



Paweł PŁUCIENNIK, Andrzej MACIEJCZYK

# TEORETYCZNY MODEL PANEWKI POPZRZECZNEGO ŁOŻYSKA ŚLIZGOWEGO. CZEŚĆ 2. POŁOŻENIE I GŁĘBOKOŚĆ OBSZARU ZUŻYCIA PANEWKI

### *Streszczenie*

*W artykule omówiony został model teoretyczny zużycia panewki łożyska ślizgowego. Wykazano zgodność uzyskanego obszaru zużycia z rzeczywistym położeniem tego obszaru. Określono głębokość zużycia panewki. Przyjęty model teoretyczny stanowi wstęp do określenia statycznych i dynamicznych właściwości łożysk ślizgowych.*

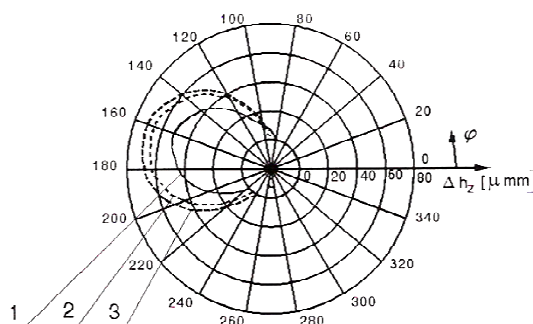
### WSTĘP

Podczas rozruchu maszyn dochodzi do lokalnych zmian makro- i mikrogeometrii zarysu panewki łożyska ślizgowego (także geometrii filmu olejowego), generowanych zużyciem ściernym powstałym podczas pracy łożyska w warunkach tarcia mieszanego. Szczególnej wagi nabiera znajomość miejsca zużycia w sensie geometrycznym, czyli głębokości i położenia obszaru lokalnego zużycia powierzchni roboczej panewki.

Porównanie rzeczywistego położenia i głębokości obszaru zużycia panewki z wynikami otrzymanymi na drodze teoretycznej, pozwoli na weryfikację modelu zużycia przedstawionego w części pierwszej niniejszego opracowania.

### 1. POŁOŻENIE RZECZYWISTEGO OBSZARU ZUŻYCIA PANEWKI POPZRZECZNEGO ŁOŻYSKA ŚLIZGOWEGO [1,2]

Określenie rzeczywistego obszaru zużycia panewki przyjęto na podstawie danych literaturowych [1,2]. Z przeprowadzonych przez autorów cytowanego opracowania badań zużycia panewki wynika, że zużycie występuje na obszarze mniejszym niż połowa jej obwodu. Fakt ten pozwolił przyjąć nie używający się zarys panewki jako bazę odniesienia do pomiarów zużycia w analizowanej płaszczyźnie. W rezultacie przeprowadzonych w w/w pracach pomiarów, dla każdego z 256 punktów równomiernie rozmieszczonych po obwodzie panewki, otrzymano wartości zużycia jako różnice odchyłek kształtu okrągłości przed i po próbie eksploatacyjnej. Wyniki zmierzonej geometrii zużycia, dla różnych czasów trwania eksperymentu zostały przedstawione na rysunku 1.

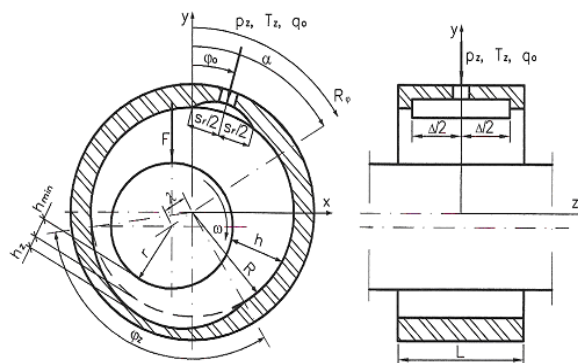


Rys. 1. Zużycie obszaru panewki dla: 1- 100, 2-200, 3-300 cykli [2]

## 2. MODEL PANEWKI ŁOŻYSKA ŚLIZGOWEGO

Przedmiotem rozważań, jest poprzeczne łożysko ślizgowe pracujące w warunkach tarcia płynnego, obciążone statycznie, z walcową panewką, zasilane jednym rowkiem zasilającym, przy równoległościowym położeniu osi czopa względem panewki o pełnym kącie opasania. Analizowana postać różni się od standardu konstrukcyjnego przyjmowanego w badaniach analitycznych dotyczących obliczania łożysk ślizgowych tym, że posiada w dolnej części wytartą powierzchnię roboczą panewki.

Rozpatrywany jest laminarny przepływ oleju newtonowskiego w łożysku o skończonej długości przy założeniu adiabatycznego modelu wymiany ciepła, z uwzględnieniem mieszania się oleju w rowku smarowym. Geometrię przyjętego modelu łożyska przedstawiono na rysunku 2.



Rys. 2 Geometria łożyska

gdzie:

- $h$  – grubość filmu olejowego [m],
- $R$  – promień panewki,  $r$  – promień czopa [m],
- $\lambda$  – mimosrodowość względna [-],
- $\omega$  – prędkość kątowa [1/s],
- $h_z$  – głębokość zużycia [m],
- $h_{\min}$  – minimalna grubość filmu olejowego [m],
- $\varphi_0$  – współrzędna położenia osi rowka zasilającego [ $^\circ$ ],
- $\alpha$  – kąt położenia linii środków [ $^\circ$ ],
- $s_r$  – długość rowka w kierunku obwodowym [m],
- $\Delta$  – wymiar rowka zasilającego w kierunku osiowym [m],
- $p_z$  – ciśnienie oleju zasilającego [MPa],
- $T_z$  – temperatura oleju zasilającego [ $^\circ\text{C}$ ],
- $q_0$  – wydatek oleju [kg/s].

### 3. RÓWNANIA POMOCNICZE

Rozwiązanie równań pola ciśnienia przedstawionych w części 1 niniejszego opracowania jest ściśle związane z określeniem lokalnej wartości lepkości filmu olejowego. Dotychczas nie został opracowany uniwersalny wzór obowiązujący dla wszystkich olejów. W literaturze [3,4, 5, 6,] do obliczenia lokalnej wartości lepkości dla łożysk ślizgowych stosowana jest najczęściej zależność wykładnicza:

$$\eta = \eta_0 \exp^{a(T-T_0)} \quad (1)$$

gdzie:

$\eta_0$  – lepkość oleju w temperaturze odniesienia [Pa·s],

$a$  – współczynnik charakterystyki oleju [ $1/^\circ\text{C}$ ],

$T$  – temperatura [ $^\circ\text{C}$ ],

$T_0$  – temperatura odniesienia [ $^\circ\text{C}$ ].

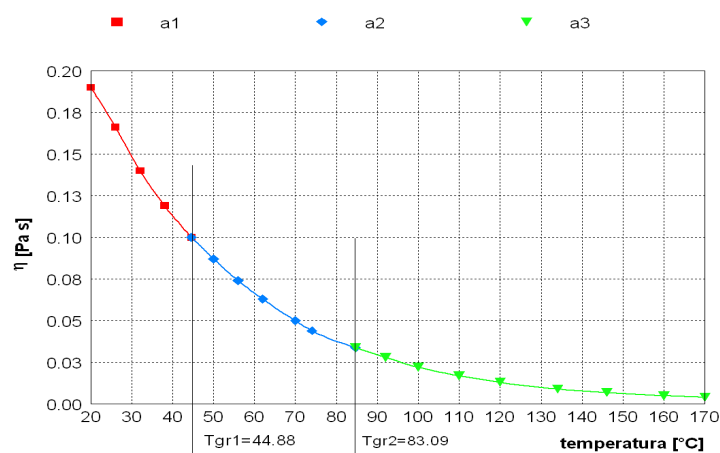
Wartości współczynników  $\eta_0, a, T_0$ , zależą od rodzaju oleju, jak również od wartości temperatury. Na podstawie badań eksperymentalnych różnych olejów opisanych w pracy [7] stwierdzono, że wartości lepkości, obliczone za pomocą powyższego wzoru, w przedziale temperatury od 20 do 150 $^\circ\text{C}$ , różnią się od zmierzonych wartości lepkości o kilkadziesiąt procent. Dla przykładowego oleju turbinowego TU68 określono różne wartości współczynników w trzech przedziałach temperatury. Wartości współczynników obliczono za pomocą zaprezentowanych w pracy [5] wzorów:

$$\eta = \eta_{01} e^{a_1(T - 20)} \quad \text{dla} \quad T < T_{gr1} \quad (2)$$

$$\eta = \eta_{02} e^{a_2(T - 20)} \quad \text{dla} \quad T_{gr1} < T < T_{gr2} \quad (3)$$

$$\eta = \eta_{03} e^{a_3(T - 20)} \quad \text{dla} \quad T_{gr2} < T \quad (4)$$

Przykładowa charakterystyka lepkościowa oleju, obliczona za pomocą wzorów (2), (3), (4), przedstawia się następująco:



Rys. 3. Charakterystyka lepkościowa oleju turbinowego TU68

Równanie grubości filmu olejowego dla łożyska z panewką cylindryczną z równoległosiowym usytuowaniem czopa, wg rysunku nr 2, ma postać:

$$h = \psi R [1 + \lambda \cos(\varphi - \alpha)] \quad (5)$$

Grubość filmu olejowego w miejscu zużycia panewki określono wzorem:

$$h' = h + h_z \quad (6)$$

w którym głębokość zużycia  $h_z$  przedstawia zależność:

$$h_z = -\psi R \left[ 1 + \left( 1 + \frac{h_{\max}}{\psi R} \right) \cos \varphi \right] \quad (7)$$

gdzie:

$h_z$  - głębokość zużycia [m],

$h_{\max}$  - maksymalne zużycie [m],

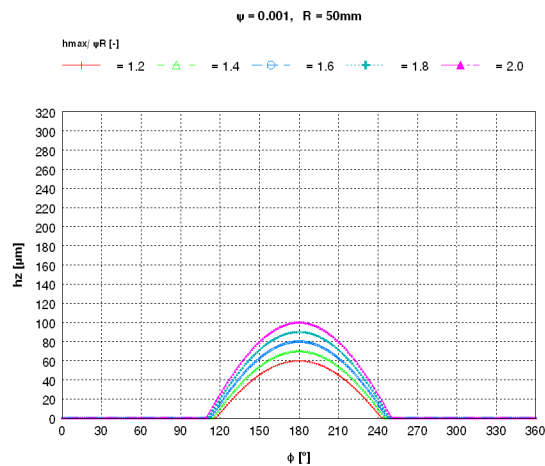
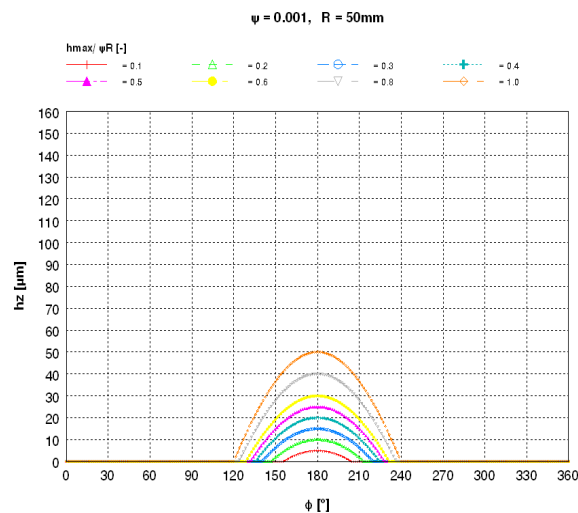
$R$  - promień panewki [m],

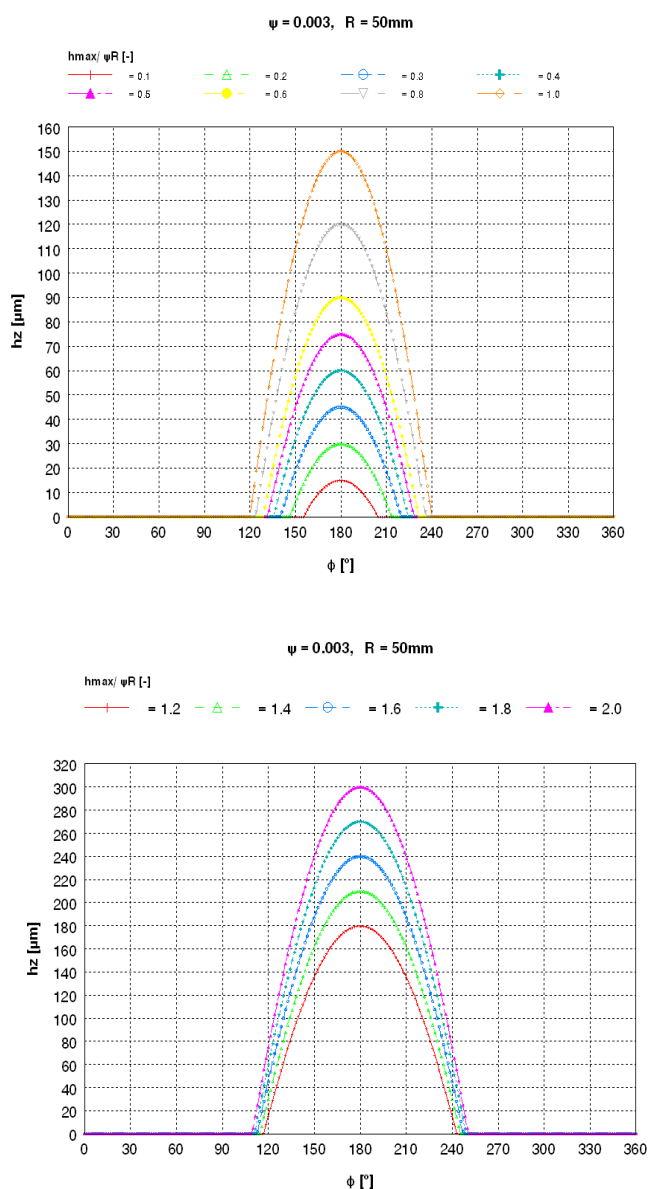
$\psi$  - luz względny [-],

$\varphi$  - współrzędna obwodowa panewki [°].

#### 4. POŁOŻENIE OBSZARU I GŁĘBOKOŚĆ ZUŻYCIA PANEWKI POPRZECZNEGO ŁOŻYSKA ŚLIZGOWEGO

W oparciu o równanie (7) określono położenie obszaru zużycia oraz głębokość zużycia panewki łożyska.





**Rys. 4.** Teoretyczne położenie i wielkość obszaru zużycia

Z przedstawionych powyżej wykresów wynika:

– dla parametru zużycia  $z = h_{\max}/\psi R = 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1,0$

Teoretyczny obszar zużycia zwiększa się wraz ze wzrostem  $h_{\max}/\psi R$  i zawiera się pomiędzy  $\phi=160^\circ \div 200^\circ$  dla  $h_{\max}/\psi R = 0,1$  oraz  $\phi=120^\circ \div 240^\circ$  dla  $h_{\max}/\psi R = 1,0$  i jest niezmienny dla różnych wartości luzu względnego.

Głębokość zużycia  $h_z$  zwiększa się wraz ze wzrostem luzu względnego, dla wszystkich wartości  $h_{\max}/\psi R$ , a jej maksymalne wartości wynoszą  $50 \mu\text{m}$  dla  $\psi = 0,001$  oraz  $150 \mu\text{m}$  dla  $\psi = 0,003$ .

– dla parametru zużycia  $z = h_{\max}/\psi R = 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2,0$

Teoretyczny obszar zużycia zwiększa się wraz ze wzrostem  $h_{\max}/\psi R$  i zawiera się pomiędzy  $\phi=118^\circ \div 242^\circ$  dla  $h_{\max}/\psi R = 1,2$  oraz  $\phi=110^\circ \div 250^\circ$  dla  $h_{\max}/\psi R = 2,0$  i jest niezmienny dla różnych wartości luzu względnego.

Głębokość zużycia  $h_z$  zwiększa się wraz ze wzrostem luzu względnego, dla wszystkich wartości  $h_{\max}/\psi R$ , a jej maksymalne wartości wynoszą 100  $\mu\text{m}$  dla  $\psi = 0,001$  oraz 300  $\mu\text{m}$  dla  $\psi = 0,003$ .

## PODSUMOWANIE

Zgodność otrzymanej geometrii i głębokości zużycia panewki z przyjętego modelu teoretycznego z danymi eksperymentalnymi tego zużycia (rys. 2), pozwala na kontynuowanie prac prowadzących do określenia statycznych i dynamicznych właściwości łożysk ślizgowych dla rozpatrywanego przypadku. Powyższe potwierdza poprawność przyjętych założeń modelu zużycia panewki ślizgowego łożyska poprzecznego.

# A THEORETICAL MODEL OF THE TRANSVERSE ACETABULAR BEARING. PART 2. LOCATION AND DEPTH OF THE BUSHINGS WEAR AREA

### *Abstract*

*The article discusses the theoretical model bearing shells wear. Demonstrated compliance with the use of the resulting area of real position in this area. Specified depth of bearings bushings wear. Accepted theoretical model provides an introduction to determine the static and dynamic properties of the bearings.*

## BIBLIOGRAFIA

1. Szkurlat J., Wójcicki R., Murdzia E.; *Identyfikacja krytycznej grubości filmu hydrodynamicznego przy przejściu od tarcia płynnego do mieszanego*. XXII Sympozjon PKM, Gdynia – Jurata 2005.
2. Wójcicki R., Świdorski Wł.: *Przebieg i wpływ zużycia panewki na właściwości hydrodynamiczne łożysk ślizgowych*. Trybologia 4-2004.
3. Ferron J., Frene J., Boncompain R.: *A Study of the Thermohydrodynamic Performance of a Plain Journal Bearing. Comparison between Theory and Experiments*. Transaction of the ASME, Journal of Lubrication Technology, seria F, Vol. 105, No 3, July 1983, pp. 422-428.
4. Heshmat H., Pinkus O.: *Mixing Inlet Temperatures in Hydrodynamic Bearings*. Transactions of the ASME, Journal of Tribology, April 1986 Vol. 108, pp. 231-248.
5. Kennedy J. S., Prawal Sihna, Rodkiewicz Cz. M.: *Thermal Effects in Externally Pressurized Conical Bearings With Variable Viscosity*. ASME Journal of Tribology Vol. 110, No.2 April 1988, pp. 201-211.
6. Kiciński J.: *Einfluss des Wärmeaustausches in den Schmiertaschen sowie in der Lagerschale auf die statischen Radialgleitlager-kennwerte*. Archiwum Budowy Maszyn, Tom XXX (1983), Zeszyt 1-2.
7. Kaniewski W. i inni: *Projektowanie wspomaganie komputerowo ślizgowego łożyskowania wałów*. RBPB I.06.1.5 Spraw. z badań etap V 1990 IKM PŁ.

**Autorzy:**

**dr inż. Paweł PŁUCIENNIK** – Politechnika Łódzka

**dr inż. Andrzej MACIEJCZYK** – Politechnika Łódzka