówno rozkładu ciśnienia i temperatury w szczelinie oraz przewodzenia ciepła przez pierścienie. Przyjęcie takich uproszczonych modeli matematycznych pozwala uzyskać pełne rozwiązywania analityczne. Dwuwymiarowe modele rozkładu temperatury w pierścieniach rozwiązywane analitycznie można znaleźć w pracach, np. [L. 4, 5]. Znacząca część publikacji teoretycznych dotyczących analizy cieplej uszczelnień czołowych zawiera rozwiązania analityczno-numeryczne. Ciepło dyssypacji w warstwie medium w szczelinie jest często obliczane analitycznie, natomiast równania przewodnictwa cieplnego dla pierścieni uszczelniających oraz równania termosprężystości są rozwiązywane numerycznie [L. 6, 7, 8, 9]. Trzecia grupa publikacji [L. 10, 11, 12, 13] zawiera pełne numeryczne rozwiązania wzajemnie sprzężonych równań przepływu medium przez szczelinę, równania energii dla medium oraz równań przewodnictwa cieplnego w pierścieniach z coraz bardziej realnymi warunkami brzegowymi.

W niniejszej pracy autorzy przedstawiają trójwymiarowy model termohydrodynamiczny uszczelnienia czołowego oraz wyniki jego numerycznego rozwiązania w oparciu o własny program komputerowy. Głównym celem przeprowadzonych obliczeń numerycznych jest ustalenie wpływu parametrów eksploatacyjnych na rozkłady temperatury w elementach bezstykowego uszczelnienia czołowego.

## MODEL MATEMATYCZNY

W pracy przyjęto do badań bezstykowe uszczelnienie czołowe typu FMS (Flexibly Mounted Stator) [L. 9, 14]. Na schemacie uszczelnienia (Rys. 1) zaznaczono powierzchnie pierścieni uszczelniających, na których zachodzi wymiana ciepła.



**Rys. 1. Warunki brzegowe dla wymiany ciepła w uszczelnieniu czołowym typu FMS;  $s_o^s, s_1^s, s_2^s, s_i^s$  – powierzchnie pierścienia podatnie zamocowanego w obudowie,  $s_o^r, s_1^r, s_2^r, s_i^r$  – powierzchnie pierścienia wirującego**

**Fig. 1. Boundary conditions for the heat transfer in an FMS-type face seal; – surfaces  $s_o^s, s_1^s, s_2^s, s_i^s$  of the flexibly mounted stator,  $s_o^r, s_1^r, s_2^r, s_i^r$  – surfaces of the rotor**

Model termohydrodynamiczny (THD) bezstykowego uszczelnienia czołowego stanowi złożony układ wzajemnie zależnych równań różniczkowych, tj. równań Naviera-Stokesa, równania energii oraz przewodnictwa ciepła, z uwzględnieniem wielu warunków brzegowych, m.in. dla prędkości powierzchni ograniczających szczelinę promieniową.

$$\begin{aligned}
 z^s = 0 &\quad \rightarrow \quad v_r = 0; & v_\theta = 0; & v_z = V_z^s \\
 z^r = h(r, \theta) &\quad \rightarrow \quad v_r = 0; & v_\theta = V_\theta^r; & v_z = V_z^r
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

W teorii dotyczącej uszczelnień bezstykowych, np. [L. 4, 5, 9, 11, 14] przyjmuje się, że przepływ przez szczelinę promieniową jest ustalony, ciecz jest newtonowska, nieściśliwa oraz siły masowe dla małej liczby Reynoldsa ( $Re < 800$ ) są pomijalnie małe. Uwzględniając wyżej wymienione uproszczenia oraz warunki brzegowe (1) w równaniach ruchu, możemy wyznaczyć składowe prędkości przepływu medium przez szczelinę oraz ich pochodne po odpowiednich współrzędnych w układzie walcowym:

$$v_r = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \cdot (z^2 - z \cdot h)
 \tag{2}$$

$$v_\theta = \frac{1}{2 \cdot r \cdot \mu} \frac{\partial p}{\partial \theta} \cdot (z^2 - z \cdot h) + z \cdot \frac{V_\theta^r}{h}
 \tag{3}$$

$$\frac{\partial v_r}{\partial z} = \frac{1}{\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \cdot \left( z - \frac{1}{2} h \right) \quad (4)$$

$$\frac{\partial v_\theta}{\partial z} = \frac{1}{r \cdot \mu} \frac{\partial p}{\partial \theta} \cdot \left( z - \frac{1}{2} h \right) + \frac{V_\theta^r}{h} \quad (5)$$

gdzie:  $v_r, v_\theta$  – składowe prędkości odpowiednio w kierunku promieniowym i obwodowym,  $V_\theta^r = \omega r$  – prędkość liniowa powierzchni rotora ograniczającej szczelinę,  $h$  – funkcja opisująca wysokość szczeliny promieniowej zależna od współrzędnych  $(r, \theta)$ .

Po podstawieniu powyższych zależności (5) do stacjonarnego równania ciągłości, a następnie scałkowaniu po wysokości szczeliny wyznaczono równanie Reynoldsa opisujące rozkład ciśnienia w szczelinie, które w uproszczeniu można zapisać następująco:

$$\bar{\nabla} \left[ h^3 \bar{\nabla} p - 6 \mu \omega r h \bar{e}_\theta \right] = 0 \quad (6)$$

gdzie:  $\eta$  – współczynnik lepkości dynamicznej,  $\omega$  – prędkość kątowna rotora,  $h$  – funkcja opisująca wysokość szczeliny promieniowej zależna od współrzędnych  $(r, \theta)$ ,  $p$  – rozkład ciśnienia w szczelinie.

Równanie bilansu energii dla warstewki medium w szczelinie, które po wprowadzeniu założeń upraszczających charakterystycznych dla bezstykowych uszczelnień czołowych lub łożysk ślizgowych [L. 12, 15], można zapisać w następującej postaci:

$$\rho c_v \left\{ v_r \frac{\partial T^f}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial T^f}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial T^f}{\partial z} \right\} = \mu \left\{ \left( \frac{\partial v_r}{\partial z} \right)^2 + \left( \frac{\partial v_\theta}{\partial z} \right)^2 \right\} + k \frac{\partial^2 T^f}{\partial z^2} \quad (7)$$

gdzie:  $v_r, v_\theta$  – rozkłady prędkości w kierunku osi  $r$  i w kierunku obwodowym  $\theta$ ,  $\rho$  – gęstość medium,  $c_v$  – ciepło właściwe,  $T^f$  – rozkład temperatury w warstwie medium.

Ciepło generowane w szczelinie jest odprowadzone do otoczenia, głównie drogą przewodzenia przez pierścienie i dalej drogą konwekcji swobodnej do otaczającego medium. Dla warunków ustalonych przestrzenny rozkład temperatury w pierścieniach uszczelniających o stałych współczynnikach przewodzenia ciepła jest opisywany przez równanie różniczkowe Laplace'a:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad (8)$$

Do wyznaczenia rozkładów temperatury, podobnie jak w pracy [L. 11], przyjęto konstrukcję bezstykowego uszczelnienia czołowego typu FMS (**Rys. 1**), w którym powierzchnie  $s_i^s, s_o^s, s_2^s$  pierścienia podatnie zamocowanego w obudowie oraz powierzchnie  $s_f^r, s_o^r$  pierścienia wirującego są całkowicie odizolowane od otaczającego medium i nie występuje tam wymiana ciepła.

Na powierzchniach czołowych pierścieni (rotora i statora)  $s_f^r$  graniczących z płynem wypełniającym szczelinę promieniową spełniony jest warunek brzegowy czwartego rodzaju.

$$\text{dla } s_1^r \quad k_f \frac{\partial T^f}{\partial z} \Big|_{z=h^f} = k_r \frac{\partial T^r}{\partial z} \Big|_{z=0} \quad \text{oraz} \quad T^f = T^r \quad (9)$$

$$\text{dla } s_1^s \quad k_f \frac{\partial T^f}{\partial z} \Big|_{z=h^f} = k_s \frac{\partial T^s}{\partial z} \Big|_{z=0} \quad \text{oraz} \quad T^f = T^s \quad (10)$$

Na powierzchniach pierścieni  $s_o^r$  i  $s_o^s$  (**Rys. 1**), wymiana ciepła z otaczającym medium odbywa się na drodze konwekcji swobodnej (**Rys. 2**), zarówno dla statora, jak i rotora, co można ogólnie opisać:

$$-k \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=r_o} = H_w (T|_{r=r_o} - T_{med}) \quad (11)$$

gdzie:  $k_s, k_f, k_r$  – odpowiednio, współczynnik przewodzenia ciepła w statorze, warstwie medium i materiale, z którego wykonany jest rotor,  $H_w$  – współczynnik przejmowania ciepła przy swobodnej konwekcji,  $T_{med}$  – temperatura otaczającego medium.

Wyżej sformułowany model matematyczny rozwiązano numerycznie. Do rozwiązania równanie Reynoldsa (6), równania energii (7) i równania przewodnictwa (8) zastosowano metodą elementarnej objętości kontrolnej (Finite Volume Method) z procedurą nadrelaksacyjną. Na podstawie kompletnego algorytmu numerycznego opracowano program komputerowy w języku C++ [16], umożliwiający przeprowadzanie obszernych analiz parametrycznych wymiany ciepła uwzględniających geometrię pierścieni uszczelniających, warunki pracy i rodzaj materiałów na pierścieniu uszczelniające.

## WYNIKI OBLICZEŃ NUMERYCZNYCH

Celem przeprowadzonych obliczeń numerycznych było ustalenie wpływu wybranych parametrów charakteryzujących warunki pracy, tj. prędkości obrotowej i ciśnienia medium uszczelnianego na rozkłady temperatur w pierścieniach i warstwie medium w szczelinie. Obliczenia numeryczne przeprowadzono dla zadanych parametrów, które zostały wymienione w **Tabeli 1**.

**Tabela 1. Parametry geometryczne i eksploatacyjne**

Table 1. Geometric and operating parameters

Parametry geometryczne		Parametry eksploatacyjne	
Promień wew. $r_i$	0,035 [m]	Prędkość kątowna $\omega$	900; 1200; 1500 [rad/s]
Promień zew. $r_o$	0,040 [m]	Ciśnienie na prom. wew. $p_i$	0 [Pa]
Grubość statora	0,005 [m]	Ciśnienie na prom. zew. $p_o$	50; 150; $300 \cdot 10^5$ [Pa]
Grubość rotora	0,005 [m]	Temp. medium $T_f$	20 [°C]
Wys. szczeliny $h_o$	1; 3; $5 \cdot 10^{-6}$ [m]	Współ. konwekcji $H_w$	18000 [W/m <sup>2</sup> K]

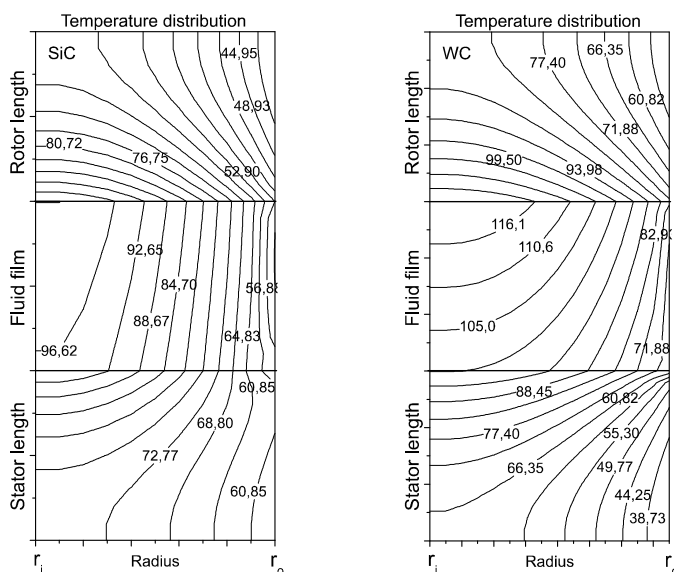
Parametry opisujące własności dwóch najczęściej stosowanych materiałów, z których wykonywane są pierścienie uszczelniające przedstawia **Tabela 2**.

**Tabela 2. Własności materiałów na pierścienie**

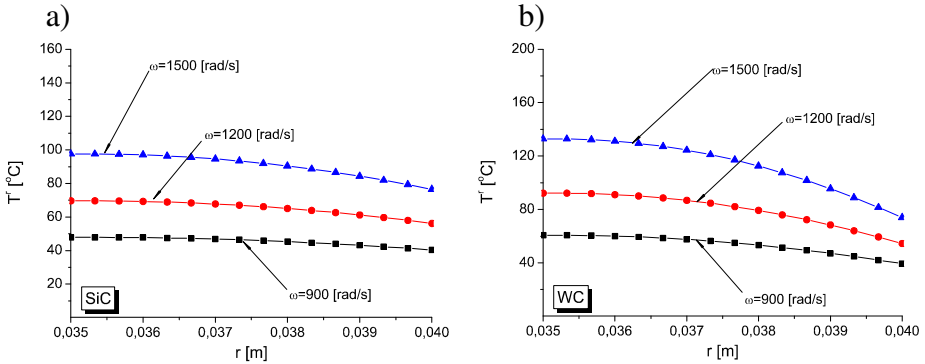
Table 2. Properties of materials on the rings

SiC – Węgiel krzemu		WC – Węgiel wolframu	
Moduł Young'a $E$	410 [GPa]	Moduł Young'a $E$	668 [GPa]
Wsp. Poisson'a $\nu$	0,14	Wsp. Poisson'a $\nu$	0,24
Przewodność ciepl. $k_r$	120 [W/mK]	Przewodność ciepl. $k_r$	42 [W/mK]

Wyniki obliczeń przedstawiono w formie graficznej na kolejnych rysunkach. Na **Rysunku 2** pokazano rozkłady pól temperatur w warstwie medium i pierścieniach uszczelniających wykonanych z dwóch różnych materiałów dla prędkości kątowej rotora 1200 [rad/s]. Natomiast na **Rysunku 3** przedstawiono porównanie zmian temperatury na powierzchni czołowej rotora wzdłuż promienia dla trzech wartości prędkości obrotowej rotora: 900, 1200, 1500 [rad/s].

**Rys. 2. Rozkład temperatury w warstwie medium i pierścieniach roboczych dla prędkości kątowej  $\omega = 1200$  [rad/s]**Fig. 2. Temperature distribution in the fluid film and the sealing rings for the angular velocity  $\omega = 1200$  [rad/s]

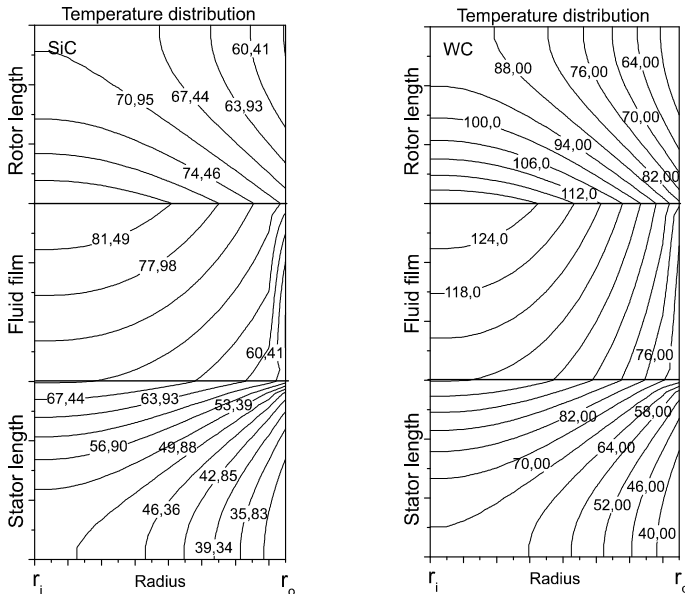
Na podstawie zaprezentowanych wykresów (**Rys. 2 i 3**) można zaobserwować, że prędkość kątowa ma istotny wpływ na rozkład temperatury. Zwiększenie prędkości o 60% skutkuje ponaddwukrotnym wzrostem maksymalnej temperatury w medium w szczelinie zarówno dla węgla krzemu (SiC), jak i węgla wolframu (WC).



**Rys. 3. Zmiany temperatury w rotorze dla różnych wartości prędkości kątowej  $\omega$**   
 Fig. 3. Changes in the temperature of the rotor for different values of the angular velocity  $\omega$

Ponadto można stwierdzić (**Rys. 3**), że wartości temperatur dla pierścieni wykonanych z węgla wolframu są o ponad 30°C wyższe niż dla węgla krzemu dla prędkości 1500 [rad/s].

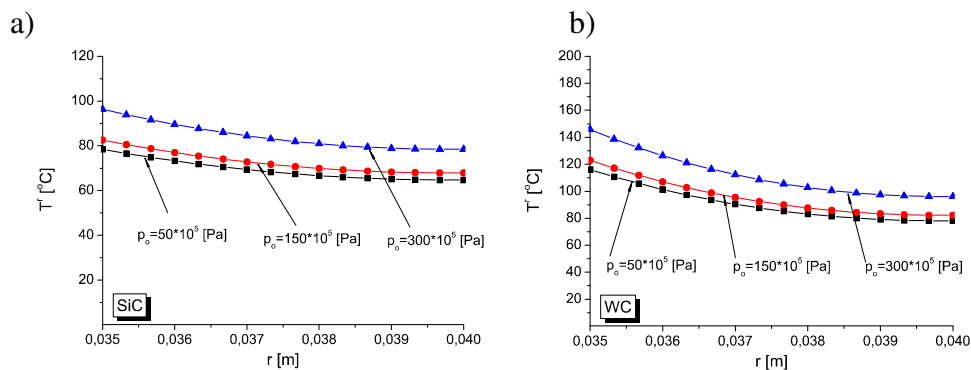
Kolejnym etapem badań było wyznaczenie rozkładów pól temperatur dla różnych wartości ciśnienia medium  $p_0$  na promieniu wyjściowym  $r_o$ .



**Rys. 4. Rozkład temperatury w warstwie medium i pierścieniach roboczych dla wartości ciśnienia  $p_0 = 150 \times 10^6$  [Pa]**

Fig. 4. Distribution of temperature in the fluid film and the sealing rings for pressure  $p_0 = 150 \times 10^6$  [Pa]





**Rys. 5. Zmiany temperatury w rotorze dla różnych wartości ciśnienia  $p_o$**

Fig. 5. Changes in the rotor temperature for different values of pressure  $p_o$

Prezentowane wyniki obliczeń pozwalają stwierdzić, że zmiany ciśnienia medium uszczelnianego nie mają znaczącego wpływu na rozkład temperatury w warstwie medium i pierścieniach roboczych, przy założeniu stałej nominalnej wartości wysokości szczeliny. Należy jednak zaznaczyć, że w przedstawianych obliczeniach nie były uwzględniane odkształcenia mechaniczne pierścieni wywołane ciśnieniem roboczym. W dalszych swoich badaniach autorzy planują przeprowadzić rozszerzoną analizę efektów cieplnych w uszczelnieniu czołowym z uwzględnieniem odkształceń pierścieni.

## PODSUMOWANIE

Otrzymane wyniki obliczeń numerycznych potwierdziły znane z literatury wnioski, że wzrost prędkości obrotowej pierścienia oraz zmniejszenie wysokości szczeliny wywołują wzrost wartości temperatury w warstwie medium w szczelinie. Prezentowane wyniki wskazują, że występujące różnicowanie rozkładów pól temperatury w pierścieniach uszczelniających ściśle zależą od warunków pracy. Uzyskane wyniki mogą być wykorzystywane na etapie projektowania oraz eksploatacji uszczelnień czołowych.

## Podziękowanie

Praca została wykonana w ramach realizacji projektu MNiSW grant NN502 4498 33.

**LITERATURA**

1. Mayer E.: Uszczelnienia czołowe. WNT, Warszawa 1970.
2. Golubiew A.I.: Face seals of rotating shaft. Mashinostojenie, 1974.
3. Buck G.S.: Heat transfer in mechanical seals. In Proceedings of the 6th International Pump User Symposium, 1989, pp. 9–15.
4. Dumbrava M.A., Morariu Z.: Thermohydrodynamic aspects of the double mechanical seals. In: Proc 11th International Conference on Fluid Sealing, BHRA, 1987, pp. 394–406.
5. Pascovici M.D., Etsion I.: A thermohydrodynamic analysis of a mechanical face seal. ASME Journal of Tribology, 1992, vol. 114, pp. 639–645.
6. Li C.H.: Thermal deformation in mechanical face seal. ASLE Tribol. Trans., 1976, 19(2): 146–152.
7. Zeus D.: Viscous friction in small gaps – calculation for noncontacting liquid or gas lubricated seals. 1990, ASLE Tribol. Trans., 33(3), pp. 454–462.
8. Zhu G.: Computer prediction of mechanical seal performance and experimental validation. ImechE, Journal of Engineering Tribology, Part J, 1999, 213, pp. 433–449.
9. Lebeck A.O.: Principles and design of mechanical face seals. Wiley Interscience Publication, John Wiley and Son. 1991.
10. Knoll G., Peeken H., and Hoft H.W.: Thermohydrodynamic calculation of end face seals. Proceeding of the 14th International Conference on Fluid Sealing, BHR Group Ltd, Firenze, Italy, 1994, pp. 367–383.
11. Tournerie B., Danos J. C., Frene J.: Three-dimensional modeling of THD lubrication in face seals. ASME Journal of Tribology, 2001, Vol. 123, pp. 196–204.
12. Brunetière N., Tournerie B., Frêne J.: TEHD lubrication of mechanical face seals in stable tracking mode: Part 1 – Numerical model and experiments. ASME Journal of Tribology, 2003, vol. 125, pp. 608–616.
13. Brunetière N., Tournerie B., Frêne J.: TEHD lubrication of mechanical face seals in stable tracking mode: Part 2 – Parametric study. ASME Journal of Tribology, 2003, vol. 125, pp. 617–627.
14. Marcinkowski A.W., Kundera Cz.: Teoria konstrukcji uszczelnień bezstykowych. Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce 2008, pp. 443.
15. Kiciński J.: Teoria i badania hydrodynamicznych poprzecznych łożysk ślizgowych. Maszyny Przepływowe, Tom 15, Instytut Maszyn Przepływowych, Wyd. PAN, 1994.
16. Błasiak S.: Dynamika bezstykowych uszczelnień czołowych z pierścieniami o modyfikowanych powierzchniach. Praca doktorska, Politechnika Świętokrzyska, Kielce 2006.

**Recenzent:****Krzysztof WIERZCHOLSKI**

**Summary**

**Simulation tests were conducted to establish the influence of the operational parameters on the distributions of temperature in sealing rings and the fluid film. The mathematical model consisting of coupled partial differential equations was solved numerically using a specially developed computer program. The equations with partial derivatives were solved using the Finite Volume Method (FVM).**